

# **Experimentelle und simulationsgestützte Untersuchung von Öl-Sprühstrahlkühlungen für elektrische Maschinen mit hoher Leistungsdichte**

Dipl.-Ing. Nicolas Brossardt

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der Universität der Bundeswehr München zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**

angenommenen Dissertation.

Gutachter/Gutachterin:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Lars Zigan
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Wensing

Die Dissertation wurde am 03.12.2024 bei der Universität der Bundeswehr München eingereicht und durch die Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik am 11.06.2025 angenommen. Die mündliche Prüfung fand am 08.07.2025 statt.



»Soviel Welt als möglich in die eigene Person zu verwandeln,  
ist im höheren Sinn des Wortes Leben.«  
*Wilhelm von Humboldt*



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Promotionstätigkeit am Lehrstuhl für Thermodynamik der Universität der Bundeswehr München in Kooperation mit der BMW Group. Mein Dank gilt zunächst Prof. Michael Pfitzner für das Ermöglichen dieses Formats und die engagierte Betreuung über viele Jahre. Unsere Gespräche haben mir viele wertvolle Denkanstöße gegeben. Weiter möchte ich mich bei Prof. Lars Zigan für die erfolgreiche Zielführung meiner Dissertation und den hohen zeitlichen und inhaltlichen Einsatz bedanken. Lars, deine konstruktive Kritik und dein immer offenes Ohr waren mir eine wichtige Stütze, um die letzten großen Herausforderungen zu meistern. Darüber hinaus möchte ich mich bei Prof. Tobias Sander für den erleichterten Einstieg in das experimentelle Arbeiten bedanken. Bei Prof. Michael Wensing und Prof. Roger Förstner bedanke ich mich für die Übernahme von Prüfungsvorsitz und Zweitgutachten sowie das effiziente und problemlose Promotionsverfahren.

Einen Teil meiner Promotionszeit durfte ich am Institut für Thermodynamik als externer wissenschaftlicher Mitarbeiter verbringen und dort viele inspirierende und hilfsbereite Menschen kennenlernen. Stellvertretend für das tolle Team möchte ich meiner Bürokollegin Gabriele Frank und meinen Bürokollegen Lukas Fischer und Tim Gebler für tiefgreifende fachliche Diskussionen und den persönlichen Austausch danken. Ein besonderer Dank gilt der technischen Unterstützung durch Annett Sturm, Werner Hallmannseder, Bernhard Bäumel und Siegmund Bayer bei der Umsetzung meiner experimentellen Ideen. Für organisatorische Fragen standen mir Zuzana Lichtenberg und Stefanie Marrero stets hilfsbereit zur Seite.

Das ProMotion Programm der BMW Group bot mir einen komfortablen organisatorischen und sozialen Rahmen zur inhaltlichen und persönlichen Weiterentwicklung. Besonders möchte ich mich bei meinen Betreuern Thinh Nguyen-Xuan und Steffen Jahnke bedanken. Ihr standet mir auf vielen verschiedenen Ebenen zur Seite und habt nie den zusätzlichen Aufwand für meine Betreuung gescheut. Weiter möchte ich meinen Führungskräften Christian Hörmann, Arne Lehmann, Stephen Heilbronner, Majid Hojjat und Frank Ramsak für die Flexibilität zum Abschluss meiner Promotion neben der Arbeit danken. Einen Großteil des inhaltlichen Voranschreitens habe ich meinen studentischen Mitarbeitenden zu verdanken. Vielen Dank an Maximilian Schröder, Patrick Schulz, Philipp Söntgerath, Marlene Denk, Marco Reiner, Leonhard Schuwerk, Florian Finkeldei, Stefan Genuin, Roman Dyachenko, Daniel Meyer, Sebastian Hoelle, Dominik Zemmler und Philip Kneißle für die vielen Stunden des wertschöpfenden Sparrings.

Der größte Nutzen einer Promotion ist die persönliche Weiterentwicklung im Sinne einer Grenzerfahrung. Meinen Freunden Christoph Jenke und Jonas Radlmayr möchte ich von Herzen danken, dass ihr mich auf diesem Weg begleitet habt. Meiner Mutter und meinem Vater möchte ich danken, dass ihr mich durch euren unbeirraren Glauben an mich und meine Fähigkeiten geformt und getragen habt. Und der größte Dank von allen geht an meine Frau Sabrina. Nur durch deine selbstlose Unterstützung war es mir überhaupt möglich, meine Arbeit erfolgreich abzuschließen. Danke für dein ehrliches Interesse an meiner Gedankenwelt und der Anteilnahme in schwierigen Phasen. Du hast es mir leichter gemacht, dieses Lebensziel zu erreichen und unseren Kindern vorzuleben, dass Aufgeben niemals eine Option ist.

Nicolas Brossardt

## Liste verwendeter Abkürzungen und Indizes

9high	Düsenkonfiguration mit 9 Düsen und hoher Massenstromdichte
9low	Düsenkonfiguration mit 9 Düsen und geringer Massenstromdichte
36low	Düsenkonfiguration mit 36 Düsen und geringer Massenstromdichte
Aktiv	Aktivteil der Wicklung
AM	abstraktes Modell
AMK	abstraktes Modell mit Konvektion
ASM	Asynchronmaschine
avg	average (engl. für <i>gemittelt</i> )
aWK	äußerer Wickelkopf
BU	Basisuntersuchungen
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
Cu	Kupfer
dia	diagonal
EMA	Elektrische Maschine
EMOSCE	Electrical Machine Oil Spray Cooling Experiment
EU	erweiterte Untersuchungen
Fe	Eisen(blech)
FEM	Finite Elemente Methode
FESM	Fremderregte Synchronmaschine
FDM	Finite Differenzen Methode
FVM	Finite Volumen Methode
GB	Gigabyte
HM	hochaufgelöstes Modell
HMK	hochaufgelöstes Modell mit Konvektion
HTC	heat transfer coefficient
iWK	innerer Wickelkopf
IPSM	Interior Permanent Magnet Synchronous Motor
KAF	konzeptbezogene Anforderungen
KM	Kühlmittel
korr	korrigiert
lam	laminar

min	minimal
max	maximal
M1-M3	Methode 1 - Methode 3
MAPE	Mean Absolute Percentage Error
MAF	methodische Anforderungen
MSE	Mean Square Error
NiCu44	Material des Widerstandsdrahts
PEP	Produktentwicklungsprozess
PKW	Personenkraftwagen
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
PTFE	Polytetrafluorethylen
rad	radial
Ref	Referenz
Res	Resin (engl. für <i>Harz</i> )
RMSE	Root Mean Square Error
SBP	Statorblechpaket
tang	tangential
TE	Thermoelement
Wall-Y+	dimensionsloser Wandabstand
WK	Wickelkopf
VAL1	Validierungsbetriebspunkt
VAL1*	stationärer Validierungsbetriebspunkt
VOF	Volume-of-Fluid
VUCA	Volatility, Uncertainty, Complexity und Ambiguity
Z <sub>i</sub>	Ziel <i>i</i>

## Liste verwendeter Symbole

### Lateinisch:

$a$	Temperaturleitfähigkeit	[m <sup>2</sup> /s]
$A$	allgemein: Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_F$	mit Film benetzte Oberfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_J$	Mantelfläche des Statorblechpakets	[m <sup>2</sup> ]
$A_L$	Querschnitt des Leiters	[m <sup>2</sup> ]
$A_P$	projizierte Fläche des Parcels	[m <sup>2</sup> ]
$A_R$	Querschnitt des Widerstandsdrahts	[m <sup>2</sup> ]
$A_S$	besprühte Fläche	[m <sup>2</sup> ]

$c$ bzw. $c_p$	spezifische Wärmekapazität	[J/kgK]
$c_W$	Luftwiderstandsbeiwert	[J/kgK]
$C_L$	Scherströmungskoeffizient	[-]
$C_M$	Momentenbeiwert	[-]
$d_0$	Öffnungsdurchmesser der Düse	[ $\mu\text{m}$ ]
$d_{32}$	Sauterdurchmesser der Tropfen	[ $\mu\text{m}$ ]
$d_a$	Außendurchmesser des Stators	[m]
$d_{Lager}$	Lagerbohrungsdurchmesser	[m]
$d_P$	Durchmesser eines Parcels	[ $\mu\text{m}$ ]
$d_R$	Durchmesser des Widerstandsdrahts	[m]
$d_{Rot}$	Durchmesser des Rotors	[m]
$d_T$	Durchmesser eines Tropfens	[ $\mu\text{m}$ ]
$d_W$	Durchmesser der Welle	[m]
$D$	allgemein: Durchmesser der besprühten Fläche	[m]
$D_S$	Durchmesser der besprühten Wicklung	[m]
$f_R$	Reduktionsfaktor	[-]
$f_S$	Volumenskalierungsfaktor	[-]
$F$	Füllfaktor	[-]
$F_{Lager}$	Lagerkraft	[N]
$\vec{F}_g$	Gravitationskraft	[N]
$\vec{F}_L$	Kraft durch Geschwindigkeitsgradienten im Strömungsfeld	[N]
$\vec{F}_p$	Kraft durch Druckgradienten im Strömungsfeld	[N]
$\vec{F}_W$	Widerstandskraft	[N]
$G$	Massenstromdichte	[kg/m <sup>2</sup> s]
$h_i(x_s)$	spezifische Enthalpie des Stoffs $i$ an der Stelle $x_s$	[J/kg]
$\bar{h}_{Film}$	mittlere Filmhöhe	[ $\mu\text{m}$ ]
$h_{Folie}$	Dicke der PFTE Folie	[ $\mu\text{m}$ ]
$H$	Düsenabstand	[mm]
$I$	Stromstärke in der Wicklung	[A]
$k$	Rauigkeitsfaktor	[-]
$k_R$	Widerstandsverhältnis	[-]
$k_v$	Durchflussbeiwert	[-]
$l_L$	Länge des Leiters	[m]
$l_R$	Länge des Widerstandsdrahts	[m]
$l_{Rot}$	Länge des Rotors	[m]
$l_S$	Länge des Widerstandsdrahts innerhalb $A_S$	[m]

$L$	(charakteristische) Länge	[m]
$La_{dT}$	Laplace-Zahl der Tropfen-Film Interaktion	[-]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/h]
$\dot{m}_{krit}$	kritischer Massenstrom	[kg/h]
$M$	Drehmoment	[Nm]
$n$	Laufindex für Summen	[-]
$n_R$	Drehzahl	[1/min]
$Nu_D$	Spray Nusseltzahl	[-]
$Nu_{exp}$	experimentelle Nusseltzahl	[-]
$Nu_P$	Parcel Nusseltzahl	[-]
$Oh$	Ohnesorg-Zahl	[-]
$p_\infty$	Umgebungsdruck	[Pa]
$p$	Normaldruck durch das Spray auf der besprühten Fläche	[Pa]
$p_{\text{Öl}}$	Öldruck vor der Düse	[bar]
$p_{\text{Öl,Soll}}$	Sollwert des Öldrucks vor der Düse	[bar]
$p_p$	Öldruck in der Pumpe	[bar]
$p_s$	statischer Druck	[Pa]
$P_{ab}$	abgegebene Leistung	[W]
$P_{Cu}$	Kupferverluste	[W]
$P_{el}$	elektrische Leistung der Wicklung	[W]
$P_{Fe}$	Eisenverluste	[W]
$P_{mech}$	mechanische Leistung	[W]
$P_p$	Pumpenleistung	[W]
$P_{Rotor}$	Verlustleistung des Rotors	[W]
$P_V$	Verlustleistung	[W]
$P_{V,FR}$	Fluidreibungsverluste	[W]
$P_{V,Lager}$	Lagerverluste	[W]
$P_{V,Luftspalt}$	Luftspaltverluste	[W]
$P_{V,Stirnseiten}$	Stirnseitenverluste	[W]
$P_{V,W}$	Verlustleistung der Wicklung	[W]
$P_{zu}$	zugeführte Leistung	[W]
$Pr$	Prandtl-Zahl	[-]
$\dot{q}_S$	freigesetzte Wärmestromdichte im direkt besprühten Bereich	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}$	allgemein: Wärmestrom	[W]
$\dot{Q}_{12}$	Wärmestrom aufgrund Strahlung	[W]
$\dot{Q}_\alpha$	Wärmestrom aufgrund Konvektion	[W]

$\dot{Q}_F$	konvektiver Wärmestrom an den Film	[W]
$\dot{Q}_L$	konvektiver Wärmestrom an die Luft	[W]
$\dot{Q}_\lambda$	konduktiver Wärmestrom an die Spann-/Montagevorrichtung	[W]
$\dot{Q}_S$	freigesetzter Wärmestrom im direkt besprühten Bereich	[W]
$\dot{Q}_W$	in der Wicklung freigesetzter Wärmestrom	[W]
$r_{crit}$	Radius des Beginns der turbulenten Sprühstrahlfilmströmung	[m]
$r_{Cu}$	spezifischer Widerstand des Kupfer-Leiters	[mm <sup>2</sup> Ω/m]
$r_L$	spezifischer Widerstand des Leiters	[mm <sup>2</sup> Ω/m]
$r_m$	Radius der Stauzone eines Sprühstrahlfilms	[m]
$r_t$	Radius des Beginns der Transition im Sprühstrahlfilm	[m]
$R^2$	Bestimmtheitsmaß der linearen Regression	[-]
$R_\alpha$	Wärmeübergangswiderstand	[K/W]
$R_C$	Kontaktwiderstand	[K/W]
$R_\lambda$	Wärmeleitwiderstand	[K/W]
$R_{th}$	thermischer Widerstand	[K/W]
$R_W$	elektrischer Widerstand der Wicklung	[Ω]
$Re_{d_0}$	Düsen Reynolds-Zahl	[-]
$Re_{d_{32}}$	Tropfen Reynolds-Zahl	[-]
$Re_{d_{32}}$	Parcel Reynolds-Zahl	[-]
$Re_D$	Spray Reynolds-Zahl	[-]
$Re_\delta$	Couette Reynolds-Zahl	[-]
$Re_F$	Stirn Reynolds-Zahl	[-]
$Re_{Film}$	Film Reynolds-Zahl	[-]
$Re_S$	Reynolds-Zahl für Scherströmungen	[-]
$t$	Zeit	[s]
$T$	allgemein: Temperatur	[°C]
$T_\infty$	Temperatur der Umgebung bzw. der Kernströmung	[°C]
$T_i^*$	extrapolierte Wickelkopf Temperatur an Position $i$	[°C]
$T_0$	Referenztemperatur	[°C]
$T_{avg,aWK}$	mittlere Temperatur im äußeren Wickelkopf	[°C]
$T_c$	Temperatur der kalten Seite	[°C]
$T_C$	Temperatur der Wärmesenke	[°C]
$T_D$	Öltemperatur vor der Düse	[°C]
$T_F$	Temperatur des abfließenden Ölfilms	[°C]
$\bar{T}_{Film}$	mittlere Filmtemperatur	[°C]
$T_{Fl}$	Temperatur des Fluids	[°C]

$T_{G, \text{ein}}$	Temperatur des bei der Zerstäubung eingezogenen Gases	[°C]
$T_h$	Temperatur der warmen Seite	[°C]
$T_H$	mittlere Temperatur der Draht-Umlenkung	[°C]
$T_{Imp}$	mittlere Temperatur der Tropfen beim Einschlag in den Film	[°C]
$T_K$	Lufttemperatur innerhalb der Spraykammer	[°C]
$T_L$	Leitertemperatur	[°C]
$T_m$	mittlere Öltemperatur im gesamten System	[°C]
$T_{\text{min}, W}$	minimale Temperatur der Statorwicklung	[°C]
$T_{OA}$	gemittelte Wickelkopftemperatur an Position <i>oben, außen</i>	[°C]
$T_{OI}$	gemittelte Wickelkopftemperatur an Position <i>oben, innen</i>	[°C]
$T_{\text{Öl}, \text{Soll}}$	Sollwert der Temperatur des Öls im beheizten Fass	[°C]
$T_{P, xy}$	lokale Wicklungstemperatur an der Stelle $P_{xy}$	[°C]
$T_S$	mittlere Wicklungstemperatur	[°C]
$T_{UA}$	gemittelte Wickelkopftemperatur an Position <i>unten, außen</i>	[°C]
$T_{UI}$	gemittelte Wickelkopftemperatur an Position <i>unten, innen</i>	[°C]
$T_Z$	gemittelte Wickelkopftemperatur an Position <i>zentral</i>	[°C]
$u$	(charakteristische) Geschwindigkeit	[m/s]
$u_\infty$	Geschwindigkeit der Kernströmung	[m/s]
$u_0$	Austrittsgeschwindigkeit der Tropfen aus der Düse	[m/s]
$u_{32}$	mittlere Tropfengeschwindigkeit im Spray	[m/s]
$\bar{u}_{\text{Film}}$	mittlere Filmgeschwindigkeit	[m/s]
$u_{Imp}$	Geschwindigkeit der Tropfen beim Einschlag in den Film	[m/s]
$\bar{u}_{T, n}$	mittlere Geschwindigkeit eines Tropfens in Wandnormalenrichtung	[m/s]
$U$	Volumenstromdichte	[m/s]
$U_W$	elektrische Spannung an der Wicklung	[V]
$\vec{v}$	Vektor der Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
$v_r$	Relativgeschwindigkeit zwischen Parcel und Luft	[m/s]
$\dot{V}$	allgemein: Volumenstrom	[l/min]
$V$	allgemein: Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Fe}$	Volumen des Statorblechpakets	[m <sup>3</sup> ]
$V_K$	Volumen der Kompositstränge	[m <sup>3</sup> ]
$V_P$	Volumen des Parcels	[m <sup>3</sup> ]
$We_{d_0}$	düsenbezogene Weber-Zahl	[-]
$We_{d_{32}}$	tropfenbezogene Weber-Zahl	[-]
$We_{d_T}$	Weber-Zahl eines Einzeltropfens	[-]

$We_{krit}$	kritische Weber-Zahl	[-]
$\vec{x}_i$	(Eigen-)Vektor	[-]
$y^+$	dimensionsloser Wandabstand	[-]

### Griechisch:

$\alpha$	allgemein: Temperaturkoeffizient	[1/K]
$\bar{\alpha}$	allgemein: mittlerer Wärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha(x, y, z)$	allgemein: lokaler Wärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_{Cu}$	Temperaturkoeffizient des Kupferdrahts	[1/K]
$\alpha_{global}$	globaler Wärmeübergangskoeffizient mit Bezug auf $T_D$	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_{Imp}$	Wärmeübergangskoeffizient mit Bezug auf $T_{Imp}$	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_{rot}$	Rotationswinkel um die lokale x-Achse	[deg]
$\alpha_S$	Wärmeübergangskoeffizient mit Bezug auf $T_D$	[W/m <sup>2</sup> K]
$\beta$	Verhältnis der Reynoldszahlen in Sommerfeld-Korrelation	[-]
$\beta_{rot}$	Rotationswinkel um die lokale y-Achse	[deg]
$\gamma_{rot}$	Rotationswinkel um die lokale z-Achse	[deg]
$\delta_{Cu}$	Dicke der Kupferschicht	[m]
$\delta_{hyd}$	hydrodynamische Grenzschichtdicke	[m]
$\delta_{LS}$	Luftspaltdicke zwischen Rotor und Stator	[m]
$\delta_{Res}$	Dicke der Harzschicht	[m]
$\delta_{th}$	thermische Grenzschichtdicke	[m]
$\Delta$	Gesamtdicke der Einzelschichten	[m]
$\Delta p$	Druckverlust über die Düse	[bar]
$\Delta p_p$	Druckerhöhung durch die Pumpe	[bar]
$\Delta p_{reg}$	berechneter Druckverlust	[bar]
$\Delta \dot{Q}$	allgemein: Differenz der Wärmeströme	[W]
$\Delta t$	Zeitschrittweite	[s]
$\Delta T$	allgemein: Temperaturdifferenz	[K]
$\Delta T_{D,K}$	Temperaturdifferenz zwischen Ölspray und Kammer-Luft	[K]
$\Delta T_{D,max}$	maximale Temperaturabweichung bzgl. $T_D$ pro Messreihe	[K]
$\Delta T_{D,S}$	Abkühlung der Tropfen in der Spraykammer	[K]
$\epsilon$	Emissionsgrad	[-]
$\eta$	dynamische Viskosität	[mPas]
$\eta_{eff}$	Wirkungsgrad	[mPas]
$\lambda$	allgemein: Wärmeleitfähigkeit	[W/Km]
$\lambda_{  }$	Wärmeleitfähigkeit in Drahrichtung	[W/Km]
$\lambda_{\perp}$	Wärmeleitfähigkeit senkrecht zur Drahrichtung	[W/Km]

$\lambda_p$	Ersatzwärmeleitfähigkeit	[W/Km]
$\lambda$	allgemein: Tensor der Wärmeleitfähigkeit	[W/Km]
$\mu$	lagerspezifische Reibzahl	[-]
$\nu$	kinematische Viskosität	[mm <sup>2</sup> /s]
$\rho$	allgemein: Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{CuNi44}$	längenbez. Gleichstromwiderstand des Widerstandsdrahts	[ $\Omega$ /m]
$\rho_F$	Dichte von Flüssigkeiten	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_G$	Dichte von Gasen	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_F$	Oberflächenspannung der Flüssigkeit	[mN/m]
$\sigma_{Fl}$	elektrische Leitfähigkeit des Fluids	[1/ $\Omega$ m]
$\Sigma_{12}$	geometrieabhängiger Austauschkoefizient	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\Theta$	Kontaktwinkel	[deg]
$\varphi$	Sprayöffnungswinkel	[deg]
$\varphi_{nenn}$	Nenn-Sprayöffnungswinkel	[deg]
$\Phi$	Winkel zwischen Sprühachse und Richtung der Schwerkraft	[deg]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[1/rad]
$\dot{\omega}$	allgemein: Wärmequellendichte	[W/m <sup>3</sup> ]
$\dot{\omega}_{Cu}$	Wärmequellendichte in der Stator-Wicklung	[W/m <sup>3</sup> ]
$\dot{\omega}_{Fe}$	Wärmequellendichte des Statorblechpakets	[W/m <sup>3</sup> ]
$\dot{\omega}_K$	Wärmequellendichte in den Kompositsträngen	[W/m <sup>3</sup> ]
$\vec{\omega}$	$\nabla \times \vec{v}$	[m <sup>3</sup> ]

### Konstanten:

$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante	$5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
----------	----------------------------	----------------------------------------------

# Kurzbeschreibung

Die Elektrifizierung des automobilen Antriebsstrangs erfordert mit jeder Generation an Elektromotoren höhere Leistungsdichten. Im Betrieb erwärmen sich diese Maschinen stark, weshalb effektive Kühlsysteme entwickelt werden müssen. Hierbei ergeben sich besonders in der frühen Entwicklungsphase große Vorteile im umfassenden Einsatz von Simulationen. In der vorliegenden Arbeit wird das vielversprechende Konzept einer Öl-Sprühstrahlkühlung der thermisch kritischen Wickelköpfe des Stators simulativ und experimentell untersucht. Um schnell viele Varianten simulieren zu können, wird eine effiziente Modellierung der Wärmeleitung in den Komponenten des Stators entwickelt und bei geringer Abweichung von unter 3 K zur realen Messung validiert. Mit demselben Anspruch an Effizienz erfolgt die Entwicklung einer Simulationsmethode zur Berechnung der komplexen physikalischen Wirkzusammenhänge einer Öl-Sprühstrahlkühlung. Die Grundlage hierfür liefert eine dimensionslose Korrelation auf Basis umfangreicher Messdaten eines anwendungsspezifischen orientierenden Experiments. Die Messungen am Prüfstand identifizieren die Massenstromdichte  $G$ , die tropfenbezogene Weber-Zahl  $We_{d_{32}}$  und die thermische Interaktion des Sprühstrahls mit der Luft in der Stator-kammer als bestimmende Faktoren einer Öl-Sprühstrahlkühlung. Für alle simulierten Sprühstrahlvarianten zeigt sich innerhalb des Stators eine deutliche Homogenisierung der Temperaturverläufe gegenüber der ursprünglichen Wassermantelkühlung. Die maximal auftretenden Wicklungstemperaturen können um bis zu 41 K abgesenkt werden.

Im Rahmen der Promotionstätigkeit entstanden mehrere Veröffentlichungen [19] [20] [21].

# Abstract

Modern electric vehicles require electric machines with high power densities in order to meet the requirements for weight, cost and package space. These machines heat up significantly during operation, which is why effective cooling systems must be used. Especially in the early stage of development, the comprehensive use of simulations offers great advantages. In this thesis, the promising concept of oil spray cooling of the stator end windings is investigated using simulations and experiments. For a quick assessment of a large number of variants, an efficient modeling of the heat conduction in the components of the stator is developed and validated. Compared to measured data, the deviation of the simulated temperatures is less than 3 K. Following the same demand for efficiency, a simulation method is developed to calculate the complex physical interactions of an oil spray spray cooling system. To do so, a dimensionless correlation based on extensive measurement data from an application-specific experiment is used. The measurements performed reveal the mass flow density  $G$ , the droplet-related Weber number  $We_{d_{32}}$  and the thermal interaction of the spray jet with the air in the stator chamber as the determining factors of the oil spray cooling mechanism. For all simulated spray variants, the temperature distributions within the stator became significantly more homogeneous compared to the reference water jacket cooling. The maximum winding temperatures could be reduced by up to 41 K.

Several articles were published as part of the research work [19] [20] [21].

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Hintergrund und Motivation . . . . .	1
1.2	Problemstellung . . . . .	5
1.3	Zielsetzung und Anforderungen . . . . .	7
1.4	Struktur der Arbeit . . . . .	9
<b>2</b>	<b>Physikalische und technische Grundlagen elektrischer Maschinen</b>	<b>11</b>
2.1	Elektrische Maschinen für den Fahrzeugeinsatz . . . . .	11
2.2	Verlustleistungen als Ursache der Erwärmung elektrischer Maschinen . . . . .	13
2.2.1	Stromwärmeverluste . . . . .	14
2.2.2	Ummagnetisierungsverluste . . . . .	15
2.2.3	Reibungsverluste . . . . .	16
2.2.4	Zusätzliche Verluste . . . . .	18
2.3	Wärmetransport in elektrischen Maschinen . . . . .	19
2.3.1	Wärmeleitung in den Komponenten einer EMA . . . . .	19
2.3.2	Konvektiver Wärmeübergang in elektrischen Maschinen . . . . .	23
2.3.3	Strahlung in elektrischen Maschinen . . . . .	29
<b>3</b>	<b>Thermische Simulation elektrischer Maschinen</b>	<b>31</b>
3.1	Modellierung der Wärmeleitung im Stator einer EMA . . . . .	31
3.1.1	Hochaufgelöste Modellierung der Wicklung . . . . .	32
3.1.2	Abstrakte Modellierung der Wicklung . . . . .	36
3.1.3	Modellierung des Statorblechpakets . . . . .	43
3.1.4	Verifizierung der thermischen Segmentmodelle . . . . .	45
3.2	Validierung mittels thermischer Langzeitmessung . . . . .	49
3.2.1	Beschreibung des Messaufbaus . . . . .	49
3.2.2	Beschreibung des Validierungsfalls . . . . .	50
3.2.3	Extrapolation der Messdaten . . . . .	51
3.2.4	Ableiten von Vergleichstemperaturen aus VAL1* . . . . .	52
3.2.5	Simulationssetup für VAL1* . . . . .	53
3.3	Simulation des stationären Betriebspunkts VAL1* . . . . .	56
3.3.1	Vernetzung und Verifizierung . . . . .	56
3.3.2	Darstellung und Interpretation der Ergebnisse . . . . .	58
<b>4</b>	<b>Systematische Untersuchung alternativer Kühlkonzepte</b>	<b>63</b>
4.1	Ableitung verbesserter Kühlungsansätze . . . . .	64
4.1.1	Auswirkung unterschiedlicher Wärmesenken . . . . .	64
4.1.2	Mindestkonfigurationen konvektiver Wickelkopf Kühlungen . . . . .	66

4.2	Vorauswahl konvektiver Wärmeübergangskonzepte . . . . .	69
4.2.1	KO-Kriterium: Kurzschlussgefahr . . . . .	70
4.2.2	KO-Kriterium: Schmierstoffverträglichkeit . . . . .	71
4.2.3	KO-Kriterium: Bauraumbedarf . . . . .	71
4.3	Literaturgestützte Bewertung konvektiver Ölkühlungskonzepte . . . . .	72
4.3.1	Kühlung durch Umströmung . . . . .	72
4.3.2	Öl-Spritzkühlung . . . . .	73
<b>5</b>	<b>Theorie der Öl-Sprühstrahlkühlungen</b>	<b>83</b>
5.1	Grundlagen der Sprühstrahlkühlungen . . . . .	83
5.1.1	Charakteristische Größen eines Sprays . . . . .	83
5.1.2	Charakteristische Größen einer Filmströmung . . . . .	86
5.1.3	Dimensionslose Kennzahlen einer Sprühstrahlkühlung . . . . .	89
5.1.4	Relevanz der Tropfen-Film-Interaktion . . . . .	92
5.1.5	Wirkmechanismen einer Sprühstrahlkühlung . . . . .	93
5.2	Haupteinflussgrößen des Wärmeübergangs . . . . .	94
5.2.1	Einfluss des Sprühbilds . . . . .	95
5.2.2	Einfluss der Massenstromdichte . . . . .	95
5.2.3	Einfluss der Stoffeigenschaften des Kühlmittels . . . . .	97
5.2.4	Einfluss des Gases in der Spraykammer . . . . .	99
5.2.5	Einfluss der besprühten Geometrie . . . . .	100
<b>6</b>	<b>Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs eines Öl-Sprühstrahls</b>	<b>102</b>
6.1	Das Öl-Sprühstrahl-Experiment EMOSCE . . . . .	102
6.1.1	Ähnlichkeit zwischen Experiment und realer Anwendung . . . . .	102
6.1.2	Aufbau und Funktionsweise des Prüfstands . . . . .	107
6.1.3	Umsetzung der Öl-Sprühstrahlkühlung des Experiments . . . . .	107
6.1.4	Messtechnische Erfassung relevanter Zustandsgrößen . . . . .	112
6.1.5	Korrektur der Wicklungstemperaturen . . . . .	117
6.2	Berechnung des Wärmeübergangs . . . . .	119
6.2.1	Ganzheitliche Betrachtung . . . . .	120
6.2.2	Isolierte Betrachtung des direkt besprühten Bereichs . . . . .	122
6.3	Analyse des Prüfstands im Messbetrieb . . . . .	127
6.3.1	Plausibilisierung der Wicklungstemperaturen . . . . .	127
6.3.2	Plausibilisierung der gewählten Systemgrenzen . . . . .	129
6.3.3	Reproduzierbarkeit von Messungen . . . . .	130
6.3.4	Sicherstellen einer konstanten Wärmestromdichte . . . . .	131
6.3.5	Sensibilität bezüglich des Düsenabstands . . . . .	133
6.4	Experimentelle Ergebnisse . . . . .	135
6.4.1	Basisuntersuchungen . . . . .	135
6.4.2	Erweiterte Untersuchungen . . . . .	140
6.4.3	Vergleich der Ergebnisse mit Literaturdaten . . . . .	151
6.4.4	Ableiten dimensionsloser Korrelationen . . . . .	153

<b>7</b>	<b>Simulationsgestützte Evaluierung von EMA mit Öl-Sprühstrahlkühlung</b>	<b>156</b>
7.1	Simulationenmethoden für Öl-Sprühstrahlkühlungen . . . . .	156
7.1.1	Simulation des Sprühstrahls . . . . .	157
7.1.2	Auswahl der geeigneten Simulationsmethode . . . . .	160
7.1.3	Details zur korrelationsbasierten Wärmeübergangsberechnung . . . . .	164
7.2	Untersuchte Betriebspunkte und Simulationsmodelle . . . . .	165
7.3	Ergebnisse der korrelationsbasierten Simulationen . . . . .	167
7.3.1	Kombinierte Kühlung im Betriebspunkt Eckpunkt . . . . .	167
7.3.2	Kombinierte Kühlung im Betriebspunkt Maximalleistung . . . . .	171
7.3.3	Sensibilität der Berechnung bei HTC Abweichungen . . . . .	176
7.4	Bewertung der Kühlkonzeptvarianten . . . . .	178
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>179</b>
8.1	Darstellung der Kernergebnisse . . . . .	179
8.2	Empfehlungen für fortführende Forschungsvorhaben . . . . .	184
	<b>Anhang A: Ergänzungen zur Simulation elektrischer Maschinen</b>	<b>199</b>
A.1	Bewertung thermischer Berechnungsmethoden . . . . .	199
A.1.1	Thermisches Netzwerk . . . . .	199
A.1.2	Numerische Verfahren . . . . .	201
A.1.3	Auswahl der grundsätzlichen Berechnungsmethode . . . . .	202
A.2	Bewertung der entwickelten Wärmeleitungsmodellierungen . . . . .	207
A.3	Berechnung der Wärmequellen . . . . .	210
A.4	Extrapolation der Messwerte für VAL1* . . . . .	211
A.4.1	Matlab Code . . . . .	211
A.4.2	Graphische Darstellung der Extrapolationen . . . . .	211
	<b>Anhang B: Datenblätter</b>	<b>214</b>
B.1	Öle . . . . .	214
B.2	EMOSCE Prüfstandskomponenten . . . . .	217
	<b>Anhang C: Ergänzende experimentelle Untersuchungen</b>	<b>238</b>
C.1	Zusatz zum EMOSCE . . . . .	238
C.2	Zusatz zu den Basisuntersuchungen . . . . .	239
C.3	Zusatz zu den erweiterten Untersuchungen . . . . .	241
	<b>Anhang D: Ergänzungen zur Simulation von Öl-Sprühstrahlkühlungen</b>	<b>248</b>

# 1 Einleitung

## 1.1 Hintergrund und Motivation

Die vollständige Elektrifizierung des automobilen Antriebsstrangs stellt eine disruptive Innovation für die gesamte Automobilindustrie dar. Historisch betrachtet ist der globale Erfolg des Automobilstandorts Deutschland an die Exzellenz in der Antriebsentwicklung und -produktion gekoppelt. Gemäß einer Studie der Vereinigung der bayerischen Wirtschaft [33] wird aufgrund der vermeintlich geringeren technischen Komplexität elektrischer Antriebe mit einem Rückgang der Arbeitsplätze in der deutschen Zulieferindustrie (Tier 1 – Tier 3) zwischen 28% und 49% gerechnet. Vor diesem Hintergrund gilt es durch marktdifferenzierende Innovation im Bereich des Antriebsstrangs das technische Know-how hoch zu halten und Arbeitsplätze zu sichern.

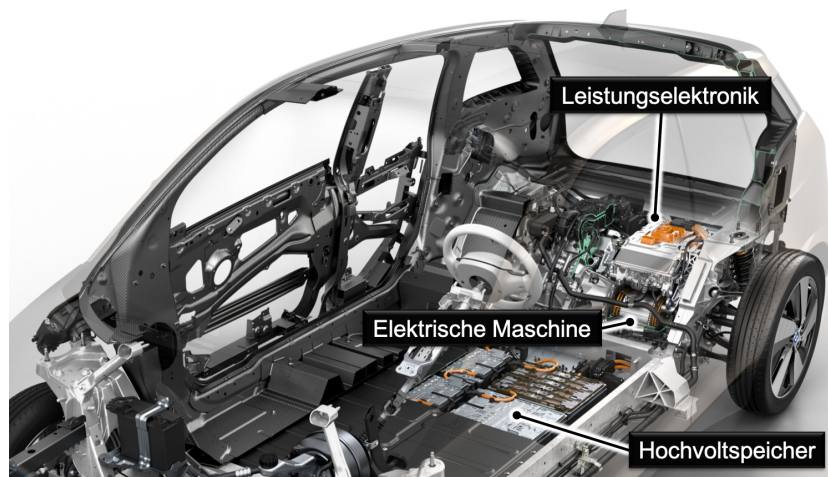
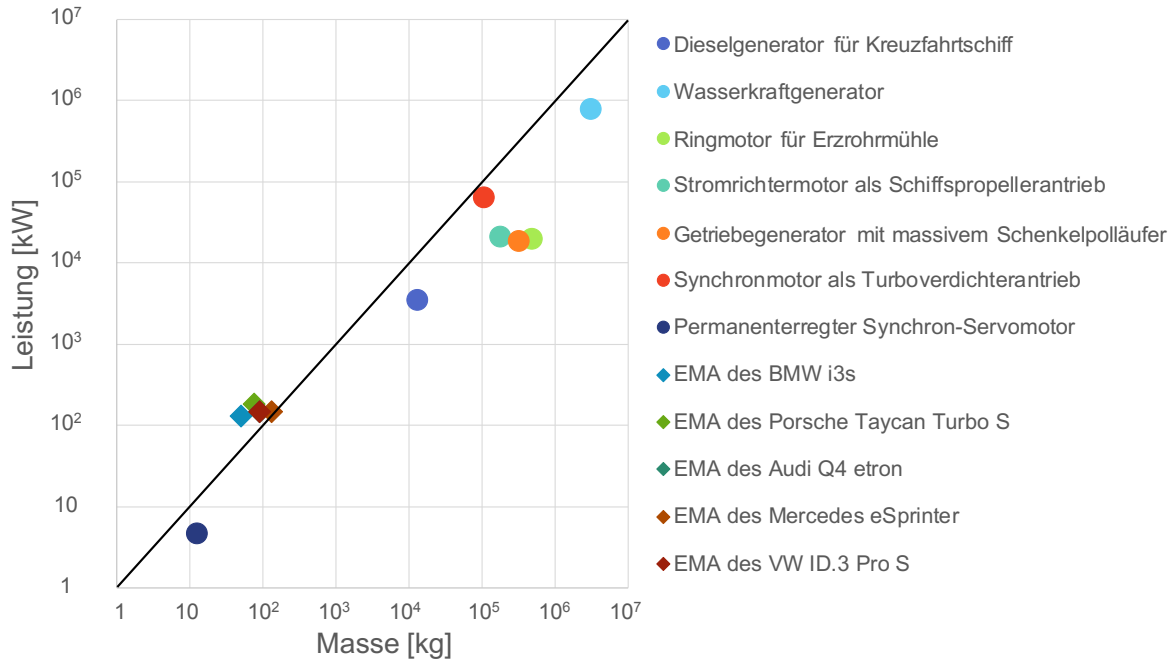


Abbildung 1.1: Elektrischer Antriebsstrang des BMW i3

Ein guter Ansatzpunkt hierfür ist das Thermomanagement der Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs [83]. Abb. 1.1 zeigt diese am Beispiel des BMW i3. Für die elektrische Maschine<sup>1</sup> (EMA) führt ein geringes Temperaturniveau zu einem höheren Wirkungsgrad, was mittelbar die Reichweite des Fahrzeugs steigert. Auch das Kundenerlebnis verbessert sich, wenn die Fahrzeugsoftware die Leistung der EMA nicht aufgrund einer drohenden Überhitzung reduzieren muss. Denn trotz hoher Wirkungsgrade

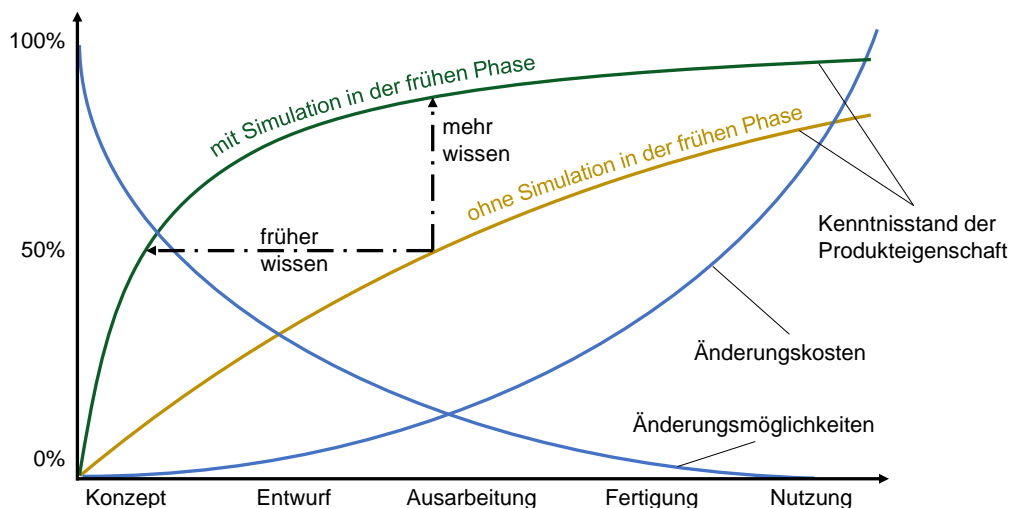
<sup>1</sup> Im Rahmen dieser Arbeit bezeichnet der Ausdruck *elektrische Maschine* rotierende elektrische Maschinen, welche elektrische in mechanische Energie (Motorbetrieb) oder mechanische in elektrische Energie (Generatorbetrieb) wandeln (vgl. [94]).



**Abbildung 1.2:** Spezifische Leistung von EMA nach Einsatzgebiet

von über 90% fällt im Betrieb eine signifikante Verlustleistung in den Komponenten der Maschine an. Der Grund hierfür ist die notwendige spezifische Leistung (kW/kg). Aus diesem Grund muss eine EMA für den Fahrzeugeinsatz aktiv gekühlt werden.

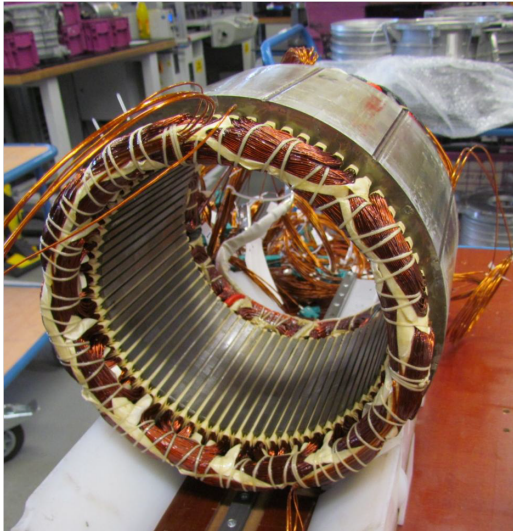
Abb. 1.2 zeigt die Systemleistung über der Maschinenmasse für EMA in gewöhnlichen Serienfahrzeuge im Vergleich zu anderen industriellen Anwendungen [94]. Es ist zu erkennen, dass sich EMA im Fahrzeugeinsatz oberhalb der schwarzen Linie (=1 kW/kg) befindet. Bezogen auf die Maximalleistung liegen die Werte bei 1,2-2,7 kW/kg. Mit dieser Einordnung wird klar, dass für EMA im Fahrzeugeinsatz andere Kühlungsstrategien verfolgt werden müssen, um die vergleichsweise hohen inneren Wärmequellen zu kompensieren. Die Kühlungsmaßnahmen, welche im Laufe der Entwicklung von EMA seit der Erfindung der dynamoelektrischen Maschine 1866 durch Werner von Siemens [32] entwickelt wurden, lassen sich nicht übertragen. Um den Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Antriebs dabei möglichst hoch zu halten, muss auch das Kühlsystem selbst eine geringe Leistungsaufnahme aufweisen. Neben den positiven Auswirkungen auf die Reichweite des Fahrzeugs ermöglicht eine effiziente aktive Kühlung ferner höhere Dauerleistungen, da thermische Materialgrenzen erst nach längerer Zeit oder bei höheren Leistungen erreicht werden. Beide Ziele, Energieeffizienz und Dauerleistungsverhalten, steigern den Kundennutzen des Fahrzeugs und können kaufentscheidend sein. Die Fortsetzung einer exzellenten Antriebsentwicklung im Zeitalter der Elektrifizierung ist damit direkt mit der Fähigkeit zur thermischen Auslegung elektrischer Maschinen verknüpft.



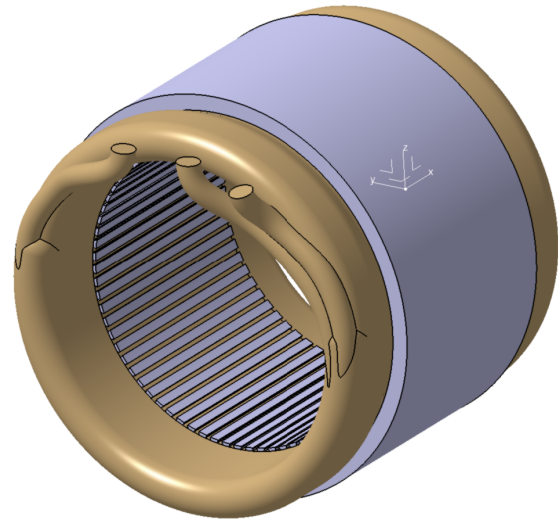
**Abbildung 1.3:** Auswirkungen des frühen Einsatzes von Simulation im PEP (nach [77])

Technische Innovation mit hoher Wertschöpfungstiefe können in einem weltweiten Wettbewerb jedoch nur bestehen, wenn der zugrundeliegende Produktentwicklungsprozess (PEP) den Herausforderungen der globalisierten und vernetzten VUCA Welt (Volatility, Uncertainty, Complexity und Ambiguity, vgl. [11, 82]) gewachsen ist. Um zum Marktstart eine Zulassung in den Zielmärkten zu erhalten und den Erwartungen der Kunden zu entsprechen, müssen Produkte schneller entwickelt und während der Entwicklung flexibel angepasst werden können. Dies lässt sich durch die Virtualisierung des Entwicklungsprozesses und dem Einsatz der numerischen Simulation erreichen [77, 136]. Werden bereits in der Konzeptphase Simulationsmodelle erstellt und diese in den folgenden Entwicklungsphasen wiederverwendet und weiter konkretisiert, ergibt sich eine durchgängige Datenbasis, welche das “frühzeitige Optimieren von Produkteigenschaften im Sinne einer ganzheitlichen Optimierung des gesamten Produktlebenszyklus“ [35, S. 9] erlaubt. Gleichzeitig verbessert der frühzeitige Einsatz von Simulation den Kenntnisstand der Produkteigenschaften in der Konzeptphase, weshalb die Änderungsflexibilität steigt und Änderungskosten gesenkt werden können (siehe Abb. 1.3).

Neben der Verkürzung des PEP und der gewonnenen Flexibilität bietet der Einsatz der numerischen Simulation in der Konzeptphase einen weiteren Vorteil. Werden Konzeptentscheidungen auf Basis von Abschätzungen oder sehr einfachen Modellen getroffen, schaffen es häufig nur Lösungen in die Umsetzung, welche auf ihrem gesamten Parameterraum eine durchgängig gute Lösung für das vorliegende Problem darstellen. Konzepte, welche nur in bestimmten Parameterkombinationen die Zielgrößen erreichen, fallen häufig durch das Raster. Die numerische Simulation in der frühen Phase löst diese Restriktion über das Mittel der modellbasierten Optimierung auf. Eine Bewertung der untersuchten Konzepte erfolgt so immer nur in der jeweiligen Optimalkonfiguration.



(a) Realität



(b) virtuelles Abbild

**Abbildung 1.4:** Einfache Modellierung des Stators einer elektrischen Maschine

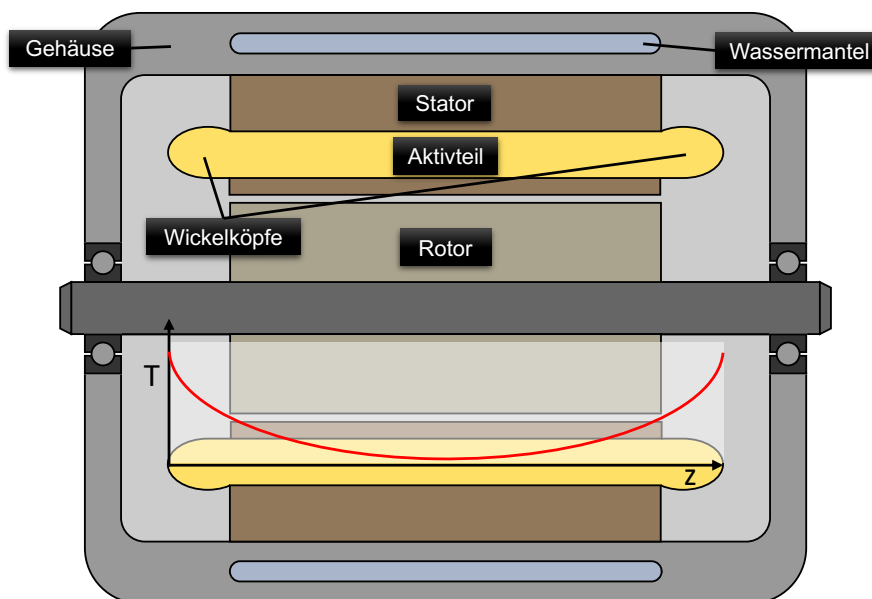
Über Parametervariationen um den Bestpunkt lässt sich zudem eine Aussage über die Robustheit der gefundenen optimalen Lösung treffen.

Obschon wissenschaftliche Literaturquellen die These der Notwendigkeit von CAE (engl. *computer aided engineering*) Methoden in der frühen Entwicklungsphase unterstützen (vgl. [34, 35, 90]), werden Simulationen hauptsächlich im Rahmen der finalen Absicherung technischer Produkte eingesetzt. Häufig liegt dies in Annahmen und Vereinfachungen begründet, welche für ausführbare Simulationsmodelle im Rahmen der frühen Entwicklungsphase getroffen werden müssen [34]. Bei der finalen Absicherung technischer Systeme können hingegen reale Versuche des in der Simulation abgebildeten Systems unternommen werden. Die gewonnenen Messdaten der Prototypen werden u.a. genutzt, um Submodelle für nicht vollständig abbildbare Effekte zu beschreiben. Im Anwendungsfall der thermischen Auslegung elektrischer Maschinen werden beispielsweise Messdaten von Prototypen genutzt, um sehr einfache Ersatzmodelle zu bedaten. Abbildung 1.4 zeigt die Modellierung des Stators einer elektrischen Maschine, welche im Rahmen der thermischen Absicherung durchgeführt wurde. Es ist zu erkennen, dass die komplexe Geometrie des realen Stators (Abb. 1.4a) im virtuellen Abbild (Abb. 1.4b) deutlich vereinfacht wurde. Es handelt sich um ein typisches Vorgehen, um den Aufwand der nachfolgenden numerischen Simulation zu reduzieren. Um trotz der vorgenommenen Vereinfachungen mit der Realität übereinstimmende thermische Berechnungen durchführen zu können, wird das Modell so lange "gefittet", bis alle gemessenen Temperaturen auch im virtuellen Modell erzielt werden. Um für die thermische Auslegung elektrischer Maschinen eine Eigenschaftsfrüherkennung mittels Simulation zu realisieren, kann diese Methode nicht angewendet werden, da es keine Prototypen zum Fitten von Submodellen gibt. Vielmehr gilt es, einen höheren Aufwand in die Entwicklung und Verifizierung von Simulations-

modellen zu stecken. Statt einer Prototypen-basierten Kalibrierung können konzeptunabhängige orientierende Versuche (vgl. [77]) zur Entwicklung von Submodellen und zur Validierung von Simulationen genutzt werden. Nur auf diesem Weg kann eine effiziente ganzheitliche Bewertung aller denkbaren Kühlkonzepte für EMA erfolgen.

## 1.2 Problemstellung

Der Großteil der am Markt eingesetzten EMA für den Fahrzeugeinsatz nutzt einen umschließenden Kühlmantel bzw. Wassermantel (von engl.: “water jacket“), um Wärme aus dem System zu transportieren. Abbildung 1.5 zeigt beispielhaft den schematischen Aufbau einer wassermantelgekühlten Synchronmaschine mit vergrabenen Permanentmagneten (Interior Permanent Magnet Synchronous Motor - IPMSM). Das Gehäuse mit integriertem Wassermantel ist fest mit dem Statorblechpaket verspannt. In den Statornuten befinden sich die Wicklungen, bestehend aus dem Aktivteil und den Wickelköpfen (WK). Im Inneren des Stators ist der innenliegende Rotor fest mit der drehbar im Gehäuse gelagerten Antriebswelle verbunden. Auf das an der Welle angeflanschte Getriebe wird in dieser Betrachtung verzichtet.



**Abbildung 1.5:** Schematische Darstellung einer IPMSM mit Wassermantelkühlung und des sich im Betrieb einstellenden axialen Temperaturverlaufs der Wicklung

Für ein Kühlkonzept mit Wassermantel wird die Wärmeleitung über die verschiedenen Komponenten des Stators genutzt, um die im Betrieb abfallende Verlustleistung in den Kühlmantel zu transportieren. Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des eingesetzten Isolatormaterials ergibt sich senkrecht zu den Kupferdrähten innerhalb der

Statornuten ein hoher thermischer Widerstand. Dies führt zu einem steilen Temperaturgradienten in radialer Richtung. Zusätzlich hemmt das Isolatormaterial auch den axialen Wärmefluss innerhalb der Wicklungen. Die Wickelköpfe, welche bedingt durch ihre Position einen relativ langen Weg der Wärmeleitung zum Kühlmantel aufweisen, erwärmen sich insgesamt am stärksten (siehe qualitativer Temperaturverlauf im unteren Teil von Abb. 1.5). Da das eingesetzte Isoliermaterial eine begrenzte Wärmebeständigkeit besitzt, kann eine Überschreitung der Grenztemperaturen in den Wickelköpfen zur Beschädigung der Maschine, bis hin zu ihrer Zerstörung führen.

Verglichen mit dem Stator, fällt im Rotor einer IPSM eine geringe Verlustleistung an. Aufgrund der schlechteren thermischen Anbindung an den Kühlmantel müssen ab einer gewissen Leistungsdichte jedoch zusätzliche Kühlmaßnahmen für den Rotor getroffen werden. Besonders für IPSM gilt es, die temperatursensiblen Permanentmagneten unter einer kritischen Entmagnetisierungstemperatur zu halten [54]. Insgesamt spricht man aus thermischer Sicht von rotorkritischen und statorkritischen EMA. Für die in der vorliegenden Arbeit betrachtete EMA ist der Stator die thermisch kritische Komponente<sup>2</sup>.

Die hohe Wärmequellendichte innerhalb des Stators und die schlechte thermische Anbindung der Wickelköpfe an den Kühlmantel führen insgesamt dazu, dass der Stator im Betrieb ein sehr hohes Temperaturniveau mit inhomogener Temperaturverteilung erreicht. Um eine Beschädigung der Maschine zu verhindern, werden die Temperaturen der Wickelköpfe über Thermoelemente überwacht. Sobald bestimmte Grenztemperaturen gemessen werden, muss die Nennleistung reduziert werden. Die Wickelkopftemperatur determiniert aus diesem Grund die Leistung einer statorkritischen EMA mit Wassermantelkühlung. Eine Erhöhung der Kühlleistung im aktuellen Kühlsystem könnte das Temperaturniveau zwar insgesamt senken, eine homogene Temperaturverteilung ist über eine reine Mantelkühlung jedoch nicht realisierbar. Mit anderen Worten kann das Leistungspotenzial der Maschinen aufgrund des Kühlkonzepts nicht vollständig ausgeschöpft werden.

Hinzu kommt, dass für zukünftige Entwicklungen die Anforderungen an Gewicht und Leistung tendenziell steigen werden, was gleichbedeutend mit einer noch höheren spezifischen Leistung ist. Gleichzeitig besteht auch die Anforderung, die gesamte Maschine in einem möglichst kleinen Bauraum unterzubringen. Neben einer hohen spezifischen Leistung ist daher auch eine hohe Leistung pro Bauraum bzw. Leistungsdichte ( $\text{kW}/\text{m}^3$ ) relevant. Diese ehrgeizigen Ziele können nur durch eine Kühlung erreicht werden, welche eine homogenere Temperaturverteilung innerhalb des Stators bei einem gleichzeitig niedrigen Temperaturniveau ermöglicht. Unabhängig davon, welche Maschinenkonzepte in Zukunft für den automobilen Antriebsstrang eingesetzt werden, wird die Homogenität der Temperaturverteilung über die Ausnutzung des Leistungspotenzials einer Entwicklung entscheiden.

---

<sup>2</sup> Ergebnis eines Experteninterviews mit Dr. Nguyen-Xuan, Spezialist Entwicklung für die thermische Auslegung und Absicherung elektrischer Maschinen bei der BMW Group

## 1.3 Zielsetzung und Anforderungen

Um für jede EMA das bestmögliche Kühlkonzept zu identifizieren, muss sichergestellt werden, dass die Eigenschaften unterschiedlichster Ansätze möglichst früh im Entwicklungsprozess bekannt sind. Der Aufbau von Prototypen für jedes einzelne Konzept ist hierfür zu aufwendig und lässt keine Aussage über die Robustheit eines Konzepts bei unterschiedlichen Maschinenvarianten zu. Aus diesem Grund gilt es, flexibel einsetzbare CAE Methoden zu entwickeln und zu validieren, um eine effiziente Bewertung von Kühlkonzepten für konkrete EMA Entwicklungsprojekte zu ermöglichen.

Die vorliegende Dissertation widmet sich zwei zentralen Themen:

1. Die virtuelle Entwicklung und Bewertung alternativer Kühlkonzepte für statorkritische elektrische Maschinen mit hoher spezifischer Leistung und Leistungsdichte.
2. Die Befähigung von CAE Methoden zur Eigenschaftsanalyse von Kühlkonzepten für elektrische Maschinen in der frühen Entwicklungsphase.

Beide Zielsetzungen werden anhand bestehender und umfassend charakterisierter EMA der BMW Group verfolgt. Der Serienstand der EMA Kühlung des BMW i3 dient als Referenz für die Bewertungen alternativer Konzepte. Es werden Modellierungsmethoden entwickelt, welche die virtuelle Bewertung des thermischen Verhaltens ohne die Notwendigkeit einer Kalibrierung über Prototypen ermöglichen. Auch hinsichtlich der eingesetzten Simulationen besteht der Anspruch einer generischen Anwendbarkeit für unterschiedlichste Varianten und Betriebspunkte. Um die Gültigkeit der generischen Modelle zu belegen, werden vorhandene thermische Messungen der elektrischen Maschine des BMW i3 zur Validierung herangezogen.

Es können folgende **konzeptbezogene Anforderungen** an die Kühlung für EMA mit hoher spezifischer Leistung und Leistungsdichte definiert werden:

### Konzeptbezogene Anforderungen

#### funktionale Anforderungen

- KAF1** Ein Kühlkonzept muss ein niedriges Temperaturniveau im Stator ermöglichen.
- KAF2** Ein Kühlkonzept muss eine homogene Temperaturverteilung im Stator ermöglichen.

#### nicht funktionale Anforderungen

- KAF3** Ein Kühlkonzept darf die elektromagnetischen Funktionen der EMA nicht negativ beeinflussen.

- KAF4** Ein Kühlkonzept darf die mechanischen Funktionen der EMA nicht negativ beeinflussen.
- KAF5** Ein Kühlkonzept muss eine möglichst geringe Gesamtenergiebilanz aufweisen.
- KAF6** Ein Kühlkonzept muss möglichst unabhängig vom Maschinentyp einsetzbar sein.
- KAF7** Ein Kühlkonzept muss gegenüber schädlichen Umwelteinflüssen abgeschirmt sein.
- KAF8** Ein Kühlkonzept muss zuverlässig und möglichst wartungsfrei arbeiten.
- KAF9** Ein Kühlkonzept muss möglichst wenig Bauraum einnehmen.
- KAF10** Ein Kühlkonzept muss eine möglichst geringe Masse aufweisen.

Weiter gelten folgende **methodische Anforderungen** an CAE Methoden zur Eigenchaftsanalyse von EMA Kühlkonzepten in der frühen Entwicklungsphase.

### Methodische Anforderungen

#### Simulationen innerhalb der CAE Methode

- MAF1** Die Simulationsergebnisse dürfen im Rahmen der Validierung maximal 10% von den gemessenen Zielgrößen abweichen.
- MAF2** Die eingesetzten Simulationen müssen eine generische Gültigkeit für den gesamten betrachteten Parameterraum besitzen.
- MAF3** Die eingesetzten Simulationen dürfen nur von geometrischen Informationen, Materialeigenschaften, bekannten Randbedingungen und generisch nutzbaren Messdaten abhängen.
- MAF4** Die eingesetzten Simulationen müssen bekannte Freiheitsgrade als Parameter beinhalten.
- MAF5** Die eingesetzten Simulationen müssen unabhängig von der genutzten Softwareumgebung durchführbar sein.
- MAF6** Die eingesetzten Simulationen müssen robust sein.
- MAF7** Die eingesetzten Simulationen müssen auf möglichst geringen Hardwareressourcen durchführbar sein.

#### Anwendung der CAE Methode

- MAF8** Der Aufwand beim Modellaufbau und bei Anpassungen muss möglichst gering sein.
- MAF9** Die Durchlaufzeit einer Simulation muss möglichst gering sein.
- MAF10** Das erforderliche Wissen zur Anwendung der CAE Methode muss möglichst gering sein.

Insgesamt liefert die Dissertation einen fachlichen und methodischen Beitrag zur Entwicklung effizienter elektrischer Antriebsmaschinen mit hoher spezifischer Leistung und hoher Leistungsdichte.

## 1.4 Struktur der Arbeit

Die vorliegende Arbeit lässt sich in drei größere Abschnitte untergliedern. Im ersten Teil (Kapitel 2, 3 und 4) wird basierend auf physikalischen und technischen Grundlagen eine effiziente Methode zur thermischen Simulation elektrischer Maschinen beschrieben, validiert und für erste Potenzialanalysen alternativer Kühlkonzepte genutzt. Im zweiten Teil (Kapitel 5 und 6) erfolgt mit der Motivation eines verbesserten Kühlkonzepts für EMA die detaillierte theoretische und experimentelle Charakterisierung von Ölsprühstrahlkühlungen unter den Einsatzbedingungen im Inneren des Statorraums einer elektrischen Maschine mit verteilter Runddrahtwicklung. Im letzten Abschnitt (Kapitel 7) werden die Erkenntnisse kombiniert, um in effizienten Strömungssimulationen das Verhalten verschiedener Sprühstrahlvarianten in zwei unterschiedlichen Betriebspunkten der betrachteten Referenzmaschine zu erfassen und vor den gestellten Anforderungen zu bewerten.

Im ersten Teil werden die Grundlagen der Thermodynamik und des Wärmetransports in EMA für den Fahrzeugeinsatz komprimiert dargestellt. Dies umfasst bekannte analytische Zusammenhänge, vereinfachte Zusammenhänge zwischen relevanten physikalischen Größen und eine literaturgestützte Charakterisierung verschiedener Möglichkeiten des konvektiven Wärmeübergangs. Auf dieser Grundlage wird eine Methode zur thermischen Modellierung von EMA mit verteilter Runddrahtwicklung entwickelt. Es werden zwei unterschiedliche Ansätze implementiert, verifiziert, anhand von Messdaten validiert und für den Einsatzzweck bewertet. Die ausgewählte Modellierung wird genutzt, um Ansatzpunkte für das geschickte Ausnutzen der Wärmeleitungswege der betrachteten Referenzmaschine zu erarbeiten. Mögliche Realisierungen in Form alternativer Kühlkonzepte werden aus einer umfangreichen Literaturrecherche abgeleitet. Eine Bewertung vor den gestellten konzeptbezogenen Anforderungen identifiziert die Öl-Sprühstrahlkühlung als vielversprechendstes Konzept.

Mangels zur Auslegung nutzbarer Literaturdaten wird im zweiten Teil der Arbeit ein EMA-spezifisches Öl-Sprühstrahlexperiment konzipiert, aufgebaut und durchgeführt. Auf Basis von physikalischen Zusammenhängen einphasiger Sprühstrahlkühlungen werden die relevanten Einflussgrößen des Wärmeübergangs abgeleitet und vor den Randbedingungen des Anwendungsfalls der EMA Kühlung diskutiert. Um relevante Erkenntnisse bei versuchstechnisch realisierbaren Bedingungen sicherzustellen, erfolgt die folgende Dimensionierung von Prüfstand und Messreihen unter Anwendung der Ähnlichkeitstheorie. Eine Beschreibung des Prüfstandsbaus sowie der Messdatenerfassung und -verrechnung zeigt weiter die Besonderheiten des Experiments. Die Darstellung der experimentellen Ergebnisse startet mit diversen Voruntersuchungen zur Plausibilisierung

des Prüfstandsdesigns und der Messtechnik. Um nur jene Einflussfaktoren detailliert zu untersuchen, welche im Experiment einen nachweisbaren Einfluss auf das Wärmeübergangsverhalten haben, wird ein zweistufiges Vorgehen mit Basisuntersuchungen und erweiterten Untersuchungen gewählt. Alle Messreihen werden detailliert dargestellt und umfassend mit Bezug auf die aufgestellten Thesen und Prämissen diskutiert. Eine Zusammenfassung der experimentell gewonnenen Ergebnisse dient als Grundlage der Formulierung eines theoretischen Wandfilmmodells für Sprühstrahlkühlungen bei hoher Prandtl-Zahl. Zuletzt werden die erzielten Ergebnisse mit bestehenden Literaturdaten verglichen und aus der Gesamtheit der Messungen zwei dimensionslose Nußelt-Korrelationen abgeleitet.

Im abschließenden Teil der Arbeit werden zunächst die notwendigen Grundlagen zur Simulation von Öl-Sprühstrahlen vorgestellt. Aus einem Fundus unterschiedlich komplexer Methoden erfolgt eine Auswahl vor den formulierten Anforderungen an eine Simulationmethode in der frühen Entwicklungsphase. Anschließend werden die effizienten und validierten Simulationsmodelle der betrachteten Referenzmaschine um die Erkenntnisse des Experiments erweitert. Es werden Simulationen zweier Betriebspunkte der EMA für drei Öl-Sprühstrahlkonfigurationen durchgeführt und mit Blick auf die erzielten Temperaturverteilungen und Wärmestrombilanzen ausgewertet. Auch die Sensibilität der berechneten Ergebnisse im festgestellten Fehlerbereich der experimentellen Ergebnisse wird beleuchtet. Der finale Abgleich mit der Referenzkühlung und die Bewertung vor den formulierten konzeptbezogenen Anforderungen gibt Empfehlungen für mögliche Umsetzungen der Konzepte in realen Kühlsystemen.

## 2 Physikalische und technische Grundlagen elektrischer Maschinen

Im folgenden Kapitel werden die notwendigen Grundlagen zum Verständnis der Thermodynamik [4], Fluidmechanik [105] und des Wärmetransports [5, 46, 102] in elektrischen Maschinen für den Fahrzeugeinsatz beschrieben. Weiterführende Informationen sind der jeweils angegebenen Fachliteratur zu entnehmen.

### 2.1 Elektrische Maschinen für den Fahrzeugeinsatz

Elektrische Maschinen für den Fahrzeugeinsatz unterscheiden sich vor allem durch ihre hohe spezifische Leistung und Leistungsdichte von Maschinen in anderen Anwendungen. Diese elementare Anforderung führt dazu, dass im heutigen Stand der Technik ausschließlich sogenannte Drehstrommaschinen für den Fahrzeugeinsatz geeignet sind<sup>1</sup>. In diesen wird durch einen Stromfluss in den Wicklungen des Stators ein rotierendes Magnetfeld erzeugt, welches den Rotor über unterschiedliche Wirkprinzipien antreibt.

Die nachfolgende Typencharakterisierung basiert auf [10, 54, 131]. Für detaillierte elektrotechnische Funktionsprinzipien wird auf [78, 94, 114, 124] verwiesen.

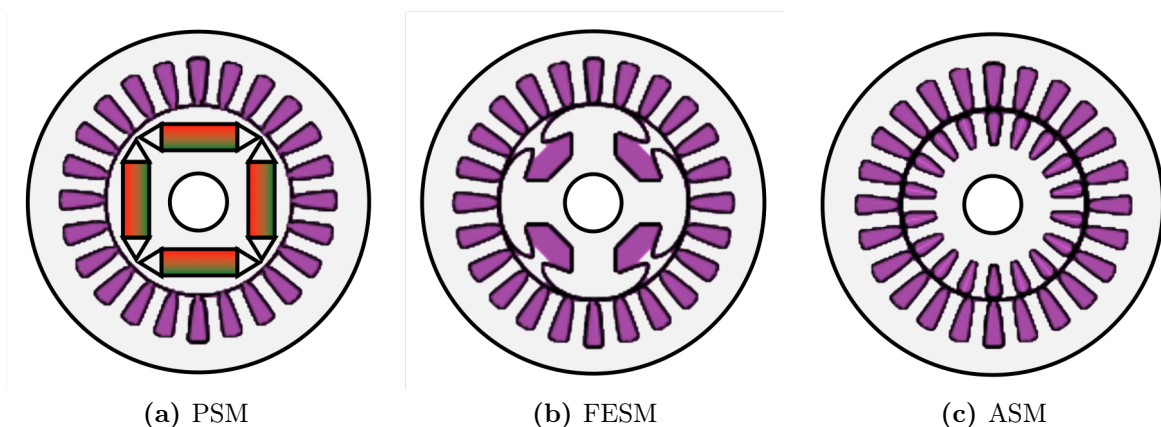


Abbildung 2.1: Schemata geeigneter EMA für den Fahrzeugansatz (nach [54])

<sup>1</sup> Auf die Betrachtung von Reluktanzmaschinen wird verzichtet, da diese aus akustischen Gründen für Elektrofahrzeuge ungeeignet sind [85] und es gegenwärtig keine Anwendung in einem PKW gibt [54].

### **Permanenterregte Synchronmaschine - PSM**

Der Großteil der am Markt befindlichen Elektro- und Hybridfahrzeuge wird durch eine oder mehrere PSM angetrieben. Als Synchronmotor weist die PSM im Stator und Rotor synchron umlaufende Magnetfelder auf. Das Magnetfeld des Rotors wird durch im Rotor integrierte Permanentmagnete erzeugt, welche oberflächennah oder *vergraben* (IPSM) (siehe Abb. 2.1a) positioniert werden können. Die wesentlichen Vorteile einer PSM sind ihr hoher Wirkungsgrad und ihre hohe spezifische Leistung. Nachteilig sind insbesondere die Kosten der Permanentmagnete und das Risiko ihrer Entmagnetisierung bei zu hohen Rotortemperaturen.

### **Fremderregte Synchronmaschine - FESM**

Auch FESM gehören zur Kategorie der Synchronmaschinen. Das synchron umlaufende Magnetfeld wird im Rotor jedoch über eine Erregerwicklung erzeugt (Abb. 2.1b), weshalb Schleifkontakte notwendig sind. Der hiermit verbundene Verschleiß ist einer der Hauptnachteile von FESM. Die erzielbaren Leistungsdichten liegen unter jenen von PSM, allerdings aufgrund des Wegfalls der Permanentmagnete bei geringeren Kosten und höherer thermischer Beständigkeit.

### **Asynchronmaschine - ASM**

Im Gegensatz zur PSM und FESM läuft der Rotor einer ASM nicht synchron mit dem Drehfeld des Stators. Das Drehfeld des Stators induziert Spannungen im ferromagnetischen Käfigläufer des Rotors, was wiederum zu einem Stromfluss im Läufer führt, welcher das Rotormagnetfeld verursacht. Die Induktion wird jedoch nur solange aufrecht erhalten, wie eine Relativgeschwindigkeit zwischen Drehfeld und Rotor besteht. Aus diesem Grund gibt es immer eine Differenzdrehzahl, welche Schlupfdrehzahl genannt wird. ASM zeichnen sich vor allem durch geringere Kosten bei akzeptablen Wirkungsgraden aus. Mangels Schleifkontakten sind sie zudem wartungsarm. Der größte Nachteil ist die geringe erzielbare spezifische Leistung, weshalb ASM ein vergleichsweise hohes Gewicht aufweisen.

Aus der schematischen Abbildung 2.1 wird deutlich, dass die Statoren aller vorgestellten Maschinentypen identisch sind. Für alle drei Varianten ist die einzige Aufgabe des Stators das Erzeugen eines umlaufenden Magnetfeldes. Die eigentliche Maschinencharakteristik ergibt sich erst durch die Wahl des eingesetzten Rotors [114]. Aufgrund dieser geometrischen Ähnlichkeit des Stators können die weiteren Untersuchungen dieser Arbeit auf die vorgestellte IPSM der BMW Group fokussiert werden, ohne eine Allgemeingültigkeit der entwickelten Methoden zu gefährden. Für andere Maschinentypen ergeben sich aus thermischer Sicht einzig andere Wärmequellendichten innerhalb des Stators, wie im folgenden Kapitel noch genauer ausgeführt wird.

## 2.2 Verlustleistungen als Ursache der Erwärmung elektrischer Maschinen

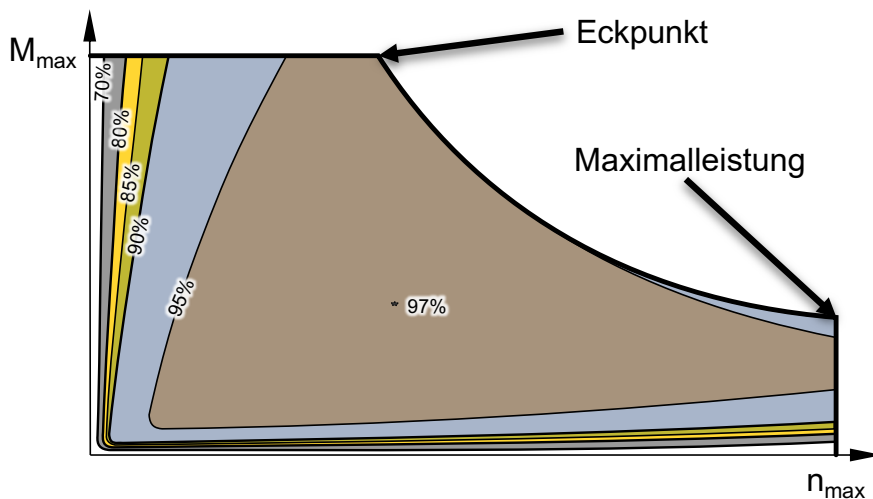
In elektrischen Maschinen wird elektrische Energie in mechanische Energie bzw. mechanische Energie in elektrische Energie gewandelt. Diese Wandlung ist wie bei jeder realen Maschine nicht perfekt [94]. Es treten Verluste auf, welche in Form von Wärme freiwerden. Der Wirkungsgrad einer elektrischen Maschine definiert sich über die zugeführte Leistung  $P_{zu}$ , die abgegebene Leistung  $P_{ab}$  und die Verlustleistung  $P_V$  gemäß:

$$\eta_{eff} = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{P_{zu} - P_V}{P_{zu}} \quad (2.1)$$

Für den motorischen Betrieb ist  $P_{zu} = P_{el}$  und die abgeführte Leistung  $P_{ab} = P_{mech}$ . Mit dem Moment  $M$  und der Drehzahl  $n$  gilt:

$$\eta_{eff} = \frac{P_{mech}}{P_{el}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{P_{el}} \quad (2.2)$$

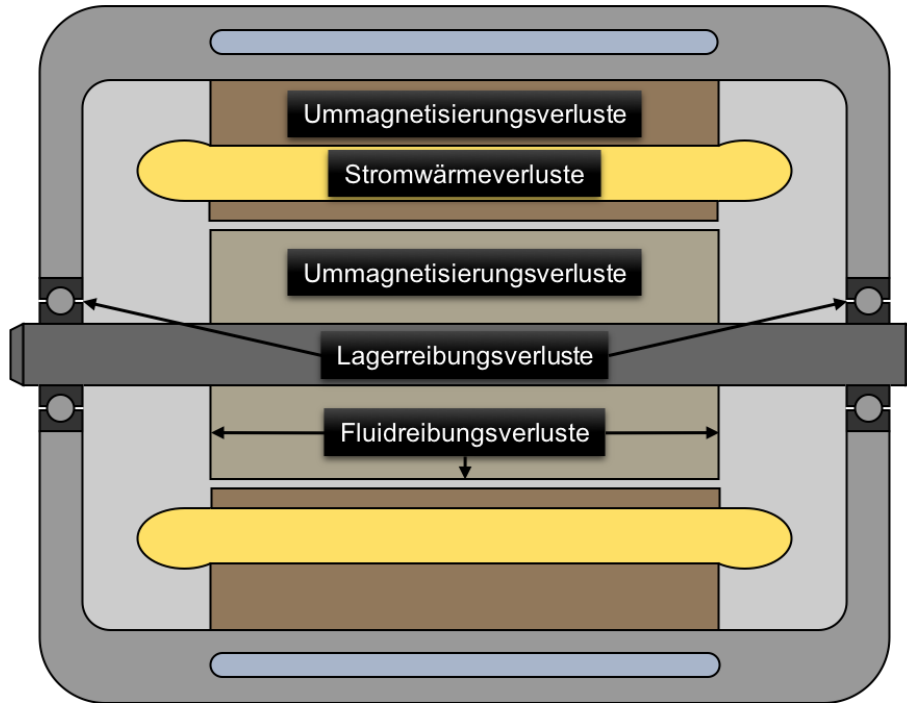
Abbildung 2.2 zeigt das Wirkungsgradkennfeld der betrachteten IPSM Referenzmaschine der BMW Group als Funktion des Drehmoments und der Drehzahl.



**Abbildung 2.2:** Wirkungsgradkennfeld der BMW Referenzmaschine (nach [89])

Der Großteil der Betriebspunkte liegt demnach in einem hohen Wirkungsgradbereich von über 90%. Es handelt sich um eine hocheffiziente elektrische Maschine. Gemittelt über einen repräsentativen Fahrzyklus beträgt der Gesamtwirkungsgrad ca. 90% [54]. Im Bereich niedriger Drehzahlen und hohem Moment, sowie hoher Drehzahl und niedrigem Moment gibt es jedoch auch Betriebspunkte mit Wirkungsgraden von unter 70%. Dort ist demnach der Anteil der Verlustleistung besonders hoch. Für die Entwicklung von Kühlsystemen sind besonders die markierten Betriebspunkte *Eckpunkt* und *Maximalleistung* relevant.

Um eine für alle Betriebspunkte passende Kühlung auslegen zu können, gilt es, die anfallende Verlustleistung als Ursache der Erwärmung der Komponenten näher zu beleuchten. Nach [94] setzen sich die Verluste aus Stromwärmeverlusten in den elektrischen Kreisen, Ummagnetisierungsverlusten im magnetischen Kreis, Reibungsverlusten und zusätzlichen Verlusten zusammen. In Abbildung 2.3 sind die für die Kühlkonzeptentwicklung relevanten Verlustleistungen in den jeweiligen Komponenten einer IPSM grafisch verortet:



**Abbildung 2.3:** Schematische Darstellung der relevanten Verluste einer IPSM

### 2.2.1 Stromwärmeverluste

Die Stromwärmeverluste lassen sich wiederum in Wicklungsverluste, Erregerverluste und Bürstenübergangsverluste unterteilen. Die beiden letztgenannten Verlustarten treten in einer PSM mangels Erregerwicklung nicht auf. Die verbleibenden Wicklungsverluste im Stator ergeben sich mit dem elektrischen Widerstand der gesamten Wicklung  $R_W$  und dem Strom  $I$ , welcher durch diese Wicklung fließt zu [94]:

$$P_{V,W} = R_W \cdot I^2 \quad (2.3)$$

Der elektrische Widerstand ist wiederum von der Temperatur und den eingesetzten Leitern abhängig [106, 127]:

$$R_W = r_L(T_L) \cdot \frac{l_L}{A_L} = r(T_0) \cdot [1 + \alpha \cdot (T_L - T_0)] \cdot \frac{l_L}{A_L} \quad (2.4)$$

mit dem spezifischen Widerstand in Abhängigkeit der Temperatur  $r_L(T)$ , der Länge des Leiters  $l_L$ , dem Querschnitt des Leiters  $A_L$ , der Referenztemperatur  $T_0$ , der Leitertemperatur  $T_L$  und dem Temperaturkoeffizient  $\alpha > 0$ .

Da die meisten Wicklungen aus Kupfer gefertigt werden, wird im Folgenden die Definition der Kupferverluste  $P_{Cu}$  nach [106] genutzt, welche die Wicklungsverluste inklusive der Stromverdrängungsanteile (vgl. Unterpunkt “zusätzliche Verluste“) für den Leiterwerkstoff Kupfer berücksichtigt:

$$P_{Cu} = k_R \cdot r_{Cu}(T_0) \cdot [1 + \alpha_{Cu} \cdot (T_L - T_0)] \cdot \frac{l_L}{A_L} \cdot I^2 \quad (2.5)$$

$k_R \geq 1$  ist hierin das sogenannte Widerstandsverhältnis, welches den Widerstand mit Stromverdrängung ( $k_R > 1$ ) zum Widerstand ohne Stromverdrängung ( $k_R = 1$ ) ins Verhältnis setzt. Es besteht eine näherungsweise quadratische Abhängigkeit von der Drehzahl der elektrischen Maschine [95]:

$$k_R \sim n_R^2 \quad (2.6)$$

Gleichung 2.5 zeigt, dass die Wicklungsverluste mit steigender Temperatur ansteigen. Nach [94] entspricht die Verlustdichte der Quelldichte der Wärmeströmung. Das bedeutet, dass sämtliche Verluste zu einer Wärmequelle in den Bauteilen führen, welche ihrerseits die Temperatur erhöhen. Ein effizientes Kühlsystem für den Stator führt daher nicht nur die anfallende Verlustleistung ab, sondern verringert die Verluste sogar und hebt somit den Wirkungsgrad.

## 2.2.2 Ummagnetisierungsverluste

Die Ummagnetisierungsverluste setzen sich aus Hysterese- und Wirbelstromverlusten zusammen [94]. Da beide Verlustarten in den Eisenblechen der EMA wirken, heißen diese Verluste auch Eisenverluste. Unter Hystereseverlusten wird diejenige Leistung verstanden, die beim Ummagnetisieren des Stator- und Rotorblechpakets aufgrund des sich drehenden Magnetfeldes aufzuwenden ist [124]. Um die Hystereseverluste zu minimieren, werden für diese Elektrobleche sogenannte weichmagnetische Materialien verwendet, welche sich ohne großen Energieaufwand magnetisieren bzw. ummagnetisieren lassen [114].

Wirbelstromverluste sind Stromwärmeverluste, können entsprechend ihres Ursprungs nach [15, 94] aber den Ummagnetisierungsverlusten zugeordnet werden. Aufgrund des kontinuierlich umlaufenden Magnetfelds werden vor allem im Stator entlang diametraler Schnittebenen durch dessen Rotationsachse Wirbelströme induziert [124]. Zur Reduzierung der Wirbelstromverluste werden anstatt massiver Eisenkerne geschichtete und gegeneinander isolierte Bleche eingesetzt [95]. Je dünner die Bleche, desto geringer die Wirbelstromverluste. Diese sind darüberhinaus aus siliziumreichem Eisen hergestellt, was den spezifischen elektrischen Widerstand erhöht und die Stromstärke der Wirbelströme senkt [94].

Die Ummagnetisierungsverluste im Rotor einer PSM sind im Wesentlichen durch Wirbelstromverluste geprägt, Hystereseverluste spielen nur eine untergeordnete Rolle [130]. Die Verluste resultieren aus sogenannten Feldoberwellen, jenen Anteilen des magnetischen Feldes, welche nicht mit der Drehfrequenz des Rotors umlaufen [15] und folglich im Blechpaket des Stators Wirbelströme induzieren [91]. Sie treten vor allem im Bereich der sogenannten Feldschwächung auf [88]. Über das Mittel der Feldschwächung wird eine EMA bei verringertem Drehmoment über ihrer Bemessungsdrehzahl betrieben, was eine bedarfsgerechte Dimensionierung von EMA und Leistungselektronik erlaubt [15].

Hystereseverluste sind linear und Wirbelstromverluste quadratisch von der Frequenz der Ummagnetisierung und damit von der Drehzahl abhängig [94, 95, 106]. Aus diesem Grund kommt es bei höheren Drehzahlen zu höheren Ummagnetisierungsverlusten (vgl. [56]). Gleichzeitig hängen beide Verlustarten in etwa vom Quadrat der magnetischen Flussdichte ab [106, 114, 124]. Da eine Vergrößerung des Statorstroms zu einem Ansteigen des Maschinenmoments führt [114], folgt über das Ampère'sche Gesetz ( $B \sim I$  [127]) zudem das Ansteigen der Ummagnetisierungsverluste mit steigendem Drehmoment der Maschine.

### 2.2.3 Reibungsverluste

Nach [94] entstehen Reibungsverluste durch Lager- und Gasreibungsverluste. Nach [98] können die Lagerverluste wie folgt berechnet werden:

$$P_{V,Lager} = 2 \cdot \pi \cdot n_R \cdot \mu \cdot F_{Lager} \cdot \frac{d_{Lager}}{2} \quad (2.7)$$

Hierin ist  $n$  die Drehzahl des Motors,  $\mu$  die lagerspezifische Reibzahl,  $F_{Lager}$  die Lagerkraft und  $d_{Lager}$  der Lagerbohrungsdurchmesser. Lagerverluste können demnach vor allem durch möglichst kleine Lagerdurchmesser, geringe Reibzahlen und geringe Lagerkräfte minimiert werden. Auf Maschinenseite führt ein möglichst geringes Gewicht zu geringen Lagerkräften.

Gasreibungsverluste können für die meisten Maschinen als Luftreibungsverluste konkretisiert werden. Für diese Arbeit wird der Begriff hingegen um die Möglichkeit des Einsatzes beliebiger Fluide im Motorraum erweitert. Es wird von Fluidreibungsverlusten gesprochen. Diese können sowohl im Fluidspalt zwischen Rotor und Stator, als auch an den Stirnseiten des Rotors auftreten [106]. Nach [109] können die Fluidspaltverluste wie folgt beschrieben werden:

$$P_{V,Luftspalt} = \frac{1}{32} \cdot k \cdot C_M \cdot \pi \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot d_{Rot}^4 \cdot l_{Rot} \quad (2.8)$$

wobei gilt

$k$	Rauigkeitsfaktor im Intervall 1 (glatt) bis 1,4 (rau)
$C_M$	Momentenbeiwert
$\rho$	Dichte des Fluids
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit des Rotors
$d_{Rot}$	Durchmesser des Rotors
$l_{Rot}$	Länge des Rotors

Auf Basis der Fluidspaltdicke  $\delta_{LS}$  und der dynamischen Viskosität des Fluids  $\eta$  bestimmt die Couette Reynoldszahl

$$Re_\delta = \frac{\rho \cdot \omega \cdot d_{Rot} \cdot \delta_{LS}}{2 \cdot \eta} \quad (2.9)$$

die Berechnungsvorschrift für  $C_M$ :

$Re_\delta$	$< 3 \cdot 10^5$	$64 < Re_\delta < 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 < Re_\delta < 10^4$	$> 10^4$
$C_M$	$10 \frac{(2\delta_{LS}/d_{Rot})^{0,3}}{Re_\delta}$	$2 \frac{(2\delta_{LS}/d_{Rot})^{0,3}}{Re_\delta^{0,6}}$	$1,03 \frac{(2\delta_{LS}/d_{Rot})^{0,3}}{Re_\delta^{0,5}}$	$0,065 \frac{(2\delta_{LS}/d_{Rot})^{0,3}}{Re_\delta^{0,2}}$

Für die Stirnseiten des Rotors kann nach [109] ferner folgender Zusammenhang angesetzt werden:

$$P_{V,Stirnseiten} = \frac{1}{64} \cdot C_M \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot (D_R^5 - d_W^5) \quad (2.10)$$

mit dem Durchmesser der Welle  $d_W$ . In diesem Fall ist  $C_M$  einzig eine vom Strömungszustand abhängige Funktion der Stirn-Reynoldszahl:

$$Re_F = \frac{\rho \cdot \omega \cdot D_R^2}{4 \cdot \eta} \quad \begin{array}{c|c|c} Re_F & < 3 \cdot 10^5 & > 3 \cdot 10^5 \\ \hline C_M & \frac{3,87}{Re_F^{0,5}} & \frac{0,146}{Re_F^{0,2}} \end{array} \quad (2.11)$$

Obschon es sich bei diesen Gleichungen um analytische Näherungen handelt, lassen sich zwei elementare Parameter ableiten, welche die Fluidreibungsverluste  $P_{V,FR}$  mehr als linear beeinflussen:

**Einfluss der Geometrie**  $P_{V,FR} \sim D_R^y \quad \{y \mid 2,7 \leq y \leq 4,6\}$   
**Einfluss des Betriebspunkts**  $P_{V,FR} \sim \omega^x \quad \{x \mid 2,0 \leq x \leq 2,8\}$

Elektrische Maschinen mit großem Rotordurchmesser und hohen Nenndrehzahlen haben demnach hohe Fluidreibungsverluste.

Im Gegensatz zu Stromwärmeverlusten und Ummagnetisierungsverlusten erwärmen Fluidreibungsverluste die Maschine nur indirekt. Hat eine Maschine vergleichsweise hohe Fluidreibungsverluste, wird weniger elektrische Energie in mechanische Energie umgesetzt, da für dieselbe Antriebsleistung mehr Strom durch die Wicklungen fließen muss. Die Erwärmung der Maschine aufgrund der Fluidreibung tritt daher vor allem durch den gestiegenen Anteil an Stromwärmeverlusten auf. Die Erwärmung des Fluids aufgrund der an ihm geleisteten Reibungsarbeit kann hingegen vernachlässigt werden.

Zudem ist darauf zu achten, dass bei der Entwicklung und Bewertung von Kühlsystemen auch die durch das Kühlsystem selbst verursachten Fluidreibungsverluste berücksichtigt werden. Wird beispielsweise ein Ventilator auf der Welle zur Kühlung des Rotors eingesetzt (vgl. [54]) oder läuft der Rotor partiell in einem Ölsumpf, ergeben sich deutlich größere Fluidreibungsverluste als bei der klassischen Mantelkühlung. Derartige Effekte können nicht mit den vorgestellten analytischen Gleichungen erfasst werden. Stattdessen muss eine ganzheitliche Bewertung von Kühlkonzepten auf Basis detaillierter Simulationen oder mittels realer Versuche erfolgen.

## 2.2.4 Zusätzliche Verluste

Unter zusätzlichen Verlusten versteht man alle verbleibenden Verlustarten, welche sich nicht einfach lokalisieren oder als Ursache eines einzelnen Wirkungsmechanismus erklären lassen [94]. Hierfür sind vor allem Verluste durch Stromverdrängung in den Wicklungen, Verluste aufgrund von Wirbelströmen in tragenden und abdeckenden Konstruktionsteilen und Verluste aufgrund unerwünschter Komponenten des Luftspaltfelds zu nennen [95]. Für Synchronmaschinen können die zusätzlichen Verluste zwischen 0,05% und 0,2% der Eingangsleistung betragen [106].

Verluste aufgrund von Stromverdrängung resultieren aus dem im Stator wirkenden Drehfeld und treten vor allem im Aktivteil der Wicklungen auf [106]. Im äußeren Bereich der Leiter wirkt dabei ein größerer Widerstand, als dies bei reiner Gleichstrombeaufschlagung der Fall wäre. Um den Effekt zu minimieren besteht der Aktivteil oft aus vielen einzelnen, gegeneinander isolierten Drähten, welche manchmal auch kontinuierlich radial umgeschichtet werden [94]. Der Effekt der Stromverdrängung wird über das Widerstandsverhältnis  $k_R$  in der Berechnung der Kupferverluste (2.5) berücksichtigt.

Die restlichen Anteile der zusätzlichen Verluste sind stark von der finalen Geometrie der Maschine abhängig und können für die Berechnung von Kühlsystemen in der frühen Phase vernachlässigt werden.

## 2.3 Wärmetransport in elektrischen Maschinen

Gemäß [94] entspricht die Leistungsdichte der auftretenden Verluste der Quellendichte der Wärmeströmung. Das Ziel des Kühlsystems ist es, diese anfallende Wärme ohne das Überschreiten materialspezifischer Temperaturgrenzwerte in den Komponenten der Maschine aus dem System zu transportieren. Wie nachfolgend ausgeführt wird, sind hierfür die Wärmeleitung über die Komponenten der elektrischen Maschine und der Wärmeübergang an ein umströmendes Fluids relevant. Wärmestrahlung spielt keine signifikante Rolle. Die im Folgenden zur Beschreibung der relevanten Effekte genutzten Literaturquellen sind, wenn nicht anders angegeben, einschlägige Fachbücher zum Thema Wärmeübertragung [5, 46, 102].

### 2.3.1 Wärmeleitung in den Komponenten einer EMA

Dem Mechanismus der Wärmeleitung kommt für die Kühlung elektrischer Maschinen eine besondere Rolle zu. Im Gegensatz zu konventionellen Antrieben muss in einer elektrischen Maschine der Wärmetransport über sich berührende Komponenten (Leiter, Isolation, Elektrobleche) unterschiedlicher Materialien (Kupfer, Eisen, Epoxid-Harze) berücksichtigt werden. Während des Betriebs handelt es sich aus rein thermischer Sicht um ein komplexes instationäres Wärmeleitungsproblem mit inneren Quellen. Die allgemeine Form der Fourierdifferentialgleichung (2.12) beschreibt diesen Zusammenhang für jeden Teilkörper bei temperaturabhängigen Stoffwerten allgemein:

$$\rho \cdot c(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \operatorname{div} [\lambda(T) \cdot \nabla T] + \dot{\omega}(T, \vec{x}, t) \quad (2.12)$$

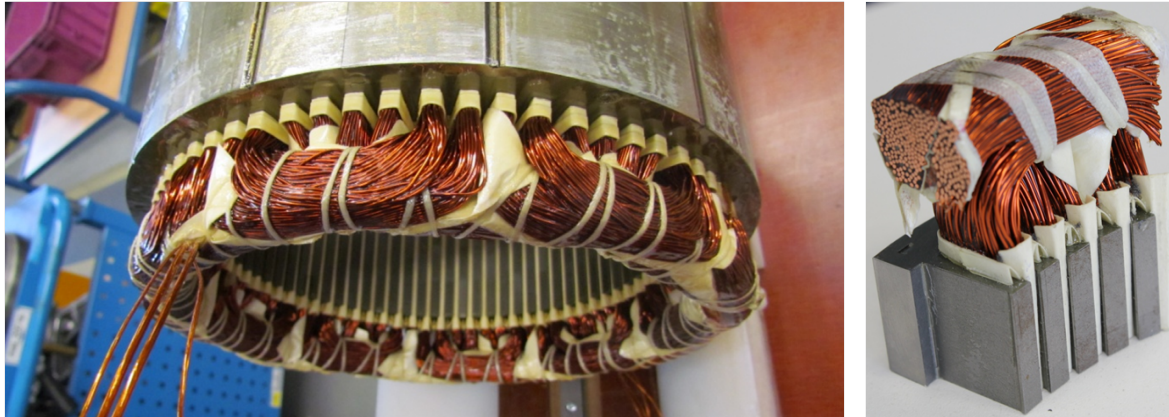
hierin ist

$\rho$	Dichte der Komponente
$c$	spezifische Wärmekapazität der Komponente
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit der Komponente
$\dot{\omega}$	Wärmequellendichte in der Komponente

Wird die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte und Wärmequellen außer Acht gelassen, vereinfacht sich Gleichung (2.12):

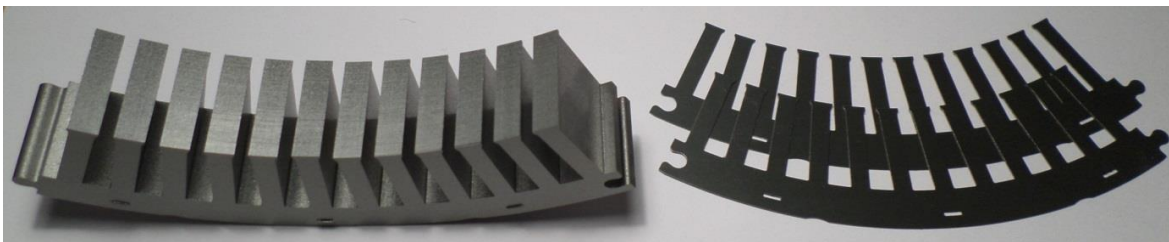
$$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \nabla^2 T + \dot{\omega}(\vec{x}, t) \quad (2.13)$$

Abbildung 2.4a und 2.4b zeigen den Wickelkopf des Stators der Referenzmaschine als Gesamtansicht und aufgesägtes Teilstück. Es lässt sich erkennen, dass es sich bei dieser Statorwicklung um eine verteilte Wicklung aus Runddrähten handelt (vgl. [114]). In Abb. 2.4c sind ein Teilstegsegment, sowie Einzelbleche des Statorblechpakets zu erkennen. Für die Anwendung von Gleichung (2.13) auf eine derart komplexe Geometrie lässt sich keine analytische Lösung des Wärmeleitungsproblems bestimmen. Vielmehr müssen numerische Simulationen mithilfe geeigneter Berechnungsprogramme durchgeführt werden, um detaillierte Temperaturverläufe über die Maschinengeometrie zu erhalten.



(a) Wickelkopf

(b) Wickelkopfsegment



(c) Statorblechpaket und Einzelbleche

Abbildung 2.4: Stator der betrachteten Referenzmaschine

## Wicklungen

Um trotz dieses Umstands wesentliche Einflussfaktoren der Wärmeleitungscharakteristik einer elektrischen Maschine anschaulich darstellen zu können, zeigt Abbildung 2.5a eine schematische Vereinfachung des radialen Querschnitts eines Wicklungsstrangs.

Um der Situation in einer elektrischen Maschine möglichst nahe zu kommen, herrscht auf der linken Seite des Querschnitts (=Kern des Wicklungsstrangs) eine Symmetriebedingung ( $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ ). Hier ist die maximale Temperatur  $T_h$  zu erwarten. Die Wärmequellen des Systems  $\dot{\omega}$  befinden sich in den Kupferdrähten. Die Dirichlet'sche Randbedingung  $T_c = konst$  auf der rechten Seite des Querschnitts repräsentiert die sich einstellende Temperatur einer sehr effektiven Kühlung an der Oberfläche des Wicklungsstrangs.

In einer wie in Abb. 2.5a dargestellten Form hat das Wärmeleitungsproblem zweidimensionalen Charakter und wäre selbst für diesen vereinfachten Fall analytisch zu aufwendig. Da die Drähte regelmäßig im Harz verteilt sind und die Position der Symmetriebedingung sowie der Wärmesenke  $T_c$  über eine Koordinate beschrieben werden können, kann in guter Näherung eine eindimensionale Betrachtung angesetzt werden (Abb. 2.5b). Wird zudem ein zeitlich unveränderlicher Zustand ( $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ ) betrachtet und hängt die Wärmelast  $\dot{\omega}$  nicht von der Temperatur ab, vereinfacht sich Gleichung (2.13) wie

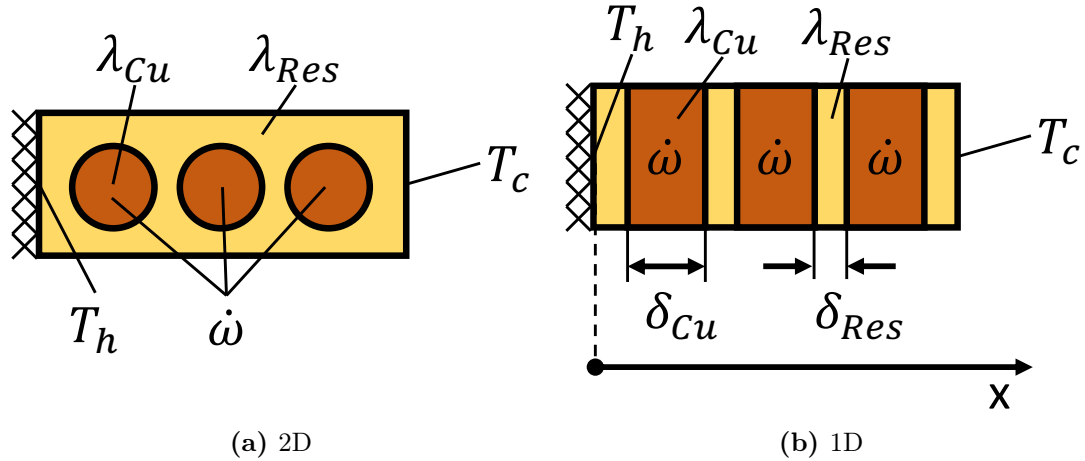


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung von mit Harz umschlossenen Kupferdrähten

folgt:

$$\begin{aligned} \cancel{\rho \cdot c(T)} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} &= \lambda \cdot \nabla^2 T + \dot{\omega}(T, \vec{x}, t) \\ 0 &= \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dot{\omega}(x) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Für alle Positionen von  $x$ , welche auf eine Harzschicht verweisen, verschwindet der Quellterm ( $\dot{\omega}_{Res} = 0$ ). Die Schwierigkeit der Lösung dieses Wärmeleitungsproblems liegt in der Lösung der einzelnen Abschnitte und der Verknüpfung dieser zu einer Gesamtlösung. Es entsteht ein stetiger, jedoch abschnittsweise definierter Temperaturverlauf, welcher an den Berührstellen von Kupfer und Harz nicht differenzierbar ist.

Insgesamt ergibt sich für die maximale Temperatur  $T_h$  an der Stelle  $x = 0$  folgender Zusammenhang:

$$T_h = \frac{9 \cdot \dot{\omega}_{Cu} \cdot \delta_{Cu}^2}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{6 \cdot \dot{\omega}_{Cu} \cdot \delta_{Cu} \cdot \delta_{Res}}{\lambda_{Res}} + T_c \quad (2.15)$$

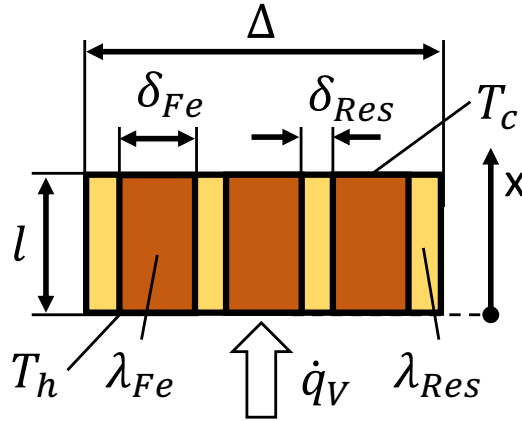
mit  $\lambda_{Cu} \gg \lambda_{Res}$ :

$$T_h \approx \frac{6 \cdot \dot{\omega}_{Cu} \cdot \delta_{Cu} \cdot \delta_{Res}}{\lambda_{Res}} + T_c \quad (2.16)$$

Mit (2.16) wird klar dass die maximale Temperatur des sich einstellenden Temperaturprofils neben der Wärmequellendichte  $\dot{\omega}_{Cu}$  fast vollständig von der Dicke und Wärmeleitfähigkeit der eingesetzten Isolation abhängig ist. So führt beispielsweise eine Verdoppelung der Isolationsschichtdicke zu einer Verdoppelung der Temperaturerhöhung gegenüber der Temperatur der Wärmesenke  $T_c$ . Die Dicke der Kupferschicht  $\delta_{Cu}$  taucht in dieser Gleichung nur deshalb so prominent auf, weil sich der Wärmeeintrag in das System mit größerem Kupferanteil bei konstanter Wärmequellendichte erhöht.

## Statorblechpaket

Dasselbe Vorgehen kann auch für eine vereinfachte Beschreibung des Statorblechpakets (Abb. 2.4c) durchgeführt werden. Abbildung 2.6 zeigt ein solches eindimensionales Ersatzmodell.



**Abbildung 2.6:** Schematische Darstellung von mit Harz umschlossenen Statorblechen

Im Gegensatz zum Wicklungsstrang sind die Schichten jedoch parallel zur Wärmeflussrichtung angeordnet. Da die Wicklungsverluste in den meisten Betriebspunkten größer sind als die Eisenverluste, werden keine inneren Wärmequellen betrachtet. Gleichung (2.14) vereinfacht sich daher wie folgt:

$$0 = \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.17)$$

Nach [46] kann ein derartiges Paket planparalleler Platten unterschiedlicher Dicken  $\delta_i$ , Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda_i$  und der Gesamtdicke  $\Delta$  über eine Ersatzwärmeleitfähigkeit  $\lambda_p$  beschrieben werden:

$$\lambda_p = \frac{\lambda_1 \cdot \delta_1 + \lambda_2 \cdot \delta_2 + \dots + \lambda_n \cdot \delta_n}{\Delta} \quad (2.18)$$

Angewendet auf das skizzierte Ersatzmodell ergibt sich für  $\lambda_p$ :

$$\lambda_p = \frac{3 \cdot \lambda_{Fe} \cdot \delta_{Fe} + 4 \cdot \lambda_{Res} \cdot \delta_{Res}}{\Delta} \quad (2.19)$$

Die Lösung des Wärmeleitungsproblems entspricht der Lösung der stationären Wärmeleitung in der Platte [102]:

$$T_h = \frac{\dot{q}_V \cdot l}{\lambda_p} + T_c \quad (2.20)$$

Erhöht sich  $\lambda_p$  sinkt  $T_h$ , verringert sich  $\lambda_p$  steigt  $T_h$  an. Im Gegensatz zum vereinfachten Modell eines Wicklungsstrangs ist  $T_h$  jedoch nicht allein von der Wärmeleitfähigkeit der Isolation abhängig. Stattdessen ergibt sich eine Gewichtung der Wärmeleitfähigkeiten

über die Dicke und Anzahl der Schichten. Insgesamt kann jedoch auch hier abgeleitet werden, dass die geringe Wärmeleitfähigkeit der Isolation den Grund für die hohen Gradienten innerhalb des Statorblechpakets darstellt.

### Fazit

Die ausgeführte analytische Betrachtungen an vereinfachten Wärmeleitungsmodellen macht klar, dass die Ursache großer thermischer Gradienten über die Komponenten in elektrischen Maschinen im Wesentlichen in der geringen Wärmeleitfähigkeit der eingesetzten Isolationsmaterialien begründet liegt. Weiter zeigt sich wie sensibel die Berechnung des Temperaturmaximums von einer möglichst exakten Abbildung von Geometrie und Wärmeleitfähigkeiten der eingesetzten Materialien abhängt. Diese Erkenntnis wird in Kapitel 3.1 erneut aufgegriffen und dient der zielgerichteten Entwicklung einer passenden thermischen Modellierung elektrischer Maschinen.

## 2.3.2 Konvektiver Wärmeübergang in elektrischen Maschinen

Neben der Abhängigkeit der Temperaturverteilung von den thermischen Eigenschaften und Abmessungen der Isolation zeigt Gleichung (2.16) auch, dass  $T_c$  als Wärmesenke des Systems das absolute Niveau der Temperaturverteilung setzt. Mit steigender Kühlungstemperatur  $T_c$  steigt  $T_h$  mindestens in gleichem Maße<sup>2</sup>.

Für reale EMA ist die Wärmesenke jedoch nie eine konstante Temperatur. Unabhängig vom gewählten Kühlungskonzept wird die in der Maschine anfallende Wärme mittels Konvektion abgeführt. Konvektiver Wärmeübergang lässt sich als Wärmeleitung in die wandnächste Fluidschicht (Haftbedingung!) und den konvektiven Abtransport dieser Wärme durch die Relativbewegung zwischen Wand und Fluid erklären. Es spielt dabei keine Rolle, ob die Wand selbst in Bewegung ist (z.B. ein sich in der Luft des Motorraums drehender Rotor) oder die Strömung über eine stillstehende Oberfläche erzwungen wird (z.B. Strömung von Wasser durch den Wassermantel um den Stator einer EMA).

Konvektiver Wärmeübergang wird allgemein wie folgt beschrieben:

$$\dot{Q}_\alpha = \bar{\alpha} \cdot A_S \cdot (T_{Fl} - T_S) \quad (2.21)$$

Das Fluid mit der Temperatur  $T_{Fl}$  sieht die Oberfläche  $A_S$ , über welche der Wärmestrom  $\dot{Q}_\alpha$  abgeführt werden muss. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik gilt:  $P_V = \dot{Q}_\alpha$ , d.h. die konvektiv abgeführte Wärme entspricht der anfallenden Verlustleistung in den Komponenten der EMA. Gleichung (2.21) kann wie folgt interpretiert werden: Eine Kühlung ist umso besser, je geringer die sich einstellende Oberflächentemperatur  $T_S$  ist. Denn wie in Abschnitt 2.3.1 aufgezeigt, bestimmt  $T_S$  letztlich auch

<sup>2</sup> Wird die Abhängigkeit der Wärmequellendichte  $\dot{\omega}$  von der Temperatur berücksichtigt, steigt  $T_h$  sogar stärker als  $T_c$  (vgl. Kap. 2.2.1).

das Temperaturmaximum in der EMA. Um den Wärmestrom  $\dot{Q}_\alpha$  bei möglichst geringer Oberflächentemperatur  $T_S$  aus einer elektrischen Maschine zu leiten, gibt es drei Möglichkeiten:

1. Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}$
2. Vergrößerung der gekühlten Oberfläche  $A_S$
3. Absenken der Temperatur des kühlenden Mediums  $T_{Fl}$

Die technische Umsetzbarkeit der einzelnen Möglichkeiten wird nachfolgend umfassend diskutiert.

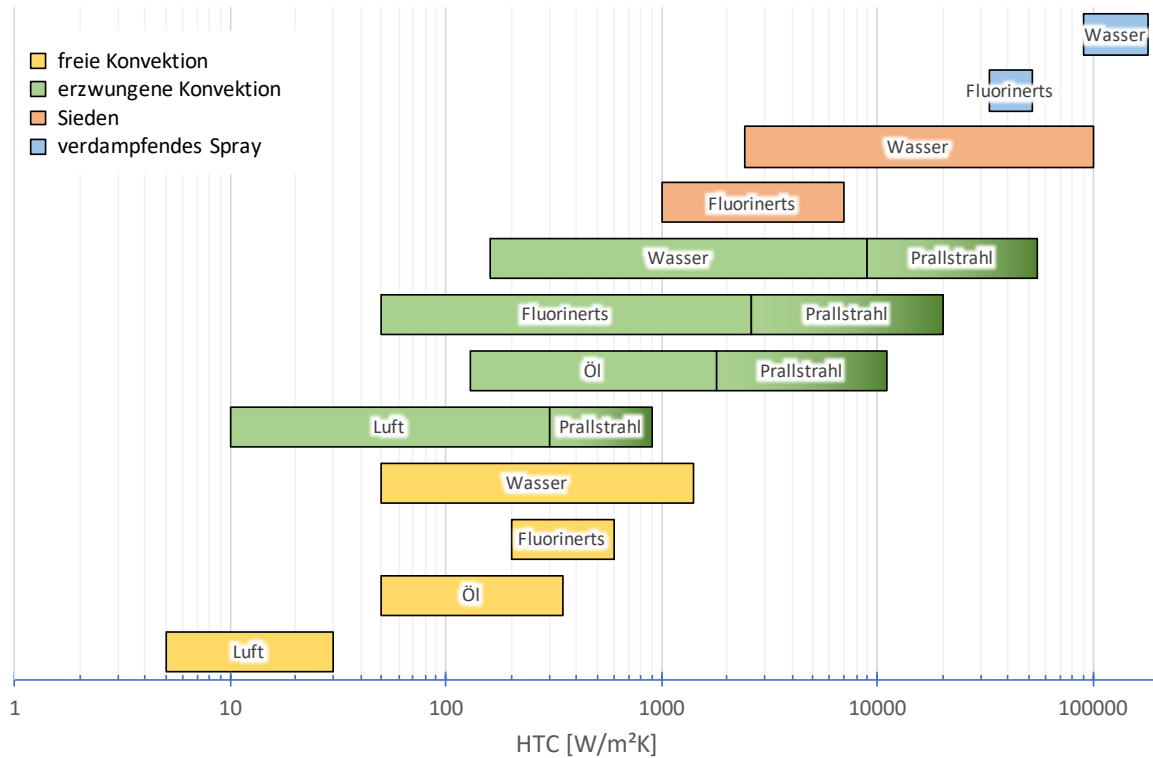
### **Verbesserung der Kühlung durch Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten**

Formell wird die Qualität des Wärmeübergangs durch den Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}$  (auch *HTC* nach engl. *heat transfer coefficient*) beschrieben. Je höher  $\bar{\alpha}$ , desto effektiver die Kühlung.  $\bar{\alpha}$  ist als vereinfachte, auf einen Skalar reduzierte Beschreibung eines thermofluidmechanischen Zustands in der sogenannten Grenzschicht des Fluids über der Oberfläche  $A_S$  zu verstehen. Üblicherweise ist  $\bar{\alpha}$  ein über die gesamte zu kühlende Fläche gemittelter Wert. Der lokale Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha(x, y, z)$  beschreibt zusammen mit der Wärmeleitfähigkeit des Fluids  $\lambda_F$  die Steigung des lokalen Temperaturverlaufs senkrecht zur Wand in die Grenzschicht hinein. Anschaulich gesprochen ist der Quotient  $\lambda_F/\alpha(x, y, z)$  eine Strecke in der Größenordnung der thermischen Grenzschichtdicke. Je dünner diese thermische Grenzschicht ist, desto größer ist der an der Wand wirkende Temperaturgradient und desto besser sind die Wärmeübergangsbedingungen. Die in Kapitel 2.3.1 genutzte Randbedingung  $T_c = konst$  ist demnach ein Sonderfall mit der thermischen Grenzschichtdicke  $\delta_{th} = 0$ , was perfektem Wärmeübertragung entspricht ( $\bar{\alpha} \rightarrow \infty$ ). Ist  $\bar{\alpha} = 0$  stellt sich kein Wärmestrom ein und man spricht von Adiabasie.

Für reale Anwendungen zeigt Abbildung 2.7 eine Übersicht typischer HTC's bei unterschiedlichen Kühlungskonzepten. Es handelt sich um eine Zusammenstellung von in der Literatur verfügbaren Übersichten [12, 13, 69, 92, 97, 120, 122]. Die Darstellung zeigt, dass sich der HTC unterschiedlicher Kühlungskonzepte über mehrere Größenordnungen erstrecken kann. Neben konvektivem Wärmeübergang sind auch Konzepte dargestellt, welche die zur Phasenumwandlung benötigte latente Wärme nutzen, um noch höhere Wärmeübergangskoeffizienten zu erreichen. Es besteht ferner für alle Konzepte eine Abhängigkeit vom eingesetzten Fluid, wobei mit Luft stets der geringste und mit Wasser der beste HTC erreicht werden kann. Speziell für elektrische Bauteile sind auch dielektrische Flüssigkeiten wie Öl und Fluorinerts interessant. Nachfolgend werden vier unterschiedliche Wirkprinzipien des Wärmeübergangs in ihren Grundzügen erläutert.

### **Freie Konvektion**

Bei der freien Konvektion ist der zu kühlende Körper in Ruhe und es findet keine aktive Beeinflussung der Strömungsgeschwindigkeit statt. Der konvektive Wärmetransport



**Abbildung 2.7:** HTCs unterschiedlicher Kühlkonzepte - eigene Darstellung auf Basis von [12, 13, 69, 92, 97, 120, 122]

ergibt sich allein durch das Zusammenspiel von Dichteunterschieden und Massenkräften im Schwerfeld. Durch das Aufwärmen des Kühlmediums an der Wand verringert sich dessen Dichte und es kommt zu einem Auftrieb im Schwerfeld gegenüber dem weiter von der Wand entfernten Fluid. Neben der Temperaturabhängigkeit der Dichte hängt die Intensität dieses Wärmeübergangs auch von der Ausrichtung der zu kühlenden Fläche im Schwerfeld ab. Stehen Schwerfeld und Dichtegradient parallel zueinander, wird keine Strömung induziert und es findet kein konvektiver Wärmeübergang statt.

In Abbildung 2.7 sind HTC Bereiche für die Medien Luft, Fluorinerts, Öl und Wasser angegeben. Speziell mit Wasser können durch freie Konvektion bis zu  $1400 \text{ W/m}^2\text{K}$  erreicht werden [92]. Insgesamt sind die HTCs jedoch vergleichsweise gering.

### Erzwungene Konvektion

Ist die Konvektion erzwungen, herrscht eine Relativgeschwindigkeit zwischen zu kühlendem Körper und Kühlmedium, welche nicht auf Dichteunterschiede zurückzuführen ist. Die sich ausbildenden Geschwindigkeiten sind in der Regel deutlich höher als bei freier Konvektion, was einen HTC Anstieg von ein bis zwei Größenordnungen zur Folge hat.

Die höchsten HTCs lassen sich mit sogenannten Prallstrahlkühlungen erreichen, bei

welchen ein Freistrahle aus Fluid senkrecht oder unter leichtem Anstellwinkel mit hoher Geschwindigkeit auf die zu kühlende Wand geschossen wird. Die Grenzschichten im sich ausbildenden Film sind im Bereich der Staustromung besonders klein [74], weshalb der HTC dort lokal bis zu  $55\,000\text{ W/m}^2\text{K}$  betragen kann [69, 92]. Beim Einsatz flüssiger Fluide fallen auch zweiphasige Sprühstrahlen in die Kategorie der Prallstrahlen [111]. Für Sprühstrahlkühlungen trifft statt eines kompakten Flüssigkeitsstrahls ein Tropfenkollektiv (auch *Sprüh* oder *Spray* [139]) auf die zu kühlende Oberfläche. Die thermische Grenzschicht im sich ausbildenden Film wird durch Tropfeneinschläge kontinuierlich aufgerissen und kalte Tropfen können bis zur Wand vordringen [65, 100]. Die auf diesem Weg erzielbaren Wärmeströme bewegen sich in einer ähnlichen Größenordnung wie jene des Freistrahls, jedoch wirkt die Kühlung gleichmäßig über der gesamten besprühten Oberfläche [73].

### **Sieden**

Beim Wärmeübergang durch Sieden wird der Wärmestrom durch Phasenumwandlung von wandnahe Fluid abgeführt. Entscheidend für das Einsetzen des Siedens ist eine Wandtemperatur oberhalb der Sättigungstemperatur des Fluids. An der Phasengrenze selbst besteht keine Temperaturdifferenz. Der HTC des Siedens wird primär bestimmt durch die Verdampfungsenthalpie des Fluids und den sich einstellenden Siedevorgang. Letzterer ist wiederum abhängig von der Differenz zwischen Wandtemperatur und Sättigungstemperatur. Es wird mit aufsteigendem HTC grob zwischen stillem Sieden, Blasen-sieden und Strömungssieden unterschieden. Im Allgemeinen sind die erzielbaren HTCs deutlich größer als beim konvektiven Wärmeübergang, wie auch in Abb. 2.7 erkennbar ist. Es können demnach HTCs von bis zu  $100\,000\text{ W/m}^2\text{K}$  erreicht werden [13, 97].

### **Spraykühlung mit Phasenumwandlung**

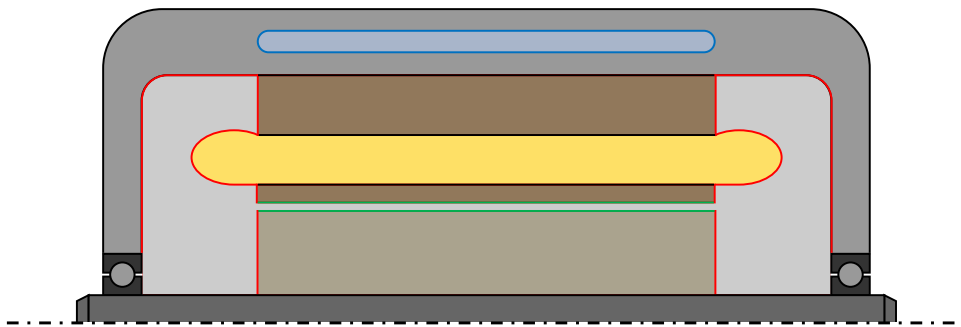
Abbildung 2.7 zeigt, dass mit dem Prinzip der Spraykühlung mit Phasenumwandlung nochmals höhere Wärmeübergangskoeffizienten (bis zu  $180\,000\text{ W/m}^2\text{K}$  [69]) erreicht werden können als beim Sieden. Die zugrundeliegenden Mechanismen sind noch nicht vollständig verstanden und Gegenstand aktueller Forschung. Der Konsens aktueller Veröffentlichungen ist jedoch, dass die kontinuierliche Nachförderung von noch nicht verdampftem Kühlmittel durch das Spray das Sieden in Wandnähe begünstigt [65]. Zudem setzt die sogenannte Siedekrise bei einer verdampfenden Spraykühlung deutlich später ein, da eine potenziell isolierende Dampfschicht beim Filmsieden durch das einprasselnde Spray kontinuierlich aufgerissen wird. Die kritische Wärmestromdichte ist somit höher und eine isolierende Dampfschicht bildet sich erst aus, wenn die flüssigen Tropfen nicht mehr bis zur Wand vordringen können, sondern zuvor verdampfen.

Welche der dargestellten Prinzipien für Kühlkonzepte von elektrischen Maschinen in Frage kommen, ist Gegenstand von Kapitel 4.

## Verbesserung der Kühlung durch Vergrößerung der gekühlten Oberfläche

Je nach Kühlkonzept sind unterschiedliche Oberflächen der EMA an der konvektiven Wärmeabfuhr durch das Fluid beteiligt. Die absichtliche Vergrößerung dieser Oberflächen kann eine Option zur Verbesserung der Wärmeabfuhr sein. Wichtig ist jedoch, dass trotz dieser Maßnahme auch die Ziele anderer Disziplinen (z.B. Elektromagnetik, Bauraum, Kosten, Gewicht, Montage, Festigkeit, etc.) erreicht werden können. Wie bei jedem technischen System gilt es, ein globales Optimum zu finden.

Nachfolgend wird der konvektive Wärmefluss am Beispiel der vorgestellten EMA mit Wassermantelkühlung beschrieben. In Abb. 2.8 sind alle für Konvektion relevanten Oberflächen durch farbliche Einfärbung (blau, rot, grün) im bekannten Schema herausgestellt.



**Abbildung 2.8:** Für Konvektion relevante Oberflächen einer EMA: Innenwand des Wassermantels (blau), Innenwände des Motorraums (rot), Luftspalt (grün)

Die zentrale Wärmesenke des Systems ist die Innenwand des Wassermantels (blau). Bei gleichbleibender Temperaturdifferenz und konstantem HTC ist eine Vergrößerung der Wassermanteloberfläche aus rein thermischer Sicht immer mit einer Verbesserung der Kühlung verbunden. Da die Kontur der Innenwand das Strömungsbild und somit auch den HTC beeinflusst und neben thermischen Überlegungen auch diverse andere Ziele berücksichtigt werden müssen, kann die Oberfläche nicht beliebig vergrößert werden.

Auch innerhalb des Motorraums sind alle Oberflächen zwischen Festkörpern und umgebendem Fluidraum am konvektiven Wärmeübergang beteiligt. Selbst ohne aktive Maßnahmen, wird durch die Bewegung des Rotors eine innere Strömung erzeugt, welche den Wärmetransport von Rotor und Stator zur Gehäusewand antreibt (rot). Über Wärmeleitung durch die Gehäusewand gelangt diese Wärme letztlich ebenfalls in die Wärmesenke des Wassermantels. Auch über den Luftspalt wird Wärme zwischen Rotor und Stator transportiert (grün).

Eine Vergrößerung der rot markierten Oberfläche von Rotor und Statorwänden, beispielsweise über Rippen oder Nadeln, wäre aus thermischer Sicht analog zum Wassermantel sinnvoll, um den konvektiv abführbaren Wärmestrom zu steigern bzw. die Oberflächen-

temperatur  $T_S$  zu senken. Eine vergrößerte Rotoroberfläche steht nach Gleichung 2.8 jedoch in keinem Verhältnis zum damit verbundenen Anstieg der Reibungsverluste und scheidet daher aus. Für den Stator ist ein solcher Schritt denkbar, muss jedoch besonders hinsichtlich seiner Auswirkung auf elektromagnetische und mechanische Effekte hin überprüft werden. Speziell für die dargestellte Wassermantelkühlung der Referenzmaschine lohnt sich eine Vergrößerung der Statoroberfläche nicht, da der HTC an den rot markierten Flächen nur  $20 - 86 \text{ W/m}^2\text{K}$  beträgt [19].

Speziell im Inneren des Motorraums ist eine Veränderung der Oberflächen schwierig zu realisieren, da dies negative Auswirkungen auf andere Funktionen des Motors haben kann. Es muss im Einzelfall geprüft werden, ob ausreichend hohe Wärmeübergangskoeffizienten erzielt werden können, um den Aufwand einer Vergrößerung der Oberfläche zu rechtfertigen.

### Verbesserung der Kühlung durch Absenken der Temperatur des Kühlmediums

Die vermeintlich einfachste Möglichkeit, um die Oberflächentemperatur bei konstantem Wärmestrom zu senken, ist das Absenken der Kühlmitteltemperatur. Neben der EMA hängen jedoch auch Leistungselektronik, Batterie, Steuergeräte und Klimageräte der Innenkabine am Kühlkreislauf des Fahrzeugs. Die gesamte in diesem Kreislauf aufgenommene Wärme muss über den Luftkühler des Fahrzeugs an die Umgebung abgegeben werden. Ein Absenken der Kühlmitteltemperatur für die EMA ohne eine Temperaturerhöhung in anderen Wärmequellen lässt sich daher nur über einen effektiveren Kühler erreichen. Wie für die EMA selbst, gelten auch für den Luftkühler die genannten drei Einflussgrößen auf den Wärmeübergang. Da die Temperatur der Umgebungsluft nicht beeinflusst und  $\alpha_K$  nur über eine Veränderung der Anströmung gesteigert werden kann, verbleibt einzig eine Vergrößerung der Kühleroberfläche. Dies hat wiederum einen Einfluss auf andere Zielgrößen des Fahrzeugs (Bauraum, Gewicht, etc.).

#### Fazit

Insgesamt kann festgehalten werden, dass die beste Lösung zur Sicherstellung einer möglichst geringen Oberflächentemperatur  $T_S$  bei konstantem  $\dot{Q}_\alpha$  in der Kombination einer Maximierung von  $\bar{\alpha}$  bei optimal ausgenutzten Oberflächen liegt. Hinsichtlich der Auswirkung auf  $T_S$  verstärken sich beide Einzelmaßnahmen aufgrund der Multiplikation von  $\bar{\alpha}$  und  $T_S$  gegenseitig. Erst wenn diese Potenziale optimal ausgeschöpft sind, kann eine weitere Absenkung des Temperaturniveaus nur noch mit einer Reduzierung der Temperatur des Kühlmediums erzielt werden.

Wird eine derartig hocheffektive konvektive Wärmeabfuhr mit der geschickten Ausnutzung der charakteristischen Wärmeleitungseigenschaften einer EMA kombiniert, besteht das Potenzial die konzeptbezogenen funktionalen Anforderungen (**KAF1**, **KAF2**) bestmöglich zu erfüllen.

### 2.3.3 Strahlung in elektrischen Maschinen

Das dritte in elektrischen Maschinen auftretende Wärmeübergangsphänomen ist Wärmeübergang durch Strahlung. Die hierfür relevante Strahlungsaustauschbeziehung zwischen diffus-grauen Strahlern lautet [102]:

$$\dot{Q}_{12} = A_1 \cdot \Sigma_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.22)$$

wobei gilt

$\dot{Q}_{12}$	Wärmestrom von Körper 1 zu Körper 2
$A_1$	Oberfläche des emittierenden Körpers
$T_1$	Temperatur des emittierenden Körpers
$T_2$	Temperatur des absorbierenden Körpers
$\Sigma_{12}$	geometrieabhängiger Austauschkoefizient

Nach [106] ist der Anteil von Strahlung am gesamten Wärmeübergang in einer EMA nur für Maschinen ohne besondere Kühlungsmaßnahmen relevant. Für die in dieser Arbeit betrachteten Maschinen mit hoher Leistungsdichte kann Strahlung demnach vernachlässigt werden.

Diese Aussage lässt sich leicht durch eine einfache Rechnung stützen. Betrachtet wird der Strahlungsaustausch zwischen der freien Maschinenoberfläche (Abb. 2.9 rot) und der umgebenden Gehäusewand (Abb. 2.9 blau) während eines Kaltstarts der betrachteten Referenzmaschine mit hohem Drehmoment. Da die Gehäusewand die Oberfläche

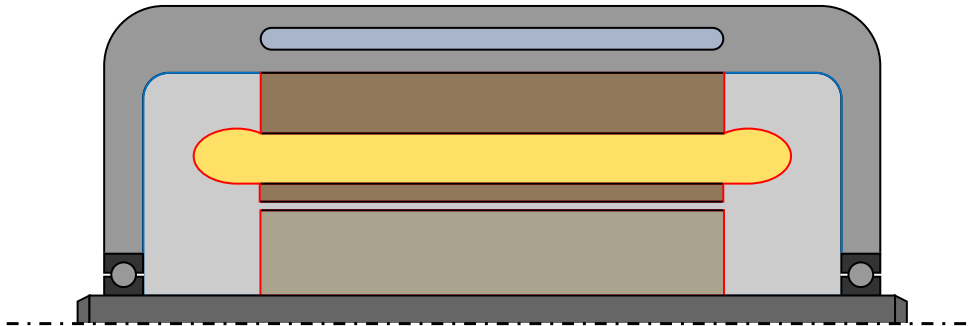


Abbildung 2.9: Für Wärmestrahlung relevante Oberflächen einer EMA

der EMA umschließt, wird zur Berechnung des Austauschkoefizienten der Fall *konvexer Körper im geschlossenen Raum* wie folgt gewählt:

$$\Sigma_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right) \frac{A_1}{A_2}} \quad (2.23)$$

Es gelte weiter die Annahme, dass die Oberfläche des umschließenden Gehäuses  $A_2$  doppelt so groß ist wie  $A_1$ .  $A_1$  ergibt sich vereinfacht über den Außendurchmesser  $d_a$

und der Berücksichtigung beider Enden des Zylinders gemäß:

$$A_1 = 2 \cdot \frac{d_a^2}{4} \cdot \pi \quad (2.24)$$

Die Oberflächentemperatur der Maschine liege konstant bei  $T_1 = 120 \text{ °C}$ , die Temperatur des Gehäuses  $T_2$  aufgrund des Kaltstarts bei Umgebungstemperatur ( $T_2 = 20 \text{ °C}$ ).  $d_a$  ist für die Referenzmaschine  $d_a = 242 \text{ mm}$ . Mit den Emissionsgraden  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,3$  für alle Oberflächen und der Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  ergibt sich für die von der EMA gegen das Gehäuse abgestrahlte Wärme  $\dot{Q}_{12}$

$$\dot{Q}_{12} \approx 19,1 \text{ W} \quad (2.25)$$

Da die Maschine in diesem Betriebspunkt eine Verlustleistung von ca. 3 kW aufweist, liegt der Anteil der über Strahlung abgeführten Wärme bei unter einem Prozent. Analog zur angeführten Quelle kann der Wärmetransport aufgrund von Strahlung somit vernachlässigt werden.

## 3 Thermische Simulation elektrischer Maschinen

In Kapitel 2.3 wurden die Herausforderungen des Wärmetransports in elektrischen Maschinen beschrieben. Demnach kann die Wärmeleitung in der inhomogenen Struktur verschiedener Komponenten von Stator und Rotor nicht ohne starke Vereinfachungen über einfache analytische Gleichungen beschrieben werden. Aus einer umfassenden Analyse und Bewertung bestehender thermischer Berechnungsmethoden (siehe Anhang A.1) geht die numerische Simulation als genaues und flexibles Werkzeug zur Eigenschaftsanalyse von EMA Kühlkonzepten in der frühen Entwicklungsphase hervor.

Das Ziel des nachfolgenden Kapitels ist es, speziell angepasste Modellierungsmethoden für die thermische Simulation von EMA zu entwickeln und anhand ausgewählter Betriebspunkte zu verifizieren und zu validieren. Die finale Bewertung der Methoden vor den gestellten Anforderungen legt die Grundlage für das systematische Ableiten geeigneter Kühlkonzepte für EMA.

Die Ergebnisse wurden anteilig in folgendem Artikel veröffentlicht:

BROSSARDT, Nicolas ; NGUYEN-XUAN, Thinh ; PFITZNER, Michael: Precise Electrical Machine Stator Winding Modeling for Thermal Analysis of Efficient Cooling Concepts. In: *SAE International Journal of Electrified Vehicles* 13 (2023), Nr. 2, S. 161–178. [20]

### 3.1 Modellierung der Wärmeleitung im Stator einer EMA

In Kapitel 2.3.1 wurde eine starke Sensibilität der Temperaturverteilung hinsichtlich geometrischer Maße und Wärmeleitungseigenschaften festgestellt. Die möglichst exakte thermische Modellierung der Statorkomponenten ist eine Grundvoraussetzung zur Entwicklung und Bewertung von Kühlkonzepten.

Zur Beschreibung aller Modelle wird folgende Nomenklatur genutzt:

- axial** parallel zur Achse des Stators (Index  $ax$ )
- radial** in Richtung des Radius des Stators (Index  $rad$ )
- tangential** senkrecht zum Radius und senkrecht zur Achse des Stators (Index  $tang$ )

Das Koordinatensystem ist durchgehend mit seiner z-Achse entlang der Statorachse und mit seiner x-Achse entgegen der Schwerkraft ausgerichtet.

### 3.1.1 Hochaufgelöste Modellierung der Wicklung

Mit den Möglichkeiten von strömungsmechanischen Berechnungsprogrammen (*CFD* für engl. *computational fluid dynamics*) ist es ein naheliegender Ansatz, die Geometrie so exakt wie möglich abzubilden. Für die hochaufgelöste Modellierung wird daher jede Komponente als 3D Geometrie im Simulationsmodell abgebildet und mit den passenden Wärmeleitfähigkeiten gemäß des eingesetzten Materials versehen.

#### Stand der Technik zur hochaufgelösten Modellierung

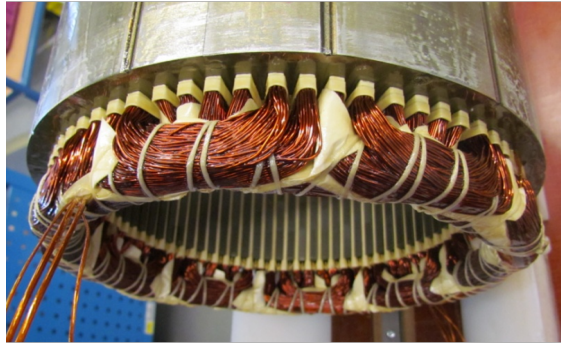
Die Grundlage für die hochaufgelöste Modellierung des Stators ist die Vorgehensweise nach STOCKINGER [125]. Demnach kann über Schnittbilder eines zersägten Prototypens die hochkomplexe Statorgeometrie nachmodelliert werden. Erste orientierende Simulationen auf Basis einer auf diesem Weg erzeugten Geometrie der betrachteten Referenzmaschine in der CFD Software ANSYS FLUENT zeigen das grundsätzliche Modellverhalten in einem für die Elektromotorenentwicklung bei BMW relevanten Betriebspunkt.

In HUBER et al. [55] wird das Simulationsmodell für mehrere Fragestellungen genutzt. Um den Einfluss von Imprägnierharzen und Isolationspapieren mit erhöhter Wärmeleitfähigkeit auf die Temperaturverteilung zu erfassen, werden die auftretenden Maximaltemperaturen für verschiedene Parameterkombinationen verglichen. Es zeigt sich, dass die Maximaltemperatur in den Wicklungen stark von der Wärmeleitfähigkeit des Imprägnierharzes abhängt. Ein weiterer Anwendungsfall ist die Lokalisierung des Temperaturmaximums im Bereich des Wickelkopfs zur passenden Platzierung des Temperatursensors. Um dem realen Betriebspunkt so nah wie möglich zu kommen, wird für diese Analyse eine konvektive Randbedingung auf die Oberfläche des Wickelkopfs aufgeprägt. Diese repräsentiert die zusätzliche Wärmesenke durch Eigenventilation des Rotors.

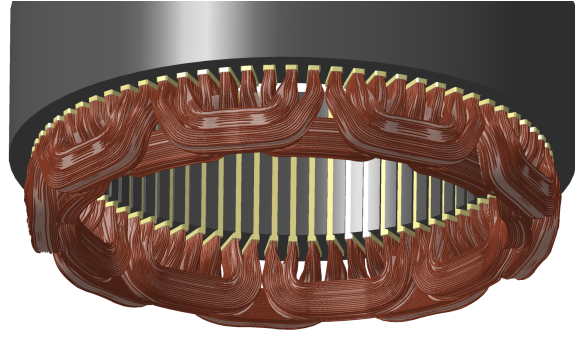
WOODWORTH et al. 2018 [137] analysierten die thermischen Eigenschaften verschiedener Draht-Harz-Bündel in Abhängigkeit von ihren geometrischen Unterstrukturen. Sie führten einfache analytische Berechnungen, Finite-Elemente-Analysen und Berechnungen anhand eines hocheffizienten mikrothermischen Modells durch, um die effektiven Wärmeleitfähigkeiten des gesamten Bündels zu berechnen. Es wird ein großer Einfluss von der Wärmeleitfähigkeit des Imprägnierharzes auf die Wärmeleitfähigkeit senkrecht zur Drahtorientierung festgestellt. Diese Ergebnisse bestätigen die Erkenntnisse von [55].

#### Hochaufgelöste Wicklungsmodellierung der betrachteten Referenzmaschine

Abbildung 3.1 zeigt den Stator der betrachteten Referenzmaschine neben seinem hochaufgelösten CAD Abbild (engl. *computer aided design*). Das Modell basiert auf der CAD Geometrie von [125]. Insgesamt sind 72 Wicklungsstränge abgebildet, welche sich in neun geschlossenen Kreisläufen durch die Nuten des Statorblechpakets ziehen. Eine erkennbare Vereinfachung des Modells ist das Vernachlässigen der elektrischen Anschlüsse der Kreisläufe (siehe Abb. 3.1a links unten).



(a) realer Stator



(b) Hochaufgelöstes CAD Modell

**Abbildung 3.1:** Bild und Abbild des Wickelkopfs der betrachteten Referenzmaschine

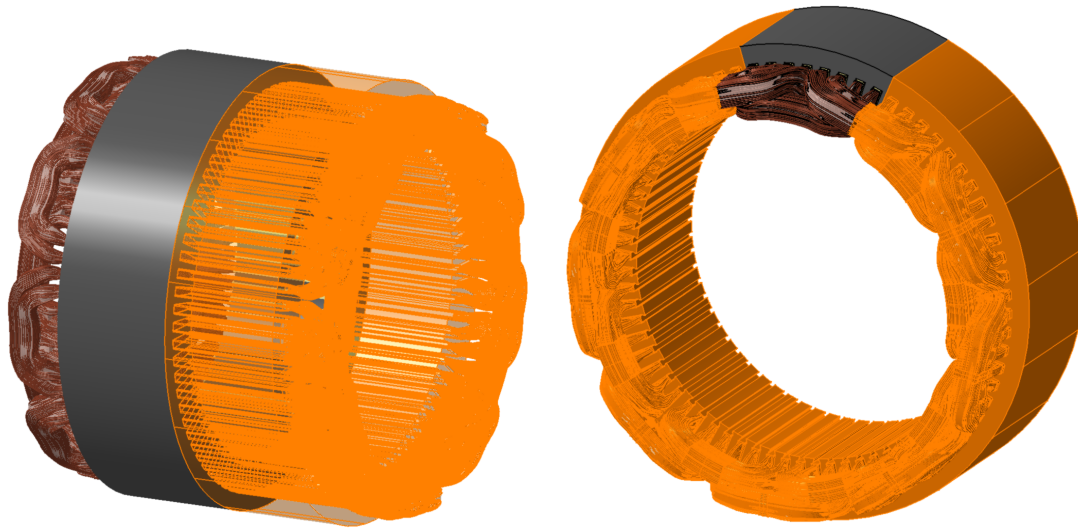
Mit der Annahme einer rotatorisch und auf beiden Wickelkopfseiten gleichmäßig wirksamen Kühlung, können vom Wicklungsschema abhängige Symmetrien der Maschine genutzt werden. Wie in Abb. 3.2 schrittweise illustriert, kann die Reduktion bis auf ein  $20^\circ$  Segmentmodell erfolgen.

Jeder Wicklungsstrang besteht aus 108 einzelnen Kupferdrähten mit einem Durchmesser von 0,7 mm (Abb. 3.3a) und einer sehr dünnen isolierenden Lackummantelung. Vor dem Wickeln wird eine Nutisolation (Abb. 3.3b blau) eingelegt, um einerseits einem Abrieb des Lacks bei der Fertigung vorzubeugen und andererseits die unterschiedlichen Phasen der Wicklungsstränge elektrisch zu isolieren. Nach dem Wickeln wird ein isolierender Deckschieber eingesetzt (Abb. 3.3b grün). Ein isolierendes Tränkharz (Abb. 3.3c) verhindert einen Kurzschluss zwischen den einzelnen Drähten innerhalb eines Strangs und verbessert die Steifigkeit der Wicklungen. Da die Kontur der Nutisolation aus fertigungstechnischen Gründen nicht mit der Nutkontur identisch ist, entstehen während des Tränkens sogenannte Harzecken (Abb. 3.3c rot). Die konkreten Wärmeleitfähigkeiten der eingesetzten Materialien zeigt Tabelle 3.1.

**Tabelle 3.1:** Materialien und Wärmeleitfähigkeiten des hochaufgelösten Modells

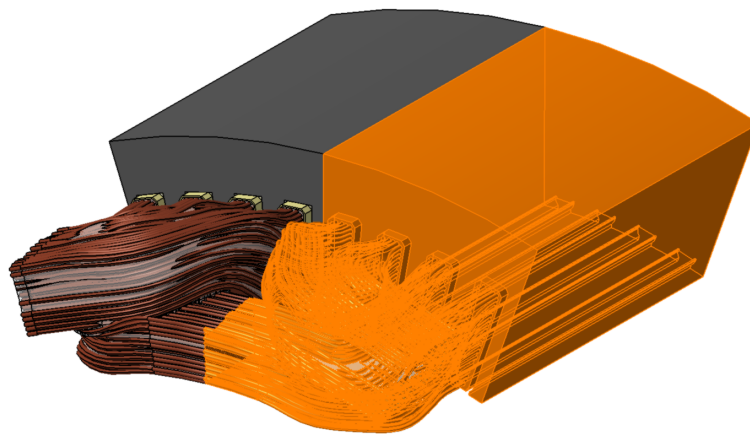
Komponente	Material	$\lambda$ [W/mK]
Wicklungsdraht	Kupfer	387,6
Tränkharz	Polyesterimid	0,23
Nutisolation	Isolationspapier	0,139
Deckschieber	Isolationspapier	0,149
Phasentrenner	Isolationspapier	0,139

Um auch im Bereich des Wickelkopfs die einzelnen Phasen voneinander zu trennen, muss



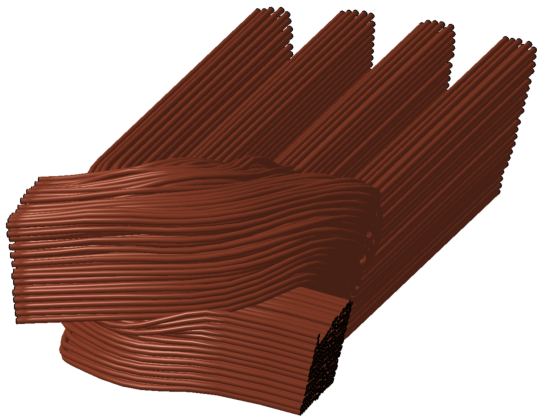
(a) axiale Symmetrie

(b) rotatorische Wiederholung

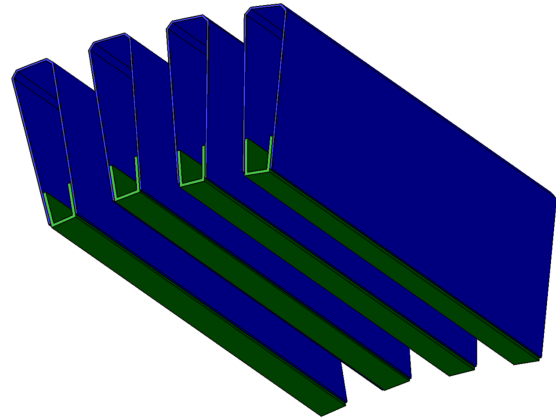


(c) tangentielle Symmetrie

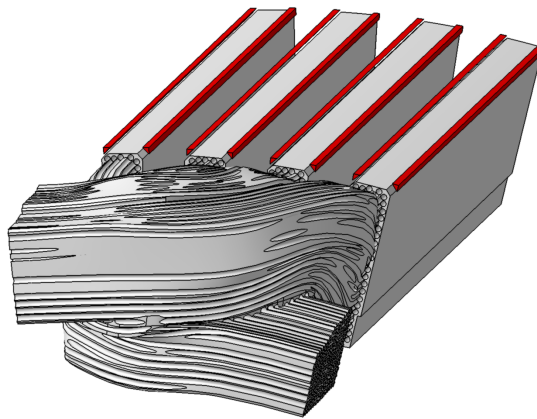
**Abbildung 3.2:** Ableiten eines  $20^\circ$  Segmentmodells über Symmetriebedingungen



(a) Kupferdrähte



(b) Nutisolation und Deckschieber



(c) Tränkharz

Abbildung 3.3: Hochaufgelöstes 20° Segmentmodell

ein Phasentrenner eingesetzt werden. Dieser wird im Modell jedoch nicht geometrisch aufgelöst, sondern als thermischer Kontaktwiderstand zwischen den oberen und unteren Wicklungssträngen abgebildet.

Wie bereits in Kapitel 2.2.1 beschrieben, ergeben sich die in der Wicklung auftretenden Kupferverluste als Zusammenspiel von lokaler Temperatur und lokalem elektrischem Widerstand. Wird Gleichung (2.5) für eine 3D CFD Simulation mit hochaufgelöster Wicklung angewendet, können die Verluste als Skalarenfeld  $P_{Cu}(x, y, z)$  über die gesamte Wicklung des Stators der elektrischen Maschine beschrieben werden:

$$P_{Cu}(x, y, z) = k_R(x, y, z) \cdot r_{Cu}(T_0) \cdot [1 + \alpha_{Cu} \cdot (T(x, y, z) - T_0)] \cdot \frac{l_L}{A_L} \cdot I^2 \quad (3.1)$$

Demnach sind die Skalarenfelder der Temperatur  $T(x, y, z)$  und des Widerstandsverhältnisses  $k_R(x, y, z)$  für die Verteilung der Kupferverluste verantwortlich. Alle anderen Größen sind einzig von der jeweiligen EMA oder vom simulierten Betriebspunkt abhängig. Für die Simulationen im Rahmen dieser Arbeit wird vereinfachend eine homogene Verteilung der Kupferverluste über das gesamte Volumen der Wicklung  $V_{Cu}$  angenommen (siehe Anhang A.3). Es ergibt sich für die Wärmequellendichte  $\dot{\omega}_{Cu}$ :

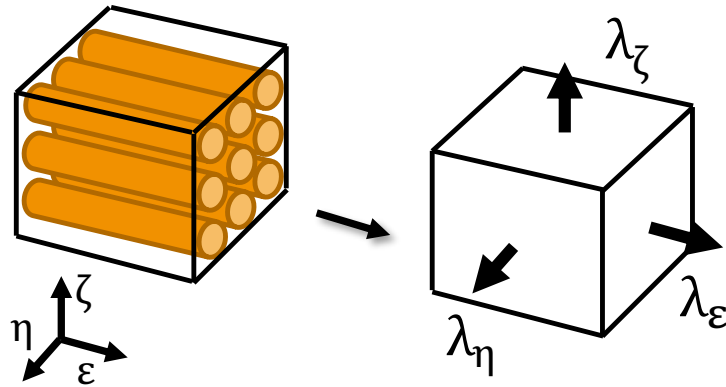
$$\dot{\omega}_{Cu} = \frac{P_{Cu}}{V_{Cu}} \quad (3.2)$$

### 3.1.2 Abstrakte Modellierung der Wicklung

Die bevorzugte Flussrichtung der Wärme erfolgt immer entlang des geringsten thermischen Widerstands. Wie in Kapitel 2.3.1 gezeigt, ist dieser bei einer Reihenschaltung verschiedener Materialien stark abweichender Wärmeleitfähigkeiten deutlich größer als bei einer Parallelschaltung. In der Wicklung einer EMA fließt daher Wärme bevorzugt entlang der Drähte und nicht senkrecht zu ihnen. Im hochaufgelösten Statormodell wird diese essenzielle Eigenschaft über das Abbilden einzelner Drähte und des umgebenden Harzes erreicht. Statt der Auflösung feiner geometrischer Skalen wird die Wärmeflussrichtung in der abstrakten Modellierung über eine anisotrope Wärmeleitfähigkeit gesteuert. Die einzelnen Draht-Harz-Bündel, welche sich aus einer Statornut über den Wickelkopf in die nächste Statornut ziehen, werden hierzu abstrahiert als homogene Kompositstränge beschrieben (Abb. 3.4).

#### Stand der Technik zur abstrakten Modellierung

Erstmals nutzten JIH et al. [59] diesen Ansatz in thermischen FEM Simulationen zur Analyse verschiedener Varianten der elektrischen Maschinen eines Hybridfahrzeugs. Um den Aufwand der Simulationen zu senken, wurden für die Wicklung des Aktivteils und das Statorblechpaket Ersatzkörper mit orthotroper Wärmeleitfähigkeit genutzt. Der Vergleich mit experimentellen Daten zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der maximal auftretenden Temperaturen.



**Abbildung 3.4:** Modellierung der Wicklung als Komposit mit anisotroper Wärmeleitfähigkeit

In thermischen CFD Analysen setzten erstmals SHANEL et al. [117] diesen Modellierungsansatz zur Berechnung des Rotors eines luftgekühlten vierpoligen Generators ein. Über den Abgleich von Simulationen regelmäßig geschichteter Kupfer-Isolations-Pakete stellten die Autoren eine sehr gute Übereinstimmung zwischen geometrischer und abstrakter Modellierung fest. Dies liegt im Einklang mit den in Kapitel 2.3.1 dargestellten analytischen Zusammenhängen. Bei der Anwendung auf die betrachtete EMA zeigten sich ferner Stabilitätsprobleme bei einer Vernetzung der Wicklungen mit Tetraederzellen. Demnach müssen für große Temperaturgradienten im Bereich starker anisotroper Wärmeleitfähigkeiten Hexaedervernetzungen genutzt werden. Eine Validierung der erzielten Ergebnisse mit experimentellen Ergebnissen erfolgte nicht.

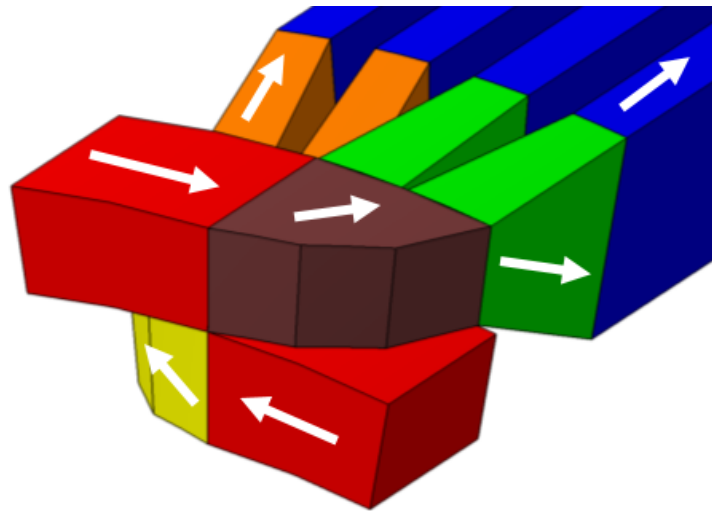
TURNBULL et al. [128] verwendeten CFD Simulationen bei der Auslegung des Wickelkopfvergusses einer elektrischen Maschine für ein Hybridfahrzeug. Sie approximierten die Statorwicklung durch konzentrische Ringe mit hoher Wärmeleitfähigkeit, die durch thermische Widerstände getrennt sind. Das entwickelte Ersatzmodell wurde anhand von Messdaten kalibriert. Die Autoren betonten die Relevanz der von ihnen entwickelten CFD-Modelle für den Entwicklungsprozess, da mit Hilfe der Simulation teure und zeitaufwändige Experimente zur Bewertung von Vergussmaterialien und unterschiedlichen Kühltopologien vermieden werden konnten.

BOGLIETTI et al. [16] stellten in einer Abhandlung zu kritischen Parametern in thermischen Modellen elektrischer Maschinen fest, dass es aufgrund der zufälligen Verteilung der Leiter in den Nuten elektrischer Maschinen nicht sinnvoll sei, diese konkret aufzulösen. Vielmehr sei es für die relevanten Wicklungstemperaturen entscheidend, die durchschnittliche Materialverteilung in den Nuten zu kennen.

WROBEL und MELLOR [141] nutzten den Ansatz der abstrakten Modellierung, um ein spezielles thermisches Netzwerkmodell anhand einer thermischen FEM Simulation zu verifizieren. Die Wärmeleitungseigenschaften des Draht-Harz-Verbundkörpers wurden

hierzu experimentell anhand eines Prüfkörpers aus isolierten Litzen bestimmt. In WROBEL et al. [140] erfolgt auf dieser Basis die Modellierung von Statorsegmenten zur thermischen Auslegung verschiedener Maschinenvarianten. Die Wicklungssegmente werden analog zum Ansatz thermischer Netzwerke vereinfachend über einzelne homogene Regionen mit anisotropen Wärmeleitfähigkeiten beschrieben. Durch Rotationen des Tensors der Wärmeleitfähigkeiten entstandene Nebendiagonalelemente werden vernachlässigt. Der Vergleich der simulierten Ergebnisse mit den Messdaten eines aus dieser Auslegung abgeleiteten Maschinenprototypens zeigt Temperaturabweichungen unter 10%.

In der vorliegenden Dissertation wird eine abstrakte Modellierung der Statorwicklung mit Hilfe von Zonen konstanter anisotroper Wärmeleitfähigkeit gemäß BROSSARDT et al. [19] 2015 genutzt. Abbildung 3.5 zeigt diese Konfiguration für das abstrakte Modell des Stators der Referenzmaschine. Analog zur hochaufgelösten Modellierung (Kap. 3.1.1) werden die Symmetrieebenen der Maschine zur Reduktion auf ein 20° Segment genutzt. Jede Einfärbung in Abb. 3.5 repräsentiert einen anderen hinterlegten Tensor der Wärmeleitfähigkeit. Die Wärmeleitungstensoren werden anders als in WROBEL et al. [140] inklusive der Nebendiagonalelemente berücksichtigt.



**Abbildung 3.5:** Wärmeleitungszonen des abstrakten Referenzmodells [19]

Die Methode wurde in den CFD-Codes ANSYS FLUENT und OpenFOAM implementiert und kann für die CHT-Simulation (engl. *conjugate heat transfer*) verschiedener Kühlsysteme verwendet werden. Als Verifizierungsbasis dienen repräsentative Simulationsergebnisse des hochaufgelösten Segmentmodells aus [55] in ANSYS FLUENT. In einer Anwendung des Modells für einen Betriebspunkt mit konvektiven Randbedingungen auf allen freien Oberflächen des Stators kann eine Abweichung der Maximaltemperatur zwischen hochauflösendem und abstraktem Modell von weniger als 10% gezeigt werden. Aufgrund der hohen Relevanz für weitere Erkenntnisse in dieser Arbeit wird die genutzte Modellierung im folgenden Abschnitt detaillierter dargestellt.

VANSOMPEL und SERGEANT [129] untersuchten ein Kühlkonzept mit thermisch leitfähigen Einsatzstücken, welche in den Statornuten liegen und gleichzeitig die Wickelköpfe umschließen. In ihrem thermischen FEM-Modell verwendeten sie homogenisierte Bündel samt anisotroper Wärmeleitfähigkeitstensoren. Die Validierung ergab eine gute Übereinstimmung zwischen simulierten und gemessenen Temperaturen an sechs relevanten Positionen im Stator.

WOODWORTH et al. 2019 [138] nutzten eine gekoppelte CFD-FEM-Simulation zur Berechnung des Temperaturprofils im Stator einer elektrischen Maschine mit hoher Leistungsdichte. Um das anisotrope Wärmeleitungsverhalten der Wicklungen in hoher Genauigkeit aufzulösen, wurde eine thermische FEM Simulation in ANSYS Mechanical bei verschiedenen Maschinenleistungen durchgeführt. Die Berechnung der direkten Ölkühlung erfolgte in ANSYS CFX bei unterschiedlichen Öldurchflussraten. Der Vergleich mit den Messdaten ergibt eine gute Übereinstimmung sowohl für die maximale Temperatur in der Nut als auch für jene in den Wickelköpfen. Die Abweichung liegt im Bereich von  $3 - 10^\circ\text{C}$ .

ACQUAVIVA et al. [3] stellten eine effiziente Methode zur Berechnung des Temperaturprofils für elektrische Maschinen mit Kühlmantel vor. Anstatt die Strömung innerhalb der Kühlkanäle aufzulösen, wurde eine vereinfachte 1D-CFD-Simulation verwendet, um den Kühlmantel als Wärmesenke zu modellieren. Die Wärmeleitung im Inneren der Festkörper wurde in einer thermischen FEM-Simulation berechnet. Ähnlich wie in [19] wurden Zonen konstanter Wärmeleitfähigkeit genutzt, um das anisotrope Verhalten zu berücksichtigen. Im Wickelkopfbereich wurde die komplexe Form der Wicklungen vereinfacht und eine Mischung aus anisotropen und isotropen Zonen festgelegt. Auf der Oberfläche der Endwicklung wurde zur Berücksichtigung der Konvektion eine korrelationsbasierte Randbedingung definiert. Das Netz der FEM-Simulation umfasst insgesamt 155 000 Knoten für die gesamte Maschine. Aufgrund der hohen Effizienz der gewählten Modellierung und des groben Netzes konnte eine zeitabhängige Analyse durchgeführt werden. Im Vergleich zu experimentellen Temperaturkurven einer getesteten bürstenlosen Traktionsmaschine geben die Autoren einen durchschnittlichen absoluten Fehler von nur 3% an.

### **Thermische Modellierung der Wicklungen über abschnittsweise Zonen anisotroper Wärmeleitfähigkeit**

Die Wärmeleitfähigkeit eines anisotropen Materials ist kein Skalar, sondern ein Tensor 2. Stufe [66]:

$$\boldsymbol{\lambda}_{x,y,z} = \begin{bmatrix} \lambda_{xx} & \lambda_{xy} & \lambda_{xz} \\ \lambda_{yx} & \lambda_{yy} & \lambda_{yz} \\ \lambda_{zx} & \lambda_{zy} & \lambda_{zz} \end{bmatrix}_{x,y,z} \quad (3.3)$$

Es werden folgende Annahmen getroffen:

- Gemäß [16] sind die Drähte homogen über den Strangquerschnitt verteilt.

- Der Füllfaktor  $F^1$  ist entlang der Stränge konstant.

Mit diesen Vereinfachungen kann ein konstanter Tensor  $\boldsymbol{\lambda}_{\xi,\eta,\zeta}$  im drahtfolgenden Koordinatensystem  $(\xi, \eta, \zeta)$  für die Wicklung des Stators definiert werden:

$$\boldsymbol{\lambda}_{\xi,\eta,\zeta} = \begin{bmatrix} \lambda_{\parallel} & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_{\perp} & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{\perp} \end{bmatrix}_{\xi,\eta,\zeta} \quad (3.4)$$

Hierin ist  $\lambda_{\parallel}$  die Wärmeleitfähigkeit entlang der Drähte und  $\lambda_{\perp}$  jene senkrecht zu diesen. Die Werte für  $\lambda_{\parallel}$  und  $\lambda_{\perp}$  ergeben sich nach den Mischungsregeln für Faserverbundwerkstoffe [115]:

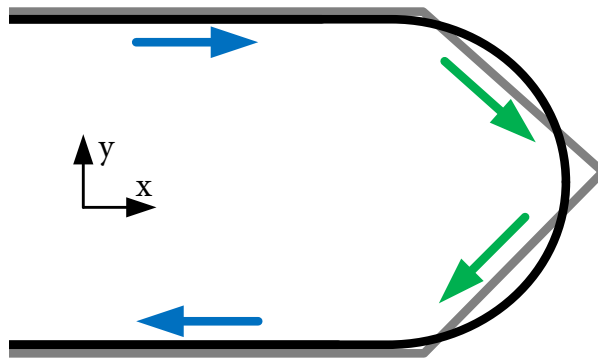
$$\lambda_{\parallel} = \lambda_{Cu} \cdot F + \lambda_{Res} \cdot (1 - F) \quad (3.5)$$

$$\lambda_{\perp} = \frac{1}{\frac{F}{\lambda_{Cu}} + \frac{(1-F)}{\lambda_{Res}}} \quad (3.6)$$

Innerhalb der Statornuten fallen die Hauptachsen dieses Tensors  $(\xi, \eta, \zeta)$  mit dem globalen Koordinatensystem  $(x, y, z)$  der CFD Simulation zusammen. In den Wickelköpfen muss der Tensor hingegen entsprechend der Drahrichtung ausgerichtet werden.  $\boldsymbol{\lambda}_{x,y,z}$  ist in diesem Bereich eine Funktion der Rotationswinkel  $(\alpha_{rot}, \beta_{rot}, \gamma_{rot})$  um die Achsen des globalen Koordinatensystems und des konstanten Tensors  $\boldsymbol{\lambda}_{\xi,\eta,\zeta}$ :

$$\boldsymbol{\lambda}_{x,y,z} = f(\alpha_{rot}, \beta_{rot}, \gamma_{rot}, \boldsymbol{\lambda}_{\xi,\eta,\zeta}) \quad (3.7)$$

Da nicht alle Drähte für jede Position  $(\eta, \zeta)$  des Strangquerschnitts parallel verlaufen, orientiert sich die Ausrichtungskurve an der neutralen Faser des Wicklungsstrangs. Zusätzlich erfolgt eine Linearisierung, um analog zu [140] einige wenige Zonen konstanter anisotroper Wärmeleitfähigkeiten zu erhalten. Abbildung 3.6 verdeutlicht dieses Vorgehen anhand eines einfachen Beispiels. Hierin repräsentiert die schwarze Strecke die neutrale Faser und die graue Strecke die linearisierte Ausrichtungskurve.



**Abbildung 3.6:** Abschnittsweise Linearisierung (grau) des realen Strangverlaufs (schwarz)

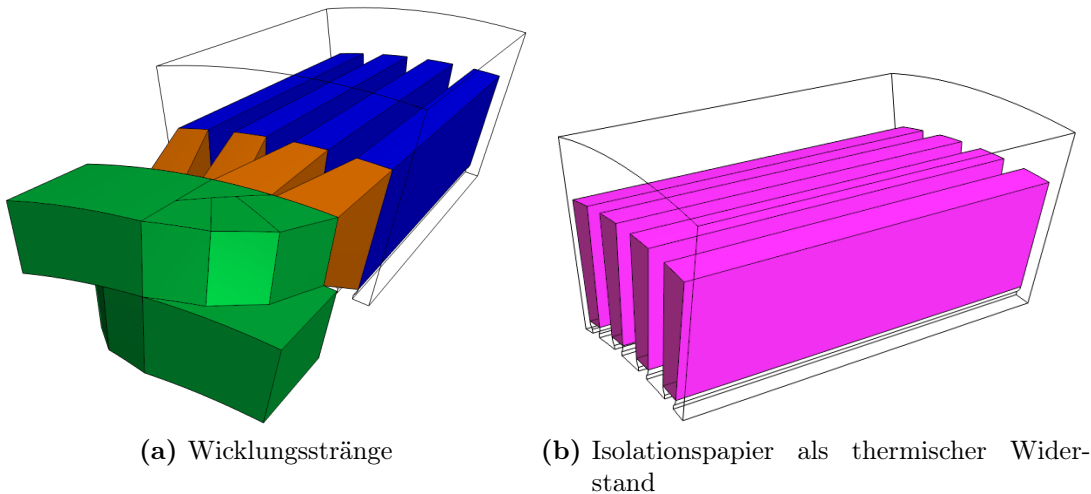
<sup>1</sup>  $F$  beschreibt das Verhältnis zwischen dem Volumen der Kupferwicklung und dem Gesamtvolumen des Wicklungsstrangs.

Besonders in Bereichen starker Abweichung zwischen linearem Teilstück und korrespondierender Tangente an die neutrale Faser führt die Vereinfachung zu einer Veränderung des Wärmeflusses im Wicklungsstrang. Aus diesem Grund muss bei stärkerer Krümmung der neutralen Faser eine größere Anzahl an linearen Teilstücken vorgesehen werden.

### Anwendung der abstrakten Wicklungsmodellierung

Das abstrakte thermische Modell der betrachteten Referenzmaschine ist eine Weiterentwicklung der Vorarbeiten aus [19]. Die Wicklungsstränge des 20° Segmentmodells werden in drei Bereiche unterteilt (Abb. 3.7a):

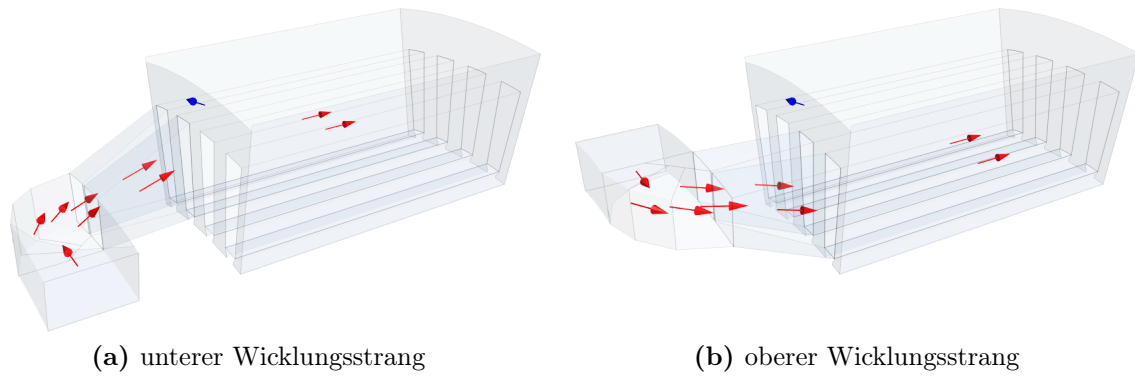
- blau** Aktivteil
- orange** innerer Wickelkopf (iWK)
- grün** äußerer Wickelkopf (aWK)



**Abbildung 3.7:** Eigenschaften des abstrakten 20° Segmentmodells

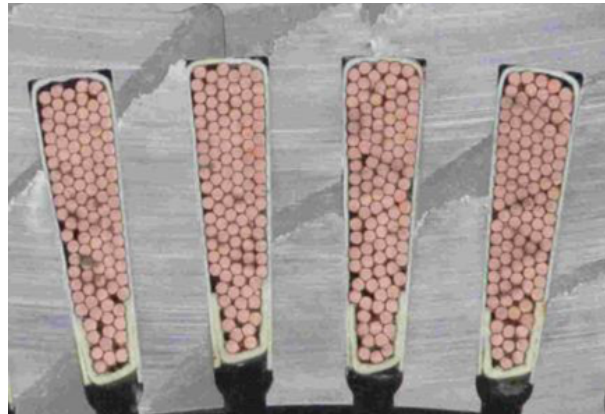
Im Vergleich zur Unterteilung in [19] ist der aWK etwas feiner aufgelöst (vgl. Abb. 3.5). Die Umlenkung (braun in Abb. 3.5) wurde in vier Wärmeleitungs-zonen unterteilt. Zudem geht aus Abb. 3.7b hervor, dass Nutisolationen und Deckschieber im abstrakten Modell nicht geometrisch aufgelöst werden. Sie sind als thermische Widerstände abgebildet. Im Gegensatz zum hochaufgelösten Modell werden auch die Harzecken nicht berücksichtigt. Es wird angenommen, dass der Aktivteil des Wicklungsstrangs die Nuten des Stators vollständig ausfüllt.

Abbildung 3.8 zeigt die bevorzugte Richtung des Wärmeflusses in den definierten Wärmeleitungs-zonen der Wicklungsstränge. Die dargestellten Vektoren ergeben sich als Eigenvektoren  $\vec{x}_i$  der hinterlegten Tensoren der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{(x,y,z)_i}$  und folgen dem Drahtverlauf. Der blaue Pfeil zeigt die bevorzugte Richtung der Wärmeleitung des Statorblechpakets, welche in Blechrichtung maximal ist.



**Abbildung 3.8:** Bevorzugter Wärmefluss der einzelnen Wärmeleitungs-zonen

Aus Schnittbildern der betrachteten Referenzmaschine (siehe Abb. 3.9) kann für das Gebiet innerhalb der Isolationspapiere ein Nutfüllfaktor von  $F = 51\%$  abgeleitet werden.



**Abbildung 3.9:** Schnitt durch ein Segment des Aktivteils der Referenzmaschine

Mit den Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda_{Cu}$  und  $\lambda_{Res}$  aus Tabelle 3.1 ergibt sich für  $\lambda_{\parallel}$  nach Gleichung (3.5) ein Wert von 197,79 W/mK und für  $\lambda_{\perp}$  nach Gleichung (3.6) ein Wert von 0,47 W/mK. Experimente von STOCKINGER [125] an Segmenten der Wicklung der betrachteten Referenzmaschine bestätigen diese Zahlen.

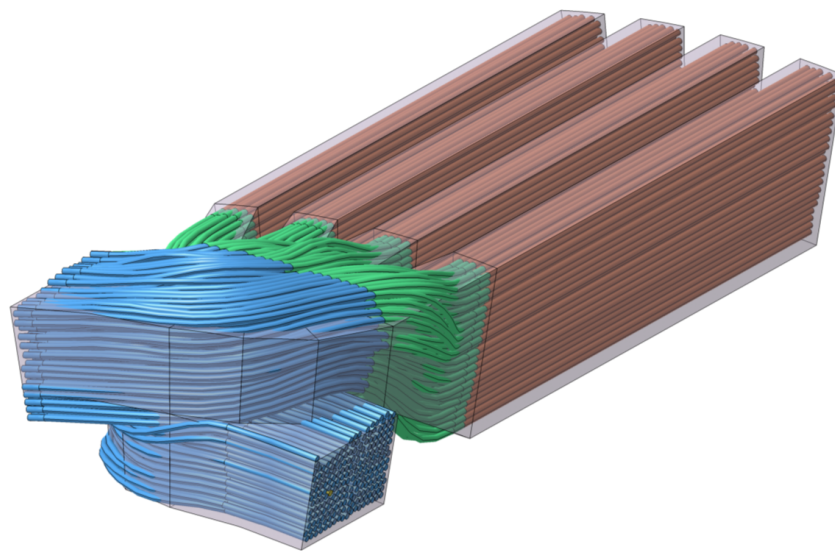
Vor dem Hintergrund der eingebrachten Unschärfe durch die getroffenen Vereinfachungen, sowie der Nutzung der Modelle in der frühen Entwicklungsphase, wird in der Folge vereinfachend mit den Werten von  $\lambda_{\parallel} = 200$  W/mK und  $\lambda_{\perp} = 0,5$  W/mK gearbeitet.

Mangels geometrisch aufgelöster Drähte muss für die abstrakten Modellierung eine Umrechnung der Kupferverluste auf die Kompositstränge erfolgen. Mit den getroffenen Vereinfachungen ist eine Implementierung gemäß Gleichung (3.1) problemlos möglich. Wird

analog Gleichung (3.2) eine homogene Verteilung der Kupferverluste über das gesamte Volumen des Komposits  $V_K$  angenommen, ergibt sich die Wärmequellendichte  $\dot{\omega}_K$  zu:

$$\dot{\omega}_K = \frac{P_{Cu}}{V_K} \quad (3.8)$$

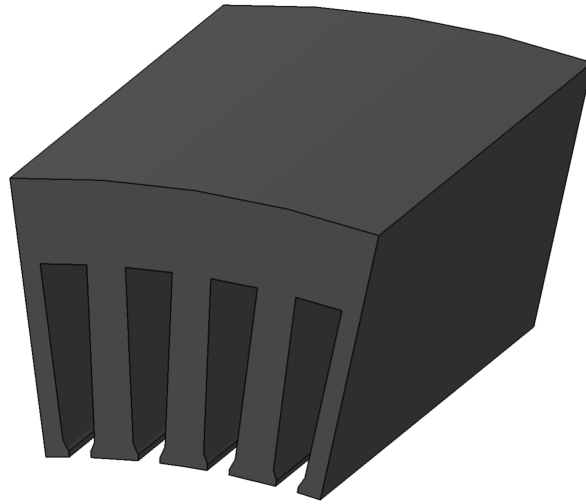
Um zu verhindern, dass aufgrund unterschiedlicher Volumenverteilungen die Leistung an den falschen Stellen ins Simulationsmodell eingebracht wird, ist eine hohe Volumenähnlichkeit des abstrakten Modells mit der realen Wicklung erforderlich. Für das genutzte thermische Modell der Referenzmaschine zeigt Abb. 3.10 den hohen räumlichen Überdeckungsgrad von hochaufgelöstem und abstraktem Segmentmodell.



**Abbildung 3.10:** Überlappung von abstrakter und hochaufgelöster Wicklung

### 3.1.3 Modellierung des Statorblechpakets

Das Statorblechpaket (Abb. 3.11) wird ohne die zur Montage nötigen Verzahnungen einzelner Segmente (vgl. Abb. 2.4c) abgebildet. Analog zum Vorgehen der abstrakten Wicklungsmodellierung, werden die geschichteten Elektrobleche nicht geometrisch aufgelöst. Der regelmäßige Aufbau und die axiale Schichtung der Elektrobleche erlauben eine einfache Beschreibung des Blechpakets als Verbundkörper mit richtungsabhängigen Wärmeleitungseigenschaften entlang des globalen Koordinatensystems.



**Abbildung 3.11:** Statorblechpaket der 20° Segmentmodelle

Die experimentelle Bestimmung der Werte [125] ergibt folgenden Zusammenhang:

$$\lambda_{ax} = 3,3 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad (3.9)$$

$$\lambda_{rad} = \lambda_{tang} = 0,025 \frac{\text{W}}{\text{mK}^2} \cdot T + 12,675 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \xrightarrow{T \in [0,200^\circ\text{C}]} 20 - 24 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad (3.10)$$

Wie in Kapitel 2.3.1 gezeigt, bewirkt die geringe Wärmeleitfähigkeit der Isolation in einer Reihenschaltung ein kleines  $\lambda_{ax}$ .  $\lambda_{rad}$  und  $\lambda_{tang}$  liegen aufgrund der Parallelschaltung ca. eine Größenordnung darüber.

Die auftretenden Eisenverluste werden auch hier als homogene Wärmequellendichte  $\dot{\omega}_{Fe}$  definiert (vgl. Anhang A.3):

$$\dot{\omega}_{Fe} = \frac{P_{Fe}}{V_{Fe}} \quad (3.11)$$

### 3.1.4 Verifizierung der thermischen Segmentmodelle

Nach [116] besteht die Verifizierung eines Simulationsmodells aus folgenden Schritten

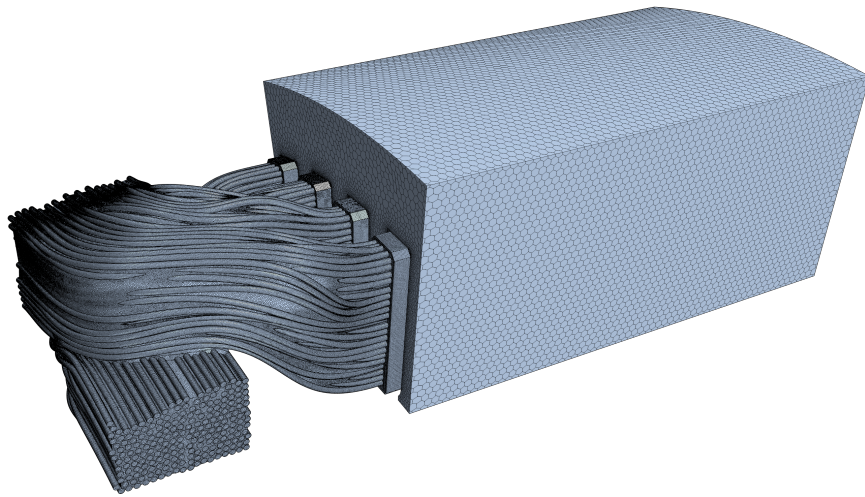
1. Verifizierung des Simulationscodes
2. Verifizierung der Berechnung.

Beide vorgestellten Modellierungsansätze wurden in 3D Simulationsmodellen innerhalb der Simulationssoftware Simcenter STAR-CCM+ (Version 2021.3) umgesetzt. Da bei der Umsetzung der vorgestellten Modellierungen mit Standardfunktionen von STAR-CCM+ gearbeitet wurde, kann eine Verifizierung des Simulationscodes an dieser Stelle entfallen. Es wird angenommen, dass die genutzten Funktionen fehlerfrei implementiert sind.

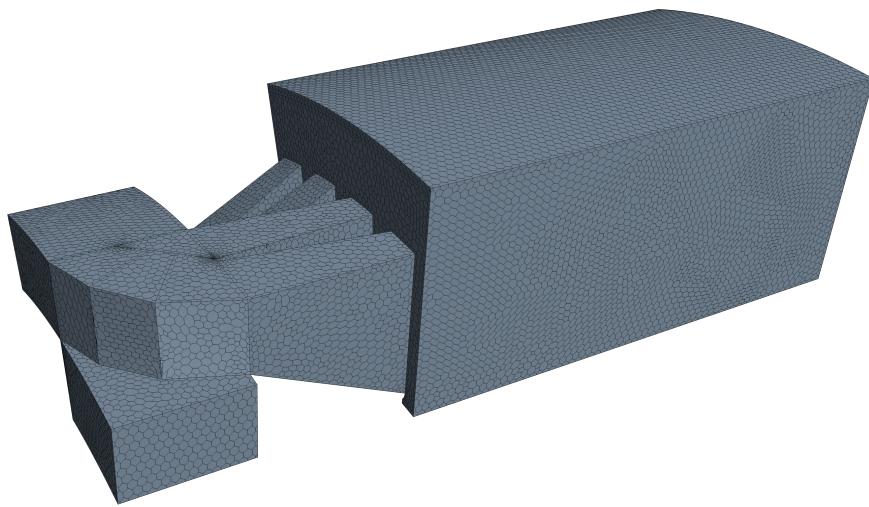
Hinsichtlich der Verifizierung der Berechnungen wird nachfolgend eine Netzstudie für die abstrakte Modellierung der Referenzmaschine anhand des Testfalls *Bergfahrt* durchgeführt. Das Ziel der Untersuchung ist der Nachweis einer weitgehenden Unabhängigkeit der Temperaturverteilung von der Auflösung des Rechengitters. Für die hochaufgelöste Modellierung erfolgt keine Netzstudie unter Variation von Netzparametern, sondern eine Argumentation der gewählten Netzauflösung.

Abbildung 3.12a zeigt die Polyeder-Vernetzung des hochaufgelösten 20° Segmentmodells. Um die Temperaturgradienten innerhalb der Drähte, im Isolationspapier und vor allem im Harz zwischen den Drähten korrekt zu berechnen, bedarf es einer sehr feinen Auflösung dieser Komponenten. Der Durchmesser der Polyeder-Zellen liegt im Bereich von 0,03 mm - 1 mm. Die Vernetzung ist dabei nicht durchgehend konform. Zwischen Drähten und Harz, sowie Harz und aufgelöstem Isolationspapier bestehen gemappte Interfaces. Insgesamt hat das Modell 45 Millionen Zellen. Um die für die Wärmeleitung im Stator charakteristischen Eigenschaften des hochaufgelösten Modells nicht zu verlieren, kann das Netz nicht weiter vergrößert werden. Eine weitere Verfeinerung wäre möglich, ist jedoch mit einer weiter steigenden Zellenanzahl verbunden und erfordert zu viele Rechenressourcen für die industrielle Anwendung. Die gewählte Vernetzung wird als ausreichend fein zur Lösung des Wärmeleitungsproblems betrachtet.

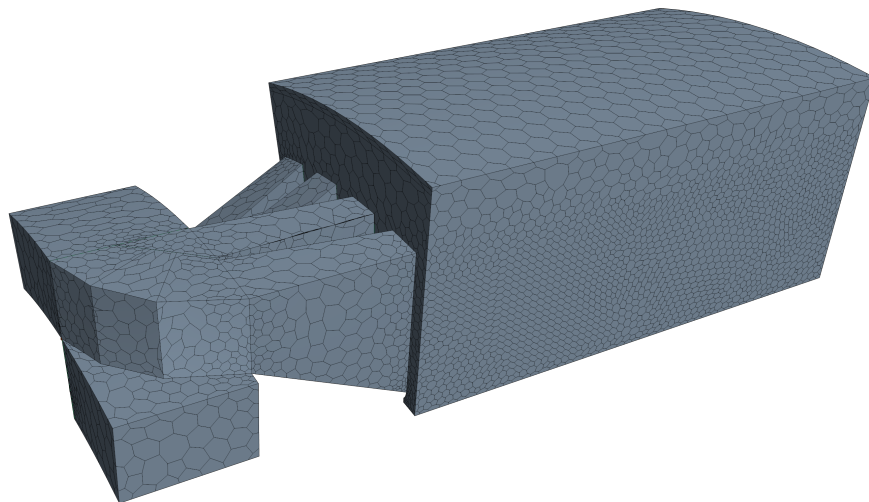
Die in der Netzstudie der abstrakten Modellierung variierte Größe ist die sogenannte *Base Size* des Polyedervernetzers. Der Vernetzer baut die Geometrie aus Polyedern auf, deren gegenüberliegende Flächen jeweils diesem Abstand entsprechen. Aufgrund feiner Geometriedetails oder anderen Vorgaben (z.B. an Kurven oder Kanten) kann es jedoch zu lokalen Verfeinerungen des Netzes kommen. Die *Base Size* wird zwischen 0,5 und 3 mm variiert. Alle restlichen Einstellungen entsprechen dem in STAR-CCM+ definierten Standard. Im Gegensatz zur hochaufgelösten Vernetzung kann ein durchgehend konformes Netz erzeugt werden. Abbildung 3.12b und 3.12c zeigen exemplarische Netze der Studie.



(a) Hochaufgelöstes Modell



(b) abstraktes Modell: *Base Size* = 1 mm

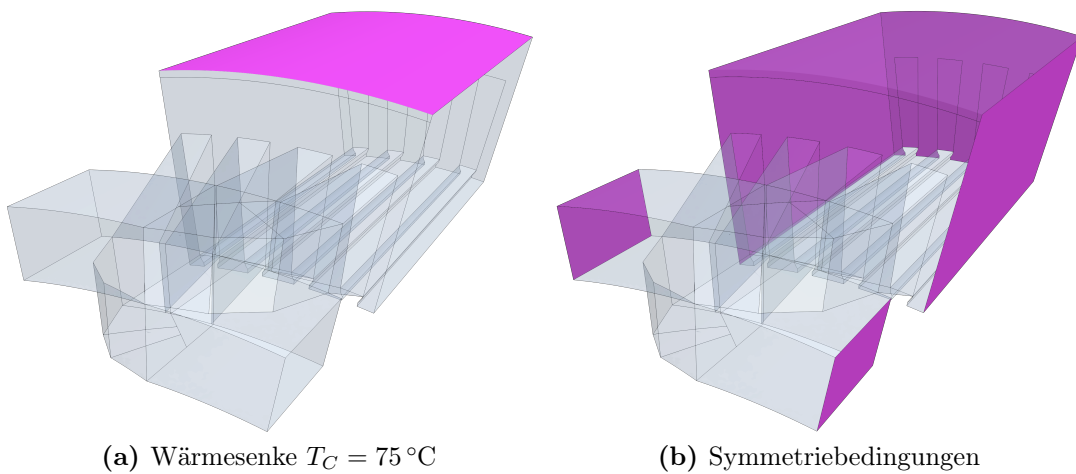


(c) abstraktes Modell: *Base Size* = 3 mm

**Abbildung 3.12:** Rechenetze der 20° Segmentmodelle

Der fiktive Testfall *Bergfahrt* orientiert sich an den Verlustleistungen des Eckpunkts ( $P_{Cu} = 100 \text{ W}$ ;  $P_{Fe} = 20 \text{ W}$ ). Zusätzlich wird eine geringe Drehzahl angenommen, weshalb der konvektive Wärmeübergang durch Eigenventilation des Rotors vernachlässigt werden kann. Mit dem Kühlmantel als einziger Wärmesenke des System bilden sich im Wickelkopf hohe thermische Gradienten aus. Der fiktive Extremfall liefert eine allgemeine Aussage zur erforderlichen Netzauflösung für alle denkbaren Kühlkonzepte.

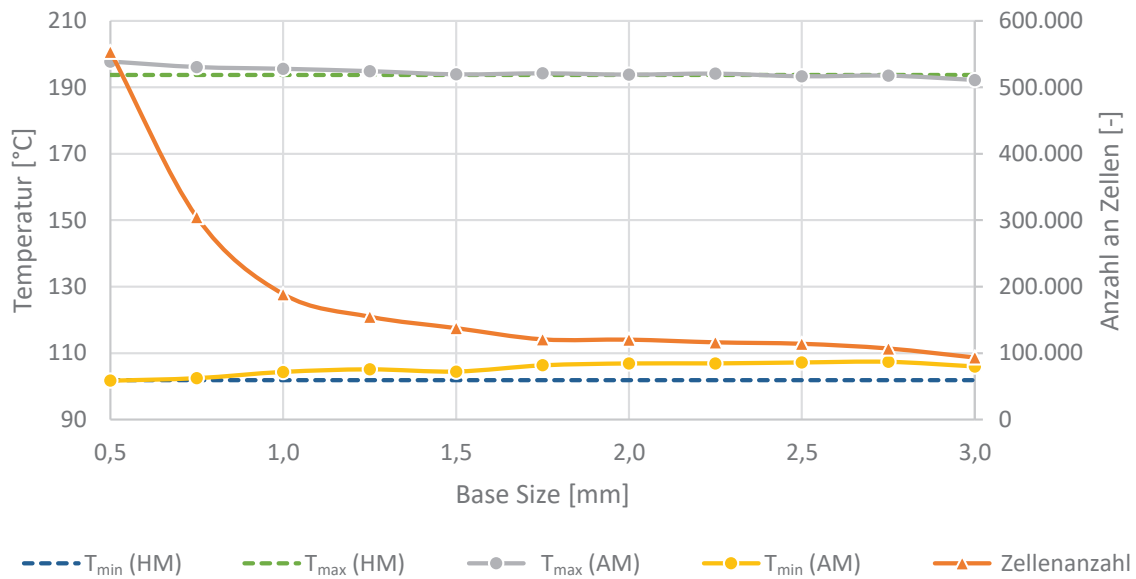
Der Kühlmantel wird im Modell als Temperaturrandbedingung  $T_C = 75 \text{ °C}$  angenommen (Abb. 3.13a). Abb. 3.13b zeigt weiter die Symmetriestandbedingungen der Simulation. Alle weiteren Oberflächen sind adiabatisch. Die inneren Wärmequellen werden für Wicklung bzw. Komposit sowie Statorblechpaket als homogene Wärmequellendichten  $\dot{\omega}_{Cu}$  bzw.  $\dot{\omega}_K$  und  $\dot{\omega}_{Fe}$  gesetzt.



**Abbildung 3.13:** Randbedingungen des Testfalls *Bergfahrt*

Zur Auswertung der Netzstudie des abstrakten Modells (AM) werden die in der Wicklung auftretenden Temperaturmaxima und -minima betrachtet (Abb. 3.14). Das Ergebnis des hochaufgelösten Modells (HM) ist als gestrichelte Linie zu Vergleichszwecken hinterlegt. Es fällt auf, dass die Extremwerte für alle gewählten Auflösungen in einem engen Korridor liegen. Im Vergleich zum hochaufgelösten Modell neigt das abstrakte Modell bei feiner Auflösung des Netzes zu leicht höheren Maxima und bei grober Auflösung zu leicht geringeren Minima. Bezogen auf den auftretenden Temperaturbereich beträgt die Abweichung jedoch nie mehr als 3,5%. Es zeigt sich, dass für den Fall *Bergfahrt* die Modellierung der Wärmeleitung über Zonen anisotroper Wärmeleitfähigkeit unabhängig von der Netzauflösung zum hochaufgelösten Ansatz vergleichbare Ergebnisse liefert.

Wird die abstrakte Modellierung für die Berechnung alternativer Kühlkonzepte eingesetzt, die z.B. eine inhomogene Wärmesenke über eine Fläche des Stators erzeugen, erfolgt eine feinere Auflösung der Kühlung bei kleinerer *Base Size*. Mit Blick auf die Zellenanzahl in Abb. 3.14 zeigt sich jedoch ein exponentieller Anstieg unterhalb einer Auflösung von etwa 1mm. Rechnungen mit feineren Netzen würden speziell bei komple-



**Abbildung 3.14:** Auswertung der Netzstudie für den Testfall *Bergfahrt*

xeren Simulationen länger dauern. Zudem ist im Bereich um 1mm die Abweichung der Minima und Maxima gering. Die Auflösung von 1mm *Base Size* bietet sich daher als guter Kompromiss zwischen Genauigkeit und Ressourcenbedarf an und wird im weiteren Verlauf der Arbeit zur Vernetzung der Statorgeometrie für die abstrakte Modellierung genutzt.

Alle erzielten Ergebnisse wurden auf Konvergenz der Temperaturverteilung geprüft. Diese Kontrolle und die Tatsache, dass beide Modellierungen ein vergleichbares Ergebnis liefern, erlauben den Schluss auf die eingangs geforderte Verifizierung der durchgeführten Berechnungen.

## 3.2 Validierung mittels thermischer Langzeitmessung

Zur Validierung der entwickelten Modellierungsansätze wird eine thermische Langzeitmessung der betrachteten Referenzmaschine herangezogen (VAL1). Der Messaufbau, der Testfall und die Ergebnisse werden nachfolgend detailliert beschrieben. Über den abgeleiteten Gleichgewichtspunkt VAL1\* sind alle Informationen bekannt, um die notwendigen Randbedingungen bei der Simulation des Betriebspunkts in den entwickelten Simulationsmodellen zu setzen.

### 3.2.1 Beschreibung des Messaufbaus

Abbildung 3.15 zeigt den experimentellen Aufbau der thermischen Langzeitmessung.

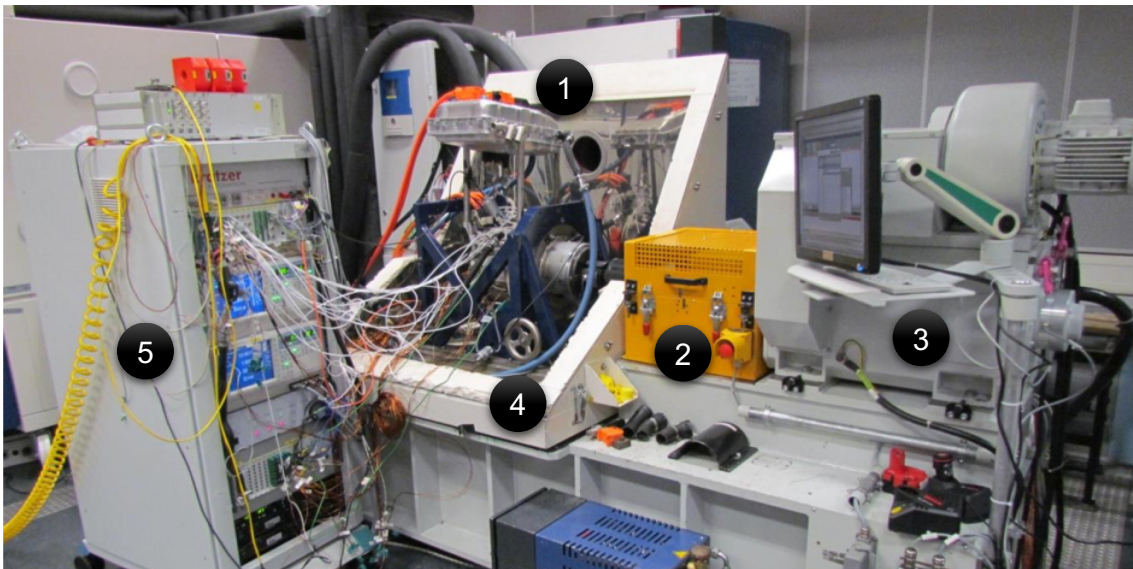


Abbildung 3.15: Experimenteller Aufbau der thermischen Langzeitmessung

Der zu vermessende Prüfling (1) ist über die Kupplung (2) mit der Belastungsmaschine (3) verbunden. Um einen realen Betrieb zu simulieren, läuft die Belastungsmaschine als Generator und speist die erzeugte Leistung zurück ins Stromnetz. Über eine Messwelle in der Kupplung können das anliegende Drehmoment und die Drehzahl gemessen werden. Die blauen Schläuche (4) liefern beliebig temperierbares Kühlmittel für den Wassermantel des Kühlsystems. Neben den elektrischen und mechanischen Daten sammelt und verarbeitet das Messsystem (5) alle Signale der verbauten Temperatursensoren. Für alle feststehenden Komponenten (Stator, Kühlmantel) kommen kabelgebundene NiCr-Ni Thermoelemente<sup>2</sup> (TE) zum Einsatz. Zur Messung der Temperaturen im Rotor wird derselbe Sensorentyp genutzt, das Signal aber über ein Telemetriesystem übertragen. Zudem ist ein Infrarotsensor verbaut, welcher die Oberflächentemperatur der Stirnscheibe des Rotors misst. Für eine detailliertere Beschreibung des Messplatzes und der Messhardware sei auf [54] verwiesen.

<sup>2</sup> Klasse 1, Typ K, Toleranz  $\pm 1,5^\circ\text{C}$

### 3.2.2 Beschreibung des Validierungsfalls

Bei VAL1 handelt es sich um einen Dauerlauf bei konstantem Drehmoment und konstanter Drehzahl. Während des Laufs ist die Wassermantelkühlung mit einer Durchflussrate von 6 l/min aktiv. Die Maschine ist mit insgesamt 42 Thermoelementen bestückt. Für die Validierung werden die Temperaturdaten von 13 dieser Sensoren genutzt. Abbildung 3.16 zeigt ihren Verlauf über die Zeit der thermischen Langzeitmessung.

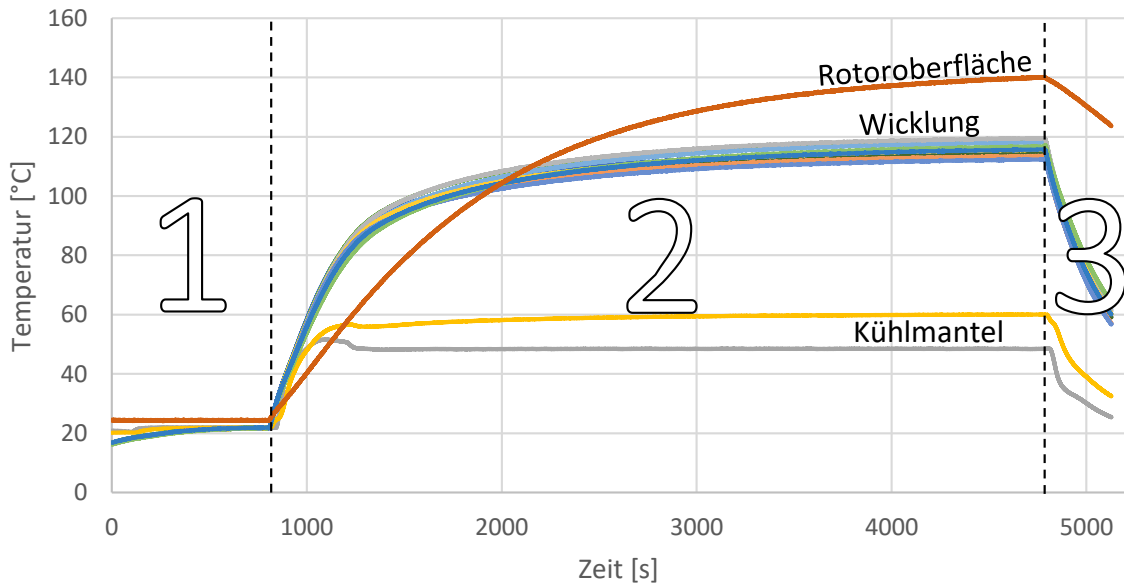


Abbildung 3.16: Zeitlicher Verlauf der genutzten VAL1 Temperaturen

Die Gesamtdauer von knapp 5200 s kann in drei Abschnitte unterteilt werden. Während der Temperierung (1) werden die Komponenten über eine Kühlmitteltemperatur von 22 °C auf eine möglichst einheitliche Starttemperatur erwärmt. Mit Beginn des Tests (2) wird an der Statorwicklung eine Gleichspannung von 330 V angelegt. Das sich einstellende Drehmoment von 150 Nm beschleunigt den Rotor auf eine Drehzahl von 4800 1/min. Die Kühlmitteltemperatur wird zum Beginn des Tests auf 50 °C im Vorlauf (graue Linie) erhöht. Im Laufe der 4000 s andauernden Testphase erwärmen sich die Rotoroberfläche und die Messstellen in der Statorwicklung unterschiedlich schnell und stark. Mit dem Abschalten der Spannung läuft die Maschine aus und die Komponenten kühlen ab (3).

Für die Auslegung von Kühlsystemen werden typischerweise stationäre Simulationen von Extrempunkten durchgeführt. Funktioniert ein Kühlsystem im Fall maximaler thermischer Belastung, ist der gesamte Betriebsbereich abgesichert. Wie sich in Abb. 3.16 erkennen lässt, wurde für VAL1 der stationäre Zustand nicht ganz erreicht. Aufgrund der hohen Datenrate (10 Messwerte pro Sekunde) und der langen Gesamtdauer der Messung existiert jedoch eine ausreichende Datenbasis, um den Gleichgewichtspunkt für alle Temperaturen in Abb. 3.16 zuverlässig zu extrapolieren.

### 3.2.3 Extrapolation der Messdaten

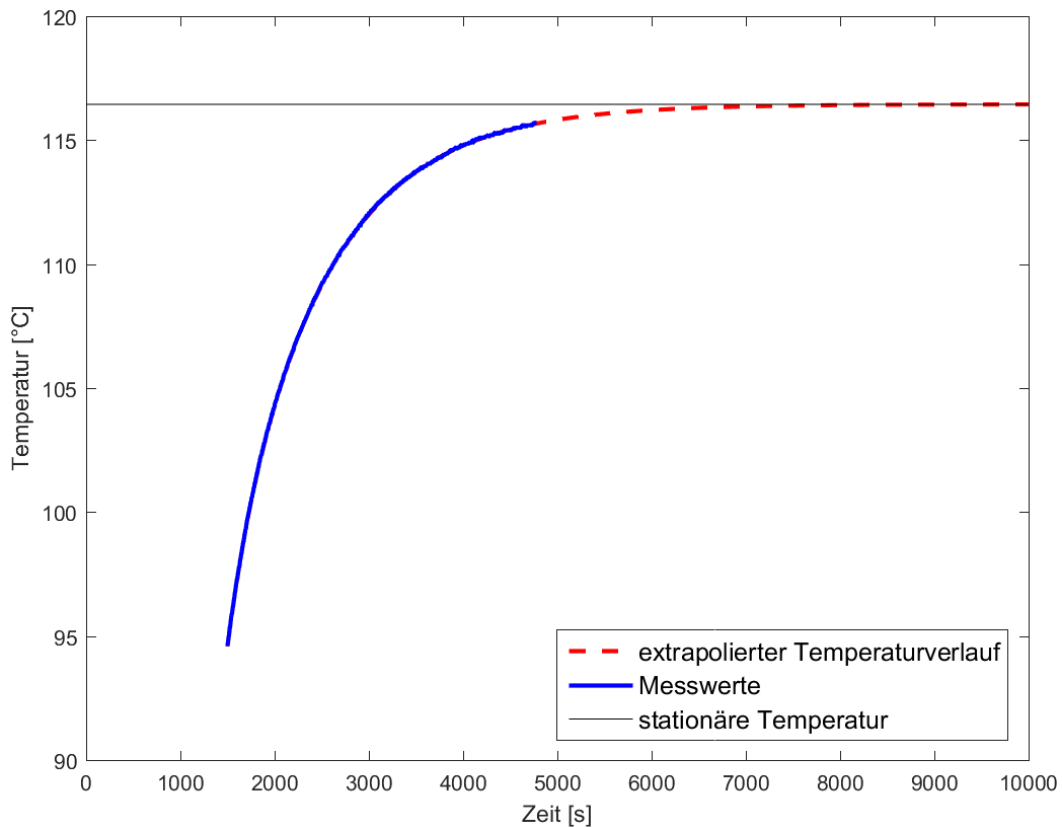
Zur Extrapolation der vorgestellten Messreihen auf einen stationären Zustand werden Funktionen gesucht, welche die bisherigen Datenreihen bei möglichst kleinem Fehler wiedergeben. Der Grenzwert dieser Funktionen bei  $t \rightarrow \infty$  liefert die gewünschte Temperatur im stationären Punkt. Die gewählte Ansatzfunktion lautet:

$$T(\vec{x}, t) = x_1 \cdot (1 - e^{-x_2 \cdot t}) + x_3 \cdot (1 - e^{-x_4 \cdot t}) + x_5 \cdot (1 - e^{-x_6 \cdot t}) \quad (3.12)$$

Für jede Temperaturmessreihe  $T_i(t)$  wird ein eigener Vector  $\vec{x}_i$  gesucht, für den die mittlere quadratische Abweichung (MSE für engl. *Mean Square Error*) minimal wird. Ist ein solcher Vektor gefunden, ergibt sich die stationäre Temperatur gemäß:

$$T_i^* = T_i(t \rightarrow \infty) = x_1 + x_3 + x_5 \quad (3.13)$$

Die Umsetzung dieser Extrapolation erfolgt über ein eigenes Matlab-Programm (siehe Anhang A.4.1). Abbildung 3.17 zeigt das graphische Ergebnis der Extrapolation am Beispiel eines der vier zentralen Wickelkopfsensoren.



**Abbildung 3.17:** Extrapolation am Beispiel eines zentralen Wickelkopfsensors

Es lässt sich erkennen, dass der stationäre Punkt für diesen Sensor bei ca. 8000 s erreicht wird. Der MSE beträgt für diese Extrapolationsfunktion 0,11%. Eine grafische Darstellung der Extrapolation aller Sensoren ist dem Anhang A.4.2 zu entnehmen.

### 3.2.4 Ableiten von Vergleichstemperaturen aus VAL1\*

In Abbildung 3.16 ist eine Gruppe von zehn Temperaturverläufen der Wicklung erkennbar, welche vergleichsweise nahe zusammenliegen. Da die exakten Positionen dieser Sensoren bekannt sind, können die stationären Endtemperaturen für die Validierung genutzt werden. Gleichmäßig über den Umfang des Stators verteilte oder auf beiden Wickelkopfseiten platzierte Sensoren können gemäß der angewendeten Symmetriebedingungen in das 20° Segmentmodell projiziert werden. Fallen dabei mehrere Sensoren zusammen, werden die Werte gemittelt.

Abbildung 3.18 zeigt die auf diesem Weg für die Validierung nutzbaren Vergleichsstellen im 20° Segmentmodell. Für die Temperatur im Kern des Wickelkopfs  $T_Z$  können insgesamt vier Messwerte zu einem Vergleichswert zusammengefasst werden. Für VAL1 sitzen diese Sensoren auf beiden Wickelkopfseiten radial um jeweils 180° versetzt. Weitere sechs Thermoelemente befinden sich an thermisch relevanten Positionen unterschiedlicher Phasen des Wicklungsstrangs an der Unterseite des Wickelkopfs. Diese sind nicht redundant ausgeführt, fallen aufgrund der Symmetrieannahmen jedoch teilweise zusammen ( $T_{OI}$ ,  $T_{OA}$ ,  $T_{UI}$ ,  $T_{UA}$ ). Die blau markierte Fläche wird im Folgenden als Zentrums-ebene  $A_Z$  bezeichnet und ist aus thermischer Sicht aufgrund der dichten Packung der umliegenden Wicklung von Interesse.

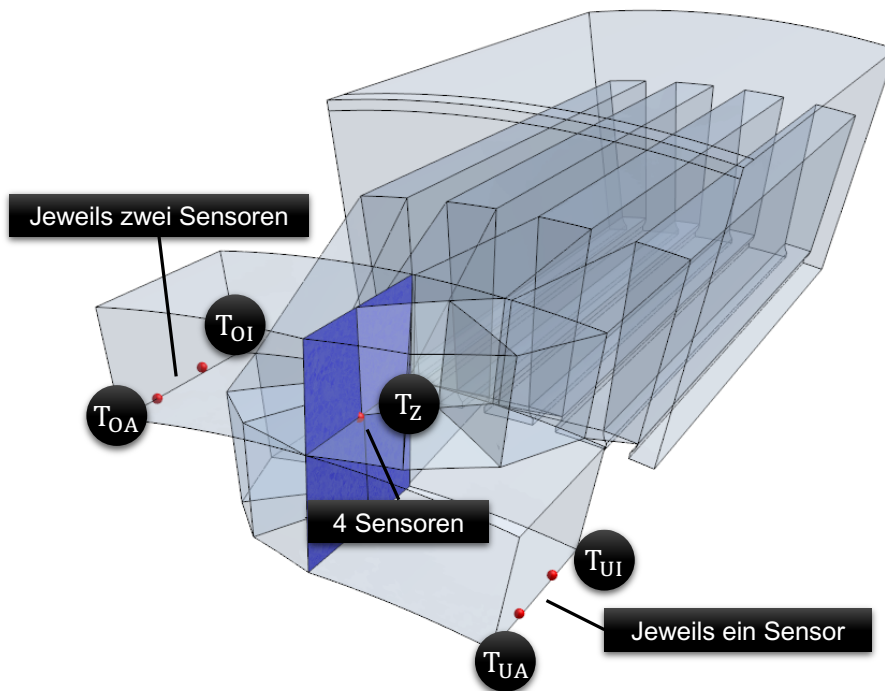


Abbildung 3.18: Relevante Statormessstellen und Datenursprung

Tabelle 3.2 fasst die Ableitung von Vergleichstemperaturen  $T_{Vgl}$  für das Referenzmodell aus den stationären Temperaturwerte  $T^*$  zusammen und zeigt die konkreten Temperaturwerte. Demnach ist auch unter Berücksichtigung des potenziellen Messfehlers von

$\pm 1,5^\circ\text{C}$  die Temperatur im oberen Strang außen maximal, gefolgt von jener im unteren Strang außen. Für die restlichen Messstellen ergibt sich eine Temperatur von ca.  $116^\circ\text{C}$ . Die Werte sind plausibel, da die Messstelle bei  $T_{OA}$  und  $T_{UA}$  einen längeren Weg der Wärmeleitung zum Kühlmantel aufweisen.

**Tabelle 3.2:** Ableiten von Vergleichstemperaturen aus VAL1\*

Position im Segmentmodell	$T_{VAL1}^*$	$T_{Vgl}$
im Zentrum des aWK	$T_{A1}^* = 113,0^\circ\text{C}$	} $T_Z = 115,9^\circ\text{C}$
	$T_{A2}^* = 116,5^\circ\text{C}$	
	$T_{B1}^* = 116,5^\circ\text{C}$	
	$T_{B2}^* = 117,6^\circ\text{C}$	
im oberen Strang innen	$T_{W1}^* = 114,1^\circ\text{C}$	} $T_{OI} = 115,3^\circ\text{C}$
	$T_{U1}^* = 116,4^\circ\text{C}$	
im oberen Strang außen	$T_{W2}^* = 120,2^\circ\text{C}$	} $T_{OA} = 120,1^\circ\text{C}$
	$T_{U2}^* = 119,9^\circ\text{C}$	
im unteren Strang innen	$T_{V1}^* = 115,6^\circ\text{C}$	$\rightarrow T_{UI} = 115,6^\circ\text{C}$
im unteren Strang außen	$T_{V2}^* = 118,8^\circ\text{C}$	$\rightarrow T_{UA} = 118,8^\circ\text{C}$

Basierend auf diesem Datensatz und vor der gestellten Anforderung an die Genauigkeit der Simulationsmethode (MAF1) gelten folgende Anforderung an die Validierung:

1. Bezogen auf den auftretenden Temperaturbereich ( $54^\circ\text{C} - 120^\circ\text{C}$ ) beträgt die maximal zulässige Abweichung  $6,6^\circ\text{C}$ .
2. Die Berechnungen müssen vergleichbare relative Temperaturverteilungen ergeben:
  - $T_{OA} > T_{OI}$  bzw.  $T_{UA} > T_{UI}$
  - $T_{OA} > T_Z$  bzw.  $T_{UA} > T_Z$

### 3.2.5 Simulationssetup für VAL1\*

Der Hauptunterschied zur Verifizierungssimulation des Testfalls *Bergfahrt* aus Kapitel 3.1.4 liegt in der Berücksichtigung des konvektiven Wärmeübergangs im Wickelkopf-raum. Aus Sicht des Stators ist die Luft dabei keine reine zusätzliche Wärmesenke, da der Rotor eine Wärmequelle für das System darstellt. In jedem Fall wirkt das umgebende Gehäuse jedoch als zusätzliche Wärmebrücke zum Kühlmantel. Um die Temperaturverteilung der Komponenten der EMA in diesem komplexen System zu bestimmen, wird eine CHT-Simulation eingesetzt. Die Koppelung zwischen Luft und Festkörpern ist hierbei Teil der numerischen Lösung. Insgesamt müssen zusätzlich zum bestehenden

Modell der Verifizierungssimulation das Gehäuse der EMA sowie das zwischen Stator, Rotor und Gehäuse eingeschlossene Fluidvolumen im Modell abgebildet werden. Abbildung 3.19 zeigt die Rechengitter dieser Regionen am Beispiel der abstrakten Modellierung. Die Farben beschreiben den Typ der an dieser Fläche gültigen Randbedingung aus thermofluidmechanischer Sicht.

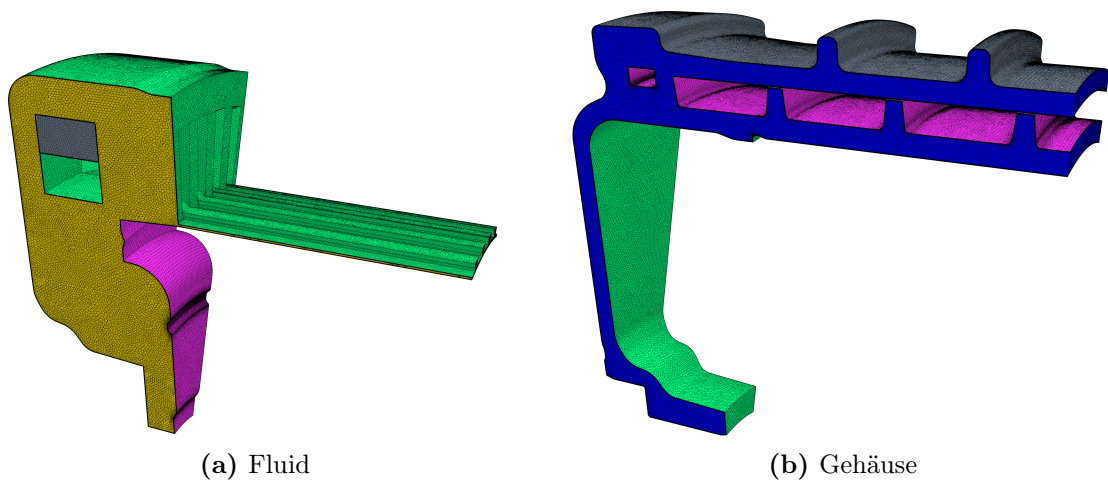
**grün** internes Interface zwischen zwei Regionen

**blau** Symmetrierandbedingung

**gelb** periodische Randbedingung

**pink** Fluid:  $T = \text{const}$  &  $n_R = \text{const}$ ; Gehäuse:  $T = \text{const}$

**grau** Fluid:  $\vec{v} = 0$  (Wand); Gehäuse:  $\frac{dT}{d\vec{x}} = 0$  (adiabat)



**Abbildung 3.19:** Gitter der zusätzlichen Regionen zur Simulation von VAL1\*

Es fällt auf, dass die periodische Randbedingung in Abb. 3.19a neben der Aussparung für den Wicklungsstrang (grüne Öffnung der gelben Ebene) eine undurchströmte Fläche umschließt (graues Rechteck). Diese ergibt sich aufgrund der Symmetriebedingungen für ein  $20^\circ$  Segment. Für eine durchgehende periodische Randbedingung muss ein  $40^\circ$  Segmentmodell durch Spiegelung an der gelben Ebene des  $20^\circ$  Segments erzeugt werden. Simulationen haben jedoch gezeigt, dass diese Modellerweiterung keine nennenswerte Verbesserung gegenüber der Rechnung auf einem  $20^\circ$  Segment ergibt. In Anbetracht der Verdoppelung der notwendigen Rechenressourcen wird daher weiter mit dem  $20^\circ$  Segmentmodell gearbeitet.

Obschon das Statorblechpaket in das Gehäuse eingeschrumpft wird, gibt es aufgrund von Oberflächenrauigkeitseffekten einen thermischen Kontaktwiderstand [13]. Daher wird in beiden Modellen ein thermischer Widerstand zwischen Statorblechpaket und Gehäuse angesetzt. Der Wert wurde experimentell ermittelt und liegt bei  $0,38 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

Nachfolgend werden jene Randbedingungen näher beleuchtet, welche für die Simulation aus den Messdaten von VAL1\* abgeleitet werden müssen.

**Temperatur und Rotation des Rotors** Das thermische Verhalten des Rotors spielt für die Erwärmung des Stators über konvektiven Wärmeübergang eine wichtige Rolle. Hierzu wird das Temperatursignal des Infrarotsensors aus VAL1 genutzt und als Temperaturrandbedingung auf der Rotoroberfläche im Modell berücksichtigt (pinke Fläche in Abb. 3.19a). Gleichzeitig rotiert diese Oberfläche mit der Drehzahl des Rotors  $n_R$ .

**Temperatur und Volumenstrom des Kühlmittels** Im Kühlkreislauf wird die Temperatur im Zu- und Ablauf messtechnisch erfasst. Da das Segmentmodell in Bezug auf den Kühlmantel keine definierte Lage hat, wird ein Mittelwert für die Simulation genutzt. Zusammen mit dem hohen Kühlvolumenstrom von 6 l/min wird an den Kühlkanalflächen (pinke Oberflächen in Abb. 3.19b) analog zur Verifizierungsrechnung eine Temperaturrandbedingung angenommen.

**Wärmequellen im Stator** Jedem Betriebspunkt sind gemäß Anhang A.3 eindeutige Verlustleistungswerte zugeordnet, welche als Wärmequellen in der Wicklung ( $P_{Cu}$ ) und dem Statorblechpaket ( $P_{Fe}$ ) hinterlegt werden können. Der Betriebspunkt ergibt sich aus den erfassten Werten für Drehzahl und Drehmoment.

Tabelle 3.3 fasst die in der Simulation genutzten Werte zusammen:

**Tabelle 3.3:** VAL1\*: Zusammenfassung genutzter Messwerte

Messwert	Typ	Ursprung
$T_{Rotor} = 142,5\text{ °C}$	Oberflächentemperatur des Rotors	Sensorwert
$T_{KM} = 54,3\text{ °C}$	Kühlmitteltemperatur	gemittelt (2)
$\dot{V}_{KM} = 6\text{ l/min}$	Kühlmittelvolumenstrom	Sensorwert
$n_R = 4800\text{ 1/min}$	Drehzahl des Rotors	Sensorwert
$P_{Cu} = 39,9\text{ W}$	Kupferverluste	Tabellenwert
$P_{Fe} = 23,9\text{ W}$	Eisenverluste	Tabellenwert

## 3.3 Simulation des stationären Betriebspunkts VAL1\*

### 3.3.1 Vernetzung und Verifizierung

Mit der Erweiterung der Berechnung um die Fluid- und Gehäuseregion ist eine erneute Verifizierung der Simulationsmodelle erforderlich.

#### Vernetzung des abstrakten Modells mit Konvektion (AMK)

Im AMK wird im Fluid und Gehäuse mit derselben Base-Size vernetzt wie im AM. Das Netz ist durchgehend konform. Das Gehäuse besteht aus einer Aluminiumlegierung (AlSi<sub>10</sub>Mg) und weist eine hohe isotrope Wärmeleitfähigkeit von 147 W/mK auf. Die Gradienten in der Gehäusewand sind folglich vergleichsweise flach, weshalb die übernommene Netzauflösung des AM ausreichend ist. Für das Fluid müssen zur korrekten Auflösung der Wandschubspannungen und Temperaturgradienten an allen Fluid-Solid Interfaces Prismenschichten hinzugefügt werden. Abb. 3.20 zeigt die Prismenschichten im Luftspalt (Abb. 3.20a) und an der Wickelkopfoberfläche (Abb. 3.20b). Es können fünf Prismenschichten in einer konformen Vernetzung erkannt werden. Insgesamt hat das AMK 2,16 Mio Zellen.

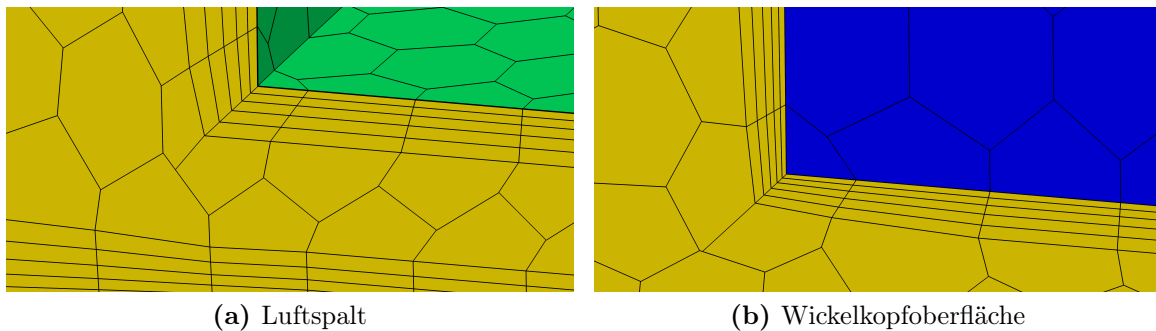


Abbildung 3.20: Prismenschichten des AMK für VAL1\*

#### Vernetzung des hochaufgelösten Modells mit Konvektion (HMK)

Abbildung 3.21 zeigt die gewählte Vernetzung für das HMK. Das Gehäuse wird konform mit dem Statorblechpaket bei einer Base Size von 1 mm vernetzt. Das Fluid ist hingegen eine eigene Region mit einer Base Size von 0,5 mm und hat gemappte Interfaces zu allen anderen Regionen. Aufgrund des ohnehin feineren Auflösungsgrads des Modells ist für das Fluid an allen Oberflächen nur eine dreilagige Prismenschicht definiert. Wie aus Abb. 3.21d zu erkennen ist, wird diese Bedingung auf zwei oder eine Prismenschicht reduziert, wenn die Zwischenräume zu eng werden. Durch das Fluid und Gehäuse vergrößert sich das HMK gegenüber dem HM um weitere 15 Mio Zellen auf insgesamt 60 Mio Zellen.

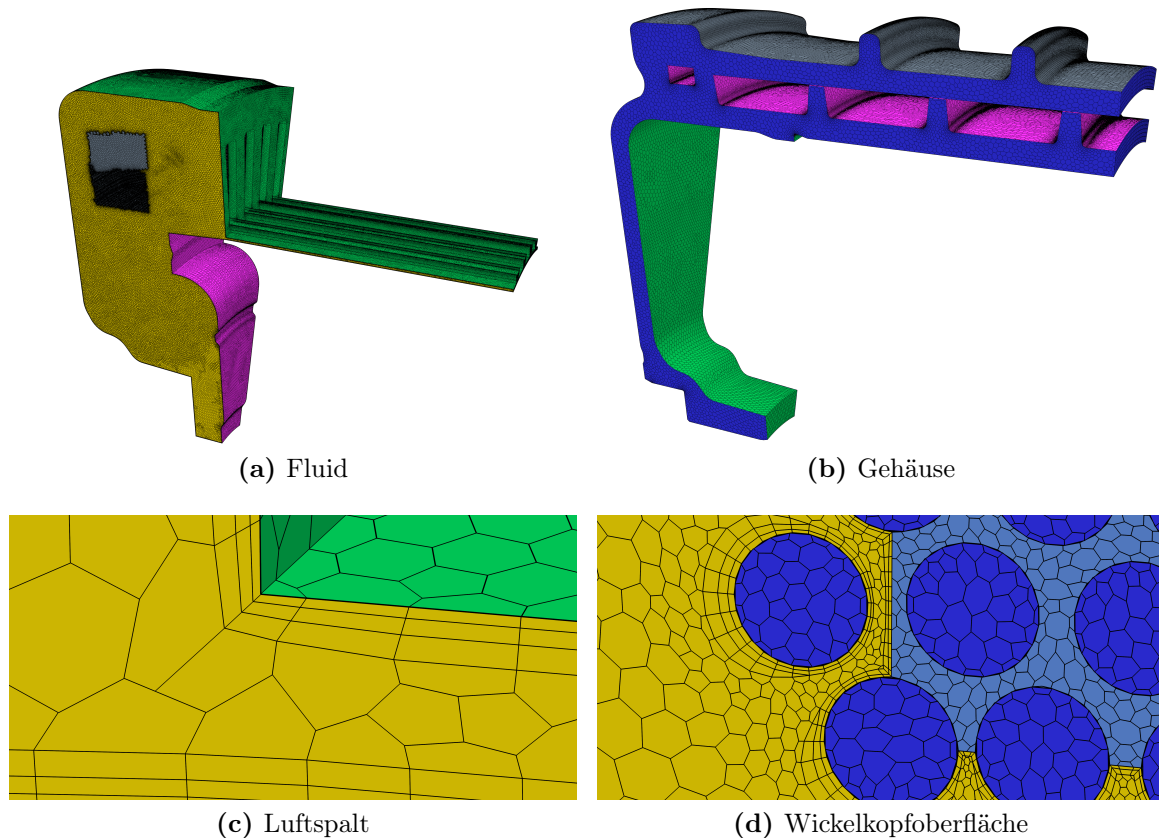


Abbildung 3.21: Gitter des HMK zur Simulation von VAL1\*

### Verifizierung der konvektiven Modelle über den dimensionslosen Wandabstand

Zum Nachweis der ausreichenden Auflösung des Fluidnetzes wird anders als in Kapitel 3.1.4 der dimensionslose Wandabstand  $y^+$  (auch *Wall- $Y^+$* ) analysiert. Nach [70] muss für die korrekte Auflösung der Gradienten in der viskosen Unterschicht bei Zweigleichungsturbulenzmodellen ein dimensionsloser Wandabstand  $y^+ < 1$  erreicht werden. Mit der durchgängigen Wahl des *Realizable  $K$ -Epsilon Two-Layer* Turbulenzmodells bei aktiviertem *All  $Y^+$  Treatment* in STAR-CCM+ kommen hybride Wandfunktionen (vgl. [38]) zum Einsatz, die je nach vorliegender Strömungssituation zwischen geeigneten Wandbehandlungen umschalten. Gemäß [119] ist es mit diesen Modellkombinationen in STAR-CCM+ ferner möglich, mit Werten bis maximal  $y^+ = 5$  korrekte Ergebnisse zu erhalten.

Abbildung 3.22 zeigt den dimensionslosen Wandabstand für die Strömungssituation im betrachteten Validierungsfall. Es kann festgestellt werden, dass  $y^+$  für beide Modelle im Bereich des Wickelkopfs größtenteils bei  $< 1$  liegt. Die Maximalwerte liegen punktuell bei 2 (AMK) und 2,7 (HMK). Am Rotor liegt der Maximalwert für beide Modelle bei 2,3. Insgesamt wird der Grenzwert von 5 an keiner Stelle überschritten, weshalb die gewählte Diskretisierung zur Berechnung der CHT Simulation von VAL1\* geeignet ist.

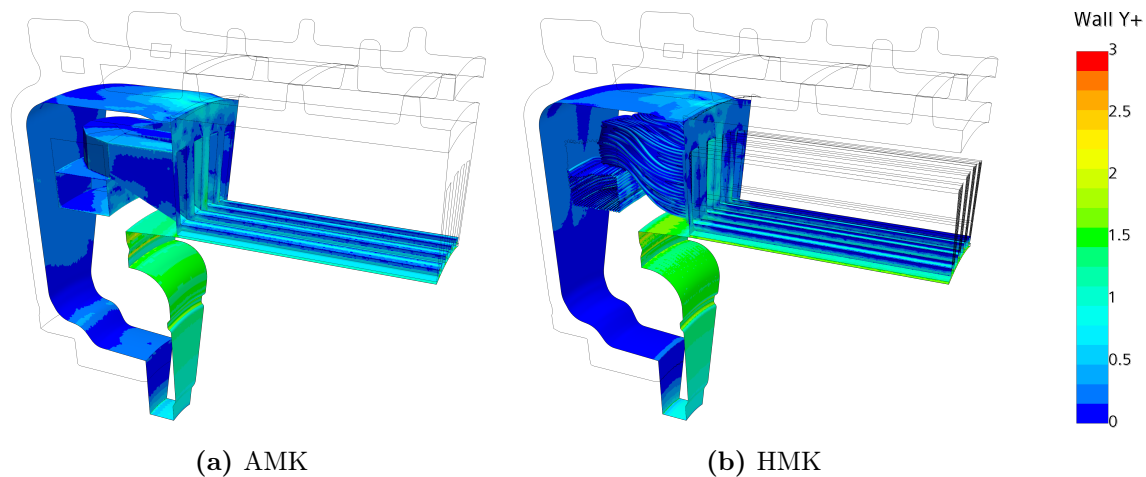


Abbildung 3.22: Dimensionsloser Wandabstand für VAL1\*

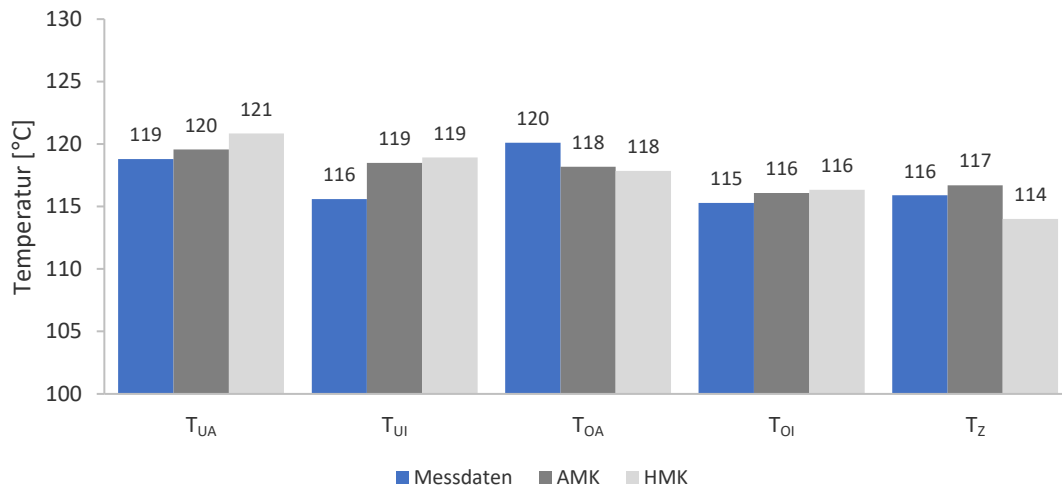
### 3.3.2 Darstellung und Interpretation der Ergebnisse

Das primäre Ziel des Vergleichs der simulierten Temperaturen mit den aus der Messung abgeleiteten Vergleichswerten ist der Nachweis der Genauigkeit beider entwickelter Modelle. Zusätzlich können mit dem validierten Modell Schlussfolgerungen hinsichtlich der relevanten Wärmepfade in der EMA gezogen werden.

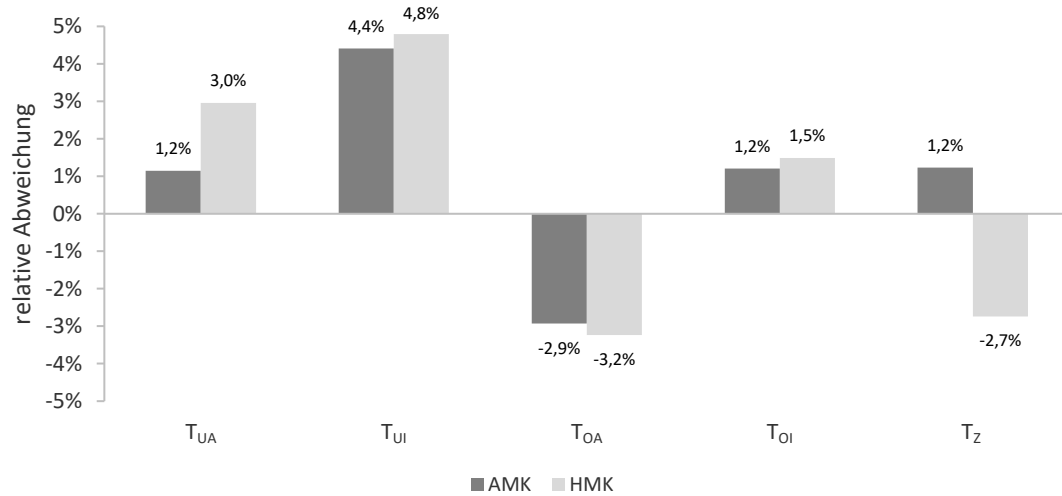
#### Vergleich von Simulationsergebnissen und Messdaten

Die für den Vergleich herangezogenen Temperaturen ergeben sich als Ergebnis kugelförmiger Proben im Gitter der Wicklung von AMK und HMK. Es werden die Temperaturwerte aller Zellen gemittelt, deren Mittelpunkt sich innerhalb eines Radius von einem Millimeter um die in Kapitel 3.2.4 definierten Messstellen befinden. Abbildung 3.23 zeigt einen Vergleich dieser Temperaturen mit den realen Messwerten.

Es wird ersichtlich, dass die erzielten Temperaturwerte für beide Simulationen an allen fünf Messstellen gut mit den Messdaten übereinstimmen. Bezogen auf den in den Modellen auftretenden Temperaturbereich ( $T_{max} - T_{min}$ ), liegt die maximale Abweichung von den Messwerten durchwegs bei unter 5%. Auch die beschriebenen Anforderungen an die relativen Temperaturverteilungen ( $T_{OA} > T_{OI}$  und  $T_{UA} > T_{UI}$  sowie  $T_{OA} > T_Z$  und  $T_{UA} > T_Z$ ) werden von beiden Modellen erreicht. Damit wird das gesetzte Ziel zur Genauigkeit (MAF1) für das AMK und für das HMK erreicht. Aufgrund der höheren Flexibilität bei der Modellierung und des deutlich geringeren Ressourcenbedarfs wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit ausschließlich die abstrakte Methode genutzt. Eine detaillierte Bewertung findet sich in Anhang A.2.

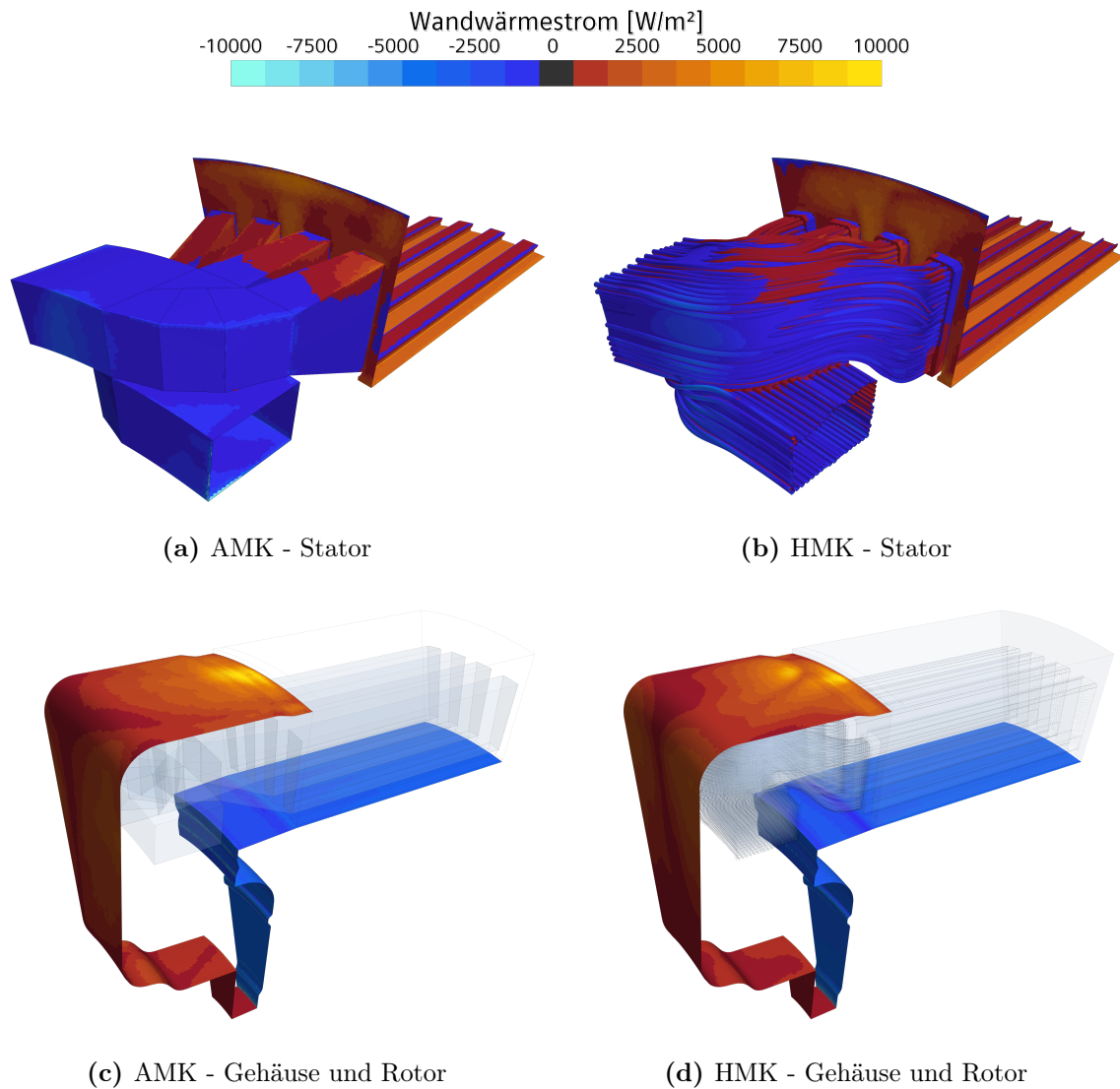


(a) Absolutwerte



(b) Prozentuale Abweichung von den Messdaten

Abbildung 3.23: Vergleich der Temperaturwerte von Simulation und Messung für VAL1\*

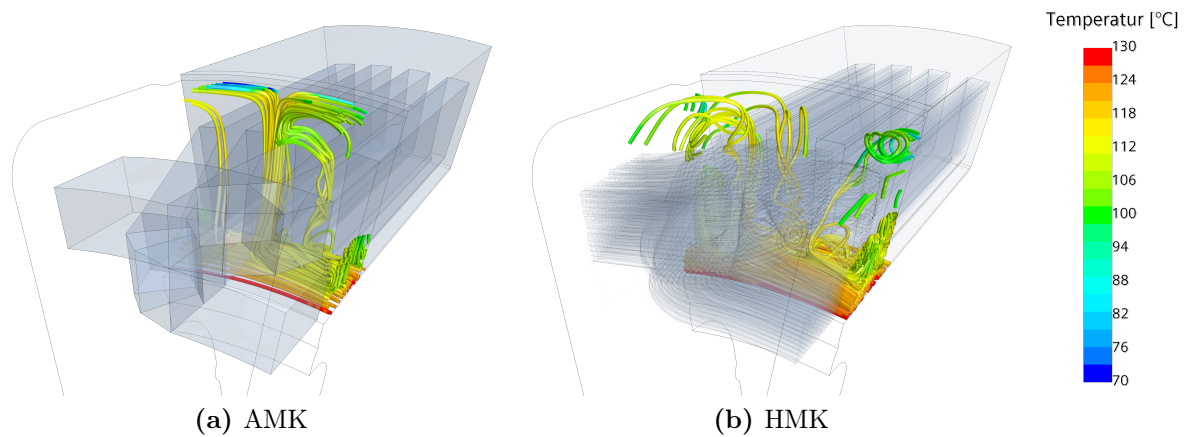


**Abbildung 3.24:** Vergleich des Wandwärmestroms

### Rolle der Konvektion

Mit der erfolgten Validierung bezüglich der definierten Temperaturmessstellen ist auch die Interpretation weiterer simulierter Größen zulässig. Insbesondere die Rolle der Konvektion als zusätzliche Wärmebrücke zum Kühlmantel ist für das weitere Vorgehen dieser Arbeit von Interesse.

Abb. 3.24 zeigt die sich zwischen Solid und Fluid einstellenden Wandwärmeströme für alle an der Konvektion beteiligten Oberflächen. Die Farbskala ist so gewählt, dass Wärmeströme unterschiedlicher Vorzeichen sofort ins Auge fallen. Eine bläuliche Färbung wird durch das umströmende Fluid gekühlt, eine rötliche Fläche durch das Fluid erwärmt. Aus den Abbildungen kann abgeleitet werden, dass der Rotor und große Teile der Wickel-



**Abbildung 3.25:** Prallstrahlausbildung durch Ablenkung der Ringströmung

kopfoberfläche für das Fluid als Wärmequelle wirken. Die Gehäusewand und der überwiegende Teil der Oberfläche des Statorblechpakets sind hingegen Wärmesenken. Weiter kann festgestellt werden, dass sich die Abbildungen für AMK und HMK kaum unterscheiden. Auffällig ist ein Bereich mit hohem Wärmestrom in die Wand auf der Oberseite des Fluid-Gehäuse Interfaces. Wie einer Stromliniendarstellung der Fluidströmung im Wickelkopfraum (Abb. 3.25) entnommen werden kann, ist der Grund hierfür eine Prallströmung, welche sich mit der Bewegung des Rotors einstellt. Die iWKs stören die Ringströmung und lenken die Strömung wie die Leitschaufeln einer Turbine radial ab. Der Effekt ist im AMK durch die scharfe Kante des iWK etwas stärker ausgeprägt als im HMK, weshalb der gesamte durch die Gehäusewand abgeführte Wärmestrom etwas höher ausfällt (6,6 zu 5,8 W). Grundsätzlich lässt sich mit dieser Erkenntnis ableiten, dass sich eine geeignete Strömungsführung positiv auf den konvektiven Wärmeübergang auswirken kann.

## Temperaturverlauf

Auf Basis des stützenden Gerüsts der Messstellen und dem Wissen um die an der Oberfläche wirkende Konvektion ist auch eine Interpretation der Temperaturverläufe in der Zentrumsebene  $A_Z$  möglich. Abb. 3.26 zeigt diese für AMK und HMK im Vergleich. Trotz der Abweichung der Umrissse können Gemeinsamkeiten im Temperaturverlauf über  $A_Z$  erkannt werden. Beide Verläufe weisen sowohl im oberen als auch im unteren Strang ein Temperaturmaximum im linken unteren Eck auf. Aufgrund des konvektiven Wärmetransports durch das umströmende Fluid ist dieses jedoch nicht ausschließlich in der wandnächsten Zellschicht, sondern etwas nach innen versetzt zu finden. Das etwas geringere Temperaturniveau im oberen Strang lässt sich über den kürzeren Weg der Wärmeleitung bis zum Wassermantel erklären.

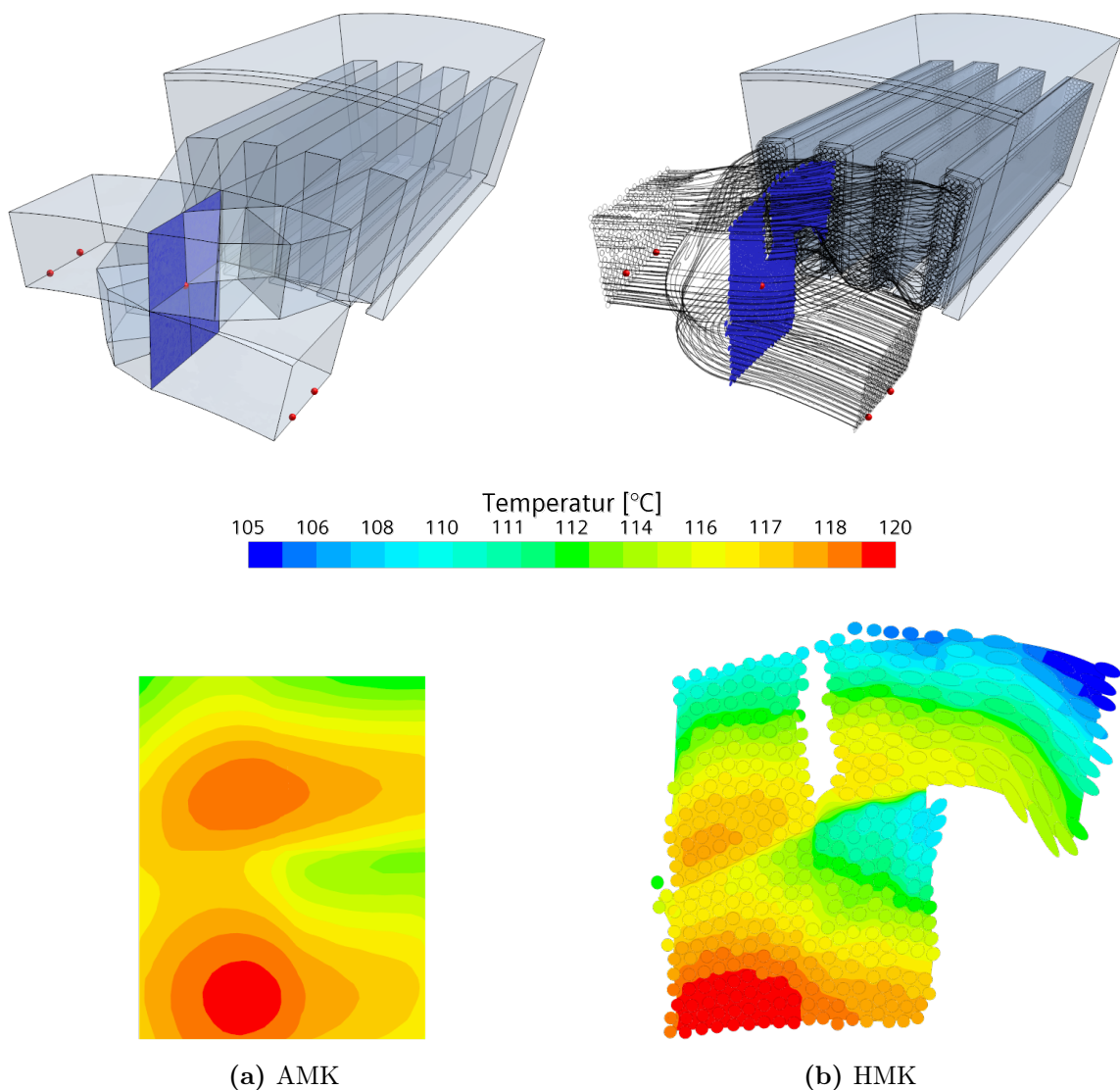
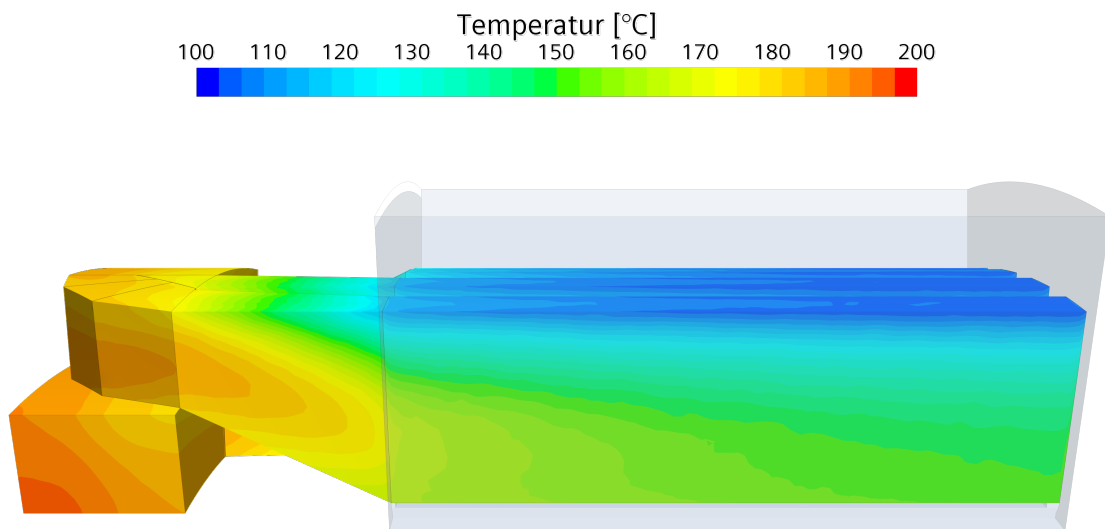


Abbildung 3.26: Vergleich des Temperaturverlaufs über  $A_Z$

## 4 Systematische Untersuchung alternativer Kühlkonzepte

Die in Kapitel 1.2 beschriebene Problematik einer inhomogenen Temperaturverteilung auf hohem Temperaturniveau beim Einsatz der Referenzkühlung lässt sich über die in Kapitel 3 entwickelte Simulationemethode detailliert darstellen. Abbildung 4.1 zeigt den Temperaturverlauf der Wicklung des 20° Segmentmodells im Betriebspunkt *Bergfahrt*.



**Abbildung 4.1:** Temperaturverlauf der Wicklung bei Referenzkühlung für *Bergfahrt*

Es kann festgestellt werden, dass sich beim Einsatz der Referenzkühlung in der Wicklung eine Temperaturspreizung von fast 100 K ergibt. Der Grund hierfür ist die schlechte Wärmeleitfähigkeit senkrecht zur Drahttrichtung (vgl. Kapitel 2.3.1 und 3.1.2). Diese Temperaturspreizung kann grob in zwei Bereiche zerlegt werden:

1. Wärmeleitung von der Unter- zur Oberseite des Aktivteils ( $\Delta T_{Aktiv} \approx 50$  K)
2. Wärmeleitung vom Temperaturmaximum in den Symmetrieebenen der äußeren Wickelköpfe ( $T_{max} = 195$  °C) bis zum Eintritt der Wicklung in die Statornuten ( $\Delta T_{WK} \approx 50$  K)

Neben der Analyse der „Flaschenhalse“ des Wärmeflusses in der Referenzkühlung ist es mit der entwickelten Simulationemethode möglich, die Auswirkung beliebiger Kühlungsmaßnahmen in EMA detailliert zu berechnen. Das Ziel des folgenden Kapitels ist

es, literaturgestützt und mittels Simulation Kühlkonzepte zu erarbeiten, welche die konzeptbezogenen, funktionalen Anforderungen (KAF1, KAF2) besser erfüllen als die Referenzkühlung. Die Ergebnisse wurden anteilig in folgendem Artikel veröffentlicht:

BROSSARDT, Nicolas ; NGUYEN-XUAN, Thinh ; PFITZNER, Michael: Precise Electrical Machine Stator Winding Modeling for Thermal Analysis of Efficient Cooling Concepts. In: *SAE International Journal of Electrified Vehicles* 13 (2023), Nr. 2. [20]

Da die Auswirkung von Geometrie- oder Materialveränderungen auf elektromagnetische und strukturmechanische Effekte in der EMA im Rahmen dieser Arbeit nicht erfasst werden kann, beschränkt sich die nachfolgende Untersuchung auf Konzepte ohne Eingriff in die Gestaltung und Zusammensetzung der betrachteten Referenzmaschine.

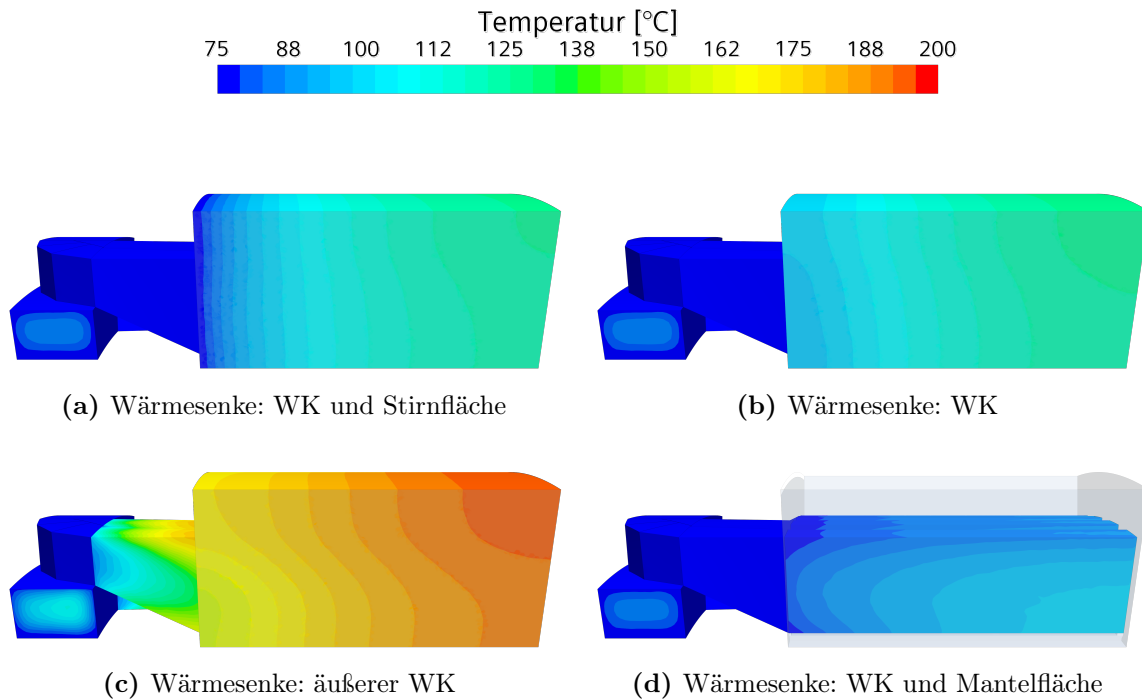
## 4.1 Ableitung verbesserter Kühlungsansätze

### 4.1.1 Auswirkung unterschiedlicher Wärmesenken

Um sich der Wahl des Kühlkonzepts unvoreingenommen zu nähern, wird im Folgenden zunächst die Auswirkung alternativer bzw. zusätzlicher Wärmesenken beleuchtet. Hierzu wird die Temperaturrandbedingung  $T_C = 75\text{ °C}$ , welche für die Simulation der Referenzkühlung als Wärmesenke an der Mantelfläche des Statorblechpakets  $A_J$  genutzt wird (vgl. Abb. 3.13a), zusätzlich oder ausschließlich an anderen Oberflächen des Segmentmodells gesetzt. Erst danach erfolgt eine Analyse von Realisierungsmöglichkeiten dieser Wärmesenken über konkrete Kühlkonzepte. Die Untersuchung erfolgt aufgrund der hohen Verlustleistungen erneut anhand des Betriebspunkts *Bergfahrt*. Abbildung 4.2 zeigt hierzu vier Variationen der Wärmesenken im Segmentmodell der betrachteten Referenzmaschine.

In Abb. 4.2a wirkt  $T_C$  auf allen Oberflächen, welche dem Statorraum zugewendet sind. Für  $A_J$  gilt eine adiabate Randbedingung. Es ergibt sich im Vergleich zur Referenzkühlung ein deutlich homogenerer Temperaturverlauf auf geringerem Temperaturniveau. Die Maximaltemperatur tritt an der Mantelfläche des Statorblechpakets und in der axialen Mitte der EMA auf und liegt bei  $127\text{ °C}$ . In Abb. 4.2b wirkt  $T_C$  nur auf der Wickelkopfoberfläche  $A_{WK}$ . Die Stirnseite des Statorblechpakets ist hier adiabatisch. Die Maximaltemperatur erhöht sich durch diese Maßnahme lediglich um  $2\text{ K}$  und verändert ihre Position nicht.

Mit diesen zwei Simulationen kann festgehalten werden, dass sich beim Ansetzen einer zum Kühlmantel vergleichbaren Temperaturrandbedingung an der Wickelkopfoberfläche eine Reduzierung des Temperaturniveaus um  $\Delta T = 66\text{ K}$  erreichen lässt. Bezogen auf den auftretenden Temperaturbereich der Referenzkühlung ( $195\text{ °C} - 75\text{ °C}$ ) entspricht dies einer Verbesserung um  $55\%$ . Zudem hat das Einbeziehen der Stirnseite des Statorblechpakets keinen signifikanten Einfluss auf die Maximaltemperatur.



**Abbildung 4.2:** Auswirkung unterschiedlicher Wärmesenken auf den Temperaturverlauf im Betriebspunkt *Bergfahrt*

In Abb. 4.2c wird die Wärmesenke weiter verkleinert und befindet sich nur noch auf der Oberfläche des aWK  $A_{aWK}$ . Mit dieser Beschränkung ergibt sich eine maximale Temperatur von  $195^{\circ}\text{C}$ . Damit ist selbst die ausschließliche Kühlung der äußeren Wickelköpfe immer noch so effektiv wie die Mantelkühlung des Referenzsystems.

Gemäß Abb. 4.2d kann schließlich mit der Kombination zweier  $75^{\circ}\text{C}$  Wärmesenken an der Wickelkopfoberfläche und der Mantelfläche die geringste Maximaltemperatur ( $T_{max} = 103^{\circ}\text{C}$ ) und die geringste Temperaturspreizung ( $\Delta T = 28\text{ K}$ ) erreicht werden. Dies entspricht einer Verbesserung gegenüber der Referenz um 77%. Das Temperaturmaximum befindet sich im maximalen Abstand von beiden Wärmesenken in der axialen Mitte der Innenfläche des Aktivteils.

### Fazit

Die Platzierung einer  $75^{\circ}\text{C}$  Wärmesenke an verschiedenen Oberflächen im abstrakten Modell der Referenzmaschine liefert die Erkenntnis, dass eine Wärmeabfuhr über die Wickelköpfe die gegebenen Wärmeleitungswege der EMA besser ausnutzen kann, als die Mantelkühlung des Referenzsystems. Mit der Kombination zweier Wärmesenken an Wickelkopf- und Manteloberfläche können die gesetzten konzeptbezogenen Zielen KAF1 und KAF2 am besten realisiert werden.

## 4.1.2 Mindestkonfigurationen konvektiver Wickelkopfkühlungen

Die getroffene Annahme einer Dirichlet'schen Randbedingung als Wärmesenke stellt den theoretischen Fall eines Wärmeübergangs dar, dessen HTC gegen  $\infty$  strebt. Um die Näherung in Realität zu rechtfertigen, müssten die Wickelköpfe in Analogie zum Kühlmantel ohne nennenswerten thermischen Widerstand in ein gut wärmeleitendes, umschließendes Material eingebettet und mit einer Wasserkühlung mit Phasenwechsel gekühlt werden. Neben dem offensichtlich hohen technischen Aufwand scheidet diese Möglichkeit mit Blick auf die getroffene Beschränkung der vorliegenden Arbeit auf Kühlkonzepte ohne Anpassung der EMA Komponenten aus. Vielmehr gilt es, die Wärmesenke an den Wickelköpfen mittels Konvektion zu erreichen.

Wie in Abb. 2.7 dargestellt, kann nur mit wenigen konvektiven Kühlkonzepten ein so hoher HTC erreicht werden, dass in guter Näherung von einer Dirichlet'schen Randbedingung gesprochen werden kann. Die nachfolgende Betrachtung soll klären, welche mittleren HTCs an der Wickelkopfoberfläche und welche Temperaturen im zur Kühlung genutzten Fluid minimal benötigt werden, um die konzeptbezogenen, funktionalen Anforderungen (KAF1, KAF2) auf dem Niveau der Referenzkühlung zu erfüllen.

### Reine konvektive Kühlung der Wickelköpfe

Abbildung 4.3 zeigt für den Fall einer alleinigen konvektiven Kühlung der Wickelköpfe die Maximaltemperatur des Statormodells  $T_{max}$  in Abhängigkeit des mittleren HTCs  $\bar{\alpha}$  und der Fluidtemperatur  $T_{Fl}$ .

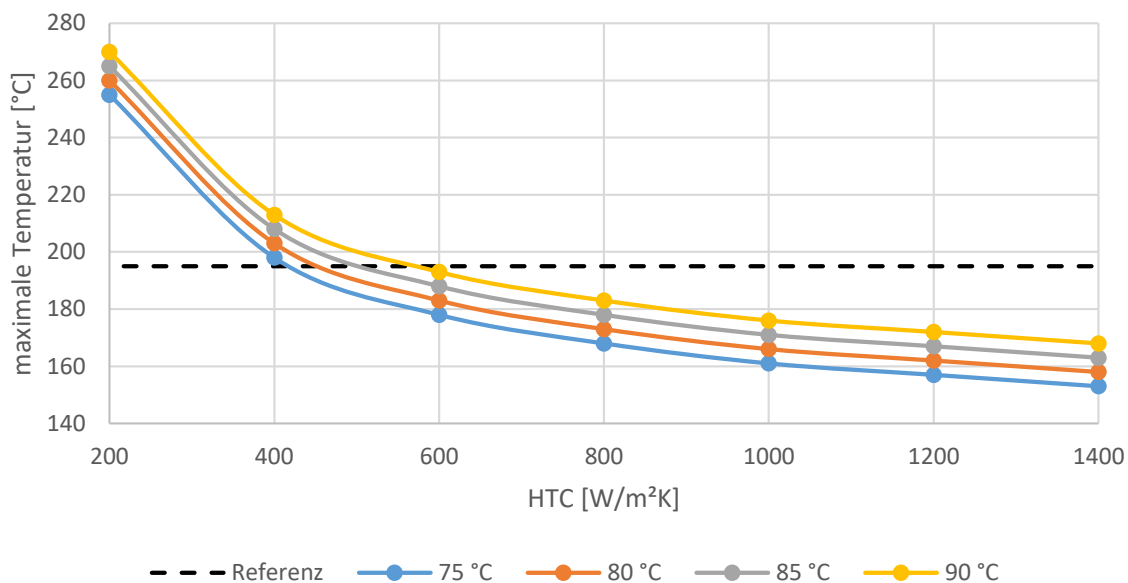


Abbildung 4.3:  $T_{max}$  bei reiner konvektiver Wickelkopfkühlung und unterschiedlichen  $T_{Fl}$

Aus dem Diagramm lässt sich die Mindestkonfiguration für ein alternatives Kühlkonzept ableiten, das ausschließlich auf Konvektion über die Wickelköpfe setzt. Die Grenzen die-

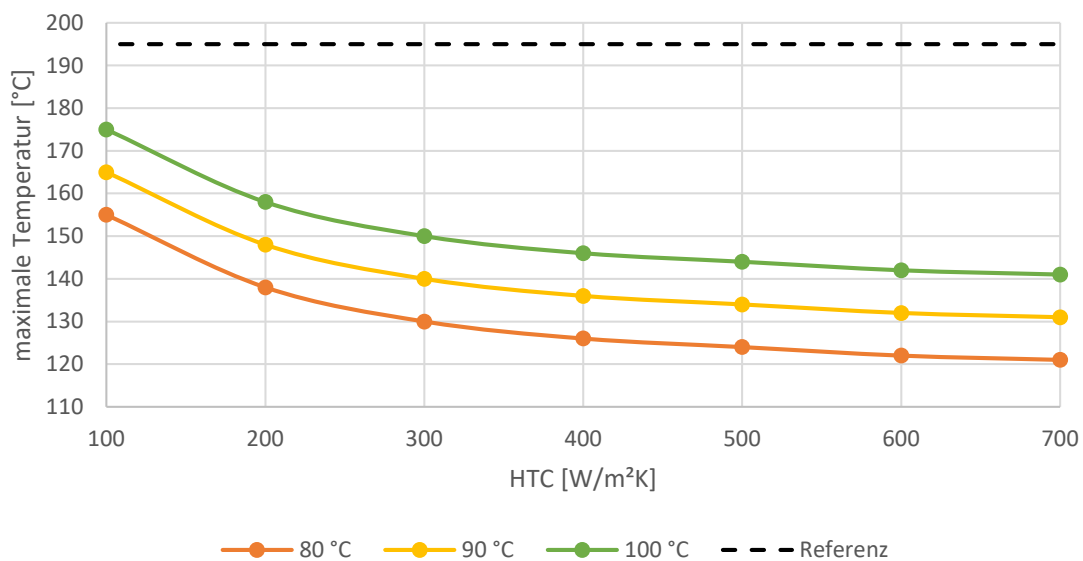
ser Konfiguration liegen für eine Fluidtemperatur von  $T_{Fl} = 75\text{ °C}$  bei  $\bar{\alpha} = 400\text{ W/m}^2\text{K}$  und für  $T_{Fl} = 90\text{ °C}$  bei  $\bar{\alpha} = 600\text{ W/m}^2\text{K}$ .

Mit Blick auf die Abhängigkeit vom HTC kann festgestellt werden, dass  $T_{max}$  zwischen 200 und 600  $\text{W/m}^2\text{K}$  mit steigendem HTC stark absinkt. Danach ist der Abfall deutlich flacher. Dieses Verhalten liegt darin begründet, dass sich mit steigendem HTC die mittlere Oberflächentemperatur des Wickelkopfs  $T_S$  schnell der Fluidtemperatur  $T_{Fl}$  annähert. Liegt  $T_S$  für die definierte Mindestkonfiguration noch bei  $126\text{ °C}$ , wird beispielsweise für  $\bar{\alpha} = 1200\text{ W/m}^2\text{K}$  und  $T_{Fl} = 90\text{ °C}$  bereits  $T_S = 108\text{ °C}$  erreicht. Dies entspricht einer Verringerung um 18 K. Um eine weitere Absenkung von 18 K zu erreichen, bedarf es bekanntermaßen eines unendlich großen HTCs. Im Bereich bis ca.  $\bar{\alpha} = 1400\text{ W/m}^2\text{K}$  lässt sich daher mit wenig Aufwand eine merkliche Absenkung von  $T_{max}$  erreichen.

Bezüglich der Abhängigkeit von der Fluidtemperatur  $T_{Fl}$  bewirkt eine Absenkung unabhängig vom Niveau des HTCs eine identische Absenkung von  $T_{max}$ . Dies kann direkt aus Gleichung (2.21) gefolgert oder aus der Parallelverschiebung der Kurven in Abb. 4.3 abgeleitet werden. Eine Absenkung der Fluidtemperatur bietet sich daher vor allem für eine weitere Absenkung von  $T_{max}$  bei hohem HTC an.

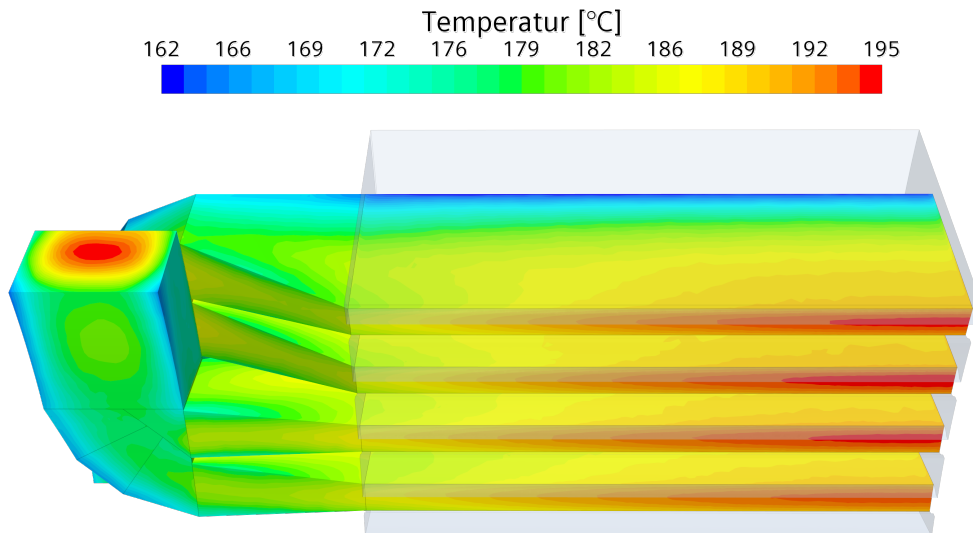
### Mantelkühlung mit unterstützender konvektiver Kühlung der Wickelköpfe

Abbildung 4.4 zeigt für den Fall einer Mantelkühlung mit unterstützender konvektiver Kühlung der Wickelköpfe (=kombinierte Kühlung)  $T_{max}$  in Abhängigkeit von  $\bar{\alpha}$  und  $T_{Fl}$ .



**Abbildung 4.4:**  $T_{max}$  bei kombinierter Kühlung und unterschiedlichen  $T_{Fl}$

Es wird vereinfachend die Annahme getroffen, dass die Temperatur der Wärmesenke des Kühlmantels  $T_{KM}$  jener des Fluids der konvektiven Kühlung  $T_{Fl}$  entspricht. Neben dem



**Abbildung 4.5:** Temperaturverlauf bei Mindestkonfiguration der kombinierten Kühlung

bereits festgestellten geringeren Temperaturniveau einer kombinierten Kühlung kann im Vergleich zur reinen konvektiven Wickelkopf Kühlung festgestellt werden, dass eine Abflachung der Maximaltemperatur über den HTC bereits bei deutlich geringeren HTC Werten von  $\bar{\alpha} = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$  eintritt. Gleichzeitig wird bereits für  $T_{Fl} = 90^\circ\text{C}$  und  $\bar{\alpha} = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$  eine Maximaltemperatur von unter  $140^\circ\text{C}$  erzielt. Wie im Fall einer reinen konvektiven Kühlung der Wickelköpfe verringert sich zudem  $T_{max}$  im gleichen Maße wie  $T_{Fl}$ . Insgesamt gilt auch für die kombinierte Kühlung im dargestellten HTC Bereich folgender Zusammenhang für die effiziente Steigerung der Kühlleistung: Absenken des HTCs im Bereich kleiner HTC und Absenken der Fluidtemperatur im Bereich hoher HTC.

Alle in Abb. 4.4 definierten Betriebspunkte weisen trotz ähnlicher Werte von  $\bar{\alpha}$  und  $T_{Fl}$  im Vergleich zur reinen konvektiven Kühlung der Wickelköpfe ein  $T_{max}$  mit deutlichem Abstand zur Referenzkühlung auf. Der Grund liegt in der viel höheren Homogenität der Temperaturverteilung. Die Lage des Temperaturmaximums ist bei Vorhandensein zweier Wärmesenken abhängig von der Balance zwischen Mantelkühlung und konvektiver Wickelkopf Kühlung. Tritt  $T_{max}$  sowohl im Aktivteil als auch im aWK auf, hat die erzielbare Homogenität der Temperaturverteilung (KAF2) ihr Maximum erreicht und die Kühlung ist optimal ausgelegt. Für dieses Optimum wird die Mindestkonfiguration ( $T_{max} = 195^\circ\text{C}$ ) mit den Werten  $T_{Fl} = 150^\circ\text{C}$ ,  $T_{KM} = 145^\circ\text{C}$  und  $\bar{\alpha} = 400 \text{ W/m}^2\text{K}$  erreicht. Die Temperaturspreizung in der Wicklung liegt bei nur 33 K (siehe Abb. 4.5).

## Fazit

Um mit der reinen konvektiven Wickelkopfkühlung und dem Konzept einer kombinierten Kühlung über Mantel und Wickelköpfe unter der Maximaltemperatur der Referenzkühlung zu bleiben, bedarf es Wärmeübergangskoeffizienten von mindestens  $\bar{\alpha} = 300 - 600 \text{ W/m}^2\text{K}$  an der Oberfläche der Wickelköpfe. Darüber hinaus wird das enorme Potenzial des kombinierten Konzepts durch das Erreichen der Referenztemperaturen trotz sehr hoher Kühlmitteltemperatur und geringem HTC deutlich.

## 4.2 Vorauswahl konvektiver Wärmeübergangskonzepte

Abbildung 4.6 zeigt eine um die identifizierten Mindestkonfigurationen erweiterte Variante von Abb. 2.7. Demnach scheidet freie Konvektion mit Luft komplett aus. Alle flüssigen Kühlmittel würden die geforderten Mindestanforderungen nur im oberen HTC Bereich erfüllen. Mit den geringen Temperaturunterschieden zwischen  $T_{Fl}$  und  $T_S$  an der Wickelkopfoberfläche kann nur eine geringe Dichteveränderung erzielt werden (vgl. Kapitel 2.3.2). Zudem sind nur bestimmte Flächen des Stators günstig gegenüber der Erdbeschleunigung ausgerichtet. Insgesamt scheidet freie Konvektion für die Kühlung daher komplett aus.

Aus der Darstellung lässt sich weiter ableiten, dass erzwungene Konvektion mit Luft nur im Falle eines Prallstrahls den nötigen HTC liefern kann. Dies bestätigt die bisherige Argumentation einer unzureichenden konvektiven Kühlung aufgrund von Ventilations-effekten des Rotors (z.B. im Validierungsbetriebspunkt). Ebenso scheidet erzwungene Konvektion bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten für Öl, Wasser und Fluorinerts als Kühlkonzept aus.

Alle anderen Mechanismen weisen einen möglichen HTC-Bereich auf, mit welchem sich eine alleinige oder unterstützte Kühlung über die Wickelkopfoberfläche im Sinne KAF1 und KAF2 grundsätzlich darstellen lässt. Neben dem allgemein erzielbaren HTC Bereich bestimmten jedoch auch weitere, spezifisch aus dem Einsatzbereich abgeleitete Kriterien die Eignung der Konzepte für die Kühlung deiner EMA. Zur weiteren Vorauswahl wird ein zweistufiges Vorgehen über KO-Kriterien und eine Bewertung anhand qualitativ beurteilbarer Kriterien gewählt. Die KO- und Bewertungskriterien werden hierfür analog zu Anhang A.1.3 aus den konzeptbezogenen Anforderungen abgeleitet:

**KAF3** Ein Kühlkonzept darf die elektromagnetischen Funktionen der EMA nicht negativ beeinflussen. → *Kurzschlussgefahr*

**KAF4** Ein Kühlkonzept darf die mechanischen Funktionen der EMA nicht negativ beeinflussen. → *Schmierstoffverträglichkeit*

**KAF8** Ein Kühlkonzept muss möglichst wenig Bauraum einnehmen. → *Bauraumbedarf*

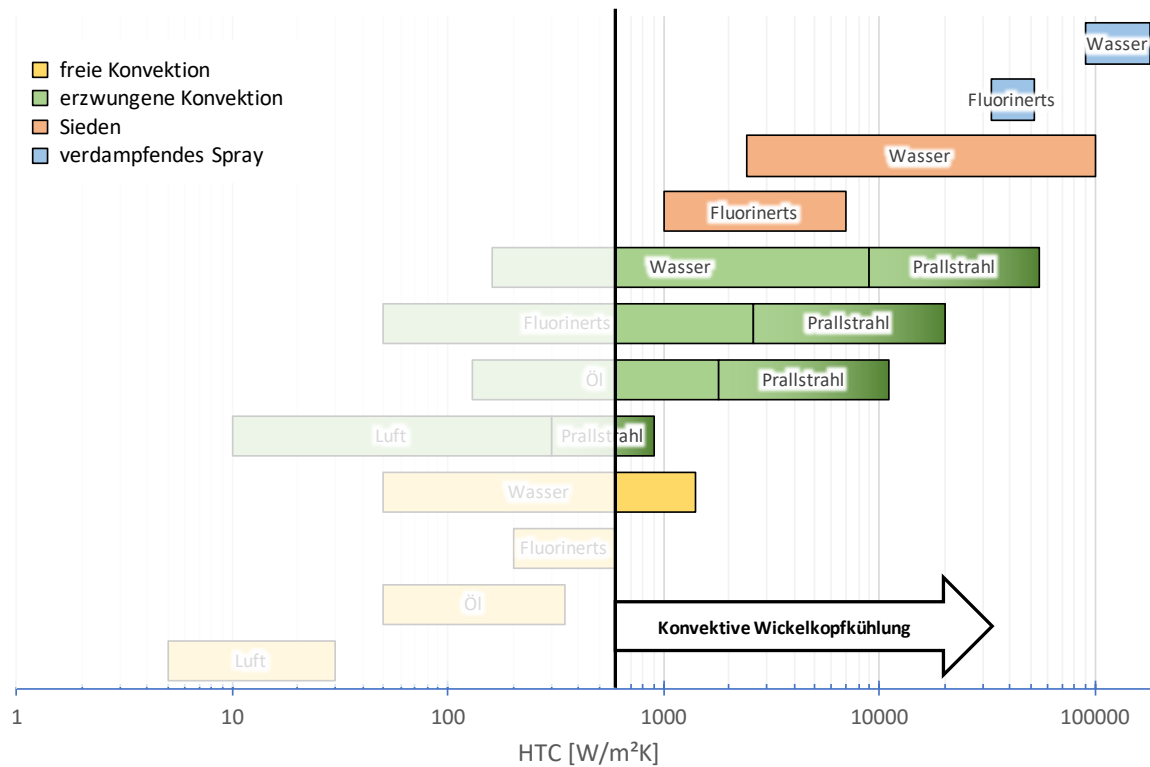


Abbildung 4.6: Darstellung geeigneter konvektiver Phänomene zur Kühlung der Wickelköpfe

#### 4.2.1 KO-Kriterium: Kurzschlussgefahr

Die Kurzschlussgefahr lässt sich am einfachsten über die elektrische Leitfähigkeit  $\sigma_{Fl}$  der eingesetzten Fluide beurteilen. Für eine elektrische Maschine können aufgrund der hohen auftretenden Spannungen ohne zusätzliche konstruktive Maßnahmen nur dielektrischen Fluide genutzt werden. Von dielektrischen Fluiden spricht man bei einer elektrischen Leitfähigkeit von  $\sigma_{Fl} < 10^{-10} \text{ 1}/\Omega\text{m}$  [96].

Bereits reines Wasser ( $\sigma_{Fl} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ 1}/\Omega\text{m}$ ) liegt oberhalb dieser Grenze. Realisierbar wäre der Einsatz von destilliertem Wasser, welches aufgrund gelöster Fremdionen (z.B.  $\text{CO}_2$  der Luft) jedoch bereits ein  $\sigma_{Fl} = 4 - 5 \cdot 10^{-4} \text{ 1}/\Omega\text{m}$  aufweist. Lösen sich unter der korrodierenden Wirkung destillierten Wassers weitere Ionen, steigt die elektrische Leitfähigkeit aufgrund des Phänomens der Ionenleitung um mehrere Größenordnungen an [45]. Alle Wärmeübergangsmechanismen mit Wasser unterliegen damit einer grundsätzlichen Kurzschlussgefahr und fallen für die weitere Betrachtung weg.

Öle diverser Zusammensetzung zählen hingegen zu den dielektrischen Fluiden [48]. Gleiches gilt für Fluorinerts [86].

## 4.2.2 KO-Kriterium: Schmierstoffverträglichkeit

Die primäre mechanische Funktion einer elektrischen Maschine ist die möglichst reibungsfreie Drehung des Rotors. Um diese sicherzustellen, ist die Welle in fettgeschmierten Lagern im Gehäuse fixiert. Mit dem Einführen eines anderen Fluids als Luft in den Statorraum muss die chemische Verträglichkeit zwischen den eingesetzten Schmierstoffen und Kühlmitteln überprüft werden.

Öle diverser Zusammensetzungen sind im Bereich der Fahrzeugtechnik in Getrieben und Verbrennungsmotoren seit jeher im Einsatz und zeigen keine Unverträglichkeiten mit Lagerschmierstoffen. Fluorinerts werden hingegen neben ihrem Einsatz als Kühlmittel auch als organisches Lösungsmittel eingesetzt [44]. So dient beispielsweise FC-72 (Markenname der Firma 3M für Perfluorhexan) „als Entfettungsmittel und zur Reinigung von Medizinprodukten“ [1]. Bei entfettender Wirkung kann ohne zusätzliche konstruktive Maßnahmen nicht verhindert werden, dass die Lager im Betrieb von ihrer Schmierung befreit werden. Aus diesem Grund werden Kühlkonzepte auf Basis von Fluorinerts für die konvektive Kühlung der Wickelköpfe in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

## 4.2.3 KO-Kriterium: Bauraumbedarf

Nach LASANCE und SIMONS [69] lassen sich mit Luftprallstrahlen theoretisch HTC's bis zu  $900 \text{ W/m}^2\text{K}$  erreichen. Für Ölprallstrahlen sind es nach BENNION und MORENO [12] hingegen bis zu  $11\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Der Grund hierfür kann über einen Vergleich der thermisch relevanten Materialparameter von Öl und Luft gezeigt werden. Neben der offensichtlich relevanten Wärmeleitfähigkeit ist für ein Kühlmittel auch das Energiespeichervermögen in Form der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  relevant. Je größer  $c_p$ , desto mehr Energie kann das Kühlmittel pro Kilogramm und Kelvin aufnehmen. Ein gutes Kühlmittel hat ein möglichst hohes  $c_p$  gepaart mit einer guten Wärmeleitfähigkeit. Tabelle 4.1 zeigt einen Vergleich der beiden Fluide im relevanten Temperaturbereich von  $70\text{-}150 \text{ }^\circ\text{C}$  und einem Umgebungsdruck von  $p_\infty = 101\,325 \text{ Pa}$ .

**Tabelle 4.1:** Vergleich wichtiger Stoffwerte von Luft und Öl

Größe	Einheit	Luft	Öl*	Faktor
Dichte $\rho$	$[\text{kg/m}^3]$	0,83-1,03	753-842	$\approx 850$
spez. Wärmekapazität $c_p$	$[\text{kJ/kgK}]$	1,005	1,84-2,39	$\approx 2$
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$	$[\text{W/mK}]$	0,026	0,12-0,13	$\approx 4$

\* Werte aus Datenblättern von für diese Arbeit zur Verfügung stehenden Getriebeölen.

Es fällt auf, dass die spezifische Wärmekapazität für Öl in etwa doppelt und die Wärmeleitfähigkeit viermal besser ist als für Luft. Da  $c_p$  auf die Masse bezogen wird, der

Statorraum jedoch volumenbegrenzt ist, muss zusätzlich die Dichte berücksichtigt werden. Diese ist für Öl um den Faktor 850 größer als für Luft. Zur Realisierung eines identischen HTC an der Wickelkopfoberfläche müssten daher das 1700-fache Volumen an Luft an die Wickelköpfe herangeführt werden. Dies ließe sich über sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten für die Luftprallströmung realisieren. Damit sich die Luft im Statorraum nicht kontinuierlich aufheizt, müsste derselbe Luftvolumenstrom seine Energie mittels Wärmetauscher an einen Sekundärkreislauf oder die Umgebung abgeben. Bei Abgabe an einen Sekundärkreislauf würde ein großer Wärmetauscher benötigt und der Bedarf an Bauraum stark erhöht. Bei direkter Nutzung von Umgebungsluft für den Luftprallstrahl und Abgabe der erwärmten Luft an die Umgebung fiel zwar ein zusätzlicher Wärmetauscher weg, es müsste jedoch ein bauraumintensives Luftfiltersystem integriert werden, um **KAF7** zu erfüllen. Vor diesem Hintergrund werden Luftprallstrahlen zur konvektiven Kühlung der Wickelköpfe ausgeschlossen.

## 4.3 Literaturgestützte Bewertung konvektiver Ölkühlungskonzepte

Mit der Vorauswahl über die notwendigen Mindestkonfigurationen und KO-Kriterien verbleibt als einziges Wärmeübergangskonzept die erzwungene Konvektion der Wickelköpfe mit Öl. Wie bereits in Kapitel 2.3.2 angeschnitten, lässt sich Konvektion auf unterschiedlichen Wegen erzwingen. Im folgenden Abschnitt wird ein Überblick unterschiedlicher Konzeptkategorien auf Basis vorhandener Veröffentlichungen zum Thema Ölkühlung elektrischer Maschinen präsentiert. Eine abschließende Bewertung vor den konzeptbezogenen Anforderungen hilft bei der weiteren Fokussierung auf ein finales Konzept zur reinen und unterstützenden Wickelkopfkühlung der betrachteten Referenzmaschine.

### 4.3.1 Kühlung durch Umströmung

Bei dieser Konzeptvariante wird der den Stator oder die Wickelköpfe umschließende Raum vollkommen mit Öl durchströmt.

PONOMAREV [103] untersuchten das Konzept einer Öl-Tauchkühlung für EMA mit hoher spezifischer Leistungsdichte im Einsatzbereich mobiler Arbeitsmaschinen. Als Kühlflüssigkeit kam Hydrauliköl zum Einsatz, da dieses im Anwendungsfall mobiler Arbeitsmaschinen in großen Mengen vorhanden ist und der bestehende Hydraulikkreislauf für die Fluidbewegung genutzt werden kann. Alle Komponenten der EMA stehen mit der Kühlflüssigkeit in Kontakt, weshalb sich auch der Rotor im Öl bewegen muss. Es kommt in der Folge trotz einer vergleichsweise geringen Nenndrehzahl von 1500 1/min zu hohen Schleppverlusten, was den Wirkungsgrad des vermessenen Prototyps um 6% verringert. Die Schleppverluste sind dabei größer als die elektromagnetischen Verluste der Maschine. Um diese zu senken, kann die Öltemperatur erhöht, die Luftspaltdicke vergrößert oder ein Öl geringerer Viskosität eingesetzt werden.

Um die hohen Schleppverluste zu vermeiden, wird z.B. in den Schutzrechten [76, 126] nur ein vom Rotor getrennter Wickelkopfraum mit Öl durchströmt. Aufgrund der zusätzlichen baulichen Maßnahmen an der EMA fällt dieser Ansatz im Rahmen dieser Arbeit jedoch weg.

### 4.3.2 Öl-Spritzkühlung

Bei einer Öl-Spritzkühlung wird Öl über unterschiedliche Wirkprinzipien auf die Oberfläche der Wickelköpfe gespritzt und benetzt diese teilweise oder vollständig. Der Wärmeübergang resultiert aus einer Filmströmung, die durch nachgefördertes Fluid, Gaskräfte an der Filmoberfläche und das Wirken externer Kräfte (z.B. Schwerkraft) beeinflusst wird. Entsprechend des Wirkprinzips der Benetzung werden folgende Untergruppen der Öl-Spritzkühlung definiert:

#### Öl-Prallstrahlkühlung

Öl wird als kompakter Freistrahler auf die Oberfläche transportiert und bildet einen radial nach außen hin dicker werdenden kühlenden Film.

#### Öl-Sprühstrahlkühlung

Öl wird über den Einsatz von hydraulischen Düsen<sup>1</sup> in ein Spray zerstäubt und als Sprühstrahl auf eine bestimmte Oberfläche geleitet. Der sich ausbildende Film verhält sich ähnlich wie bei einem Prallstrahl, wird durch nachgefördertes Spray jedoch kontinuierlich durchmischt.

#### Öl-Schleuderkühlung

Öl wird über die Rotation der beweglichen Komponenten der elektrischen Maschine in den Wickelkopfraum geschleudert. Die zu kühlenden Oberflächen werden dabei durch Filamente und Tropfen benetzt.

Für alle Varianten bildet sich in unterschiedlich starker Ausprägung zudem ein Ölnebel im Wickelkopfraum. Dieser entsteht durch die Interaktion des verspritzten Öls mit der Luft im Wickelkopfraum, durch Spritzeffekte beim Auftreffen auf die benetzte Oberfläche und durch die Bewegung des Rotors. Der Nebel benetzt auch jene Oberflächen im Wickelkopfraum, welche nicht direkt vom Sprühstrahl getroffen werden und kühlt diese.

In der englischsprachigen Literatur wird für Kühlkonzepte aus der Kategorie der Öl-Spritzkühlung häufig die allgemeine Bezeichnung *Spray Cooling* verwendet. Nachfolgend wird der Versuch unternommen, die vorhandenen Veröffentlichungen anhand der aufgeführten Informationen in die definierten Konzeptkategorien einzuordnen.

---

<sup>1</sup> Pneumatische Düsen werden aufgrund des hohen technischen Aufwands nur selten für Sprühstrahlkühlungen eingesetzt [73]. Für Öl-Sprühstrahlkühlungen werden in der Literatur ausschließlich hydraulische Düsen genutzt.

## Stand der Technik zur Öl-Prallstrahlkühlung

Im Schutzrecht US 006639334 B2 [9] wird der zusätzliche Einsatz von Prallstrahlen zur Kühlung der Wickelköpfe einer EMA beschrieben. Das Hauptkühlsystem ist ein Kühlmantel um den Stator. Demnach kann beim Einsatz eines flüssigen Prallstrahls die Kühleffizienz um 77% verbessert werden. Es wird jedoch nicht klar, welche Flüssigkeit zum Einsatz kommt.

BENNION und MORENO [12] untersuchten die erzielbaren Wärmeübergangskoeffizienten von Getriebeöl-Prallstrahlen für den Einsatzbereich der Elektromotorenkühlung. Hierzu wurden Prallstrahlgeschwindigkeiten (0,5 – 10 m/s) und Fluidtemperaturen (50 – 90 °C) sowie Oberflächenbeschaffenheiten variiert. Neben einer glatten Oberfläche wurden Kupferzylinder mit eingefrästen Nuten entsprechend dem Profil einer Wickelkopfoberfläche für verschiedene Drahtdurchmesser vermessen. Der Abstand zwischen Düse und gekühlter Oberfläche betrug 10 mm. Für alle Oberflächen kann mit der Erhöhung der Austrittsgeschwindigkeit eine deutliche Erhöhung des HTC festgestellt werden. Die Temperatur hat hingegen kaum Einfluss auf den HTC. Insgesamt ist der HTC für die größten Drahtdurchmesser am höchsten, was auf die Vergrößerung der Oberfläche zurückzuführen ist. Mit zunehmendem Drahtdurchmesser und steigender Fluidtemperatur (=sinkende Viskosität) kommt es jedoch bei höheren Prallstrahlgeschwindigkeiten zu Spritzeffekten, welche den Wärmeübergang hemmen. Als Gründe hierfür wird der Verlust an Fluid zur Kühlung genannt. Insgesamt können über die betrachtete Oberfläche mit einem effektiven Durchmesser von 12,7 mm durchschnittliche HTC von 1000 – 11 000 W/m<sup>2</sup>K erreicht werden.

In einer Folgeuntersuchung [64] wurde darüber hinaus der Einfluss unterschiedlicher Oberflächentemperaturen auf den HTC für den Fall einer glatten zu kühlenden Oberfläche untersucht. Es zeigt sich, dass mit steigender Oberflächentemperatur auch der erzielbare HTC steigt. Die Autoren begründen dies mit der geringeren Viskosität des Öls in Wandnähe. Um das Abfließen des Getriebeöl-Films so realistisch wie möglich zu gestalten, wurde die geheizte Zielfläche in den Stator einer elektrischen Maschine integriert. Der glatten beheizten Fläche schließt sich somit direkt eine unebene, durch Drahtkonturen bestimmte Oberfläche an. Trotz dieser Anpassung werden im Vergleich zu [12] für dieselben Versuchsparameter ähnliche HTC Werte erreicht.

KAPATRAL et al. [62] nutzten Bohrungen in der Gehäusewand einer PSM, um die Wickelköpfe der Statorwicklung mittels Ölprallstrahlen zu kühlen. In mit Messdaten validierten CFD-Simulationen zeigten sich an den Auftreffpunkten der Prallstrahlen hohe Wärmeübergangskoeffizienten, welche ausgehend vom Staupunkt radial schnell kleiner werden. Die geringe Wirkung auf die Temperaturen im Kern der Wickelköpfe begründen die Autoren mit den anisotropen Wärmeleitungseigenschaften der Wicklung.

DAVIN et al. [28] untersuchten die Auswirkung unterschiedlicher ölbasierter Kühlsysteme auf die maximal erzielbare Statorleistung einer PSM bei einer konstanten mittleren

Wicklungstemperatur von 110 °C. Für ihre Kühlung mit Prallstrahlen geringen Durchmessers (*Microjets*) nutzten sie einen vor den Wickelköpfen platzierten öldurchströmten Ring mit je drei 0,5 mm messenden Bohrungen pro Wickelkopf. Es wurden Öleinlasstemperaturen von 50 °C und 75 °C betrachtet, was für das eingesetzte Öl einer kinematischen Viskosität von 30 mm<sup>2</sup>/s resp. 12 mm<sup>2</sup>/s entspricht. Der Volumenstrom pro Bohrung lag bei 0,07 – 0,17 l/min. Die sich ergebenden Prallstrahlen hatten eine maximale Austrittsgeschwindigkeit von 7 m/s bei einem Abstand zwischen Düse und Oberfläche von 6 mm. Zur relativen Bewertung verschiedener Kühlsysteme und ihrer Betriebspunkte definieren die Autoren eine „globale Leitfähigkeit“ als Verhältnis zwischen der erzielbaren Wicklungsleistung sowie der Differenz aus mittlerer Wicklungstemperatur und Öleinlasstemperatur. Gemessen an diesem Wert ist die Kühlung mittels Prallstrahlen umso besser, je höher der Volumenstrom und die Öleinlasstemperatur sind.

Darüber hinaus beleuchteten DAVIN et al. [28] eine alternative Anordnung (*Dripping*) in welcher die oberen fünf Wickelköpfe beider Statorseiten mit je einem Prallstrahl direkt gekühlt werden. Die restlichen Wickelköpfe werden vom herablaufenden Film überströmt und auf diese Weise ebenfalls gekühlt. Das hierzu radial mit ca. 1 mm Abstand außerhalb der Wickelköpfe platzierte Ringsegment hat fünf Öffnungen von je 2,8 mm Durchmesser an seiner radialen Innenseite. Der sich einstellende Volumenstrom pro Öffnung lag bei 0,37 – 1,2 l/min und damit fast eine Größenordnung über den *Microjets*. Die Austrittsgeschwindigkeit wird hingegen als gering angegeben. Die Bewertung anhand der globalen Leitfähigkeit zeigt wie bei den Prallstrahlen eine Verbesserung bei steigender Ölflussrate und Öleinlasstemperatur. Zudem wird festgestellt, dass es bei einer Erhöhung der Ölflussrate zu einer Homogenisierung der Temperaturverteilung über die unterschiedlichen Wickelköpfe kommt.

## Fazit

Gemäß der aufgeführten Quellen lassen sich mit Öl-Prallstrahlen insbesondere im Auftreffpunkt sehr hohe Wärmeübergangskoeffizienten erreichen. Diese wachsen mit steigendem Volumenstrom und steigender Öltemperatur. Außerhalb der Staupunkte wird der HTC jedoch schnell kleiner und die Kühlwirkung wird primär über den ablaufenden Film erzeugt. Zusammen mit den anisotropen Wärmeleitungseigenschaften der zu kühlenden Wicklungen erzeugt eine Ölprallkühlung daher ausgeprägte lokale Temperaturminima. Für die effektive Kühlung einer elektrischen Maschine ist jedoch eine homogene Temperaturverteilung relevant (KAF2). Vor diesem Hintergrund lässt sich erklären, weshalb in [28] die Variante *Microjets* bezüglich der Kühlleistung insgesamt am schlechtesten abschneidet. Für die Variante *Dripping* werden die Prallstrahlen vielmehr genutzt, um mit dem vorhandenen Fluid ein möglichst vollständiges Überlaufen der gesamten Oberfläche zu erzeugen. Die Kühlwirkung der Prallstrahlen an sich spielt eine eher untergeordnete Rolle.

## Stand der Technik zur Öl-Schleuderkühlung

Neben den im letzten Abschnitt vorgestellten Ölprallstrahlen zur Wickelkopfkühlung, nutzten KAPATRAL et al. [62] zusätzlich radiale Bohrungen in der öldurchströmten Hohlwelle zur rotationsinduzierten Benetzung von Statorblechpaket, Wickelköpfen und Rotor. Speziell bei höheren Drehzahlen konnten hohe HTC's an hierbei benetzten Oberflächen festgestellt werden.

HSU et al. [51] beschrieben das Kühlsystem der EMA des Toyota Prius (Baujahr 2004). Die zusätzlich zur Mantelkühlung eingesetzte Öl-Schleuderkühlung nutzt das Plantschen des Rotors im Ölsumpf, um Tropfen auszulösen und im Gehäuse zu verteilen. Zu diesem Zweck ist die Umfangskontur der Endscheibe des Rotors nicht vollständig rund, sondern wellig ausgeführt. In einer Folgearbeit untersuchten HSU et al. [52] dieses Kühlsystem umfassend experimentell und erstellten ein numerisches Simulationsmodell der Wärmeleitung in den Maschinenkomponenten. Die Kühlung der Statorwicklungen infolge der Beaufschlagung mit verspritztem Öl wurde als Randbedingung dritter Art approximiert. Die beste Übereinstimmung mit den Messdaten konnte bei einem einheitlichen HTC von  $25 \text{ W/m}^2\text{K}$  an allen benetzbaren Oberflächen gefunden werden.

LIM und KIM [75] untersuchten eine Öl-Schleuderkühlung innerhalb eines 35 kW Radnabenmotors mit hoher Leistungsdichte. Um das Öl auf die zu kühlenden Komponenten (Rotor und Stator) zu befördern, sind in den Rotor radiale Kühlkanäle mit einem Auslass in den Wickelkopfraum integriert. Eine Ölpumpe fördert das Öl des Sumpfs in die Hohlwelle und über radiale Bohrungen in die Kühlkanäle des Rotors. Nach dem Ausschleudern in den Wickelkopfraum, fließt das Öl zurück in den Ölsumpf. Die gleichmäßig über den Umfang der Maschine im Kern des Stators und in den Wickelköpfen gemessenen Temperaturen zeigen eine weitgehend homogene Temperaturverteilung für alle betrachteten Betriebspunkte. Bei einer Erhöhung des Ölvolumenstroms von 1,5 auf 2,5 l/min konnten die Wickelkopftemperaturen deutlich gesenkt werden. Zudem konnte eine Verbesserung der Kühlleistung bei einer Erhöhung der Öltemperatur festgestellt werden. Verglichen mit einer reinen Plantschkühlung ohne das Verschleudern von Öl konnten durchwegs um ca. 15 K geringere Temperaturen erzielt werden.

### Fazit

Die Ergebnisse der Veröffentlichungen zu Öl-Schleuderkühlungen zeigen eine effektive Kühlung der untersuchten elektrischen Maschinen. Auch hier verbessert sich die Kühlwirkung bei steigendem Volumenstrom und steigender Öltemperatur. Zudem verbessern sich die HTC's systembedingt mit steigender Drehzahl. Insgesamt dient die Ölschleuderkühlung in allen vorgestellten Anwendungen der zusätzlichen Kühlung interner Oberflächen der EMA, wenn diese ohnehin bereits mit Öl gekühlt wird [62, 75] oder mit Öl geschmiert wird [52]. Für ein alleiniges Kühlkonzept sind die erzielbaren mittleren HTC's von  $25 \text{ W/m}^2\text{K}$  mutmaßlich zu gering.

## Stand der Technik zur Öl-Sprühstrahlkühlung

Im Schutzrecht US 007009317 B2 [22] werden verschiedene Konzepte beschrieben, wie Öl zunächst durch einen spiralförmigen Kühlmantel um den Stator fließt, um über verschiedene Bohrungen und Kanäle zu Austrittsöffnungen im Statorraum geleitet zu werden. Die Öffnungen sind derart auszulegen und auszurichten, dass es zu einem Zerstäuben des Öls in Richtung der Wickelköpfe kommt. Die Kühleffizienz der EMA wird über diese Maßnahmen erhöht, ohne das Gewicht oder den Bauraum zu vergrößern.

GIERAS [43] stellt in einer Analyse unterschiedlicher Kühlsysteme für einen 2,5 MW Synchron-Generator fest, dass die erreichbaren Stromdichten in der Statorwicklung beim Einsatz einer Öl-Sprühstrahlkühlung der Wickelköpfe und des Rotors zwei- bis dreimal so hoch sind, wie bei einer Mantelkühlung. Zudem könne für eine Öl-Sprühkühlung die Masse und das Volumen des Generators reduziert werden.

Neben den beschriebenen Öl-Prallstrahlkonzepten untersuchten DAVIN et al. [28] zwei Konzepte, welche auf eine Öl-Sprühstrahlkühlung der Wickelköpfe setzen. In einer Variante kam eine Vollkegeldüse, in der anderen eine Flachstrahldüse zum Einsatz. Für beide Sprühstrahlkonzepte wurde je eine Düse pro Statorseite in die Gehäusewand integriert, sodass diese axial auf den obersten Wickelkopf ausgerichtet war. Alle anderen Wickelköpfe wurden demnach nur indirekt gekühlt. Der Abstand zwischen Düse und besprühtem Wickelkopf betrug 30 mm. Der Volumenstrom lag bei 0,7 – 2,2 l/min pro Düse. Die restlichen Spezifikationen entsprechen jenen der Prallstrahluntersuchungen. Auch für die Sprühstrahlkühlung steigt die globale Leitfähigkeit mit dem Volumenstrom und der Öleinlasstemperatur. Im Betriebspunkt ohne Rotation ist die Temperatur im direkt angesprühten Wickelkopf minimal, die Homogenität der Temperaturverteilung über alle Wickelköpfe jedoch gering. Die anderen Wickelköpfe werden einzig durch den fallenden Ölfilm und den Ölnebel gekühlt. Sobald sich der Rotor bewegt, kann die Leistung an der Wicklung bei gleichbleibender mittlerer Temperatur erhöht werden. Die Temperaturverteilung wird bereits bei niedrigen Drehzahlen homogener, da sich das Spray im Wickelkopfraum verteilt und die anderen Wickelköpfe benetzt. Eine Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit führt jedoch zu keiner weiteren Verbesserung. Verglichen mit den untersuchten Öl-Prallstrahlkonzepten kann mit der Sprühstrahlkühlung bei deutlich geringerem Volumenstrom eine ähnliche Kühlleistung erzeugt werden.

HSU et al. [50] platzierten 12 Düsen in der oberen Hälfte des Gehäuses einer 9,4 kW Test PSM, sodass die Wickelköpfe des Stators direkt beprägt wurden. Die untere Hälfte des Stators stand im Ölsumpf. Im Vergleich mit einer Öl-Schleuderkühlung nach dem Vorbild des Toyota Prius (vgl. [51, 52]) kann eine höhere Wärmeabfuhr bei deutlich verringerten Maximaltemperaturen in der Statorwicklung erzielt werden. Die Leistungsaufnahme der zusätzlich erforderlichen Pumpe ist dabei nur 8% höher als die Reibungsverluste durch die Öl-Schleuderkühlung.

KAMIYA et al. [61] untersuchten das thermische Verhalten einer getriebeintegrierten 147

kW IPSM mit Wassermantelkühlung und zusätzlicher Öl-Sprühstrahlkühlung von Rotor und Stator. Letzteres wurde baulich über eine nicht näher beschriebene Sprühleitung im oberen Bereich des Gehäuses erreicht. Die Autoren beschreiben eine „dramatische Verbesserung des Kühlungsvermögens des Motors“ durch die Sprühstrahlkühlung. Die thermische Analyse erfolgte über eine thermische 3D FEM Simulation. Die Kühlwirkung des Ölsprays auf Rotor und Stator wurde in dieser Simulation als Randbedingung dritter Art approximiert. Speziell für die Kühlung der Wickelköpfe wird der experimentell bestimmte HTC qualitativ als potenzielle Funktion der Öltemperatur angegeben. Für die betrachteten Betriebspunkte bedeutet dies eine Erhöhung der Wickelkopftemperatur um lediglich 10 K, wenn gleichzeitig die Öltemperatur um 22 K steigt. Die experimentelle Validierung des 3D FEM Modells wurden mithilfe von Messungen mit mehreren Thermoelementen im Zentrum der Wickelköpfe durchgeführt. Die Autoren stellen eine sehr gute Übereinstimmung ihrer Simulationen mit den Messdaten fest.

EL-REFAIE et al. [36] evaluierten das thermische Verhalten einer PSM mit 30 kW Dauerleistung und der Restriktion einer Kühlmittleinlasstemperatur von 105 °C. Das eingesetzte Öl fließt durch einen Kühlmantel und wird über mehrere Düsen auf die Wickelköpfe gesprüht. Die Autoren stellen über Temperaturmessungen im Stator Kern für mehrere Betriebspunkte entlang der Dauerleistungskurve einen Puffer bis zum thermischen Limit der Maschine von 45 bis 65 K fest. Über den Einsatz von Ölablenkblechen konnte ein Eindringen von Öl in den Luftspalt verhindert werden, weshalb die Luftreibungsverluste über einen Drehzahlbereich von 1000–9000 1/min mit und ohne Öl-Spray identisch sind. Eine Variation der Maschinenleistung unter Berücksichtigung der Temperaturen ergab, dass mit der kombinierten Öl-Mantel- und Öl-Sprühstrahlkühlung aus thermischer Sicht selbst eine Verdoppelung der Leistung möglich ist. Dies entspricht für die untersuchte Maschine einer Dauerleistungsdichte von 2 kW/kg.

LIU et al. [79] untersuchten eine Öl-Sprühstrahlkühlung mit mehreren Düsen für den Stator einer EMA mit Formstabwicklung nach dem Hair-Pin Design. Es kamen unterschiedliche Düsentypen (Vollkegel, Hohlkegel) bei Volumenströmen von 0,9 bis 4,8 l/min zum Einsatz. Zudem wurde die Anzahl an gleichzeitig aktiven Düsen variiert. Hierzu wurden 12 Düsenports in den Deckel einer EMA-Seite eingelassen, sodass montierte Düsen in einem zur Rotationsachse kongruenten Kranz axial auf die Wickelköpfe sprühen. Die Temperatur wurde an insgesamt 44 Positionen in der EMA ausgewertet. 24 dieser Messungen wurden an der Oberfläche der Formstäbe im Bereich der Wickelköpfe durchgeführt. Für alle vermessenen Betriebspunkte ergab sich eine sinkende Durchschnittstemperatur der Wickelköpfe bei einer Erhöhung des Volumenstroms und der Anzahl an aktiven Düsen. Zudem war die Temperaturverteilung umso homogener, je mehr Düsen gleichzeitig aktiv waren. Für alle Betriebspunkte wird ein etwas geringeres Temperaturniveau im unteren Teil der Maschine festgestellt. Die Autoren erklären dies durch den abfließenden Film. Zudem stellen die Autoren fest, dass die eingesetzten Vollkegeldüsen grundsätzlich besser für die Kühlung der EMA geeignet sind. Im Vergleich mit einer Wassermantelkühlung derselben EMA könne beim Einsatz der beschriebenen Öl-Sprühstrahlkühlung eine doppelt so hohe Leistung erzielt werden.

## Fazit

Die verfügbaren Literaturquellen zur Öl-Sprühstrahlkühlung lassen ein klares Fazit zu. Wie bei den anderen Varianten der Öl-Spritzkühlung können die HTC's durch eine Steigerung des Volumenstroms und der Öleinlasstemperatur verbessert werden. Veröffentlichungen mit differenzierter Temperaturerfassung über einzelne Wickelköpfe [28, 79] zeigen, dass jene Wickelköpfe, welche direkt besprüht werden, die geringste Temperatur aufweisen. Diese Inhomogenität der Temperaturverteilung wird mit Einsetzen einer Drehbewegung des Rotors etwas gedämpft. Ein gänzlich homogener Temperaturverlauf lässt sich jedoch nur über den Einsatz mehrerer Düsen erreichen. Im besten Fall wird die gesamte Wicklung gleichmäßig besprüht. Insgesamt kommen alle Autoren zu dem Schluss, dass die jeweils betrachtete Öl-Sprühstrahlkühlung eine effektive Kühlung des untersuchten Motors ermöglicht. Mehrere Autoren [36, 43, 79] stellen sogar eine mögliche Leistungsverdoppelung gegenüber konventionellen Mantelkühlungen in Aussicht. In jedem Fall ist die Ölspraykühlung gemäß der dargestellten Veröffentlichungen als Kühlkonzept für Elektromotoren mit hoher Leistungsdichte geeignet.

## Bewertung der Konzeptkategorien und finale Konzeptauswahl

Analog zum Vorgehen in Abschnitt A.1.3 erfolgt die finale Auswahl des weiter zu verfolgenden Öl-Spritzkonzepts anhand von qualitativen Bewertungskriterien. Diese werden spezifisch für die Bewertung von Öl-Spritzkonzepten als Teilmenge der definierten Anforderungen KAF1-KAF10 abgeleitet. KAF3, KAF6 und KAF7 werden nicht berücksichtigt, weil diese ohne geometrische Ausprägung nicht bewertet werden können.

<b>KAF1</b> Ein Kühlkonzept muss ein niedriges Temperaturniveau im Stator ermöglichen.	} <b>Niedriges Temperaturniveau</b>
<b>KAF2</b> Ein Kühlkonzept muss eine homogene Temperaturverteilung im Stator ermöglichen.	} <b>Homogene Temperaturverteilung</b>
<b>KAF4</b> Ein Kühlkonzept darf die mechanischen Funktionen der EMA nicht negativ beeinflussen.	} <b>Reibungseintrag aufgrund Ölmenge</b>
<b>KAF5</b> Ein Kühlkonzept muss eine möglichst geringe Leistungsaufnahme aufweisen.	} <b>Druckniveau der Pumpe</b>
<b>KAF8</b> Ein Kühlkonzept muss zuverlässig und möglichst wartungsfrei arbeiten.	} <b>Wartungsaufwand</b>

- KAF9** Ein Kühlkonzept muss möglichst wenig Bau-  
raum einnehmen.
- KAF10** Ein Kühlkonzept muss eine möglichst geringe  
Masse aufweisen.
- } **Fahrzeugintegration**

Die Bewertung wird über eine Auswahlliste nach [135] durchgeführt. Das Gesamtergebnis ergibt sich als Verrechnung der Einzelpositionen.

**Tabelle 4.3:** Literaturgestützte Auswahlliste des geeigneten Ölspritzkonzepts

	Niedriges Temperaturniveau						
	Homogene Temperaturverteilung						
	Reibungseintrag aufgrund Ölmenge						
	Druckniveau der Pumpe						
	Wartungsaufwand						
	Fahrzeugintegration						
	<b>Gesamt</b>						
<b>Prallstrahlkühlung</b>	o	-	o	o	+	+	+
<b>Schleuderkühlung</b>	-	o	o	+	+	o	+
<b>Sprühstrahlkühlung</b>	+	+	+	-	-	+	++

(+) besser (o) mittel (-) schlechter

Auch ohne eine Gewichtung der einzelnen Bewertungskriterien zugunsten der konzeptbezogenen, funktionalen Anforderungen ergibt sich aus der Bewertung eine Auswahl der Sprühstrahlkühlung. Sie verspricht im Vergleich das geringste Temperaturniveau bei höchster Homogenität der Temperaturverteilung und kommt dabei mit einer minimalen Menge an Öl aus. Zudem ist sie im Hinblick auf die Leistungsdichte besser in ein Fahrzeug integrierbar. Die Herausforderung bei der konkreten Kühlsystemauslegung liegt in der Wartungsanfälligkeit, da ein Verstopfen der Düsen verhindert werden muss [79]. Zudem ist das erforderliche Druckniveau am höchsten [28], da die Düsenöffnung für Sprühstrahlen deutlich geringer ist als bei Prallstrahlen. Insgesamt überwiegen jedoch die dargestellten Vorteile.

## Bewertung der verfügbaren Literaturdaten zu Öl-Sprühstrahlkühlungen

Um simulationsgestützte Evaluierungen von Öl-Sprühstrahlkühlungen für elektrische Maschinen auf Basis von Veröffentlichungen durchführen zu können, müssen alle relevanten Informationen zur Definition von Randbedingungen und Modell-Parametrierungen aus den Angaben hervorgehen. Die Nennung dimensionsbehafteter Korrelationen ohne nähere Informationen zu Ihrer Berechnung reicht nicht aus.

Unter den vorgestellten Veröffentlichungen liefern nur LIU et al. [79] belastbare Aussagen zu den erzielbaren HTC's. Selbst diese Informationen lassen sich jedoch nicht direkt auf die Untersuchungen in dieser Arbeit übertragen, da die Autoren eine EMA mit Formstabwicklung nach dem Hair-Pin Design untersuchten. Diese unterscheidet sich maßgeblich von der betrachteten Referenzmaschine:

1. Die einzelnen Formstäbe berühren sich nicht, weshalb das Spray bzw. der Film die Oberfläche von allen Seiten benetzen kann. Die verteilte Runddrahtwicklung der betrachteten Referenzmaschine ist hingegen ein solider, nicht durchdringbarer Körper.
2. Die Oberfläche der Wickelköpfe unterscheidet sich erheblich. Formstabwicklungen sind glatt, Runddrahtwicklungen hingegen wellig.
3. LIU et al. [79] nutzten zur Berechnung der HTC's eine Bezugsfläche, welche sich als Hüllkörper der Wickelköpfe ergibt. In Kombination mit der Abweichung der Wicklungsart wäre der angegebene HTC bei einer Anwendung für die betrachtete Referenzmaschine mutmaßlich zu hoch. Die Kühlwirkung würde überschätzt.

Untersuchungen von Öl-Sprühstrahlen ohne direkten EMA Bezug wurden von ABBASI und KIM [2] und SLEITI und KAPAT [123] durchgeführt.

Im Zentrum der Untersuchungen von ABBASI und KIM [2] steht die These, dass sich der HTC einer Sprühstrahlkühlung ohne Verdampfung als Funktion des vom Spray erzeugten Normaldrucks auf der besprühten Oberfläche beschreiben lässt. Die Autoren generieren aus ihren Ergebnissen eine Korrelation zur Berechnung des mittleren HTC's  $\bar{\alpha}$ , welche für Prandtl-Zahlen von 12 bis 76 sowie Normaldrücken bis 0,2 bar gültig ist. Die Abweichung zwischen mit dieser Korrelation berechneten HTC's und den genutzten Daten liegt bei  $\pm 25\%$ .

$$\bar{\alpha} = 0,042 \rho^{0.5} c_p Pr^{-0.33} p^{0.5} \quad (4.1)$$

mit

$\rho$	Dichte der Flüssigkeit
$Pr$	Prandtl-Zahl der Flüssigkeit
$p$	Normaldruck auf der besprühten Fläche
$c_p$	spezifische Wärmekapazität der Flüssigkeit

Für die direkte Nutzung zur simulationsgestützten Evaluierungen von Öl-Sprühstrahlkühlungen ist die Gleichung nicht geeignet. Zum einen fehlen wesentliche Angaben über die Temperaturen und Wärmeströme in den einzelnen Messpunkten. Zum anderen lässt sich die Korrelation nicht in eine Form umrechnen, welche das Einstellen konkreter Betriebspunkte ohne das Vermessen des Druckfelds im direkt besprühten Bereich ermöglicht.

SLEITI und KAPAT [123] untersuchten ein Kühlkonzept bestehend aus einer Anordnung mehrerer Öl-Sprühstrahlen mit dem Kühlmittel Polyalphaolefin (PAO). Trotz des Einsatzes von Hohlkegeldüsen ergibt sich aufgrund der Überlagerung mehrerer Sprühstrahlen eine gleichmäßige Benetzung auf der beheizten Stahlplatte. Die Ergebnisse können im Rahmen dieser Arbeit nicht direkt genutzt werden, da keine Korrelation angegeben wird und zu wenig über die einzelnen Betriebspunkte bekannt ist. Es lässt sich aus den dargestellten Graphen jedoch die Information extrahieren, dass bei Massenstromdichten von  $2,8 - 4,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ein HTC von  $800 - 1100 \text{ W/m}^2\text{K}$  erreicht werden kann.

Mangels weiterer verfügbarer Literaturquellen, welche sich direkt zur Auslegung von Öl-Sprühstrahlkühlungen für die betrachtete Referenzmaschine nutzen lassen, wird in den nachfolgenden Kapiteln ein eigenes anwendungsspezifisches Öl-Sprühstrahl-Experiment vorgestellt sowie dessen Messergebnisse ausgewertet und interpretiert.

# 5 Theorie der Öl-Sprühstrahlkühlungen

In Abschnitt 4.1.2 wurde gezeigt, wie sensibel die Temperaturverteilung im Stator der betrachteten Referenzmaschine auf unterschiedliche konvektive Wärmesenken an der Wickelkopfoberfläche reagiert. Für die Charakterisierung von Öl-Sprühstrahlkühlungen mittels Simulation sind daher realistische HTC-Werte unerlässlich. Ihre Erfassung erfolgt über ein spezifisches Öl-Sprühstrahl-Experiment. Zur Auslegung dieses Experiments bedarf es einer umfassenden Kenntnis der physikalischen Abhängigkeiten einzelner Einflussgrößen einer Öl-Sprühstrahlkühlung. Auch die Besonderheiten des Anwendungsfalls in einer elektrischen Maschine mit verteilter Runddrahtwicklung müssen berücksichtigt werden. Basierend auf einer breiten Literaturbasis liefert das nachfolgende Kapitel Auslegungskriterien für den Prüfstand und definiert relevante Untersuchungsschwerpunkte für die Messkampagne.

## 5.1 Grundlagen der Sprühstrahlkühlungen

Bei einer Sprühstrahlkühlung ohne Verdampfung (nachfolgend vereinfachend nur als *Sprühstrahlkühlung* bezeichnet) handelt es sich um ein komplexes thermo-fluiddynamisches System. Grundsätzlich besteht dieses aus einer Filmströmung an der zu kühlenden Oberfläche, welche durch ein Spray hervorgerufen und maßgeblich beeinflusst wird. Um einzelne Zustände von Film und Spray zu beschreiben, werden charakteristische Größen genutzt. Die Betrachtung kann dimensionsbehaftet und dimensionslos erfolgen. Mit der Verknüpfung dieser Größen auf Basis von Literaturangaben werden nachfolgend wesentliche Zusammenhänge herausgearbeitet und für die gezielte Auslegung des Öl-Sprühstrahl-Experiments genutzt.

Die Zusammenstellung des Stands der Technik entstand im Rahmen studentischer Arbeiten mit Sebastian Hölle und Dominik Zemmler.

### 5.1.1 Charakteristische Größen eines Sprays

Wird eine Flüssigkeit unter Anlegen eines Drucks durch eine Düse befördert, ergibt sich unter bestimmten Rahmenbedingungen ein Spray in der Umgebung, in welche die Austrittsöffnung der Düse gerichtet ist. Die Zerstäubung erfolgt aufgrund komplexer thermofluiddynamischer Effekte und kann abhängig vom angelegten Düsendruck und den Stoffeigenschaften der Flüssigkeit über simple Lochblenden (Strahlzerfall) bis hin zu geometrisch aufwändige Düsen (Lamellenzerfall) erreicht werden [132, 139].

Zur Charakterisierung eines Sprays sind die Größen Tropfendurchmesser, Tropfengeschwindigkeit, Massen- bzw. Volumenstrom(dichte) sowie der Sprayöffnungswinkel relevant [73]. Die Beschreibung erfolgt in der Regel durch mittlere, skalare Größen auf Ebene des Tropfenkollektivs, da abhängig von der Art der Zerstäubung sehr unterschiedliche räumliche Verteilungen auftreten können [23, 25]. Auf welchen Trajektorien sich diese Tropfen im Raum bewegen kann mit Blick auf das Tropfenkollektiv am besten über das Sprühbild beschrieben werden.

## Düsentyp und Sprühbild

Abhängig vom eingesetzten Düsentyp ergeben sich unterschiedliche Sprühmuster auf der zu kühlenden Oberfläche. Gemäß Abbildung 5.1 wird für hydraulische Düsen zwischen Voll- und Hohlkegel-Düsen, sowie Fächerdüsen unterschieden. Ein weiterer wesentlicher Parameter für das Sprühbild ist der Sprayöffnungswinkel  $\varphi$ . Er bestimmt den notwendigen Düsenabstand  $H$ , um die zu kühlende Oberfläche mit dem Durchmesser  $D$  optimal zu treffen. Gleichzeitig legt der Sprühwinkel das grundsätzliche Verhältnis zwischen normaler und tangentialer Geschwindigkeit bei der Spray-Film-Interaktion fest. Je größer der Winkel ist, desto größer ist der Anteil an Tropfen mit einer signifikanten tangentialen Geschwindigkeitskomponente.

## Tropfendurchmesser

In nahezu allen relevanten Veröffentlichungen zu Sprühstrahlkühlungen wird zur Beschreibung des Tropfendurchmessers der sogenannte Sauterdurchmesser  $d_{32}$  genutzt (vgl. z.B. [63, 93, 100, 108]). Dieser beschreibt das Verhältnis zwischen dem Volumen und der Oberfläche des gesamten Tropfenkollektivs und ergibt sich gemäß DIN ISO 9276-2 [31] zu

$$d_{32} = \frac{\sum_i n_i d_i^3}{\sum_i n_i d_i^2} \quad (5.1)$$

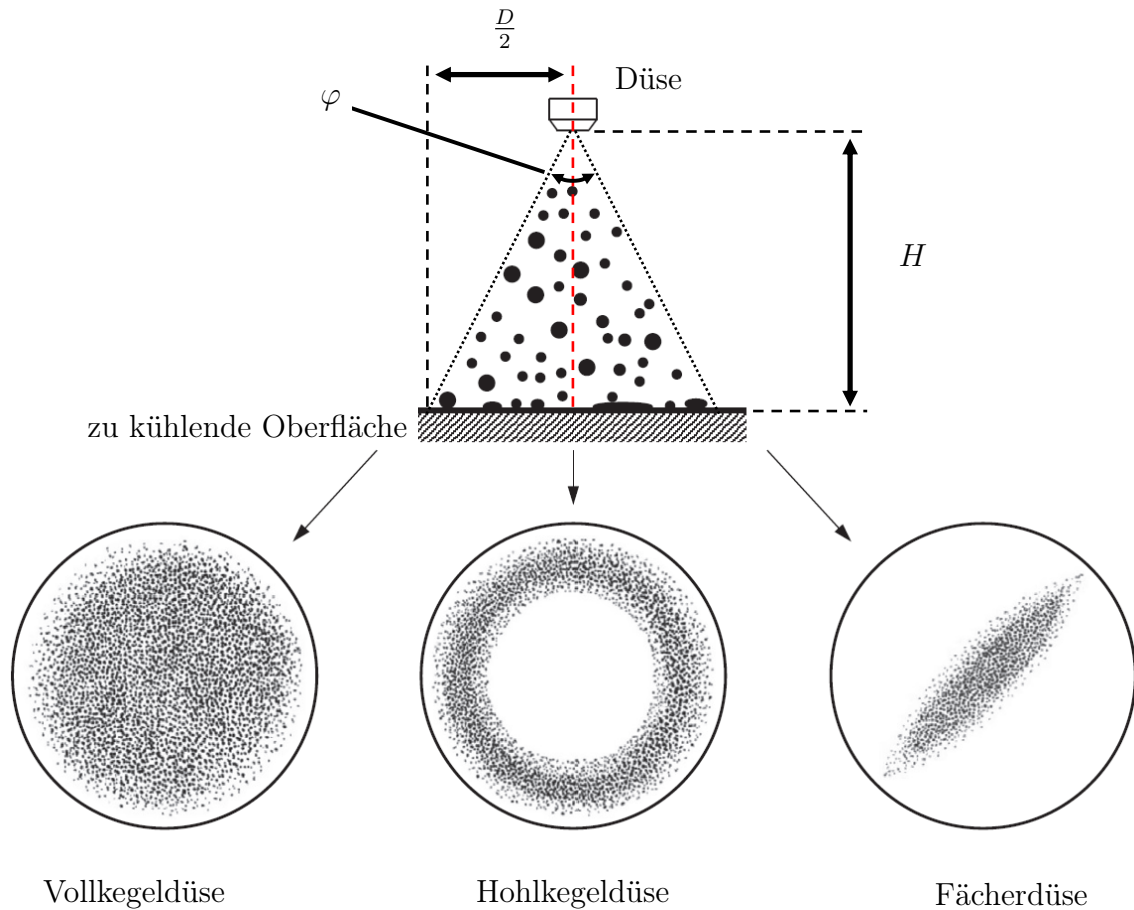
Hierin steht  $n_i$  für die Anzahl der Partikel und  $d_i$  für den mittleren Durchmesser der  $i$ -ten Größenklasse.

Zur Bestimmung des Sauterdurchmessers der betrachteten Sprühstrahlkühlung können für die relevanten Betriebspunkte eine direkte Vermessung mittels Phasen Doppler Anemometrie (PDA) durchgeführt [24, 93], auf passende empirisch bestimmte Korrelation zurückgegriffen [63, 108] oder die Angaben des Düsenherstellers genutzt werden [49, 100].

## Tropfengeschwindigkeit

Um die Bewegung des Sprays zu charakterisieren, bedarf es der Kenntnis einer mittleren Tropfengeschwindigkeit. Diese kann auf unterschiedliche Arten berechnet werden.

Wurde die Tropfenverteilung über eine PDA vermessen, kann diese Informationen analog zum Vorgehen der Ermittlung des Sauterdurchmessers genutzt werden, um eine mittlere



**Abbildung 5.1:** Einteilung möglicher Sprühbilder, nach [73] mit eigenen Anpassungen

Geschwindigkeit des Tropfenkollektivs  $u_{32}$  zu berechnen [25, 49, 93]. Alternativ ist es möglich, eine mittlere Geschwindigkeit über den Einsatz von Hochgeschwindigkeitskameras zu bestimmen [26].

In den meisten Veröffentlichungen wird als charakteristische Größe der Tropfenbewegung jedoch die Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse genutzt [63]. Über eine Energiebilanz an der Düse [42] und Berücksichtigung der inkompressiblen Strömung (vgl. [37, 107]) kann die mittlere Austrittsgeschwindigkeit als Funktion des Druckverlusts über die Düse  $\Delta p$  und der Dichte der zerstäubten Flüssigkeit  $\rho_F$  berechnet werden:

$$u_0 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_F}} \quad (5.2)$$

Die zugrundeliegende Annahme von GHODBANE und HOLMAN [42] ist eine verlustlose Umwandlung von potenzieller Energie vor der Düse in kinetische Energie nach der Düse gemäß der Stromfadentheorie (vgl. [70]). Nach LEFEBVRE und MCDONELL [71] können die Verluste bei der Umwandlung über einen Durchflussbeiwert  $k_v \in ]0, 1[$  berücksichtigt

werden:

$$u_0 = k_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_F}} \quad (5.3)$$

Der Wert von  $k_v$  ist abhängig vom Düsentyp und der Düsengeometrie [71].

### Massen- und Volumenstromdichte

Die Charakterisierung eines Sprühstrahls über seine Massenstromdichte  $G$  bzw. Volumenstromdichte  $U$  ist eine makroskopische Betrachtung, welche sich ohne genauere Kenntnis des Sprays angeben lässt:

$$G = U \cdot \rho_F = \frac{\rho_F \dot{V}}{A_S} \quad (5.4)$$

Hierin ist  $\dot{V}$  der Volumenstrom an Flüssigkeit im Drucksystem vor der Düse bzw. an jeder vom Spray durchsetzten Querschnittsfläche senkrecht zur Sprühachse und  $A_S$  der Betrag der besprühten Fläche.

### 5.1.2 Charakteristische Größen einer Filmströmung

Ein Film beschreibt eine flüssige oder gasförmige Phase, welche im Vergleich zu ihrer räumlichen Ausdehnung eine geringe Höhe besitzt [99]. Bei einer Sprühstrahlkühlung entsteht ein flüssiger Film bei ausreichender Benetzung der zu kühlender Oberfläche. Ohne extern anliegende Kräfte strömt er getrieben von der radialen Geschwindigkeitskomponente der Tropfen des Sprühstrahls nach außen von der Sprühachse weg. Zusätzlich wirken in technischen Anwendungen Gravitations- und Beschleunigungskräfte auf den gesamten Film, sowie Scherkräfte durch die Gasströmungen an der Trennfläche zwischen Film und Gas (= freie Oberfläche).

Das Verhalten am äußeren Rand des Films wird bestimmt durch den Kontaktwinkel  $\Theta$ . Dieser stellt sich zwischen Flüssigkeitsfläche und zu kühlender Oberfläche ein. Ist  $\Theta < \pi/2$  spricht man von einer *benetzbaren* Oberfläche [104].  $\Theta$  ist über die Young-Laplace-Gleichung abhängig von den Oberflächenenergie von Flüssigkeit, benetzter Oberfläche und umgebendem Gas. Für reale Anwendungen erfolgt die Bestimmung typischerweise experimentell [60].

Die wesentlichen Parameter zur globalen Beschreibung eines Film sind die mittlere Filmdicke  $\bar{h}_{Film}$ , die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{u}_{Film}$  und die mittlere Filmtemperatur  $\bar{T}_{Film}$ . Aufgrund der festgestellten Relevanz der Filmströmung für den Wärmeübergang werden nachfolgend neben den charakteristischen Größen selbst auch ihre Haupteinflussgrößen herausgestellt.

## Filmdicke

CHEN et al. [23] vermaßen die sich ergebenden Filmdicken bei der Benetzung einer ebenen Oberfläche durch Wasser-Sprühstrahlen ( $d_{32} = 120 - 132 \mu\text{m}$ ,  $u_{32} = 15 - 20 \text{ m/s}$ ). Sie stellten fest, dass die Filmdicke bei steigendem Düsendruck leicht abnimmt. Insgesamt lag die Filmdicke für alle Messpunkte im Bereich um  $50 \mu\text{m}$ .

XIE et al. [142] entwickelten auf Basis dieser Messdaten ein mathematisches Modell zur Beschreibung dünner Wandfilme im Anwendungsfall von Sprühkühlungen. Die Abnahme der Filmdicke bei steigendem Düsendruck erklären sie als Resultat zweier gegenläufiger Effekte: Mit zunehmendem Düsendruck steigt der Volumenstrom an, weshalb der Film mehr Fluid fördert und die Filmdicke zunimmt. Gleichzeitig führt ein höherer Düsendruck zu einer höheren Tropfengeschwindigkeit, weshalb die kinetische Energie der einschlagenden Tropfen größer ist und die Filmdicke verringert wird. BAI [6] spricht in diesem Zusammenhang von einem „Einschlagsdruck“. Insgesamt dominiert der filmverringerende Effekt des Tropfeneinschlags, weshalb sich die Filmhöhe bei steigendem Düsendruck leicht verringert.

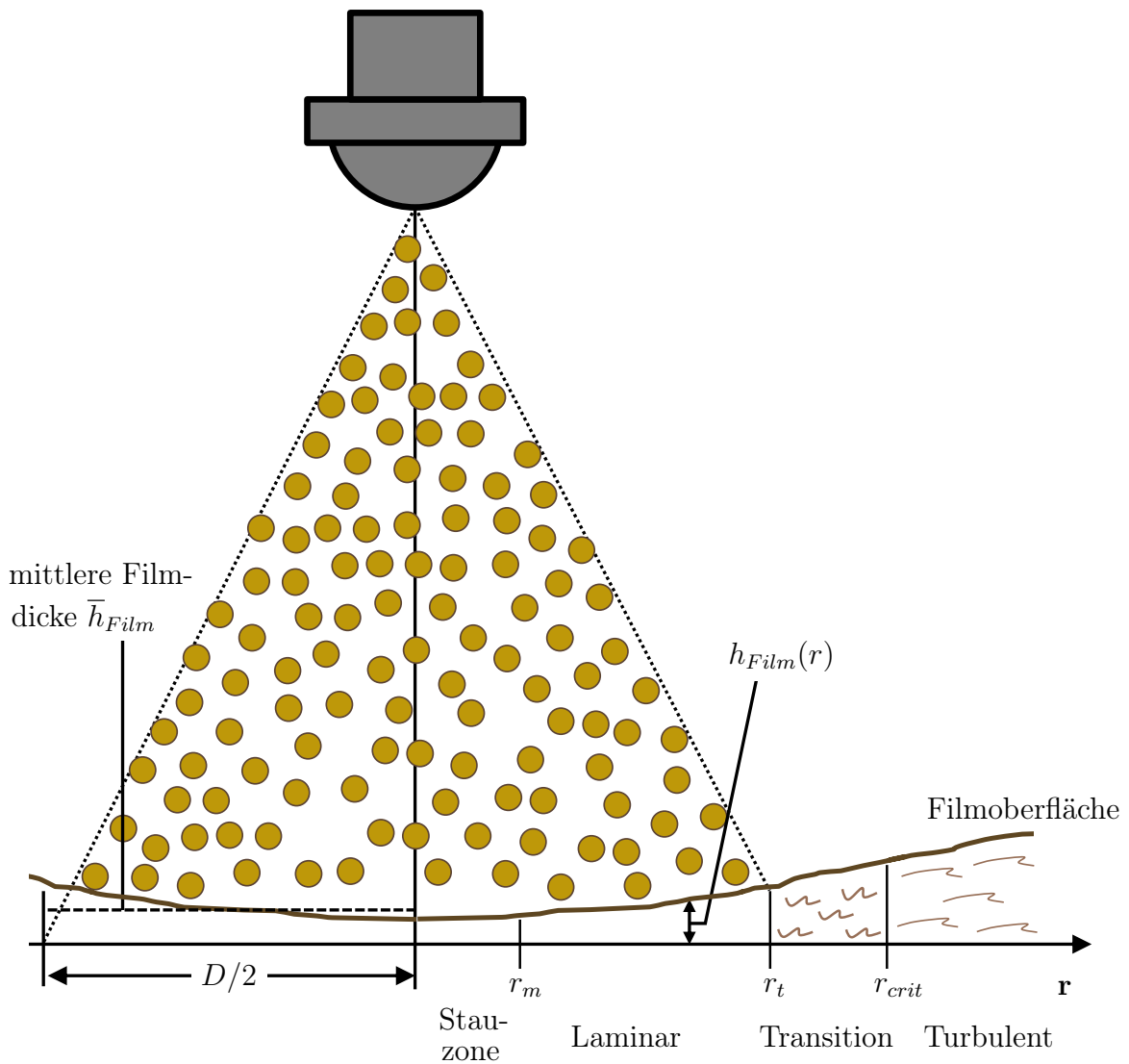
Außerhalb des direkt besprühten Bereichs fehlt der Einschlagsdruck der Tropfen und die Filmdicke steigt dementsprechend stark an [6]. Auch in den Ergebnissen von HSIEH und TIEN [49] mit R134a-Sprühstrahlen lässt sich die Relevanz des Einschlagsdrucks erkennen, da sich bei geringem Tropfenimpuls ( $d_{32} < 50 \mu\text{m}$ ,  $u_{32} < 6 \text{ m/s}$ ) vergleichsweise dicke Filme von ca.  $1 \text{ mm}$  ergaben.

Neben dem unmittelbaren Effekt auf den Film reduziert ein steigender Tropfenimpuls auch mittelbar die Filmhöhe, da die Geschwindigkeit des im Spray bewegten Gasvolumens zunimmt. Der Prallstrahl an der Wand verteilt den Film radial und mindert dessen Dicke [6, 143].

## Filmgeschwindigkeit

Der Wärmeübergangskoeffizient einer Filmströmung ist abhängig von den Fluideigenschaften und seiner (mittleren) Strömungsgeschwindigkeit [5]. Schlägt ein Tropfen in einen bestehenden Film ein, erhöht sich dort lokal die Strömungsgeschwindigkeit und der Film fließt radial vom Ort des Einschlags weg. Wenn keine zusätzlichen externen Kräfte wirken, wird die Filmströmung ausschließlich durch den Impuls der einschlagenden Tropfen erzeugt [142]. Aufgrund der Vielzahl an Tropfeneinschlägen ist jedoch nur die insgesamt resultierende Filmströmung relevant. Diese muss aufgrund der Impulserhaltung radial von der Sprühachse nach außen strömen und kann bei einem quasistationären Zustand des Sprays ebenfalls als quasistationär angesehen werden.

Abbildung 5.2 zeigt das Schema einer durch einen Sprühstrahl erzeugten Filmströmung. Diese hat eine hohe Ähnlichkeit zum Strömungsbild einer Prallstrahlkühlung durch einen Freistrahle (vgl. [74]). Da Tropfen, welche im Bereich der Sprayachse auftreffen, nur eine



**Abbildung 5.2:** Schema einer Filmströmung unter Einwirkung eines Sprühstrahls

geringe radiale Geschwindigkeitskomponente haben, bildet sich dort ebenfalls eine Stauzone aus. Mit zunehmendem Radius wird die radiale Geschwindigkeitskomponente des Sprays immer größer und die einschlagenden Tropfen beschleunigen den nach außen fließenden Film weiter. Eine zusätzliche Beschleunigung erfährt der Film durch Scherkräfte aufgrund der Gas-Prallstrahlströmung auf die Filmoberfläche. Außerhalb des mit Spray beaufschlagten Bereichs, fehlt der Einschlagsdruck des Sprays, weshalb die Filmdicke abrupt ansteigt. Spätestens hier kommt es zur Transition und die Filmströmung wird im weiteren Verlauf turbulent.

Bezogen auf den Strömungszustand im Bereich des Tropfeneinschlags zeigt sich in der

Literatur kein klares Bild. XIE et al. [142] und CHEN et al. [23] nehmen für ihre Untersuchungen ein laminares Geschwindigkeitsprofil an, da die Film Reynoldszahlen deutlich unter dem kritischen Wert liegen [112]. Die Tropfeneinschläge werden als kohärente Strukturen in einem ansonsten laminaren Geschwindigkeitsfilm betrachtet. In LIU et al. [80] wird ein partikelbasiertes Wandfilmmodell genutzt, um die individuellen Tropfeneinschläge in einem laminaren Wandfilm zu berücksichtigen. SHEDD [118] schlagen ein Strömungsbild vor, welches aus einer turbulenten oberen Schicht und einer viskosen Unterschicht besteht. OLIPHANT et al. [100] sprechen sogar davon, dass sich gar keine quasi-stationäre hydrodynamische Grenzschicht ausbildet, da der Vorgang an sich instationären Charakter hat.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die These einer laminaren Grenzschicht mit örtlichen kohärenten Strukturen, welche zu einer lokalen Verringerung der Grenzschicht führen, favorisiert.

### **Filmtemperatur**

Wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben, hängt der Wärmestrom bei erzwungener Konvektion einer Oberfläche  $A_S$  vom HTC der Kühlung und der Temperatur des Fluids ab. Das Temperaturfeld im Film einer Sprühstrahlkühlung ist analog zum Geschwindigkeitsfeld das Ergebnis der Überlagerung mehrerer Effekte. Aufgrund des eingetragenen Wärmestroms und der Strömung nach außen muss der Film radial vom Staupunkt weg immer wärmer werden. Der Temperaturanstieg ist dabei abhängig vom eingebrachten Wärmestrom und von der spezifischen Wärmekapazität der Flüssigkeit. Durch den Einschlag von Tropfen, welche prinzipbedingt immer kälter sind als der Film selbst, kommt es zu einer kontinuierlichen Abkühlung und Durchmischung des Films. Neben der Auswirkung auf das lokale Wärmeübergangsverhalten dämpft dieser Effekt auch den radialen Temperaturanstieg im Vergleich zu einer Prallstrahlkühlung. Die mittlere Filmtemperatur  $\bar{T}_{Film}$  ist daher ein gutes Maß zur thermischen Charakterisierung des Films.

### **5.1.3 Dimensionslose Kennzahlen einer Sprühstrahlkühlung**

Mit dem Einsatz dimensionsloser Kennzahlen und der Formulierung von Abhängigkeiten zwischen ihnen, ist es u.a. möglich Messungen an einem vereinfachten Aufbau auf reale Geometrien zu übertragen. Gleichzeitig wird die Anzahl an Einflussgrößen verringert [102]. Für die Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs sind die Reynolds-, die Prandtl- und die Nußelt-Zahl relevant. Dies gilt auch für Sprühstrahlkühlungen. Bei näherer Kenntnis des Sprays können zudem die Weber-Zahl und die Laplace-Zahl genutzt werden.

#### **Reynolds-Zahl**

Die Reynolds-Zahl  $Re$  beschreibt allgemein das Verhältnis zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften und ist abhängig von einer charakteristischen Geschwindigkeit  $u$ , einer

charakteristischen Länge  $L$  sowie der Dichte  $\rho$  und der dynamischen Viskosität  $\eta$  des betrachteten Fluids. Üblicherweise wird die gesamte Sprühstrahlkühlung betrachtet und die charakteristische Geschwindigkeit ergibt sich über die Volumenstromdichte  $U$ , welche auf eine Fläche des Durchmessers  $D$  einwirkt [63, 93, 100]:

$$Re_D = \frac{\rho U D}{\eta} = \frac{GD}{\eta} \quad (5.5)$$

Liegt der Fokus mehr auf dem Spray, kann alternativ ein Längenmaß mit Tropfen (Sauterdurchmesser  $d_{32}$ ) oder Düsenbezug (Austrittsdurchmesser der Düse  $d_0$ ) und passender Geschwindigkeit gewählt werden (vgl. [24, 108, 123]). Ist primär die Filmströmung von Belang kann auch ein  $Re_{Film}$  mit dem Längenmaß der Filmstärke  $\bar{h}_{Film}$  und der mittleren Geschwindigkeit des Films  $\bar{u}_{Film}$  eingesetzt werden [6]. In jedem Fall ist es erforderlich, das relevante Längenmaß samt passender Geschwindigkeit messtechnisch zu erfassen oder belastbar zu berechnen. Im Rahmen dieser Arbeit wird  $Re_D$  gemäß Gleichung (5.5) genutzt.

### Prandtl-Zahl

Die Prandtl-Zahl  $Pr$  ist ein reines Stoffwertverhältnis und beschreibt die Verknüpfung zwischen diffusem Impuls- und diffusem Wärmetransport innerhalb von Fluiden.

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad \text{mit} \quad a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (5.6)$$

Hier ist  $a$  die Temperaturleitfähigkeit,  $c_p$  die spezifische Wärmekapazität,  $\lambda$  Wärmeleitfähigkeit und  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$  die kinematische Viskosität des Fluids.  $Pr$  kann auch als Verknüpfung zwischen dem Geschwindigkeits- und Temperaturfeld betrachtet werden und hat einen direkten Einfluss auf das Verhältnis von hydrodynamischer und thermischer Grenzschichtdicke [112].

### Nußelt-Zahl

Überströmt ein Fluid eine feste Oberfläche, kann die Nußelt-Zahl  $Nu$  als dimensionsloser Temperaturgradient innerhalb eines Fluids verstanden werden. Sie wird typischerweise zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs zwischen einer festen Oberfläche und einem strömenden Fluid genutzt. Bei ganzheitlicher Betrachtung der Sprühstrahlkühlung mittels  $Re_D$  gilt:

$$Nu_D = \frac{\bar{\alpha} D}{\lambda} \quad (5.7)$$

wobei  $\bar{\alpha}$  den Wärmeübergangskoeffizienten,  $D$  den besprühten Durchmesser und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des Fluids repräsentiert. Alternative Betrachtungen über Längenmaße wie die mittlere Filmstärke  $\bar{h}_{Film}$ , den Öffnungsdurchmesser der Düse  $d_0$  oder den Sauterdurchmesser  $d_{32}$  verschieben den Fokus jeweils auf einen Teilaspekt des Wärmeübergangsmechanismus der Sprühstrahlkühlung.

Nußelt-Korrelationen bei erzwungener Konvektion sind von der Form  $Nu = A Re^b Pr^c$  [102]. Dies gilt auch für Sprühstrahlkühlungen [73].

### Weber-Zahl

Die Weber-Zahl  $We$  beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Oberflächenkräften. Analog zur Reynoldszahl können für Sprühstrahlkühlungen unterschiedliche Längenmaße  $L$  und charakteristische Geschwindigkeiten  $u$  gewählt werden. Zudem kann die Dichte auf das Gas (Index  $G$ ) oder auf die Flüssigkeit (Index  $F$ ) bezogen werden. Die Oberflächenspannung  $\sigma_F$  bezieht sich immer auf die Flüssigkeit. Ist der Einfluss der Düse auf die Sprühstrahlkühlung von Interesse, wird die **düsenbezogene** Weber-Zahl  $We_{d_0}$  betrachtet:

$$We_{d_0} = \frac{\rho_G u_0^2 d_0}{\sigma_F} \quad (5.8)$$

Hierin ist  $\rho_G$  die Dichte des Gases, in welchem die Zerstäubung erfolgt,  $u_0$  die Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse und  $d_0$  der Öffnungsdurchmesser der Düse. Liegt hingegen der Fokus mehr auf der Interaktion des Tropfenkollektivs mit dem Film, wird die **tropfenbezogene** Weber-Zahl  $We_{d_{32}}$  genutzt:

$$We_{d_{32}} = \frac{\rho_F u_0^2 d_{32}}{\sigma_F} \quad (5.9)$$

mit der Dichte der Flüssigkeit  $\rho_F$  und dem Sauterdurchmesser  $d_{32}$ . Für den Spezialfall der Beschreibung der Spray-Film Interaktion auf Betrachtungsebene einzelner Tropfen [6] gilt:

$$We_{d_T} = \frac{\rho_F \bar{u}_{T,n}^2 d_T}{\sigma_F} \quad (5.10)$$

Hierin ist  $d_T$  der Durchmesser des betrachteten Tropfens und  $u_{T,n}$  seine Geschwindigkeit in Wandnormalenrichtung.

### Laplace-Zahl

Die Laplace-Zahl  $La$  beschreibt allgemein das Verhältnis zwischen Oberflächenspannung und viskosen Kräften. Im Kontext von Tropfen-Film-Interaktionen erfolgt folgende Definition [6]:

$$La_{d_T} = \frac{\rho_F \sigma_F d_T}{\eta_F^2} \quad (5.11)$$

Hierin ist  $d_T$  der Tropfendurchmesser und  $\rho_F$ ,  $\sigma_F$ ,  $\eta_F$  die Dichte, Oberflächenspannung und dynamische Viskosität der zerstäubten Flüssigkeit.

Die Laplace-Zahl lässt sich auch aus der Ohnesorg-Zahl, einem Verhältnis aus der Weber- und Reynolds-Zahl, berechnen:

$$La = \frac{1}{Oh^2} \quad \text{mit } Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (5.12)$$

### 5.1.4 Relevanz der Tropfen-Film-Interaktion

Nach BAI [6] gibt es beim Einschlag eines Einzeltropfens in einen Wandfilm bei steigenden Weberzahlen folgende Entwicklung der Einschlagscharakteristik:

**Anhaften** Bei geringen Weberzahlen haftet der Tropfen an der Oberfläche des Films und behält dabei seine ursprüngliche Kugelform.

**Abprallen** Mit steigenden Weberzahlen erfolgt ein Abprallen des Tropfens von der Filmoberfläche. Die Tropfenenergie reicht nicht aus, um den Luft- oder Dampffilm zwischen Tropfen und Film zu durchbrechen.

**Verteilen** Bei noch größeren Weberzahlen ist die kinetische Tropfenenergie groß genug, um den Luftfilm zu durchschlagen und der Tropfen geht vollständig in den Film über.

**Spritzen** Bei sehr hohen Weberzahlen ist die Tropfenenergie so groß, dass sich beim Einschlag eine Krone bildet. Diese Struktur schnürt sich aufgrund der Oberflächenspannung ab und es werden Sekundärtropfen gebildet, welche sich von der Oberfläche weg bewegen. Folglich ist im Bereich des Spritzens der effektive Massenstrom im Film geringer als der zugeführte Massenstrom des Sprays.

Es existieren sehr viele Veröffentlichungen zu den fluidmechanischen und thermischen Effekten beim Einschlag einzelner Tropfen in stehende und fließende Filme [18]. Experimentelle Untersuchungen von GAO et al. [40] zeigten, dass sich das Einflussgebiet eines Tropfeneinschlags sowohl mit steigendem Tropfendurchmesser als auch mit steigender Tropfengeschwindigkeit vergrößert. Bezogen auf den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten erzielt jedoch nur ein Anstieg des Tropfendurchmessers eine monoton steigende Verbesserung gegenüber einer reinen Filmströmung. Für die Tropfengeschwindigkeit existiert hingegen ein Maximum, nach welchem eine weitere Erhöhung der Geschwindigkeit wieder zu einem Absinken der Verbesserung führt. Die Autoren begründen dies über den steigenden Verlust an Massenstrom durch das Spritzen.

Das Einschlagsverhalten eines Sprays kann jedoch nicht als bloße Superposition einzelner Tropfeneinschläge betrachtet werden [41]. Numerische Untersuchungen von LIANG et al. [72] zum Einschlag zweier Tropfen in einen strömenden Wandfilm bestätigen diese These. Sowohl für den Fall eines gleichzeitigen Einschlags unter geringem Abstand, als auch für den Fall eines sukzessiven Einschlags an derselben Position und unter geringem zeitlichen Versatz konnte eine starke Interaktion in den Strömungsbildern des Wandfilms und Temperaturverläufen an der Wand festgestellt werden.

Für eine ausgebildete Sprühstrahlkühlung treten sowohl in zeitlicher Abfolge als auch räumlich gesehen sehr viele interagierende Einschläge auf. Die Komplexität der sich insgesamt ergebenden Interaktionen ist folglich noch um ein Vielfaches höher. Im Rahmen

dieser Arbeit erfolgt daher nur eine makroskopische Betrachtung der Interaktion über die vorgestellten Einschlagsformen anhand der erfassbaren charakteristischen Größen. Die exakten Grenzwerte der Weberzahlen zur Feststellung der vorliegenden Einschlagscharakteristik ergeben sich für eine Weiterentwicklung [119] des ursprünglichen Bai-Gosman-Modells [6–8] in der Simulationssoftware Star-CCM+ gemäß Tab. 5.1.

**Tabelle 5.1:** Einschlagscharakteristik von Tropfen in einen Wandfilm in STAR-CCM+ [119]

Charakteristik	Weberzahlen
Anhaften	$We_{dT} \leq 2$
Abprallen	$2 < We_{dT} \leq 20$
Verteilen	$20 < We_{dT} \leq 1320 La_{dT}^{-0,18}$
Spritzen	$We_{dT} > 1320 La_{dT}^{-0,18}$

### 5.1.5 Wirkmechanismen einer Sprühstrahlkühlung

Das Wärmeübergangsverhalten von Sprühstrahlkühlungen ist noch nicht vollständig verstanden und kann speziell bei vielen gleichzeitigen Tropfeneinschlägen in den Film nur grob abgeschätzt werden [18]. Grundsätzlich kann es jedoch unter Vernachlässigung externer Kräfte als Zusammenspiel zweier konvektiver Effekte auf der zu kühlenden Oberfläche beschrieben werden:

1. Spray-induzierte laminare Filmströmung
2. Kontinuierlicher Einschlag der Spray-Tropfen in den strömenden Film

Das als laminar angenommene Strömungsfeld im Film erzeugt isoliert betrachtet neben der hydrodynamischen Grenzschicht  $\delta_{hyd}$  auch eine thermische Grenzschicht der Dicke  $\delta_{th}^1$ , für welche näherungsweise gilt [102]:

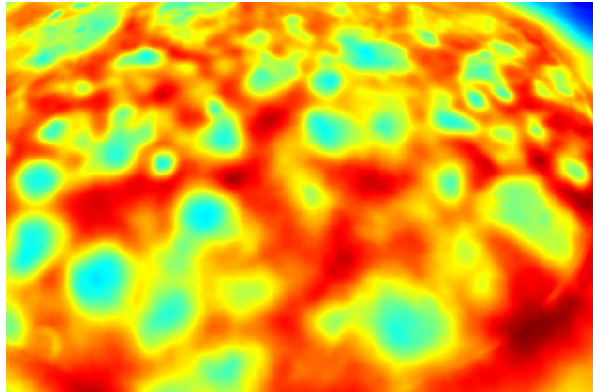
$$\delta_{th,lam} = 0,976 \delta_{hyd} Pr^{-\frac{1}{3}} \quad (5.13)$$

Da  $\delta_{hyd}$  bei laminarer Strömung mit steigender Reynoldszahl sinkt [112], verbessert sich der Wärmeübergang sowohl bei steigender Filmgeschwindigkeit als auch bei sinkender Viskosität.

Zusätzlich verdrängen einschlagende Tropfen den warmen Wandfilm über der zu kühlenden Oberfläche, erhöhen die lokale Strömungsgeschwindigkeit und fördern kontinuierlich kaltes Fluid in Wandnähe [65, 100]. Eine anschauliche Darstellung dieser Effekte findet sich in der Arbeit von KYRIOPOULOS [68]. Die Autorin untersuchte eine Sprühstrahlkühlung einer gekrümmten, beheizten Fläche während eines Parabelflugs. Der in Abbildung 5.3 dargestellte Wandfilm ist im roten Bereich von der zu kühlenden Oberfläche

<sup>1</sup> Eine tiefere Diskussion der Abhängigkeiten innerhalb der Grenzschicht erfolgt in Kapitel 5.2.3.

aufgeheizt. In den hellblauen und grünen Bereichen gab es kurz zuvor Tropfeneinschläge eines kälteren Sprays. Hier ist die Temperatur deutlich geringer.



**Abbildung 5.3:** Qualitative Infrarot-Temperaturmessung einer sprühstrahlgekühlten gekrümmten Oberfläche ( $\mathcal{O}(A) = \text{cm}^2$ ) unter verringerter Gravitationswirkung [68]

Dieses Verhalten entspricht einer zusätzlichen Reduktion der thermischen Grenzschicht gegenüber einer reinen laminaren Filmströmung, was den Wärmeübergang weiter steigert. Die effektive thermische Grenzschicht im Film einer Sprühstrahlkühlung ist somit geringer als  $\delta_{th,lam}$ .

Die zu erwartenden Nusselt-Zahlen müssen in jedem Fall größer sein, als jene einer laminaren Filmströmung über eine ebene Platte der Länge  $D$ . Unter der Annahme  $Pr > 1$  (=Flüssigkeiten) lässt sich mit Bezug auf [102] daher die Aussage treffen, dass die erzielbaren Nusselt-Zahlen einer Sprühstrahlkühlung größer sind als:

$$Nu_D = 0,664 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.14)$$

Ein Abgleich mit verfügbaren Nusselt Korrelationen Sprühstrahlkühlungen in der Literatur [73] bestätigt diese These.

Auch ein latenter Wärmestrom zwischen Filmoberfläche und umgebender Gasphase aufgrund von Verdunstung kann einen Beitrag zum Wärmeübergangverhalten einer Sprühstrahlkühlung leisten [18, 41]. Grundsätzlich findet Verdunstung so lange statt, bis das den Film umgebende Gas mit der Flüssigkeit des Fluids gesättigt ist [47]. Ob der Effekt einen nennenswerten Beitrag zur jeweiligen Sprühstrahlkühlung leistet, ist neben den Stoffdaten und dem Temperaturniveau daher auch abhängig vom technischen Aufbau.

## 5.2 Haupteinflussgrößen des Wärmeübergangs

Mit den dargestellten Zusammenhängen wird der Wärmeübergang einer Sprühstrahlkühlung vor allem von der tropfeninduzierten Filmströmung über der zu kühlenden Flä-

che bestimmt. Die radial nur leicht ansteigende Filmtemperatur führt gepaart mit einem homogenen HTC zu einer gleichmäßigen Wärmeabfuhr über die gesamte besprühte Fläche. Die Filmströmung auf einer gegebenen Oberfläche ist ohne das Einwirken externer Kräfte einzig das Resultat des auf sie wirkenden Sprays.

Die Freiheitsgrade des Experiments sind somit hauptsächlich Einflussparameter des Sprays. Um nutzbare Messdaten zur Auslegung von Öl-Sprühstrahlkühlung für elektrischen Maschinen mit verteilter Runddrahtwicklung zu erhalten, müssen die Haupteinflussfaktoren des Wärmeübergangs aus der dargestellten Theorie vor den Rahmenbedingungen des Anwendungsfalls abgeleitet werden. Diese Faktoren liefern die Grundlage zum zielgerichteten Aufbau des Experiments.

Ausgehend von den konzeptbezogenen Anforderungen an ein EMA-Kühlkonzept (KAF1-KAF10) können für die Auslegung einer Öl-Sprühstrahlkühlung folgende, zum Teil konkurrierende, Ziele  $Z_i$  abgeleitet werden:

- $Z_1$  hoher HTC auf der zu kühlenden Oberfläche (KAF1)
- $Z_2$  gleichmäßige Benetzung der gesamten Wickelkopfoberfläche (KAF2)
- $Z_3$  geringe Leistungsaufnahme der Ölpumpe (KAF5)
- $Z_4$  geringe Ölmenge im Wickelkopfraum (KAF4)
- $Z_5$  Vermeiden verstopfter Düsen (KAF8)
- $Z_6$  geringe Anzahl an Düsen (KAF9 + KAF10)

### 5.2.1 Einfluss des Sprühbilds

Es konnte festgestellt werden, dass die Sprühstrahlkühlung einen homogenen Wärmeübergang im gesamten besprühten Bereich ermöglicht. In Kapitel 4.1.1 ergab sich zudem, dass eine Wärmesenke auf einen möglichst großen Bereich der Wickelkopfoberfläche wirken sollte, um ein geringes Temperaturniveau zu erreichen. Insofern ist jedes Sprühbild, welches ein gleichmäßiges Besprühen des Wickelkopfs ermöglicht, für eine Öl-Sprühstrahlkühlung der Wickelköpfe geeignet. Wie dieses erzeugt wird, ist aus Sicht des Wärmeübergangs unerheblich.

Mit Blick auf die gesetzten Ziele lässt sich ein Konflikt zwischen  $Z_2$  und  $Z_6$  erkennen. Für das finale Kühlsystem gilt es einen Kompromiss zu finden.

### 5.2.2 Einfluss der Massenstromdichte

Eine Steigerung der Massenstromdichte wirkt sich grundsätzlich positiv auf den Wärmeübergang zwischen Wand und Film aus [24, 63, 93, 100, 108, 123, 133, 145]. Da Sprühstrahlen typischerweise mittels Düsen erzeugt werden, besteht bei konstantem Düsendurchmesser ein direkter Zusammenhang zwischen der erzielbaren Massenstromdichte  $G$  und dem Druckverlust über die Düse  $\Delta p$ . Je höher  $\Delta p$  ist, desto höher ist die potenzielle

Energie, welche über die Düse in kinetische Energie des Sprays gewandelt wird. Eine höhere Austrittsgeschwindigkeit des Sprays führt zu einem größeren förderbaren Volumenstrom und somit steigt gemäß Gleichung (5.4)  $G$  ebenfalls an. Da der Großteil dieses Massenstroms in den Film übergeht und die Filmdicke bei steigendem Düsendruck leicht fällt, muss sich die mittlere Filmgeschwindigkeit erhöhen. Insgesamt führt eine steigende Massenstromdichte daher durchgehend zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs.

Mit diesem Ergebnis stehen  $Z_1$  und  $Z_4$  für die Auslegung einer Öl-Sprühstrahlkühlung für EMA in direkter Konkurrenz. Es muss ein möglichst hoher HTC bei möglichst kleiner Massenstromdichte erreicht werden. Auch aus  $Z_3$  ergibt sich die Notwendigkeit möglichst geringer Massenstromdichten, wie sich über die lineare Abhängigkeit der Pumpenleistung  $P_p$  von  $G$  zeigen lässt [139]:

$$P_p = \frac{1}{\eta_{eff}} \dot{V} \Delta p_p = \frac{1}{\eta_{eff}} \frac{\dot{m}}{\rho_F} \Delta p_p = \frac{1}{\eta_{eff}} \frac{GA_S}{\rho_F} \Delta p_p \quad (5.15)$$

Hierin ist  $\eta_{eff}$  der Wirkungsgrad der Pumpe,  $\dot{V}$  der geförderte Volumenstrom,  $\Delta p_p$  die Druckerhöhung durch die Pumpe,  $\rho_F$  die Dichte der Flüssigkeit und  $A_S$  die besprühte Fläche. Wird mehr als eine Düse eingesetzt, erhöht sich die Leistung linear mit der Düsenanzahl, da  $\Delta p_p$  im gesamten Drucksystem herrscht.

Mit dem Ziel der Minimierung von Reibungsverlusten und der Pumpenleistung gilt es im Experiment im Bereich geringer Massenstromdichten die Abhängigkeiten des HTCs von den restlichen Parametern der Öl-Sprühstrahlkühlung zu beleuchten.

Ein steigender Düsendruck hat neben der Düsenaustrittsgeschwindigkeit auch Auswirkungen auf den Sauterdurchmesser. ESTES und MUDAWAR [37] entwickelten eine Korrelation für Vollkegeldüsen mit einem breiten Gültigkeitsbereich über verschiedene Fluide und Betriebspunkte:

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3,67 \left( \sqrt{We_{d_0} Re_{d_0}} \right)^{-0,259} . \quad (5.16)$$

Die Reynolds- und Weber-Zahl mit Bezug auf den Düsendurchmesser hierin sind wie folgt definiert:

$$Re_{d_0} = \frac{u_0 d_0}{\nu_F} \quad (5.17)$$

$$We_{d_0} = \frac{\rho_G u_0^2 d_0}{\sigma_F} \quad (5.18)$$

mit

$\nu_F$	kinematische Viskosität der Flüssigkeit
$\rho_G$	Dichte des umgebenden Gases
$d_0$	Durchmesser der Düsenöffnung
$\sigma_F$	Oberflächenspannung der Flüssigkeit
$u_0 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_F}}$	Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse

Die mittlere Abweichung zwischen errechneten  $d_{32}$  und dem vorliegenden Datensatz lag bei 12,4 %.

Unter Anwendung von Gleichung (5.16) lässt sich folgern, dass der Sauterdurchmesser bei einer Erhöhung des Düsendrucks sinkt, während die Austrittsgeschwindigkeit gleichzeitig steigt. Das Tropfenkollektiv umfasst also bei steigender Massenstromdichte kleinere, schnellere Tropfen. Wie in Abschnitt 5.1.4 auf Basis von Einzeltropfenversuchen angeführt, ist dies nicht zwingend vorteilhaft für die optimale Ausnutzung der Wärmeübergangseigenschaften der Spraykühlung. Stattdessen kann es sinnvoll sein, eine Erhöhung des Massenstroms über eine Düse mit größerem Öffnungsdurchmesser zu erzielen und eine geringe Austrittsgeschwindigkeit in Kauf zu nehmen. Im Experiment sollte eine Steigerung der Massenstromdichte daher sowohl über eine Variation des Düsendrucks als auch über unterschiedliche Düsen erreicht werden.

### 5.2.3 Einfluss der Stoffeigenschaften des Kühlmittels

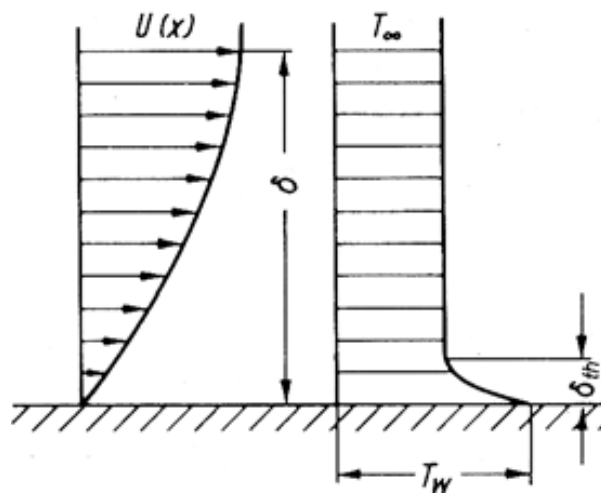
Mit Ausnahme von ABBASI und KIM [2] und SLEITI und KAPAT [123] wurde in keiner der aufgeführten Sprühstrahluntersuchungen mit Öl gearbeitet. Um die vielfältigen Ergebnisse aus Untersuchungen mit Wasser auch für die Auslegung des Experiments nutzen zu können, muss die Auswirkung des erhöhten Pr-Bereichs evaluiert werden.

In konventionellen automobilen Anwendungen werden Öle mit unterschiedlichen Eigenschaften vor allem zur Schmierung eingesetzt. Die sekundäre Funktion in Getrieben, Kurbelgehäusen, etc. ist das Kühlen thermisch belasteter Komponenten. Vor dem Hintergrund des flexiblen Einsatzes elektrischer Maschinen sowohl als eigenständige Antriebseinheit als auch als getriebeintegrierter Zusatz in Hybridfahrzeugen werden im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich Getriebeöle betrachtet. Tabelle 5.2 zeigt einen Vergleich ihrer Stoffeigenschaften mit jenen von Wasser. Es kann festgestellt werden, dass Wasser eine in etwa doppelt so gute spezifische Wärmekapazität und eine viermal so gute Wärmeleitfähigkeit hat wie die drei Öle. Die Dichte ist um ca. 20% größer. Für die Viskosität ist das Verhältnis temperaturabhängig, wobei der Wert von Öl mindestens eine Größenordnung höher ist als jener von Wasser. Insgesamt ergeben sich für Öl Prandtl-Zahlen, die durchgehend um den Faktor 20-165 größer sind als bei Wasser.

Abbildung 5.4 zeigt in schematischer Darstellung die Auswirkung höherer Prandtl-Zahlen auf die hydrostatische und thermische Grenzschicht einer wandparallelen laminaren Strömung über eine Platte mit konstanter Wandtemperatur  $T_W$ . Die thermische Grenzschicht  $\delta_{th}$  ist in diesem Fall deutlich dünner als die hydrodynamische Grenzschicht  $\delta_{hyd}$ . So liegt an der Wand zwar ein großer Temperaturgradient an, die Temperatur der Kernströmung  $T_\infty$  wird jedoch bereits bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten  $u < u_\infty$  erreicht. Die effektiv an der Konvektion beteiligte Geschwindigkeit ist daher viel kleiner als im Fall kleinerer Prandtl-Zahlen. Damit hat auch eine Steigerung der Geschwindigkeit in der Kernströmung  $u_\infty$  eine geringere Auswirkung auf die Konvektion als bei geringen Prandtl-Zahlen.

**Tabelle 5.2:** Vergleich der Stoffeigenschaften zwischen Wasser und Prototypen-Öl

$T$ [°C]	Fluid	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [J/(kg K)]	$\lambda$ [W/m K]	$\eta$ [mPa s]	$Pr$ [-]
30	Wasser	995,6	4177	0,62	0,80	5,4
	Öl A	845,7	1930	0,14	64,9	894,7
	Öl B	830,6	1950	0,14	23,8	331,5
	Öl C	830,6	1950	0,14	9,0	125,4
60	Wasser	983,2	4184	0,65	0,47	3,0
	Öl A	826,6	2040	0,13	20,4	320,1
	Öl B	811,5	2060	0,14	9,0	132,4
	Öl C	811,5	2060	0,14	4,0	58,9
90	Wasser	965,3	4206	0,68	0,31	1,9
	Öl A	807,3	2150	0,13	9,0	148,8
	Öl B	792,2	2170	0,13	4,6	76,8
	Öl C	792,2	2170	0,13	2,4	39,9



**Abbildung 5.4:** hydrodynamische und thermische Grenzschicht einer laminaren Strömung bei hohen Prandtl-Zahlen - entnommen aus [112]

Mit Bezug auf die Mischungswirkung durch einschlagende Tropfen lässt sich keine klare Aussage treffen. Einerseits wirkt auch hier der impulsvermindernde Einfluß der Wand der tropfeninduzierten Durchmischung entgegen, weshalb die Absenkung von  $T_\infty$  im Vergleich zu kleinen Prandtl-Zahlen geringer ausfallen könnte. Andererseits könnte insbesondere bei einem Grenzschichtenverhältnis  $\delta_{hyd} \gg \delta_{th}$  die Durchmischung eine größere Rolle für den Wärmeübergang spielen. Es ist daher zielführend, diese Abhängigkeit im Experiment zu untersuchen.

Allgemein lässt sich sagen, dass Öl im Vergleich zu Wasser die Wärme schlechter leitet und pro Masse und Kelvin weniger Energie aufnehmen kann. Da gleichzeitig der impulsvermindernde Einfluss der Wand stärker in die Strömung hineinreicht, wird die Konvektion gehemmt. Dieser Effekt kann durch die Wahl eines Öls mit geringer Viskosität abgeschwächt werden. Insgesamt ist Öl jedoch das schlechtere Kühlmittel.

Für  $c_p$  und  $\lambda$  besteht für alle Flüssigkeiten im dargestellten Bereich in Tabelle 5.2 nahezu keine Abhängigkeit von der Temperatur. Anders verhält es sich mit der Viskosität, welche durchgängig mit steigender Temperatur sinkt. Dies ist besonders bei Öl signifikant, da der Abfall potenziell über die Temperatur erfolgt. Nach Gleichung (5.5) und (5.6) gilt  $Re \sim \frac{1}{\eta}$  resp.  $Pr \sim \eta$ . Wird dies in Gleichung (5.14) eingesetzt, ergibt sich für die Nusselt-Zahl einer laminaren Filmströmung

$$Nu \sim Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \sim \frac{1}{\eta^{\frac{1}{2}}} \eta^{\frac{1}{3}} \sim \eta^{-\frac{1}{6}} \quad (5.19)$$

Konkret würde sich für alle Öle die Nusselt-Zahl bei einem Temperaturanstieg von 30 auf 90 °C um einen Faktor von ca. 1,3 verbessern. Wird zusätzlich die Durchmischungswirkung der Tropfen betrachtet, müsste der Anstieg noch größer ausfallen. Insgesamt ist zu erwarten, dass sich der Wärmeübergang einer Öl-Sprühstrahlkühlung bei steigender Temperatur merklich verbessert. Im Experiment sind passende Untersuchungen dieser Abhängigkeit durchzuführen.

## 5.2.4 Einfluss des Gases in der Spraykammer

Mit der dargestellten Temperaturabhängigkeit der Prandtl-Zahlen bestimmt die Filmtemperatur nicht nur die treibende Temperaturdifferenz für den abführbaren Wärmestrom, sondern beeinflusst auch den HTC der Kühlung selbst. Insofern ist jeder Einflussfaktor auf die Filmtemperatur von hoher Relevanz für das Wärmeübergangsverhalten einer Öl-Sprühstrahlkühlung.

Rein technisch lässt sich die Öltemperatur vor der Düse  $T_D$  durch entsprechende Isolierung der Zuführleitung sehr genau einstellen. Ist diese jedoch von der Temperatur des beim Zerstäubungsprozess eingezeichneten Gases  $T_{G, \text{ein}}$  verschieden, kommt es ab dem Verlassen der Düse bis zum Einschlag der Tropfen in den Film zu einem Wärmestrom zwischen den Phasen des Sprays. Unter der Annahme eines ruhenden Gases in der Spraykammer ist der konvektive Wärmestrom neben der Temperaturdifferenz von den thermisch relevanten Stoffgrößen der Flüssigkeit und des Gases ( $c_p, \rho, \lambda$ ), dem Sauterdurchmesser des Sprays  $d_{32}$  und der sich einstellenden Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gasströmung abhängig. Zudem sinkt der Betrag des Wärmestroms über die Flugzeit ab, da sich Tropfen- und Gastemperatur sowie -geschwindigkeiten kontinuierlich annähern. Die finale Erwärmung resp. Abkühlung der Tropfen bis zum Einschlag ist daher zusätzlich von der Austrittsgeschwindigkeit des Sprays  $u_0$  und dem Abstand zwischen

Düse und zu kühlender Oberfläche  $H$  abhängig. Zusammengefasst gilt für die mittlere Tropfentemperatur beim Einschlag in den Film  $T_{Imp}$ :

$$T_{Imp} = f(d_{32}, u_0, T_D, T_{G, ein}, c_{p, \text{Öl}}, c_{p, G}, \lambda_{\text{Öl}}, \lambda_G, H) \quad (5.20)$$

In den verfügbaren Veröffentlichungen zu experimentellen Untersuchungen von Sprühstrahlkühlungen wird der beschriebene Einfluss des Gases nicht explizit diskutiert bzw. quantifiziert. Dies äußert sich konkret durch die fehlende Angabe der Gastemperaturen in den Messkammern bzw. Messumgebungen. Vielmehr ist der thermische Einfluss des umgebenden Gases als Teil des gesamten Wirkmechanismus zu interpretieren. Mit der festgestellten starken Abhängigkeit des Wärmeübergangsverhaltens von der Öltemperatur des Films ist der thermische Einfluss des Gases in der Spraykammer für diese Arbeit relevant. Im Experiment muss der Einfluss daher berücksichtigt und quantifiziert werden.

### 5.2.5 Einfluss der besprühten Geometrie

Neben dem direkt beeinflussbaren Spray und seiner Umgebung wird die Filmströmung und damit das Wärmeübergangsverhalten auch durch die besprühte bzw. überströmte Geometrie beeinflusst. Diese hat im vorliegenden Anwendungsfall eine spezielle Oberflächenbeschaffenheit und unterliegt vielfältigen Ausrichtungen gegenüber anliegenden Kräften und potenziellen Sprühstrahlpositionen.

#### Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit

Für den Großteil der in Kapitel 5.1 vorgestellten Veröffentlichungen ist das gekühlte Ziel eine ebene Kupferfläche. Hat die Oberfläche indes eine finnenartige Struktur, ergibt sich infolge der Oberflächenvergrößerung eine Verbesserung des Wärmeübergangs [81, 121, 144]. Dies gilt solange die Massenstromdichte und der Tropfenimpuls groß genug sind, um den Film kontinuierlich aus den Nuten zu spülen [81, 144]. Der Wärmeübergang skaliert hierbei jedoch nicht direkt mit der Oberflächenvergrößerung [81].

Die Oberfläche der Statorwicklung einer elektrischen Maschine mit Runddrahtwicklung kann senkrecht zur Drahtichtung als wellig beschrieben werden. Die richtungsabhängige Struktur muss im Experiment abgebildet werden, um eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den Stator einer elektrischen Maschine sicherzustellen.

#### Einfluss der Ausrichtung

Neben der Oberflächenstruktur hat auch die Ausrichtung der zu kühlenden Oberfläche einen Einfluss auf das Wärmeübergangsverhalten. Es kann zwischen einer alleinigen Ausrichtung der besprühten Oberfläche gegenüber dem Sprühstrahl und der Ausrichtung der gesamten Sprühstrahlkühlung gegenüber äußeren Kräften (wie z.B. der Gravitation) unterschieden werden.

WANG et al. [134] untersuchten die Auswirkung unterschiedlicher Neigungswinkel eines Wasser-Sprühstrahls gegenüber einer horizontal platzierten geheizten Oberfläche. Sie stellten eine kontinuierliche Verbesserung des Wärmeübergangs mit steigendem Neigungswinkel zwischen Sprühachse und Flächennormale fest. Als Ursache für dieses Verhalten wird eine Veränderung im Abflussverhalten genannt. SILK et al. [121] führten vergleichbare Untersuchungen mit dem Fluoriniert PF-5060 für finnenartig strukturierte Oberflächen durch und konnten ebenfalls eine Verbesserung des Wärmeübergangs mit steigendem Neigungswinkel feststellen. Sie begründen den Anstieg ebenfalls mit einem verbesserten Filmabflussverhalten. Vor dem Hintergrund der präsentierten Grundlagen zu Sprühstrahlkühlungen könnte die Ursache des verbesserten Abfließens eine größere tangentielle Komponente einschlagender Tropfen sein, welche zu einer Beschleunigung des Films und Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten führt.

Als Alternative zum Neigungswinkel, kann das Filmabflussverhalten durch äußere Kräfte beeinflusst werden. Dabei ist es nicht entscheidend, ob diese durch die Gravitation oder Beschleunigungen des Kühlsystems in unterschiedlichen Fahrsituationen herrühren. [39] stellten in ihren Untersuchungen einer Sprühstrahlkühlung in Umgebungen unterschiedlich starker Gravitation fest, dass sich die Effektivität der Sprühstrahlkühlung unter dem Einfluss höherer Gravitation verbessert. Auch hier liegt der Schluss nahe, dass die Gravitationskraft das Abfließen des Films begünstigt. ZHOU et al. [145] untersuchten unter Standard-Erdbeschleunigung den Einfluss der Ausrichtung der gesamten Wasser-Sprühstrahlkühlung beginnend bei  $0^\circ$  (=nach unten gerichtetes Spray) bis  $180^\circ$  (=nach oben gerichtetes Spray). Die Autoren stellen eine geringfügige Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten für große Winkel fest und begründen dies über eine ungleichmäßige Filmverteilung für nach oben gerichtete Sprühstrahlen.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass die Ausrichtung der zu kühlenden Oberfläche oder des gesamten Kühlsystems vor allem dann eine Auswirkung auf das Wärmeübergangsverhalten hat, wenn das Abflussverhalten des Films beeinflusst wird. Für die komplexe Geometrie der Wicklungen ergeben sich über den gesamten Umfang des Stators vielfältige Ausrichtungsvarianten gegenüber angreifenden Kräften und Sprayeinfallswinkeln. Dazu kommt die Besonderheit, dass die Oberfläche der Statorwicklungen eine Krümmung aufweisen, welche mutmaßlich ebenfalls einen Einfluss auf das Ablaufverhalten des Films hat. Vor diesem Hintergrund bedarf es einer Vielzahl unterschiedlicher Experimente, um das Abfließen des Films und somit das Wärmeübergangsverhalten umfassend zu charakterisieren.

## 6 Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs eines Öl-Sprühstrahls

Mangels verfügbarer Literaturdaten zum Wärmeübergangsverhalten von Öl-Sprühstrahlkühlungen wird im folgenden Kapitel ein eigenes anwendungsspezifisches Experiment vorgestellt. Die in Abschnitt 5.2 herausgearbeiteten Haupteinflussfaktoren des Wärmeübergangs und die Erkenntnisse der in Abschnitt 4.3.2 vorgestellten Literaturquellen zu Öl-Spritzkühlungen helfen bei der Reduktion der Freiheitsgrade des spezifischen Experiments. Der nachfolgend beschriebene Prüfstandsaufbau und die durchgeführten Untersuchungsumfänge ergeben sich als Mindestkonfiguration zur zielgerichteten Charakterisierung einer Ölsprühstrahlkühlung für Statoren mit verteilter Runddrahtwicklung.

Der Aufbau, die Inbetriebnahme des Prüfstands und Durchführung der Messkampagne in den Laboren des Instituts für Thermodynamik der Universität der Bundeswehr München entstand in Zusammenarbeit mit Marco Reiner, Stefan Genuin, Daniel Meyer und Sebastian Hölle. Die Ergebnisse wurden anteilig in folgendem Artikel veröffentlicht:

BROSSARDT, Nicolas ; HOELLE, Sebastian ; ZIGAN, Lars: An Experimental Investigation of Oil Spray Cooling Heat Transfer for Electrical Machine Cooling. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 172 (2026), Artikel 111 656 [21]

### 6.1 Das Öl-Sprühstrahl-Experiment EMOSCE

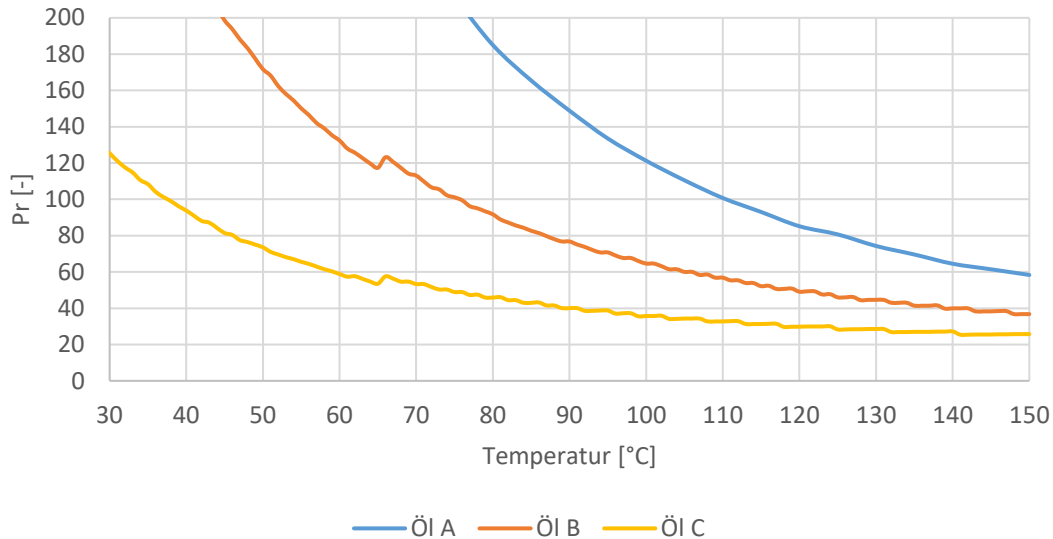
Im folgenden Abschnitt wird das *Electrical Machine Oil Spray Cooling Experiment* (EMOSCE) über die Anwendung der Ähnlichkeitstheorie aus dem angestrebten Anwendungsfall abgeleitet und detailliert vorgestellt. Die Beschreibung konzentriert sich auf die designbezogenen, messtechnischen und prozessuale Maßnahmen die zur zielgerichtete Erfassung der relevanten physikalischen Größen benötigt werden.

#### 6.1.1 Ähnlichkeit zwischen Experiment und realer Anwendung

Um eine möglichst gute Übertragbarkeit der Messwerte zu garantieren, müssen die für den Wärmeübergang relevanten dimensionslosen Kennzahlen in der realen Anwendung und im Experiment übereinstimmen. Mit dem getroffenen Ansatz der Form  $Nu = A Re^b Pr^c$  muss eine Ähnlichkeit bezüglich Reynolds- und Prandtl-Zahl realisiert werden. Zusätzlich spielt die düsenabhängige Weber-Zahl eine wichtige Rolle bei der Erzeugung des Sprays und sollte in einer vergleichbaren Größenordnung liegen. Die Dimensionierung des Experiments erfolgt ausgehend von der angestrebten Anwendung in der EMA.

## Prandtl-Ähnlichkeit

Für alle in Tabelle 5.2 dargestellten Öle sind  $c_p$  und  $\lambda$  über den Temperaturbereich von 30 – 90 °C nahezu konstant. Der potenzielle Abfall der Prandtl-Zahl bei steigender Temperatur (siehe Abb. 6.1) wird fast ausschließlich von der stark temperaturabhängigen dynamischen Viskosität  $\eta$  verursacht.



**Abbildung 6.1:** Verlauf der Prandtl-Zahlen über die Temperatur für Öl A-C<sup>1</sup>

Der auftretende Temperaturbereich in einer Öl-Sprühstrahlkühlung liegt zwischen der Öltemperatur vor der Düse  $T_D$  und der sich einstellenden Temperatur an der zu kühlenden Oberfläche  $T_S$ . Zudem kühlt das Spray in der Kammer weiter ab, wenn die Lufttemperatur in der Kammer geringer ist als  $T_D$ . Mit den Erkenntnissen aus der Evaluierung alternativer Kühlkonzepte (siehe Kapitel 4) ergibt sich bei Öleinlasstemperaturen von 70 – 100 °C ein relevanter Temperaturbereich der Öl-Sprühstrahlkühlung von ca. 60 – 130 °C. Werden Öleinlasstemperaturen größer als 100 °C zugelassen, verschiebt sich das Fenster entsprechend nach oben.

Neben den temperaturabhängigen Viskositätsverläufen unterscheiden sich die vorgestellten Öle auch bezüglich ihrer maximalen Einsatztemperatur. Speziell aufgrund der Zerstäubung des Öls (erhöhte Oberfläche) und dem grundsätzlichen Risiko eines Funkenüberschlags bei elektrischen Komponenten wird hierzu der sogenannte Flammpunkt herangezogen. Er beschreibt jene Temperatur, ab welcher bei der Lagerung des Öls bei Anwesenheit einer Zündquelle eine Flamme entstehen kann [30]. Gemäß Tabelle 6.1 können in der EMA daher nur Öl A oder B eingesetzt werden.

<sup>1</sup> Der Sprung bei 65 °C ist auf einen  $\lambda$ -Sprung von 0,13 auf 0,14 W/mK im Datenblatt von Öl B und Öl C zurückzuführen (gerundete Werte).

**Tabelle 6.1:** Flammpunkte der in Frage kommenden Öle

Öl	Flammpunkt [°C]
Öl A	218
Öl B	174
Öl C	100

Im einfachsten Fall ist die Prandtl-Ähnlichkeit gegeben, wenn dasselbe Fluid bei denselben Temperaturen eingesetzt wird. Aufgrund des geringeren technischen Aufwands bietet es sich für Experimente jedoch an, mit geringeren Temperaturen zu arbeiten [102]. Für alle Untersuchungen im Rahmen des EMOSCE wird daher Öl C eingesetzt, wohingegen für die Anwendung in der EMA Öl B genutzt wird. Der Anwendungsfall der EMA erfordert somit Prandtl-Zahlen von 44 bis 132. Damit reduziert sich der relevante Temperaturbereich des Experiments auf 28 – 82 °C. Für die notwendigen Öleinlasstemperaturen müssen nur noch 28 – 56 °C erreicht werden.

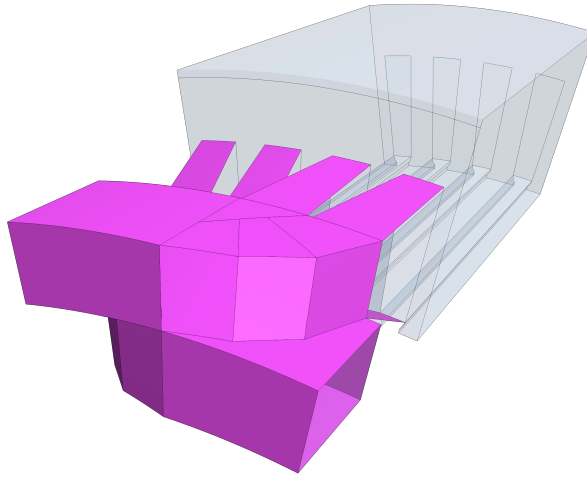
### Reynolds-Ähnlichkeit

Um eine Orientierung für den relevanten Reynoldszahl-Bereich des Experiments zu erhalten, werden nachfolgend die charakteristische Geschwindigkeit, charakteristische Länge und Viskosität anhand der angestrebten Anwendung einer Öl-Sprühstrahlkühlung der betrachteten Referenzmaschine abgeschätzt.

In Abbildung 6.2 sind jene Flächen des Wickelkopfs farbig hinterlegt, welche realistisch durch eine endliche Anzahl an Düsen direkt besprüht werden können. Die Räume zwischen den iWK sind aufgrund ihrer verdeckten Lage nur schwer direkt benetzbar und werden daher nicht berücksichtigt. Auf den gesamten Stator gerechnet ergibt sich mit dieser Selektion eine Gesamtfläche von ca.  $A_{Spray,max} = 0,06 \text{ m}^2$  pro Wickelkopfseite. Tabelle 6.2 zeigt für einige der in Abschnitt 4.3.2 vorgestellten Öl-Spitzkühlungen eine Übersicht der untersuchten Volumenstrombereiche pro Statorseite.

**Tabelle 6.2:** Volumenstrombereiche in Veröffentlichungen zum Thema Öl-Spitzkühlungen

Veröffentlichung	$\dot{V}$ [l/min]
DAVIN et al. [28] (Spray)	0,7 - 2,2
DAVIN et al. [28] (Microjets)	2,5 - 6,0
LIU et al. [79]	0,9 - 4,8
LIM und KIM [75]	1,5 - 2,5



**Abbildung 6.2:** Direkt benetzbare Wickelkopfflächen im 20°-Segmentmodell

Basierend auf diesen Erfahrungswerten wird ein Volumenstrombereich von 1,0–2,5 l/min für die Ölsprühstrahlkühlung einer Statorseite festgelegt<sup>2</sup>. Unter der Annahme, dass dieser Ölvolumenstrom gleichmäßig auf  $A_{\text{Spray,max}}$  gesprüht werden kann, ergibt sich für Öl B im definierten Temperaturbereich eine Massenstromdichte  $G$  von 0,22 – 0,56 kg/m<sup>2</sup>s.

Die charakteristische Länge einer Sprühstrahlkühlung ist typischerweise der Durchmesser  $D$  der besprühten Fläche, welche von einem zusammenhängenden Film überströmt wird. Für die komplexe Geometrie des Wickelkopfs einer elektrischen Maschine ist diese Situation nur für wenige Spezialfälle erzielbar. In den meisten Fällen befinden sich mehrere unterbrochene Flächen im Sprühkegel der Düse. Für jede dieser Teilflächen bildet sich eine eigene Filmströmung aus, welche durch den kontinuierlichen Einschlag von Tropfen gespeist wird. Für die Anwendung der Reynolds-Ähnlichkeit muss jeder Teilbereich einzeln betrachtet werden. Je nach Anzahl und Position der Düsen sind viele verschiedene Varianten denkbar. Gemessen an der Geometrie der vorliegenden Referenzmaschine sind die charakteristischen Längenmaße im Wickelkopfbereich immer von der Größenordnung  $\mathcal{O}(D) = [cm]$ , weshalb ein  $D$  von 0,05 m definiert wird.

Der verbleibende Parameter der Reynolds-Zahl ist die dynamische Viskosität  $\eta$ . Wie im Rahmen der Prandtl-Ähnlichkeit diskutiert, wird  $\eta$  durch den Temperaturbereich der Anwendung bestimmt. Für Öl B ergibt sich ein  $\eta_{\text{min}} = \eta (T=130\text{ °C})$  von 2,5 mPas und ein  $\eta_{\text{max}} = \eta (T=60\text{ °C})$  von 9,0 mPas.

Insgesamt ergibt sich mit diesen Abschätzungen gemäß Gleichung (5.5) ein Bereich der Reynolds-Zahlen von 1,2 – 11,2.

<sup>2</sup> Diverse Einschätzungen von Experten in Projektrunden zur Elektromotorenkühlung bei der BMW Group bestätigten den gewählten Volumenstrombereich.

## Weber-Ähnlichkeit

Die Ähnlichkeit hinsichtlich der Weber-Zahlen spielt mit dem gewählten Ansatz für die Nusselt-Zahl keine direkte Rolle für den Wärmeübergang. Die Wahl der holistischen Spray-Reynolds-Zahl  $Re_D$  vereinfacht die komplexe physikalische Realität erheblich. Es gilt implizit die Annahme, dass die Sprühstrahlbedingungen vergleichbar sind. Um dies sicherzustellen, wird für das Experiment ebenfalls eine Ähnlichkeit hinsichtlich der düsen-spezifischen Spray-Weber-Zahl  $We_{d_0}$  angestrebt.

Für die Oberflächenspannung  $\sigma_F$  ist nur der Wert für Öl C herstellereitig bekannt. Für Öl A und B können unter Berücksichtigung des grundsätzlichen Zusammenhangs zwischen  $\sigma$  und  $\eta$  für Flüssigkeiten [101] näherungsweise die Werte von PAO 4 und PAO 9 gemäß [60] genutzt werden. Diese Öle besitzen ein sehr ähnliches Viskositätsverhalten (siehe Anhang B.1 und B.1). Basierend auf Daten von [110] hängt die Oberflächenspannung unterschiedlicher Öle zudem linear von der Temperatur ab:

$$\sigma(T) = \sigma|_{T=20^\circ\text{C}} - \frac{(T - 20^\circ\text{C})}{20^\circ\text{C}} \frac{\text{mN}}{\text{m}} \quad (6.1)$$

Tabelle 6.3 fasst die relevanten Bereiche der Oberflächenspannung für die Öle A-C im Experiment und in der angestrebten Anwendung zusammen.

**Tabelle 6.3:** Oberflächenspannungen der Öle in Experiment und Anwendung

Öl	$T_D$ [°C]	$\sigma(20^\circ\text{C})$ [mN/m]	$\sigma_F$ [mN/m]
Öl A	100 - 140	30,2	24,2 - 26,2
Öl B	70 - 100	29,0	25,0 - 26,5
Öl C	28 - 56	29,4	27,6 - 29,0

Insgesamt ergeben sich für eine EMA Anwendung mit Öl A oder B unter Einhaltung der Prandtl-Ähnlichkeit etwas geringere Oberflächenspannungen (ca. 10%) als im Experiment mit Öl C. Für die exakte Ähnlichkeit bezüglich  $We_{d_0}$  müsste das Produkt aus  $u_0^2 \cdot d_0$  um ca. 10% verringert werden. Am einfachsten lässt sich dies durch einen geringfügig kleineren Düsendurchmesser erreichen.

## 6.1.2 Aufbau und Funktionsweise des Prüfstands

Die Auswahl geeigneter Komponenten, Messmethoden und Parameterbereiche für die Messungen unterlag strikten Budget-Restriktionen. Das EMOSCE ist daher als Mindestkonfiguration zur zielgerichteten Charakterisierung einer Öl-Sprühstrahlkühlung für Statoren mit verteilter Runddrahtwicklung zu sehen.

Abbildung 6.3a zeigt den Aufbau des EMOSCE Prüfstands mit seinen nach außen ersichtlichen Komponenten. In der Spraykammer mit Sichtscheiben (1) wird Öl über eine Düse (2) zerstäubt und auf eine bestrombare Wicklung (3) gesprüht. Eine verstellbare Halterung mit Millimeter-Skala (4) erlaubt die stufenlose Einstellung des Düsenabstands. Das zweiteilige Gestell (5) ermöglicht über eine Winkelarretierung (6) eine stufenlose Rotation der gesamten Sprühstrahlkühlung. Die hinter der Spraykammer gelegene Messkammer (7) ist über Aluminiumrohre (8) mit der Absauganlage des Labors verbunden, um ein potenzielles Austreten von Ölnebel zu verhindern. Das Drucksystem des Prüfstands besteht aus starren und flexiblen thermisch isolierten Hochdruckleitungen und einer Ölpumpe (9) samt nachgeschaltetem Ölfilter (10). Der für die jeweilige Messung relevante Betriebspunkt wird über einen Durchflusssensor (11), eine Temperaturmessstelle (12) und einen Drucksensor (13) festgestellt. Eine flexible Aufhängung (14) hinter der Messkammer ermöglicht Anbauten für unterschiedliche Untersuchungen und erleichtert die Kabelführung von Sensoren und der Energieversorgung des Prüfstands. In Abb. 6.3b ist ferner das gesamte Ölkreislaufsystem schematisch dargestellt. Eine Faszheizung mit Temperaturregelung erlaubt das Einstellen einer Solltemperatur  $T_{\text{Öl,Soll}}$ . Der gewünschte Düsendruck  $p_{\text{Öl,Soll}}$  kann über die Pumpenregelung eingestellt werden. Nach dem Sprühvorgang fließt das erwärmte Öl über ein Reservoir und einen Wärmetauscher zurück in das beheizte Ölfass.

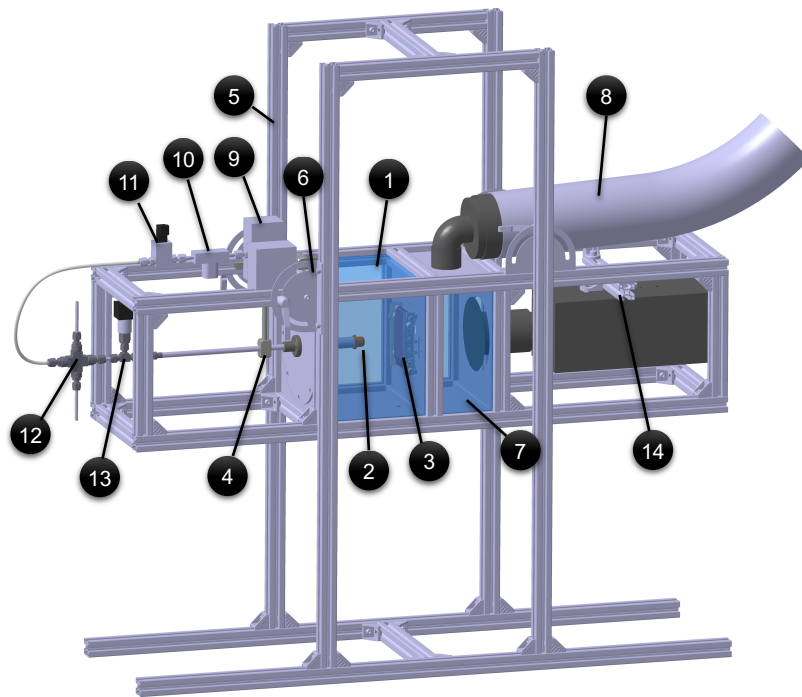
Die eingesetzte Pumpe ist eine Danfoss BFPM 61 (Details siehe Anhang B.2). Der Ölfilter ist ein SS-4F-K4-7 der Marke Swagelok mit  $7\ \mu\text{m}$  Porengröße. Er wurde während der Messkampagne mehrfach gereinigt und ausgewechselt. Der Prüfstand befindet sich in einem klimatisierten Labor, in welchem konstant  $T_{\infty} = 22,5\ \text{°C}$  herrschen.

## 6.1.3 Umsetzung der Öl-Sprühstrahlkühlung des Experiments

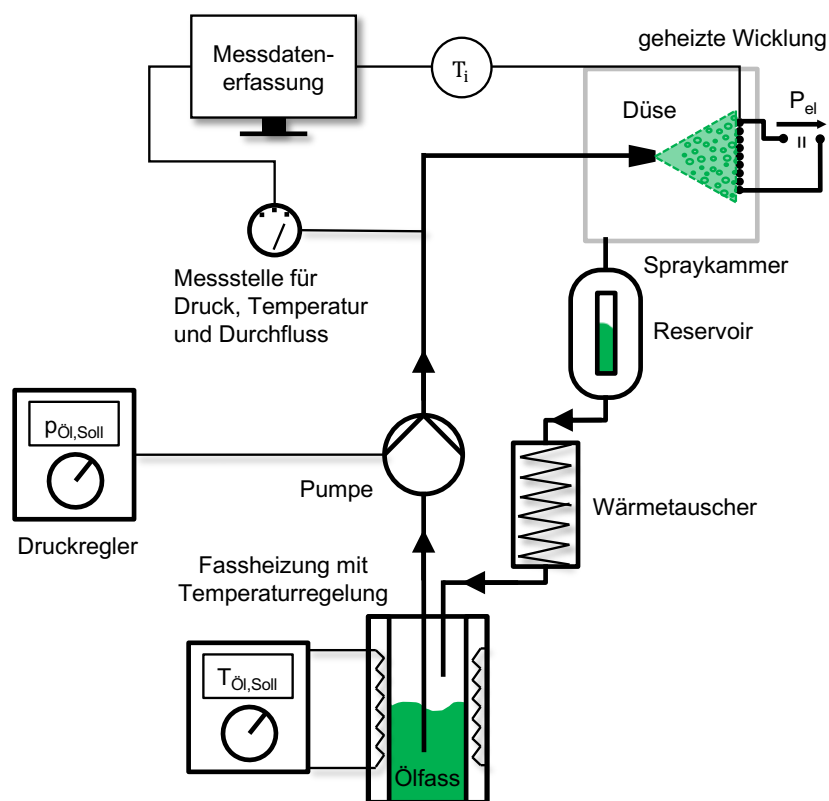
Die Komponenten des Prüfstands wurden derart ausgewählt und dimensioniert, dass die Haupteinflussgrößen auf den Wärmeübergang in relevanten Wertebereichen evaluiert und auf den realen Anwendungsfall übertragen werden können. Nachfolgend wird die sich hieraus ergebende Wahl der beheizten Oberfläche in Form einer bestromten Wicklung und des gewählten Düsentyps begründet.

### Wicklung

Im Gegensatz zum typischen Versuchsdesign für Wärmeübergangsmessungen von Sprühstrahlen (vgl. z.B. [63, 93, 100]) wird die geheizte Oberfläche nicht als massiver Kup-



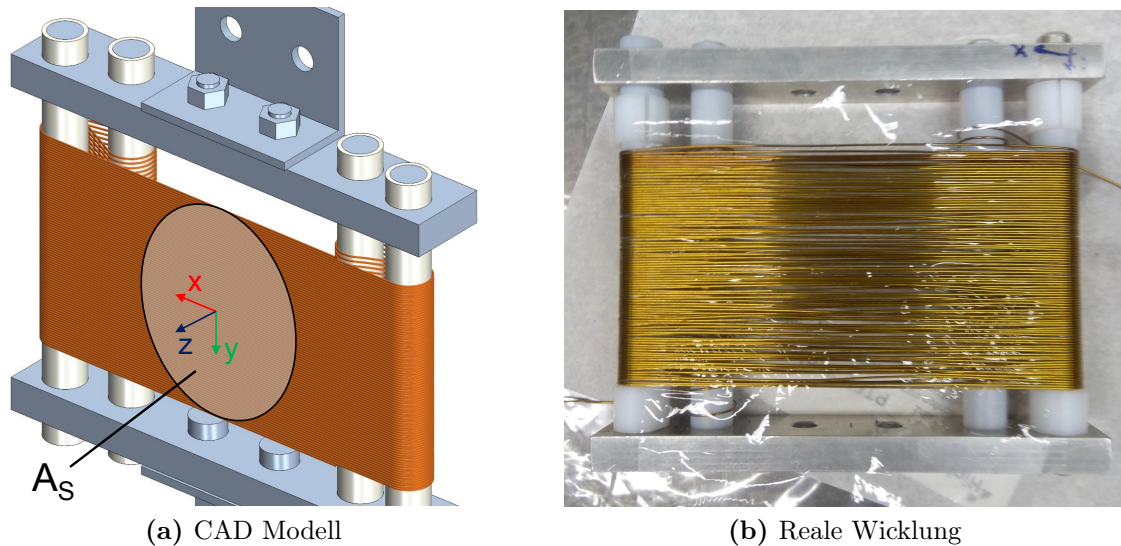
(a) Aufbau und Komponenten



(b) Funktionsschema

Abbildung 6.3: Realer und schematischer Aufbau des EMOSCE Prüfstands

ferzylinder, sondern als einlagige Wicklung ausgeführt. Abb. 6.4a zeigt das idealisierte CAD Modell und das fortan genutzte Koordinatensystem dieser Wicklung. Zu erkennen sind der Heizleiter (orange), die Spann- und Montagevorrichtung aus Aluminium (grau) und die PTFE-Schläuche (weiß) zur thermischen Isolation der Spannstäbe. Abb. 6.4b zeigt eine frontale Aufnahme der realen Wicklung.



**Abbildung 6.4:** Wicklung des EMOSCE

Die in Abb. 6.4 ersichtliche Kreisfläche  $A_S$  kennzeichnet jenen Bereich der gesamten Wicklungsfläche, welcher direkt durch das Spray getroffen wird. Der Durchmesser dieser Fläche entspricht der Höhe der Wicklung und wurde zu  $D_S = 52$  mm gewählt. Mit Blick auf die Reynolds-Ähnlichkeit entspricht dieser Durchmesser in etwa der charakteristischen Länge in der realen Anwendung.

Der genutzte Widerstandsdraht hat einen Durchmesser von  $d_R = 0,5$  mm und liegt damit in derselben Größenordnung wie die Drähte der betrachteten Referenzmaschine. Er ist wie die Kupferdrähte der EMA mit einem elektrisch isolierenden Drahtlack auf Polyurethanbasis ummantelt (Schichtdicke  $20 \mu\text{m}$ ). Um eine Durchdringung der Wicklung durch das Spray zu verhindern, ist eine  $25 \mu\text{m}$  dünne PTFE Folie in die Wicklung eingewebt (siehe Abb. 6.7a links). Als sekundäre Funktion erzeugt die Folie eine der realen Anwendung ähnelichere Oberflächensituation. Denn in der EMA ummantelt das Tränkharz, in welches die betrachtete Referenzmaschine getaucht wird, die Drähte mit einer  $20\text{-}50 \mu\text{m}$  dicken Harzschicht (siehe Abb. 2.4) und füllt die Räume zwischen den Drähten.

Die Wicklung besteht aus einem einzigen CuNi44 Draht der Länge  $l_R = 17,59$  m, welcher in insgesamt 92 parallelen Bahnen angeordnet wird. Der längenbezogene Gleichstromwiderstand  $\rho_{\text{CuNi44}}$  ist im betrachteten Temperaturbereich konstant und beträgt  $2,49 \Omega/\text{m}$  (siehe Anhang B.2). Für die Wicklung ergibt sich mit der Querschnittsfläche des Drahts

$A_R$  ein über alle Messpunkte konstanter Gesamtwiderstand  $R_W$  von

$$R_W = \rho_{CuNi44} \frac{l_R}{A_R} = 43,8 \Omega \quad (6.2)$$

Analog zu den Wicklungsverlusten im Stator einer elektrischen Maschine (vgl. Kapitel 2.2.1) entspricht die Verlustleistung  $P_{el}$  der in der Wicklung freigesetzten Wärme  $\dot{Q}_W$ .

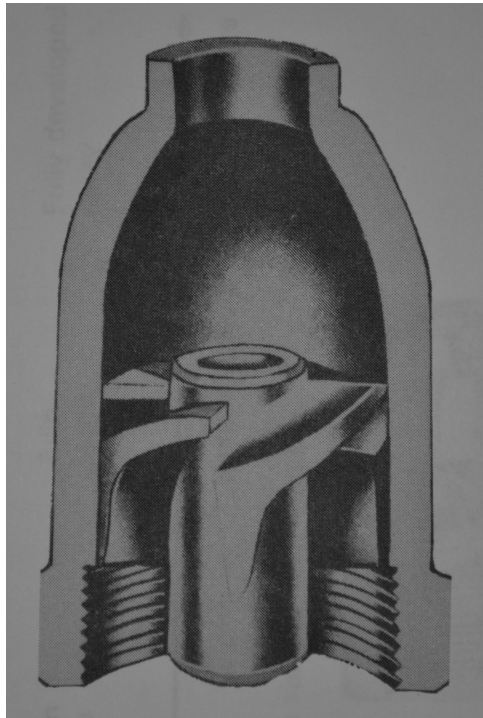
$$\dot{Q}_W = P_{el} = R_W I_W^2 = \frac{U_W^2}{R_W} \quad (6.3)$$

Technisch kann somit über die Wahl des elektrischen Potentials  $U_W$  eine beliebige Wärmefreisetzung in der Wicklung eingestellt werden. Aufgrund des hohen elektrischen Widerstands der Wicklung werden signifikante Verlustleistungen bereits bei vergleichsweise geringen Stromstärken erreicht.

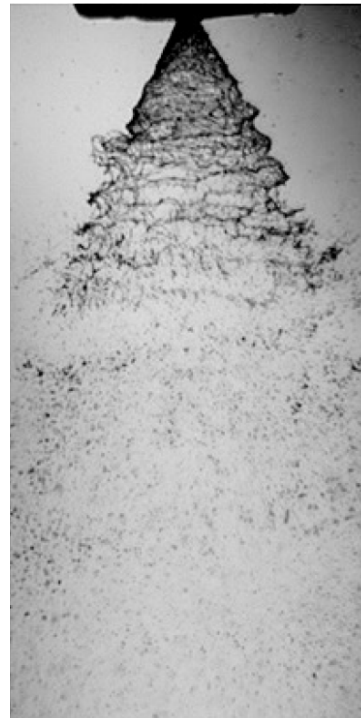
## Düse

Um die Oberfläche des Stators einer elektrischen Maschine möglichst gleichmäßig zu besprühen, können Fächerdüsen und Vollkegeldüsen eingesetzt werden. Mittels einfacher Lochblenden ließe sich die zu kühlende Oberfläche ebenfalls vollständig benetzen [71]. Dieser einfachste aller Düsentypen ist aufgrund geringer Öffnungswinkel für den Anwendungsfall jedoch ungeeignet. Das Sprühbild von Hohlkegeldüsen ist indes per Definition nicht gleichmäßig. Aufgrund vorhandener  $d_{32}$  Korrelationen in der Literatur und der einfacheren Handhabung eines rotationssymmetrischen Sprühbilds werden für EMOSCE Vollkegeldüsen eingesetzt. Zudem sind Vollkegeldüsen für die Anwendung in einer EMA bezüglich möglicher Düsenpositionen im Wickelkopfraum flexibler.

Für hydraulische Düsen mit Vollkegelsprühbild werden typischerweise sogenannte Simplex-Düsen eingesetzt. Abb. 6.5 zeigt den Aufbau diesen Düsentyps. Im Inneren wird über Leiterschaukeln ein dünner rotierender Film an der Innenwand einer Wirbelkammer erzeugt. Nach dem kegelförmigen Austritt aus der Düsenöffnung zerfällt der Film in ein Spray (Abb. 6.5b), welches die besprühte Oberfläche vollständig benetzt. Das Spray ist dabei umso feiner je höher der Druck und je weiter der Öffnungswinkel ist [71]. Das Sprühbild ist jedoch nicht vollständig homogen. Sowohl die Massenstromdichte  $G$  als auch der Tropfendurchmesser  $d$  ändern sich mit dem Radius [23, 25]. Der Grund für dieses Verhalten liegt in der Bauweise von Vollkegeldüsen. Ausgehend vom Design einer Hohlkegeldüse werden in der Wirbelkammer (herstellerabhängige) geometrische Veränderungen vorgenommen, um das Fluid anteilig ins Zentrum des Sprühkegels zu lenken. Die hierbei entstehenden Tropfen sind typischerweise größer als jene im Außenbereich [71]. Für eine möglichst homogene Tropfengröße empfiehlt es sich daher, mit kleinen Öffnungswinkeln zu arbeiten. Für EMOSCE wurden Düsen mit einem Nenn-Öffnungswinkel von  $\varphi_{nenn} = 45^\circ$  gewählt. Während der Versuchsdurchführung stellten sich betriebspunktabhängig zum Teil deutlich größere Winkel  $\varphi < 70^\circ$  ein.



(a) Wirbelkammer



(b) Zerfall des konischen Films

**Abbildung 6.5:** Innerer Aufbau und Sprühbild einer Simplex-Vollkegeldüse [71]

Aufgrund der begrenzten Erfassungsmöglichkeit der Tropfenverteilung im Rahmen dieser Arbeit, wird von einer detaillierten Berücksichtigung der lokalen Tropfengröße und Massenstromdichte auf der besprühten Wicklung abgesehen.

Der relevante Massenstrombereich für die Düsen des EMOSCE Prüfstands folgt aus der Anwendung der Reynolds-Ähnlichkeit. Es gilt den abgeschätzten  $Re$ -Korridor von 1,2 - 11,2 bestmöglich im Experiment zu erfassen. Unter Einhaltung der Prandtl-Ähnlichkeit ergibt sich für  $\eta$  ein Bereich zwischen  $\eta_{min} = \eta (T=82^\circ\text{C}) = 2,7 \text{ mPas}$  und  $\eta_{max} = \eta (T=28^\circ\text{C}) = 9,0 \text{ mPas}$ . Hieraus lässt sich der notwendige Bereich für die Massenstromdichte  $G$  und für den Öl-Massenstrom  $\dot{m}$  berechnen:

$$\dot{m} = G \cdot A_S = \frac{Re_D \eta}{D_S} \cdot \frac{D_S^2}{4} \pi = \frac{1}{4} \pi Re_D \eta D_S \quad (6.4)$$

Für  $G$  ergibt sich ein Korridor von 0,06 - 1,94 W/m<sup>2</sup>K, was einen Massenstrombereich von 0,5 - 14,8 kg/h zur Folge hat. Mit dem Ziel der Evaluierung des Wärmeübergangsverhaltens bei möglichst geringen Massenströmen wird der Schwerpunkt der Untersuchungen auf das untere Ende dieses Massenstrombereichs gelegt.

Eine grobe Orientierung zur Auswahl der Düsen liefert die Herstellerangabe des Referenzmassenstroms  $\dot{m}_{Ref}$  nach DIN EN 293 [29]<sup>3</sup>. Tabelle 6.4 fasst die Daten der in EMOSCE untersuchten Düsen zusammen:

**Tabelle 6.4:** Eigenschaften der Düsen des EMOSCE Prüfstands

Bezeichnung	$d_0$ [µm]	$\dot{m}_{Ref}$ [kg/h]	$\dot{m}$ [kg/h]	$\varphi_{nenn}$ [deg]	$\varphi$ [deg]
Düse 1	150	1,45	1,74 - 2,69	45°	55°
Düse 2	180	1,66	2,14 - 3,20	45°	55° - 59°
Düse 3	350	6,55	4,30 - 12,22	45°	55° - 70°

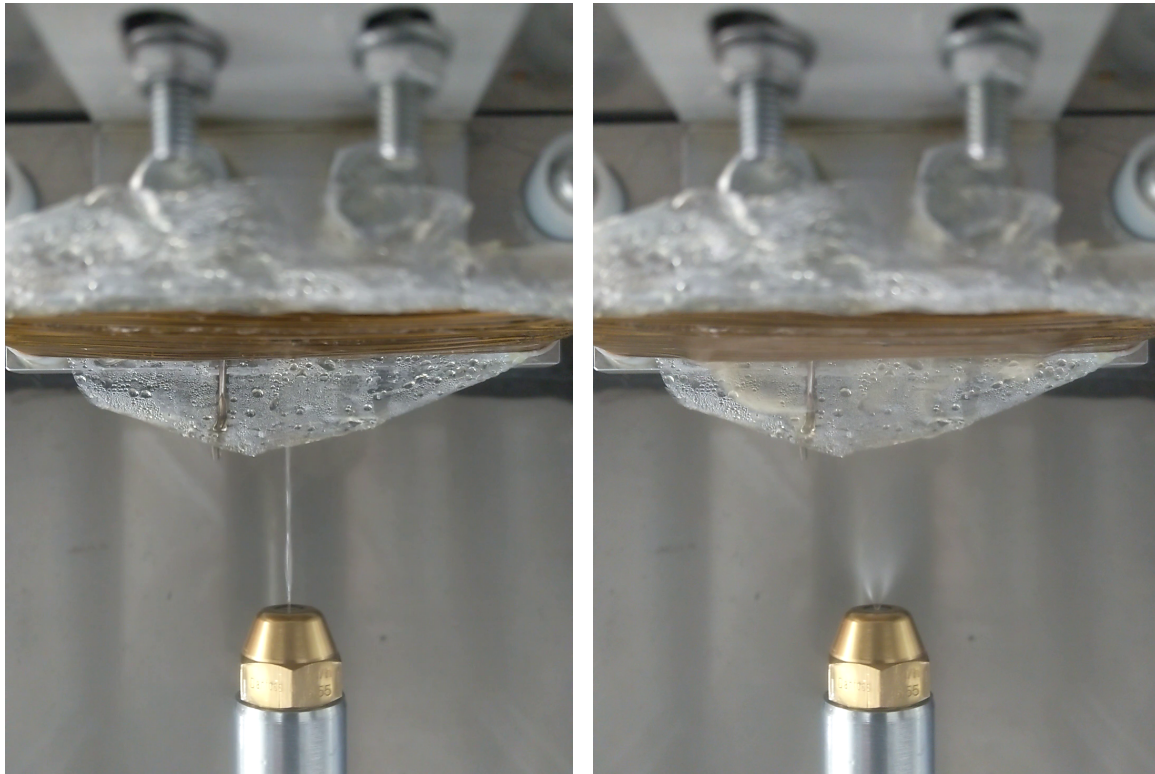
Es zeigt sich, dass die für EMOSCE erzielten Düsenmassenströme  $\dot{m}$  deutlich über den Referenzdaten der Düse liegen. Dies hängt mit der höheren Viskosität des eingesetzten Öls gegenüber den Vorgaben der DIN EN 293 zusammen. Für jede Düse existiert ein viskositätsabhängiger, kritischer Massenstrom  $\dot{m}_{krit}$ , welcher für eine saubere Zerstäubung überschritten werden muss. Abb. 6.6a zeigt eine Sprühsituation vor und Abb. 6.6b nach dem Überschreiten dieser Grenze. Im Fall eines zu geringen Massenstrom trifft ein dünner Prallstrahl auf die Wicklung, während sich nach dem Überschreiten der Grenze ein sauberer Spraykegel bildet.  $\dot{m}_{krit}$  ist umso größer, je höher die Viskosität ist und hängt auf komplexe Art und Weise von der Düsengeometrie ab [71]. Die Bestimmung der Werte erfolgte experimentell bei der geringsten betrachteten Öltemperatur von 30 °C. Der minimal erzielte Wert in Tabelle 6.4 entspricht  $\dot{m}_{krit}$  der jeweiligen Düse.

Eine weitere Folge des Betriebs der Düsen oberhalb ihrer Referenzbetriebspunkte sind die größeren Düsenöffnungswinkel  $\varphi$  der sich ausbildenden Spraykegel. Speziell für Düse 3 ist  $\varphi$  bei hohen Masseströmen um bis 56% größer als im Referenzbetriebspunkt.

#### 6.1.4 Messtechnische Erfassung relevanter Zustandsgrößen

In Kapitel 5.2 wurden die Haupteinflussfaktoren auf den Wärmeübergang einer Öl-Sprühstrahlkühlung auf Basis von Literaturquellen herausgearbeitet. Um die Gültigkeit dieser Thesen im EMOSCE zu überprüfen, bedarf es einer möglichst umfangreichen Erfassung der relevanten Zustandsgrößen. Das Hauptziel der Messungen ist dabei die Aufzeichnung von Messdaten im quasistationären Zustand. Tabelle 6.5 fasst die Messgrößen und genutzten Sensoren inklusive der herstellerseitig angegebenen Genauigkeit (Anhang B.2) zusammen. Darüber hinaus wird der Düsenabstand  $H$  mittels einer lasergravierten Millimeterskala der Halterung des Düsenstabs eingestellt. Die Einstellung des Winkels der Sprühachse gegenüber der Schwerkraft  $\Phi$  erfolgt analog über Lasergravuren auf den verstellbaren Winkelarretierungen.

<sup>3</sup> Referenzbetriebspunkt:  $\Delta p_{Ref} = 10$  bar,  $\nu_{Ref} = 3,4$  mm<sup>2</sup>/s,  $\rho_{Ref} = 820$  kg/m<sup>3</sup>



(a)  $\dot{m} < \dot{m}_{krit}$

(b)  $\dot{m} > \dot{m}_{krit}$

Abbildung 6.6: Sprühbilder in Abhängigkeit des Düsendrucks

Tabelle 6.5: EMOSCE: Erfasste Messgrößen und genutzte Sensoren

Messgröße	Sensortyp	Genauigkeit
Wicklungstemperatur		
... der beheizten Fläche $T_{Pxy}$	9x TMH Mantelthermoelement Typ T	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
... der Draht-Umlenkung $T_{Hi}$	2x TMH Mantelthermoelement Typ T	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Öltemperatur		
... im Film $T_F^*$	1x TMH Mantelthermoelement Typ T	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
... vor der Düse $T_D$	2x TMH PT100 Klasse A	$\pm 0,15^\circ\text{C}$
Öldruck		
... vor der Düse $p_{\dot{O}l}$	GemsSensors 3100-Serie	0,25%
... in der Pumpe $p_P^*$	Danfoss MBS-1900	1%
Spraykammertemperatur $T_K^*$	TMH PT100 Klasse A	$\pm 0,15^\circ\text{C}$
Ölvolumenstrom $\dot{V}$	B.I.O-Tech VZS-005-ALU	1%
Heizleistung der Wicklung $P_{el}$	Rohde&Schwarz HMP4030	$< 0,05\%$

\* Installation im Laufe der Messkampagne, daher Basisuntersuchungen ohne diese Werte.

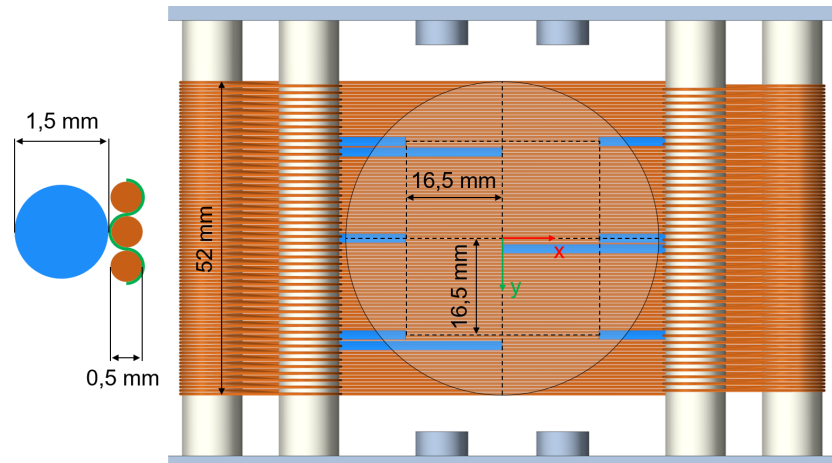
Die Erfassung der Wicklungstemperaturen erfolgt angelehnt an die Vorgehensweise von ISACHENKO et al. [57]. Für das EMOSCE ist ein rückseitiges Verschweißen bzw. Lötten der Thermoelemente (TE) nicht möglich, da dies die elektrische Isolation der Wicklung beschädigen würde. Stattdessen werden die TEs ( $d_{TE} = 1,5 \text{ mm}$ ) rückseitig an die Wicklung geklebt. Die exakten Positionen können dem rechten Bild in Abb. 6.7a entnommen werden. Beim Verkleben wurden die einzelnen TEs wie in Abb. 6.7a links dargestellt derart über drei benachbarten Wicklungsdrähten positioniert, dass sich die gewebte Folie über dem mittleren Draht befindet. Anschließend wurde die gesamte Anordnung mit einer größeren Menge Klebstoff bedeckt. Nach dem Aushärten besteht neben einer starken Fixierung eine zusätzliche Isolation des TEs gegenüber freier Konvektion mit der Kammerluft. Gleichzeitig bietet die Klebstoffbrücke eine gute thermische Anbindung an die Wicklung. Es wurde ein Klebstoff auf Cyanacrylat-Basis genutzt, da dieser bereits in geringen Mengen eine starke Fixierung liefert. Zudem ist der Klebstoff ausreichend ölbeständig und für den auftretenden Temperaturbereich geeignet (siehe Anhang B.2). Aus den einzelnen lokalen Messwerten  $T_{P_{xy}}$  ergibt sich mittels arithmetischer Mittelung die mittlere Wicklungstemperatur der besprühten Fläche  $T_S$ .

Neben den neun TEs an der Rückseite der besprühten Wicklungsfläche wurden zwei TEs im Bereich der Draht-Umlenkung verklebt (vgl. Abb. 6.7b). Diese TEs überwachen die Temperatur des nicht gekühlten Anteils der Wicklung. Werden an diesen TEs während einer Messung Temperaturen in der Nähe des Öl-Flammpunkts erreicht, schaltet sich die Spannungsquelle des Prüfstands automatisch ab. Neben dieser Sicherheitsfunktion können die Temperaturwerte zur Verifizierung des Wärmeübergangsmodells (Abschnitt 6.1.5) genutzt werden.

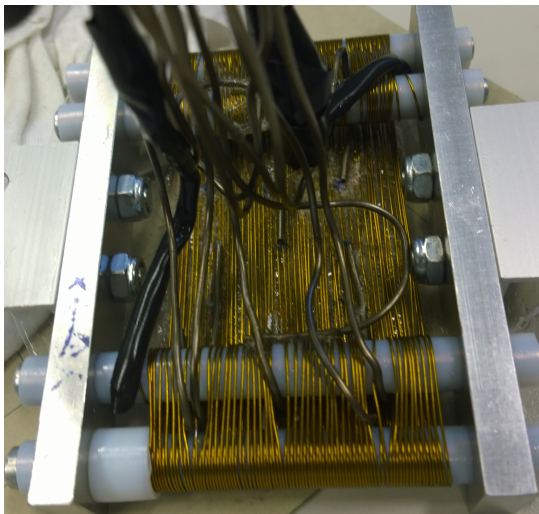
Ergänzend zur Abschirmung der rückseitig verklebten TEs gegenüber dem Spray dient die eingewebte Folie der Kanalisierung des abfließenden Films über ein weiteres TE. Dieses ist derart unter der Folie positioniert, dass seine Messspitze vom abfließenden Film überströmt wird (siehe rote Markierung in Abb. 6.7c).

In Abschnitt 5.2.4 wurde die Bedeutung der Temperatur des Gases in der Spraykammer für den Wärmeübergang der Öl-Sprühstrahlkühlung herausgestellt. Für EMOSCE bestimmt einzig das Spray selbst die Luftströmung innerhalb der Spraykammer. Für die Konvektion zwischen Tropfenkollektiv und Luft ist jene Temperatur entscheidend, welche im Sogbereich des Sprühstrahls hinter der Düse herrscht. Zur kontinuierlichen Erfassung der Spraykammertemperatur  $T_K$  wurde daher ein PT100 in der Deckelplatte verbaut (siehe Abb. 6.7d-e). Auf diese Weise wird auch im Falle einer inhomogenen Temperaturverteilung in der Spraykammer jene Lufttemperatur gemessen, mit welcher die Spraytropfen direkt beim Austritt aus der Düse interagieren.

Die Erfassung aller Zustandsgrößen vor der Düse ( $T_D, p_{Öl}, p_P, \dot{V}$ ) erfolgte durch Integration der Sensoren in das Swagelok-Drucksystem vor der Düse. Hierfür wurden passende Adapter genutzt (siehe Abb. 6.8). Die Messung von  $T_D$  wurde redundant durch zwei PT100 ausgeführt.



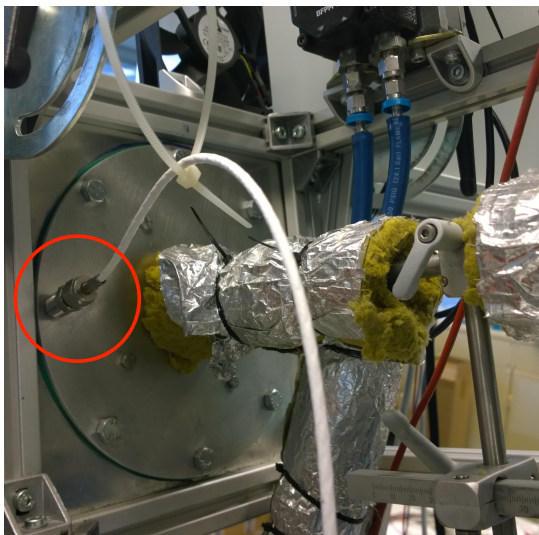
(a) Position der TEs (blau) über den Drähten im Schnitt (links) und auf der Rückseite der Wicklung (rechts)



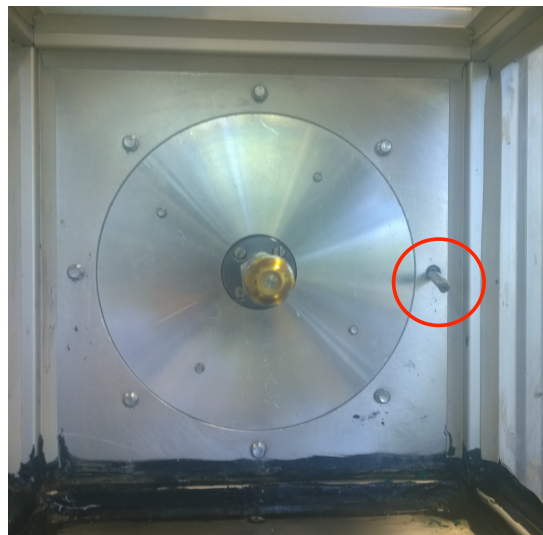
(b) Reale Verklebung der TEs an der Wicklung



(c) Überströmen des Film-TEs ( $T_F$ )

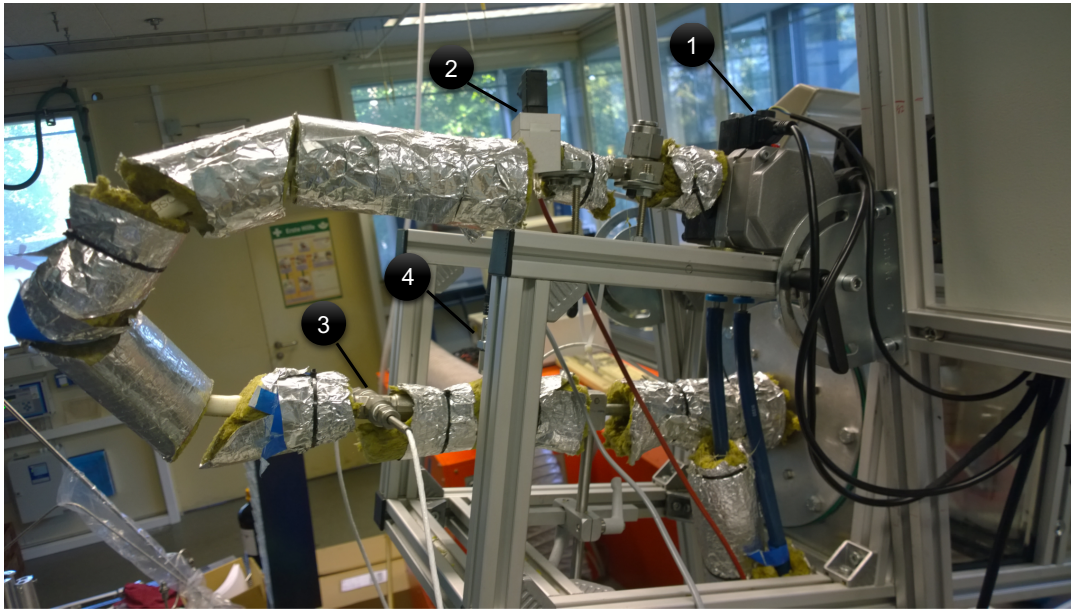


(d) Position des PT100 ( $T_K$ ) - Außenansicht



(e) Position des PT100 ( $T_K$ ) - Innenansicht

**Abbildung 6.7:** Positionen der Temperatursensoren in der EMOSCE Spraykammer



**Abbildung 6.8:** Sensoren zur Erfassung von  $p_P$  (1),  $\dot{V}$  (2),  $T_D$  (3) und  $p_{\dot{O}_l}$  (4)

Für alle Messpunkte wurden die Messdaten nach subjektiver Einschätzung des Erreichens eines quasistationären Zustands über mehrere Minuten aufgezeichnet. Der quantitative Nachweis des quasistationären Zustands erfolgte im Rahmen des Post-Processings der Daten. Hierzu wurde definiert, dass der Variationskoeffizient  $v$  aller in 120s aufgezeichneten Messwerte maximal 2% betragen darf.

$$v = \frac{\sigma}{\mu} \leq 2\% \quad (6.5)$$

Hierin ist  $\sigma$  die Standardabweichung der Messdaten und  $\mu$  ihr Mittelwert. Es wird von einer Normalverteilung der Messwerte ausgegangen.

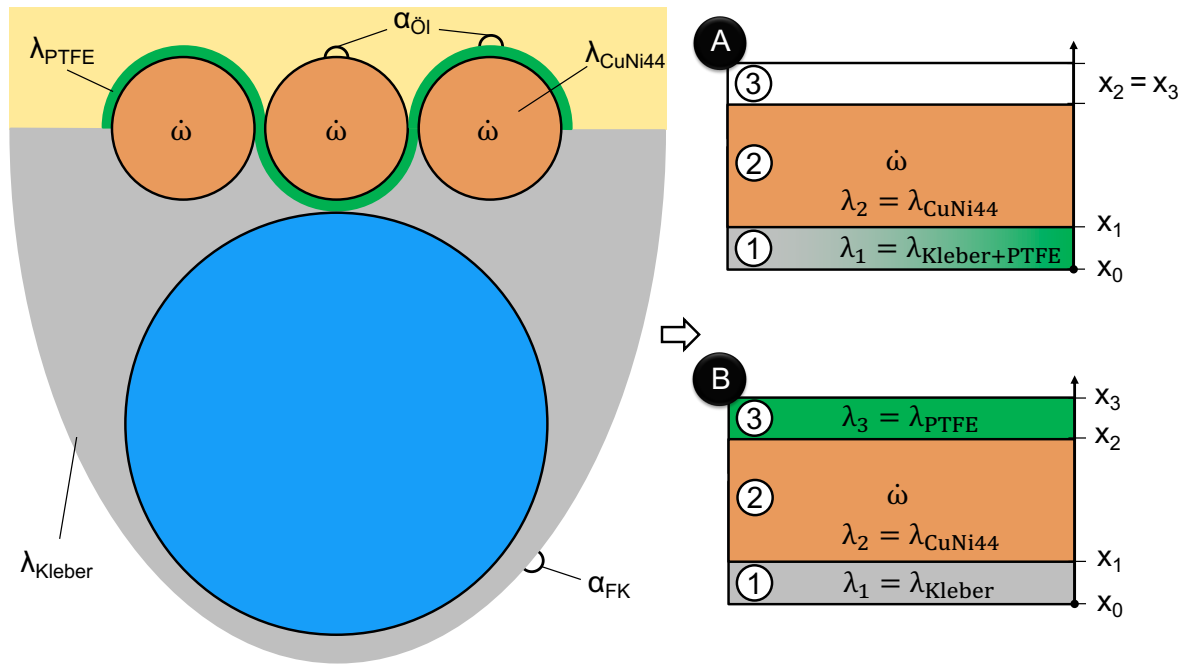


Abbildung 6.9: Modellierung der Wärmeleitung in der Wicklung

### 6.1.5 Korrektur der Wicklungstemperaturen

Durch die gewählte Positionierung der TEs wird die Temperatur an der Rückseite der Wicklung gemessen. Für eine korrekte Berechnung des HTC's ist jedoch die Temperatur an der spray- bzw. filmzugewandten Seite der Wicklung relevant. Es bedarf daher einer abschätzenden Überprüfung möglicher Temperaturabweichungen zwischen Vorder- und Rückseite der Wicklung.

Mit der beschriebenen Klebstoffbrücke stehen die TEs mit mehreren Drähten in thermischem Kontakt. Das Wärmeleitungsproblem kann wie in Abbildung 6.9 dargestellt werden. Links im Bild ist eine schematische radiale Schnittdarstellung am Ort eines verklebten TEs zu erkennen. Das TE (blau) befindet sich über drei benachbarten Drähten der Wicklung (orange). Es wird angenommen, dass der Klebstoff (grau) das TE und die Unterseite der Wicklung vollständig umschließt. Da Temperaturgradienten vor allem in vertikaler Richtung zu erwarten sind, erfolgt nachfolgend eine eindimensionale Betrachtung und analytische Lösung des Wärmeleitungsproblems.

Abhängig von der Führung der PTFE Folie (grün) ergeben sich zwei Pfade der Wärmeleitung. Für den mittleren Draht gilt das thermische Ersatzmodell A (Abb. 6.9 rechts oben). Zwischen dem TE und dem Ölfilm (gelb) liegen eine Schicht Kleber, die PTFE Folie und der Draht der Wicklung. Für die beiden äußeren Drähte gilt das thermische Ersatzmodell B (Abb. 6.9 rechts unten). Die PTFE Schicht der Folie liegt hier zwischen dem Ölfilm und dem Wicklungsdraht. Der Lösungsansatz für beide Varianten ist identisch.

Es wird angenommen, dass die Konvektion an der Rückseite der Wicklung durch freie Konvektion  $\alpha_{FK} \ll \alpha_{\ddot{O}l}$  vernachlässigt werden kann:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_0} = 0 \quad (6.6)$$

An der Grenze zum Öl wirkt die alleinige Wärmesenke des Systems:

$$-\lambda_3 \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_3} = \alpha_{\ddot{O}l} (T_3 - T_{\ddot{O}l}) \quad (6.7)$$

Die Wärmequelle des Systems ist die Wärmequellensichte  $\dot{\omega}$  in den Drähten:

$$\dot{\omega} = \frac{P_{el}}{l_R \cdot A_R} \quad (6.8)$$

Zwischen den einzelnen Schichten gilt jeweils die Koppelbedingung der Konstanz der Wärmestromdichte

$$\dot{q}(x+0) = \dot{q}(x-0), \quad (6.9)$$

sowie die Bedingung der Stetigkeit der Temperatur

$$T(x+0) = T(x-0). \quad (6.10)$$

Die allgemeine Lösung des Wärmeleitungsproblems lautet:

$$\begin{aligned} \Delta T_{korr} &= T_0 - T_3 \\ &= \dot{\omega} \left[ x_1^2 \cdot \frac{1}{2\lambda_2} + x_1 x_2 \cdot \left( \frac{1}{\lambda_3} - \frac{1}{\lambda_2} \right) + x_2^2 \cdot \left( \frac{1}{2\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_3} \right) + (x_2 - x_1) \cdot \frac{x_3}{\lambda_3} \right] \end{aligned} \quad (6.11)$$

Demnach hat  $\Delta T$  keine Abhängigkeit vom thermischen Widerstand der Schicht (1). Dies ist eine direkte Folge der angenommenen Adiabasie an der Unterseite. Unter der Nutzung bekannter geometrischer Größen ( $x_2 - x_1 = d_R$ ,  $x_3 - x_2 = d_{PTFE}$ ) lässt sich das Ergebnis kompakter schreiben. Für Ersatzmodell A ergibt sich:

$$\Delta T_A = \dot{\omega} \cdot d_R \left( \frac{d_R}{2\lambda_{CuNi44}} \right). \quad (6.12)$$

Für Ersatzmodell B kommt die Folie als weiterer thermischer Widerstand hinzu

$$\Delta T_B = \dot{\omega} \cdot d_R \left( \frac{d_R}{2\lambda_{CuNi44}} + \frac{d_{PTFE}}{\lambda_{PTFE}} \right) \quad (6.13)$$

Unter Berücksichtigung der abwechselnden Führung der PTFE Folie und der gewählten Positionierung der TEs wird insgesamt folgende Näherung für die Temperaturkorrektur der Wicklungstemperaturen genutzt:

$$\Delta T_{korr} = \frac{\Delta T_A + 2 \cdot \Delta T_B}{3} = \dot{\omega} \cdot d_R \left( \frac{d_R}{2\lambda_{CuNi44}} + \frac{2d_{PTFE}}{3\lambda_{PTFE}} \right) \quad (6.14)$$

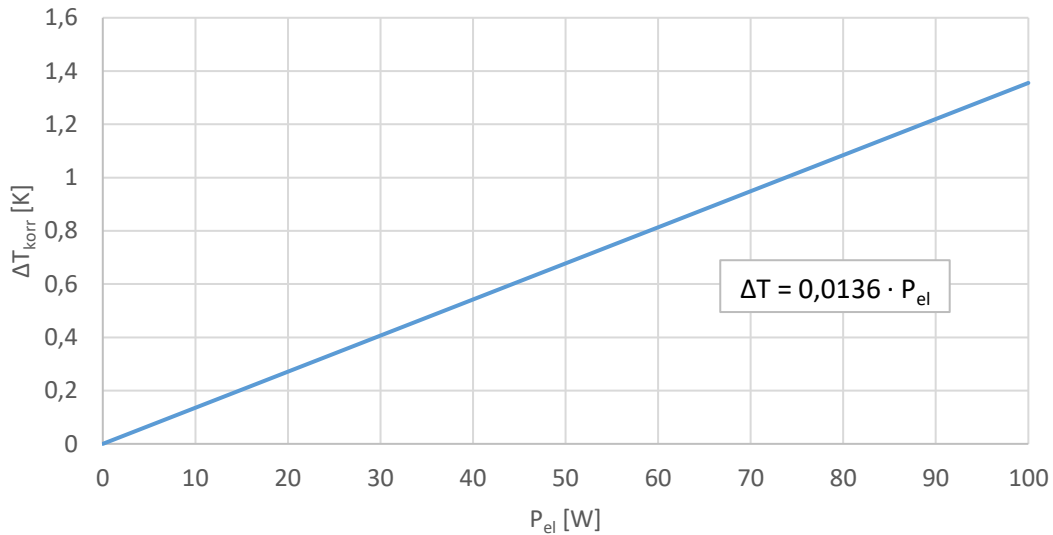


Abbildung 6.10: Temperaturkorrektur  $\Delta T_{korr}$  über  $P_{el}$

In Abb. 6.10 ist  $\Delta T_{korr}$  über  $P_{el}$  aufgetragen. Hierin ist  $\lambda_{PTFE} = 0,195$  W/mK und  $\lambda_{CuNi44} = 23$  W/mK. Demnach beträgt  $\Delta T_{korr}$  bei 75 W Heizleistung ca. 1 K. Entsprechend dieses Ergebnisses wird in der Messsoftware des Prüfstand von jedem erfassten Temperaturmesswert der Sensoren im direkt besprühten Bereich ein Wert von  $\Delta T_{korr} = 0,0136 \cdot P_{el}$  abgezogen.

## 6.2 Berechnung des Wärmeübergangs

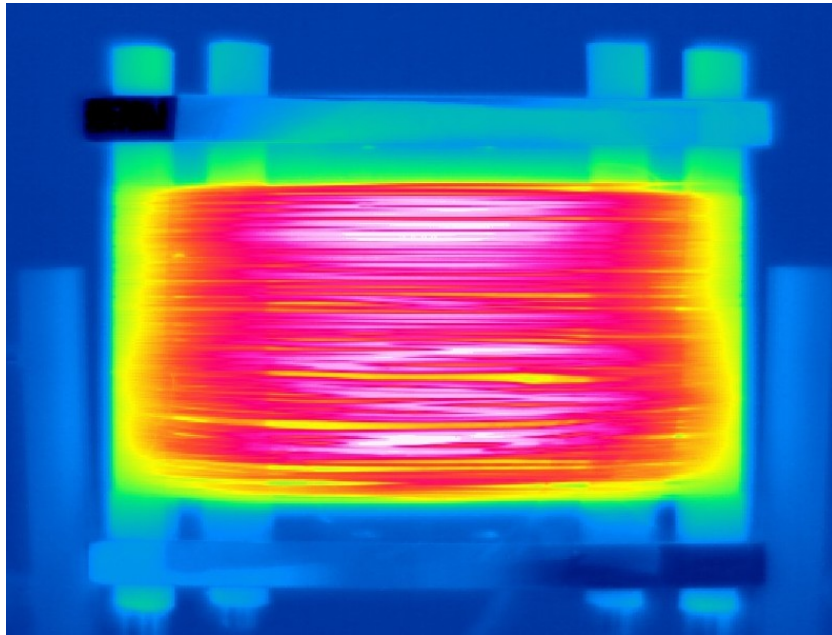
Die (dimensionsbehaftete) Berechnung des Wärmeübergangs der Öl-Sprühstrahlkühlung des EMOSCE erfolgt auf der Basis von Energiebilanzen über die Grenzen der Teilsysteme der Sprühstrahlkühlung. Die Betrachtung kann dabei ganzheitlich unter Berücksichtigung aller auftretenden Effekte oder isoliert auf den direkt benetzten Bereich erfolgen.

Für beide Fälle ist es zunächst notwendig, eine Bilanzierung über die Wicklung vorzunehmen. Für dieses Teilsystem ist es ausreichend, die Wärmeströme innerhalb des Festkörpers zu bilanzieren. Die Systemgrenze entspricht der Oberfläche des gewickelten Drahts.

$$0 = \dot{Q}_W - \dot{Q}_F - \dot{Q}_L - \dot{Q}_\lambda \quad (6.15)$$

Hierin ist  $\dot{Q}_W = P_{el}$  die freigesetzte Wärme im Heizleiter,  $\dot{Q}_F$  der vom Film aufgenommene Wärmestrom,  $\dot{Q}_L$  der an die Luft abgegebene Wärmestrom und  $\dot{Q}_\lambda$  der an die Spann- und Montagevorrichtung abgegebene Wärmestrom. Es wird angenommen, dass für  $\dot{Q}_L$  hauptsächlich der Mechanismus der freien Konvektion zum Tragen kommt. Sämtliche Bereiche der Wicklung, welche einer höheren Luftgeschwindigkeit ausgesetzt sind, werden vom Ölfilm überströmt. Aufgrund der Isolation der Spann- und Montagevorrichtung durch PTFE Schläuche (vgl. Abb. 6.4a) besteht ein hoher thermischer Widerstand

zur Wärmequelle des Heizdrahts. Aufnahmen einer Wärmebildkamera, welche nach der Herstellung der Wicklung zur Überprüfung der gleichmäßigen Erwärmung der Wicklung ohne aktive Kühlung durchgeführt wurden, bestätigen diese Annahme (siehe Abb. 6.11).



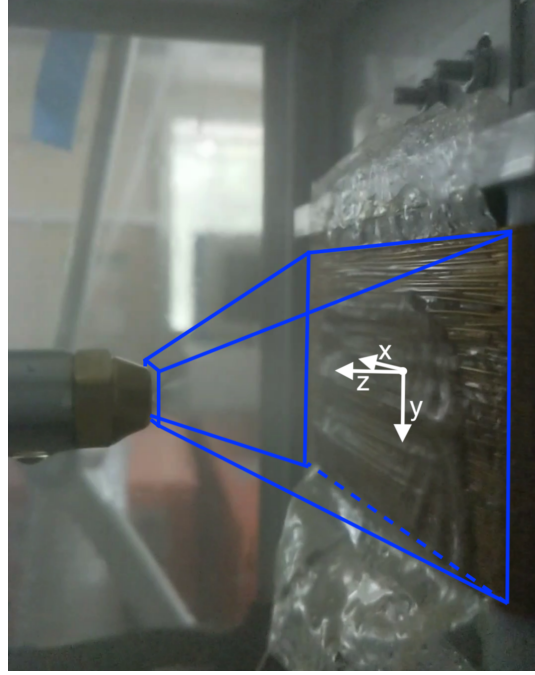
**Abbildung 6.11:** Infrarotaufnahme der Wicklung ohne aktive Kühlung

Es kann erkannt werden, dass die Wicklung deutlich wärmer ist als die Spann- und Montagevorrichtung. Insbesondere der Bereich der Flansche, welcher die einzige mögliche konduktive Wärmebrücke zum Gehäuse der Spraykammer darstellt, ist quasi auf dem Niveau der Umgebung. Ein für die Berechnung relevanter Wärmestrom vom Wicklungsgestänge an die Wand der Spraykammer kann daher ausgeschlossen werden. Insgesamt verteilt sich die freigesetzte Wärme daher auf das Öl und die Luft in der Kammer.

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_F + \dot{Q}_L \quad (6.16)$$

### 6.2.1 Ganzheitliche Betrachtung

Für eine ganzheitliche Betrachtung der Öl-Sprühstrahlkühlung wird die Systemgrenze so gewählt, dass sie das Spray und den gesamten Film auf der Oberfläche der Wicklung umfasst (siehe Abb. 6.12). Als Koordinatensystem wird das in Abb. 6.4 eingeführte KOOS der Wicklung genutzt. Es wird angenommen, dass das gesamte Spray in den Film übergeht und der Film vollständig in positiver  $y$ -Richtung abfließt.



**Abbildung 6.12:** Systemgrenze der ganzheitlichen Betrachtung der Öl-Sprühstrahlkühlung

Der Zustand des Öls vor der Düse ( $z = H$ , Index  $D$ ) wird mit dem Zustand nach dem Abfließen des Films von der Wicklung ( $y = \frac{D}{2}$ , Index  $F$ ) bilanziert. Die Energiebilanz in einem quasistationären Strömungszustand ( $\dot{V} = \dot{V}_D = \dot{V}_F$ ) lautet in diesem Fall

$$\dot{Q}_F = \dot{V} \left[ \rho(T_F) \left( c_p(T_F) T_F + \frac{u_F^2}{2} + g\Delta h \right) - \rho(T_D) \left( c_p(T_D) T_D + \frac{u_0^2}{2} \right) \right] \quad (6.17)$$

Hierin ist  $u_F$  die Geschwindigkeit des Films,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $\Delta h$  der absolute Höhenunterschied zwischen Düse und Wicklung. Sämtliche Stoffeigenschaften beziehen sich auf Öl C. Es wird ferner angenommen, dass es zu keiner nennenswerten Dissipation bei der Umwandlung von Tropfenimpuls in den Impuls der Filmströmung kommt. In der Folge kann die Bilanzierung auf die innere Energie beschränkt werden. Der Wärmeübergangskoeffizient einer ganzheitlichen Betrachtung der Öl-Sprühstrahlkühlung  $\alpha_{global}$  ergibt sich dann gemäß Gleichung (2.21) zu

$$\alpha_{global} = \frac{\dot{Q}_F}{A_F (T_S - T_D)} = \frac{\dot{V} [\rho(T_D) c_p(T_D) T_D - \rho(T_F) c_p(T_F) T_F]}{A_F (T_S - T_D)} \quad (6.18)$$

mit der vom Film benetzten Oberfläche  $A_F$  und der mittleren Wicklungstemperatur der beheizten Fläche  $T_S$ . Alle in Gleichung (6.18) aufgeführten Variablen ergeben sich aus den Messungen oder können den Stoffeigenschaften von Öl C entnommen werden.

Die ganzheitliche Betrachtung bringt einige Unschärfen bei der Interpretation der Ergebnisse mit sich. So wird mit der Berechnung von  $\dot{Q}_F$  auf Basis von  $T_D$  die thermische

Interaktion der Spraytropfen mit der Kammerluft implizit berücksichtigt. Für den typischen Fall  $T_K < T_D$  gilt: Je geringer  $T_K$  ist, desto größer ist der Einfluss einer Abkühlung der Spraytropfen auf die Berechnung von  $\alpha_{global}$ . Zudem sorgt die Nutzung von  $T_F$  für eine indirekte Berücksichtigung der Konvektion zwischen Film und Kammerluft, welche ebenfalls von  $T_K$  abhängig ist. Der Fehler ist minimal, wenn  $T_K$  zwischen  $T_D$  und  $T_F$  liegt, kann jedoch nicht eliminiert werden. Zusammengefasst stellt  $\alpha_{global}$  einen HTC in Abhängigkeit von  $T_K$  dar.

Darüber hinaus ist  $A_F$  abhängig vom Betriebspunkt der Düse. Der Film bedeckt bei hohen Düsenmassenströmen eine größere Fläche im nicht direkt besprühten Bereich der Wicklung als bei geringen Massenströmen.  $A_F$  muss daher geschätzt oder einheitlich definiert werden.

Insgesamt ist die Berechnung des HTC mit dem ganzheitlichen Ansatz daher nur bedingt für die angestrebte Anwendung zur Auslegung von Öl-Sprühstrahlungen geeignet. Der Ansatz lässt sich jedoch nutzen, um die EMOSCE Ergebnisse mit verfügbaren Literaturdaten, bei welchen der Einfluss von  $T_K$  nicht explizit berücksichtigt wird (vgl. Abschnitt 5.2.4), zu vergleichen.

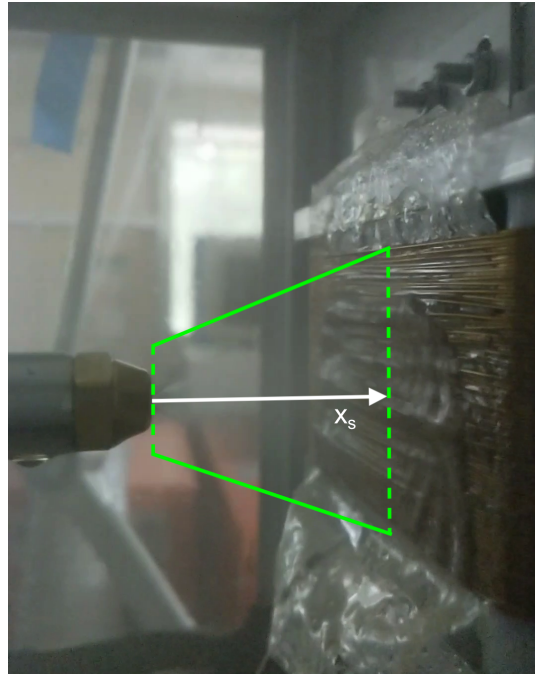
## 6.2.2 Isolierte Betrachtung des direkt besprühten Bereichs

Mit der isolierten Betrachtung des Wärmeübergangs im direkt besprühten Bereich können die Einschränkungen des ganzheitlichen Ansatzes vermieden werden. Hierzu bedarf es einer feineren Unterteilung der Systeme und die Nutzung komplexerer Bilanzen. Es werden die Systeme *Spray* und *besprühte Wicklung* unterschieden.

### System Spray

Die Energiebilanz des durchströmten Systems *Spray* wird definiert in einem eindimensionalen Koordinatensystem, dessen Achse die Sprayachse ist und dessen Ursprung in der Düsenöffnung liegt (Abb. 6.13). Unter der Annahme eines quasistationären Strömungszustands und der Vernachlässigung jeglichen Austauschs mit der Umgebung außerhalb der durchgezogenen Systemgrenze gilt:

$$\begin{aligned}
 0 = & \dot{m}_{\text{Öl}} \left( h_{\text{Öl}}(0) + \frac{u_{\text{Öl}}(0)^2}{2} \right) \\
 & - \dot{m}_{\text{Öl}} \left( h_{\text{Öl}}(H) + \frac{u_{\text{Öl}}(H)^2}{2} + g\Delta h \right) \\
 & + \dot{m}_{\text{Luft}} \left( h_{\text{Luft}}(0) + \frac{u_{\text{Luft}}(0)^2}{2} \right) \\
 & - \dot{m}_{\text{Luft}} \left( h_{\text{Luft}}(H) + \frac{u_{\text{Luft}}(H)^2}{2} + g\Delta h \right)
 \end{aligned} \tag{6.19}$$



**Abbildung 6.13:** Systemgrenze *Spray*

mit

$m_i$	Massenstrom des Stoffs $i$
$h_i(x_s)$	spezifische Enthalpie des Stoffs $i$ an der Stelle $x_s$
$u_i(x_s)$	Geschwindigkeit des Stoffs $i$ an der Stelle $x_s$
$H$	Abstand zwischen Düse und Wicklung

Mit Gleichung (6.19) kann der Austausch von Energie und Impuls zwischen Öl- und Luftphase als wesentliche Charakteristik des definierten Systems erkannt werden. Dies entspricht den Ergebnissen aus Abschnitt 5.2.4, wonach die Sprühstrahlkühlung signifikant von der thermischen Interaktion mit der Kammerluft beeinflusst werden kann. Zusätzlich wird aus Gleichung (6.19) ersichtlich, dass der Energieaustausch zwischen den Phasen einen Einfluss auf ihre Geschwindigkeiten kurz vor dem Erreichen des Films hat. Auch die potenzielle Lageenergie spielt demnach eine Rolle.

An der Stelle  $x_s = 0$  können alle Größen aus den Messdaten ( $T_D$ ,  $p_{\text{öl}}$  und  $\dot{V}$ ), den Stoffdaten von Öl  $C$ , den Düsenparameter gemäß Tabelle 6.4 und den geometrischen Informationen des Prüfstands abgeleitet werden. Die spezifische Enthalpie beim Düsenaustritt  $h_{\text{öl}}(0)$  ergibt sich als Produkt der Temperatur  $T_{\text{öl}}(0) = T_D$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,\text{öl}}(T_D)$ . Die Berechnung der Austrittsgeschwindigkeit der Öltropfen  $u_0$  erfolgt mittels Gleichung (5.3). Für Vollkegeldüsen kann der Durchflussbeiwert  $k_v$  wie

folgt berechnet werden [113]:

$$k_v = \max \left( 0, 7; \frac{4\dot{m}}{\pi d_0^2 \rho_F \cos \varphi \sqrt{\frac{\rho_F}{2\Delta p}}} \right) \quad (6.20)$$

mit

$\dot{m}$	Düsenmassenstrom
$d_0$	Durchmesser der Düsenöffnung
$\rho_F$	Dichte des Öls
$\varphi$	Sprayöffnungswinkel
$\Delta p$	Druckverlust über die Düse

Insgesamt ergeben sich Austrittsgeschwindigkeiten  $u_0$  von 23 bis 78 m/s.

Für die Stelle  $x_s = H$  ist eine Berechnung aller Größen aus den zu Verfügung stehenden Messdaten nicht möglich. Einzig die Temperatur der Tropfen kurz vor dem Filmeinschlag  $T_{\ddot{O}l}(H) = T_{Imp}$  kann experimentell bestimmt werden. Hierzu werden die Temperatursensoren der Wicklung genutzt, die Heizung der Wicklung bleibt jedoch deaktiviert (siehe Abschnitt 6.3.1).

Die Endgeschwindigkeit der Tropfen kurz vor dem Aufschlag hingegen kann mangels entsprechender Messtechnik nicht erfasst werden. Es bietet sich daher an, numerische Simulationen der Sprühstrahlkühlung durchzuführen. Hierzu ist es erforderlich, alle charakteristischen Größen des Sprays beim Austritt aus der Düse als Randbedingung zu kennen. Für den fehlenden Sauterdurchmesser  $d_{32}$  kann für EMOSCE auf eine Korrelation von JASUJA [58] zurückgegriffen werden:

$$d_{32} = 4,4 \nu^{0,16} \sigma_F^{0,6} \dot{m}^{0,22} \Delta p^{-0,43} \quad (6.21)$$

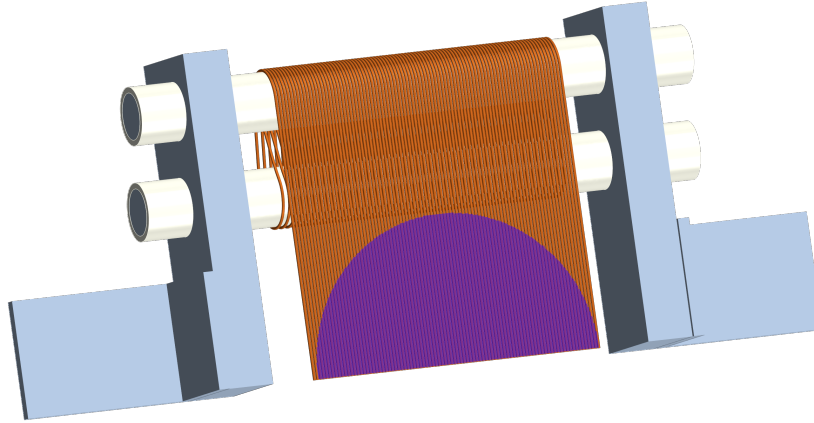
Hierin ist  $\nu$  die kinematischen Viskosität des Öls in  $\text{m}^2/\text{s}$ ,  $\sigma_F$  die Oberflächenspannung in  $\text{N}/\text{m}$ ,  $\dot{m}$  der Düsenmassenstrom in  $\text{kg}/\text{s}$  und  $\Delta p$  der Druckverlust über die Düse in  $\text{Pa}$ . Die Korrelation ist für folgende Parameterbereiche gültig:

- Kinematische Viskosität  $\nu = 1$  bis  $93 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Oberflächenspannung  $\sigma_F = 0,027$  bis  $0,035 \text{ N}/\text{m}$
- Druckverlust über die Düse  $\Delta p$  bis  $35 \text{ bar}$

Dies umfasst alle betrachteten Betriebspunkte der Messkampagne des EMOSCE. Insgesamt ergeben sich Sauterdurchmesser von  $20$  bis  $67 \mu\text{m}$ .

## System besprühte Wicklung

Für die Evaluierung des Wärmeübergangsverhaltens im direkt besprühten Bereich ist nur der Anteil der Wicklung relevant, welcher direkt unter  $A_S$  liegt (siehe blaue Markierung in Abb. 6.14). Um ausschließlich die dort auftretende Verlustleistung zu be-



**Abbildung 6.14:** Direkt besprühter Bereich der halben Wicklung

rücksichtigen, wird ein Volumenskalerungsfaktor  $f_S = 0,217$  eingeführt. Aufgrund des konstanten Drahtquerschnitts  $A_R$  kann  $f_S$  aus dem Verhältnis der effektiven Drähtlänge im Sprühkreis  $l_S$  und der gesamten Drahtlänge  $l_R$  errechnet werden.  $l_S$  ergibt sich wiederum mithilfe trigonometrischer Funktionen als Summe von im Kreisviertel befindlichen Drahtabschnitten gemäß Gleichung (6.22).

$$l_S = 4 \cdot \frac{D}{2} \sum_{n=1}^{46} \cos \left[ \arcsin \left( \frac{n - \frac{d_R}{D}}{46} \right) \right] \quad (6.22)$$

mit

$D$	Durchmesser der besprühten Fläche
$d_R$	Durchmesser des Widerstandsdrahts
$n$	Index der aktuellen Wicklung

Aufgrund des konstanten und temperaturunabhängigen spezifischen elektrischen Widerstands kann die freigesetzte Wärme im direkt besprühten Bereich  $\dot{Q}_S$  durch Skalierung mit  $f_S$  berechnet werden:

$$\dot{Q}_S = f_S \cdot \dot{Q}_W = f_S \cdot P_{el} \quad (6.23)$$

Mit der Fokussierung auf den direkt besprühten Bereich wird die Systemgrenze enger gezogen und schneidet eine Scheibe des Durchmessers  $D$  aus der Wicklung aus. Die Wärmestrombilanz gemäß Gleichung (6.15) bleibt gültig. Die unerwünschten Wärmeströme  $\dot{Q}_L$  und  $\dot{Q}_\lambda$  lassen sich aber leichter abschätzen.

$\dot{Q}_L$  ergibt sich an der Rückseite der Wicklung aufgrund von freier Konvektion an die umgebende Kammerluft. Es wird angenommen, dass der auf diesem Weg abgeführte Wärmestrom gegenüber der erzwungenen Konvektion an den Ölfilm vernachlässigbar klein ist  $\dot{Q}_L \ll \dot{Q}_S$ . Die Gründe hierfür liegen im geringen Temperaturunterschied zwischen umgebender Luft und Wicklung aufgrund der heißen ungekühlten Wicklung an den Umlenkstäben und einem Unterschied der HTC's des Sprühstrahls und der freien Konvektion von zwei Größenordnungen.

$\dot{Q}_\lambda$  ist der Wärmestrom, welcher aufgrund von Festkörperwärmeleitung innerhalb der Drähte auftreten kann. Auch dieser kann vernachlässigt werden ( $\dot{Q}_\lambda \ll \dot{Q}_S$ ). Die wärmestromverursachende Temperaturdifferenz über die Systemgrenze ist sehr klein, da der Film auch die äußeren Bereiche kühlt. Auch die restlichen Einflussfaktoren des konvektiven Wärmestroms sind sehr klein. Die Wärmeleitfähigkeit beträgt aufgrund der elektrisch-thermischen Analogie nur  $\lambda_{NiCr44} = 23 \text{ W/m K}$  und die effektiv leitende Fläche lediglich ein Vielfaches des Drahtdurchmessers  $A_R$  und beträgt  $2 \cdot 92 \cdot A_R$ .

Für die Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten bei isolierter Betrachtung des direkt besprühten Bereichs ergeben sich zwei Möglichkeiten. Analog zum Vorgehen in relevanten Veröffentlichungen zu Sprühstrahlkühlungen [24, 63, 93, 100, 145] kann der Bezug auf die Öl-Temperatur vor der Düse  $T_D$  erfolgen:

$$\alpha_S = \frac{f_S \cdot P_{el}}{A_S (T_S - T_D)} \quad (6.24)$$

Wie im Fall der ganzheitlichen Betrachtung wird mit dieser Definition die thermische Interaktion des Tropfenkollektivs mit der Kammerluft implizit berücksichtigt. Soll diese Abhängigkeit eliminiert werden, muss der mittlere Wärmeübergangskoeffizient auf die Temperatur der Tropfen kurz vor dem Einschlag in den Film  $T_{Imp}$  bezogen werden:

$$\alpha_{Imp} = \frac{f_S \cdot P_{el}}{A_S (T_S - T_{Imp})} \quad (6.25)$$

Für die weitere Verwendung in Form einer dimensionslosen Korrelation sind beide Definitionen mit der in Abschnitt 5.1.3 definierten Nußelt-Zahl  $Nu_D$  kompatibel.

## 6.3 Analyse des Prüfstands im Messbetrieb

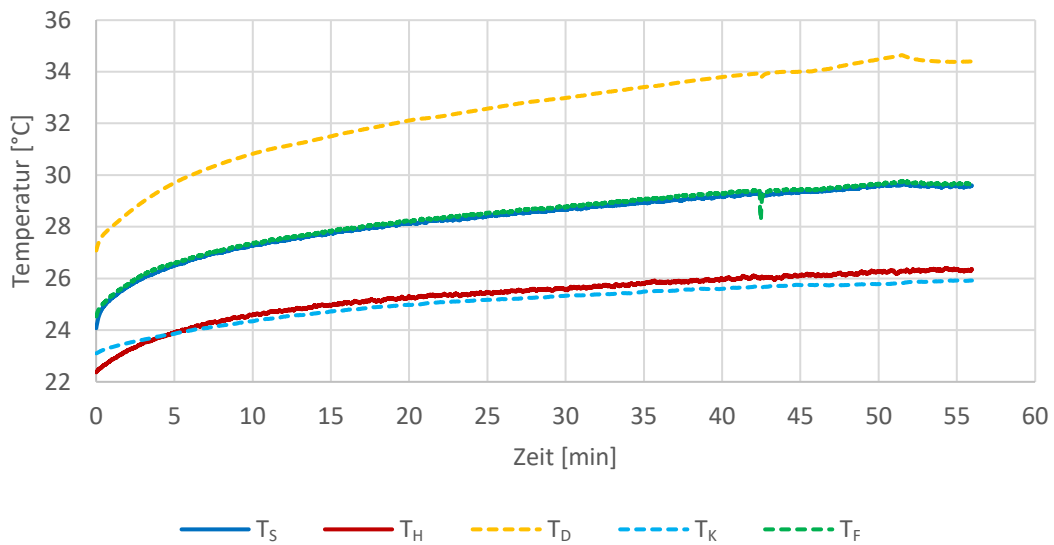
Bevor das Wärmeübergangsverhalten der Öl-Sprühstrahlkühlung evaluiert werden kann, muss eine grundlegende Analyse des Prüfstands im Messbetrieb durchgeführt werden. Hierzu gehören auch Plausibilisierungsmessungen, um potenzielle Fehler des Prüfstands auszuschließen. Fehlerursachen können im Zusammenbau der Komponenten, in der Fertigung der Wicklung, einem fehlerhaften bzw. ungleichmäßigen Anbringen von Sensoren oder defekten Elementen in der gesamten Messtechnik liegen. Tabelle 6.6 fasst die durchgeführten Untersuchungen zusammen. Alle Messungen wurden mit Düse 2 und einer horizontalen Ausrichtung der Sprühachse durchgeführt. Mit Ausnahme der (ebenfalls erfolgreichen) Plausibilisierung des Volumenstroms werden die einzelnen Untersuchungen nachfolgend detailliert vorgestellt. Falls nicht anders angegeben, wird der Betriebspunkt  $P_{el} = 40,3 \text{ W}$ ,  $T_D = 35 - 36 \text{ °C}$ ,  $H = 50 \text{ mm}$  und  $\Phi = 90^\circ$  genutzt.

**Tabelle 6.6:** Messungen der grundlegenden Analyse des EMOSCE Prüfstands im Messbetrieb

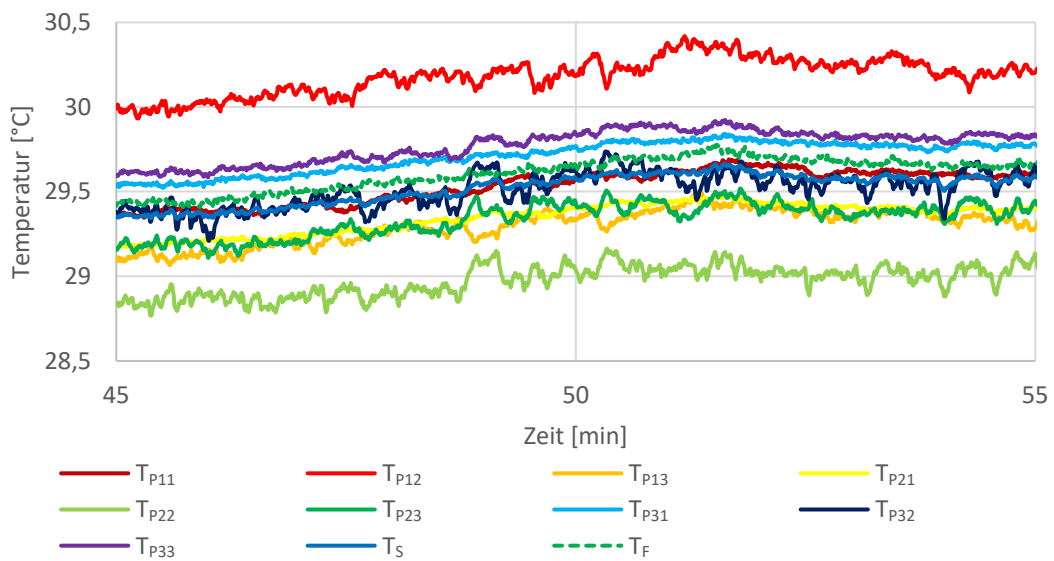
Ziel	Vorgehen
Plausibilisierung von $\dot{V}$	Manuelles Auffangen von 1,5 L Öl nach der Düse und Messung der hierfür benötigten Zeit.
Plausibilisierung von $T_S$ und $T_{Pxy}$	Vergleich von $T_S$ bzw. $T_{Pxy}$ mit $T_F$ in unbeheizter Langzeitmessung.
Plausibilisierung der Systemgrenzen	Aufheizen der Wicklung aus einem quasistationären Zustand des Sprühstrahls und Analyse der Temperaturverläufe.
Reproduzierbarkeit von Messungen	Wiederholung derselben Messung nach Ein- und Ausbau von Düse und Wicklung.
Sicherstellen von $\dot{q}_s = konst$	Wiederholung derselben Messung mit um $180^\circ$ gedrehter Wicklung.
Feststellen der Sensibilität bzgl. $H$	Variation von $H$ und Analyse der Wicklungstemperaturen.

### 6.3.1 Plausibilisierung der Wicklungstemperaturen

Zunächst sollen grobe Fehler bei der Montage der Sensoren ausgeschlossen werden. Wird die Wicklung nicht beheizt, ist die einzige Wärmequelle des Prüfstands das temperierte Öl des Sprühstrahls. Aufgrund der guten thermischen Isolation nimmt der direkt besprühte Bereich der Wicklung in diesem Fall die Öltemperatur an, mit welcher das Öl auf der Wicklung auftritt ( $T_{Imp}$ ). Bei einem geringen Temperaturunterschied zwischen  $T_K$  und  $T_F$  kann zudem die Konvektion zwischen Film und Kammer vernachlässigt werden. In diesem Fall gilt  $T_S = T_F$ . Abbildung 6.15a zeigt für diese Bedingungen den zeitlichen Verlauf der gemessenen Temperaturen über knappe 60 Minuten.



(a) Übersicht aller gemessenen Temperaturen:  $T_D = 28 - 34\text{ }^\circ\text{C}$



(b) Temperaturen im direkt besprühten Bereich:  $T_D = 34\text{ }^\circ\text{C}$

**Abbildung 6.15:** Temperaturverläufe bei  $P_{el} = 0$  und  $G = 0,4\text{ kg/m}^2\text{s}$

$T_H = (T_{H1} + T_{H2})/2$  ist der Mittelwert der Wicklungstemperaturen der Draht-Umlenkung. Es gilt durchgehend  $T_S = T_F$ , weshalb ein grober Fehler in der Temperaturmessung ausgeschlossen werden kann. Weiter kann eine signifikante Abkühlung des Öls von der Düse bis zur Wicklung erkannt werden.  $T_H$  erwärmt sich analog zu  $T_K$ , was die gute thermische Entkoppelung der direkt benetzten Fläche und dem Rest der Wicklung belegt. Der fehlende zeitliche Versatz der Temperaturverläufe von Festkörpern und ihren umgebenden Fluiden zeigt die geringe thermische Trägheit der Wicklung.

Abbildung 6.15b zeigt für dieselbe Messung im Zeitraum von Minute 45 bis 55 die einzelnen Temperaturen des direkt besprühten Bereichs  $T_{P_{xy}}$ . Die Werte bewegen sich in einem Intervall von  $\pm 1^\circ\text{C}$  um den Mittelwert  $T_S$ . Weitere unbeheizte Messungen mit höheren Öltemperaturen zeigten dasselbe Verhalten. Es kann daher von einer Gesamtgenauigkeit der Temperaturmessung von  $\pm 1^\circ\text{C}$  ausgegangen werden.

### 6.3.2 Plausibilisierung der gewählten Systemgrenzen

Die in Abschnitt 6.2.2 definierten Systemgrenzen sind nur gültig, wenn sich die wesentlichen Zustandsgrößen der Umgebung im betrachteten Zeitraum nicht ändern. Aufgrund der Geschlossenheit der Spraykammer, kann von einem quasistationären Strömungszustand ausgegangen werden, wenn  $G$  konstant gehalten wird. Für eine Gültigkeit der gewählten Systemgrenzen ist es zudem notwendig, dass die Kammertemperatur  $T_K$  konstant ist. Erst dann stellt sich der stationäre Zustand  $T_S = konst$  in der Wicklung ein. Dies soll nachfolgend über eine geeignete Messung dargelegt werden. Abbildung 6.16 zeigt hierzu den zeitlichen Verlauf von  $T_S$ ,  $T_H$ ,  $T_D$ ,  $T_K$  und  $T_F$  während eines Aufheizvorgangs.

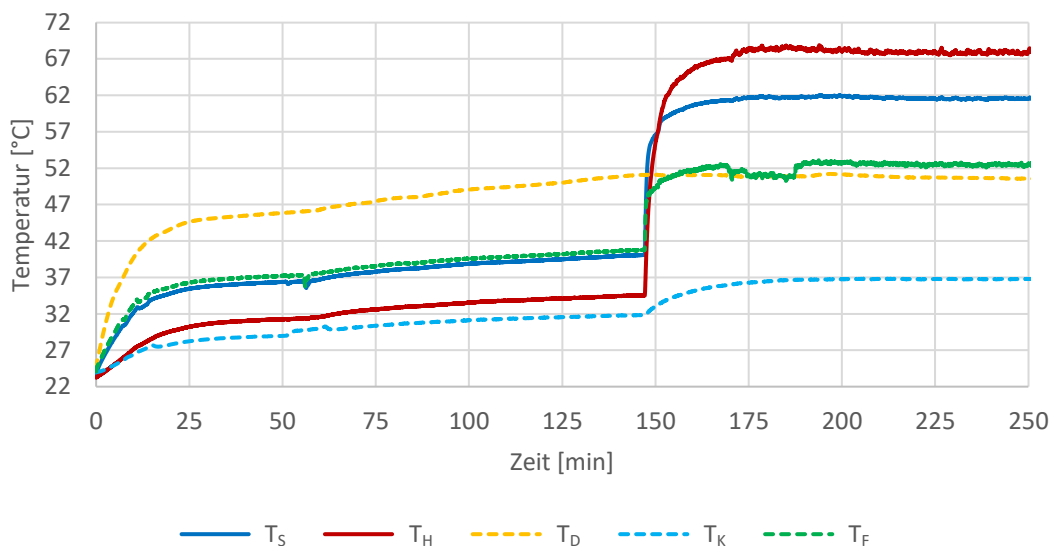
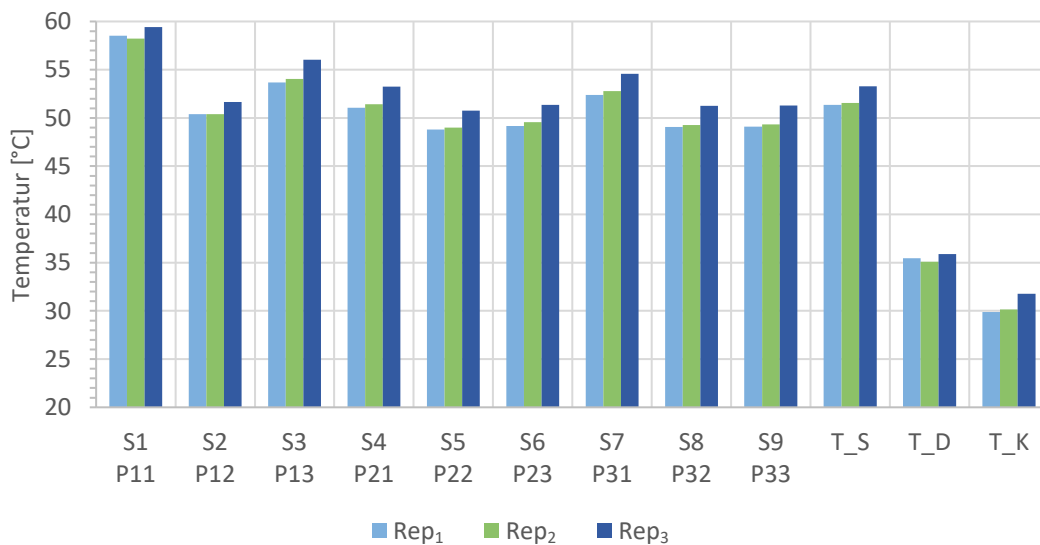


Abbildung 6.16: Temperaturverläufe eines Aufheizvorgangs bei  $G=0,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$

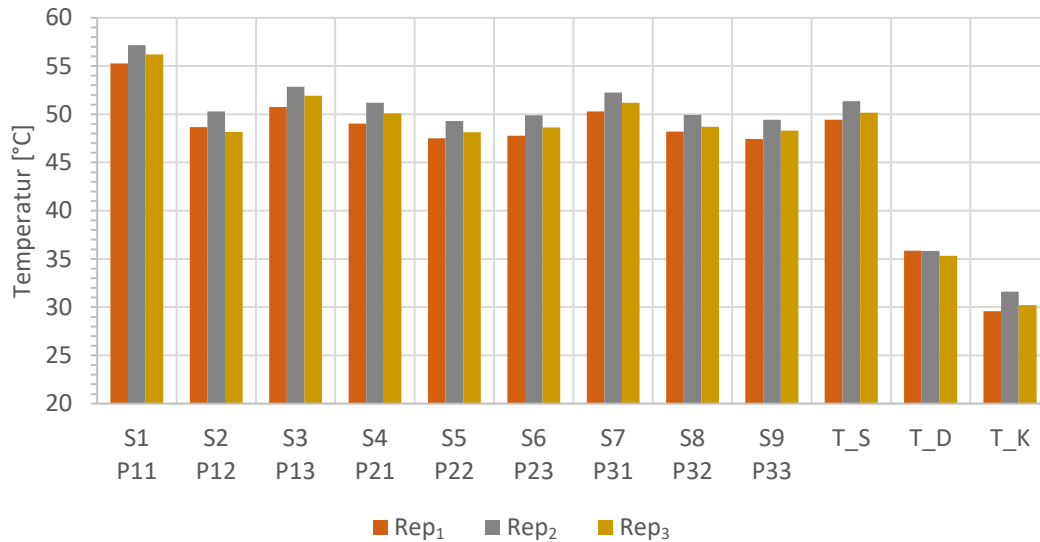
Im ersten Abschnitt bis  $t = 147$  min erwärmt sich die Kammer (analog zu Kap. 6.3.1) ausschließlich durch das eingesprühte Öl ( $P_{el} = 0$ ). Mit Beginn der Beheizung der Wicklung ( $P_{el} = 40,3$  W) bei  $t = 147$  min wird  $T_D \approx 51$  °C nicht weiter gesteigert. Als Folge der Beheizung der Wicklung steigen  $T_S$ ,  $T_H$  und  $T_F$  unmittelbar an, während  $T_K$  nur langsam wächst. Weiter ist zu erkennen, dass die Erwärmung der Luft in der Kammer das generelle Temperaturniveau in der Spraykammer erhöht, weshalb  $T_S$ ,  $T_H$  und  $T_F$  nach dem heizungsbedingtem Temperatursprung gleichsam mit  $T_K$  wachsen. Sobald sich  $T_K$  nicht mehr ändert, ist auch  $T_S$  stationär. Mit der beschriebenen Erfassung aller Messdaten über einen längeren Zeitraum lässt sich das Erreichen eines quasistationären Betriebspunkts der Öl-Sprühstrahlkühlung des EMOSCE treffend beurteilen.

### 6.3.3 Reproduzierbarkeit von Messungen

Belastbare experimentelle Ergebnisse müssen unter identischen Randbedingungen reproduzierbar sein. Um dies sicherzustellen, wurden kurz nacheinander (Rep<sub>1</sub> und Rep<sub>2</sub>) und im Abstand mehrerer Tage (Rep<sub>3</sub>) dieselben Messungen durchgeführt. Hierzu wurden zwei stationäre Betriebspunkte mit identischer Öltemperatur vor der Düse ( $T_D = 35 - 36$  °C) sowie Verlustleistung ( $P_{el} = 40,3$  W) und unterschiedlichen Massenstromdichten ( $G_a = 0,365$  kg/m<sup>2</sup>s,  $G_b = 0,409$  kg/m<sup>2</sup>s) durchgeführt. Abbildung 6.17 zeigt die gemessenen Temperaturen  $T_{P_{xy}}$ ,  $T_S$ ,  $T_D$  und  $T_K$  für Rep<sub>1</sub> bis Rep<sub>3</sub>.



(a)  $G_a = 0,365$  kg/m<sup>2</sup>s



(b)  $G_b = 0,409 \text{ kg/m}^2\text{s}$

**Abbildung 6.16:** Vergleich der Wicklungstemperaturen  $T_{P_{xy}}$  bei wiederholten Messungen

Es besteht eine sehr gute Übereinstimmung der einzelnen Messungen. Auffällig ist die Abhängigkeit der Wicklungstemperaturen von einer geringfügig höheren Kammertemperatur für Rep<sub>3</sub> in Abb. 6.17a und Rep<sub>2</sub> in Abb. 6.16b. Abgesehen davon liegen die Temperaturabweichungen für beide Betriebspunkte im Bereich der definierten Messgenauigkeit. Die Messungen des EMOSCE sind reproduzierbar.

### 6.3.4 Sicherstellen einer konstanten Wärmestromdichte

Der gewählte Aufbau der Wicklung als regelmäßige, einlagige Anordnung eines Widerstandsdrahts ermöglicht eine konstante Wärmequellendichte  $\dot{q}_S$  im direkt besprühten Bereich  $A_S$ . Aufgrund des manuellen Fertigungsprozesses ist die Wicklung jedoch nicht perfekt, weshalb die Abstände zwischen einzelnen Drähten variieren können. Zudem ist die Oberfläche leicht gewellt. Um festzustellen, ob diese Abweichungen vom Idealzustand eine Auswirkung auf die durch EMOSCE erzielbaren Aussagen haben, wird die Symmetrie der Wicklung genutzt. Für eine um  $180^\circ$  verdrehte Wicklung muss sich bei ansonsten identischen Randbedingungen dieselbe Temperaturverteilung ergeben.

Zur Auswertung von Messungen bei verdrehter Wicklung muss eine Zuordnung von Temperaturmesswerten sowohl sensorspezifisch (S1-S9) als auch positionsspezifisch (P11-P33) möglich sein. Abb. 6.17a-b zeigen Schemata für die beiden betrachteten Fälle. Unter Anwendung dieser Zuordnung zeigt Abb. 6.17c die Temperaturabweichungen zwischen initialer und gedrehter Ausrichtung für jede Position der Wicklung. An den Positionen P12 bis P23 wird von den jeweils korrespondierenden Sensoren in beiden Ausrichtungen nahezu dieselbe Temperatur gemessen. Die maximale Abweichung beträgt 2 K. Für die

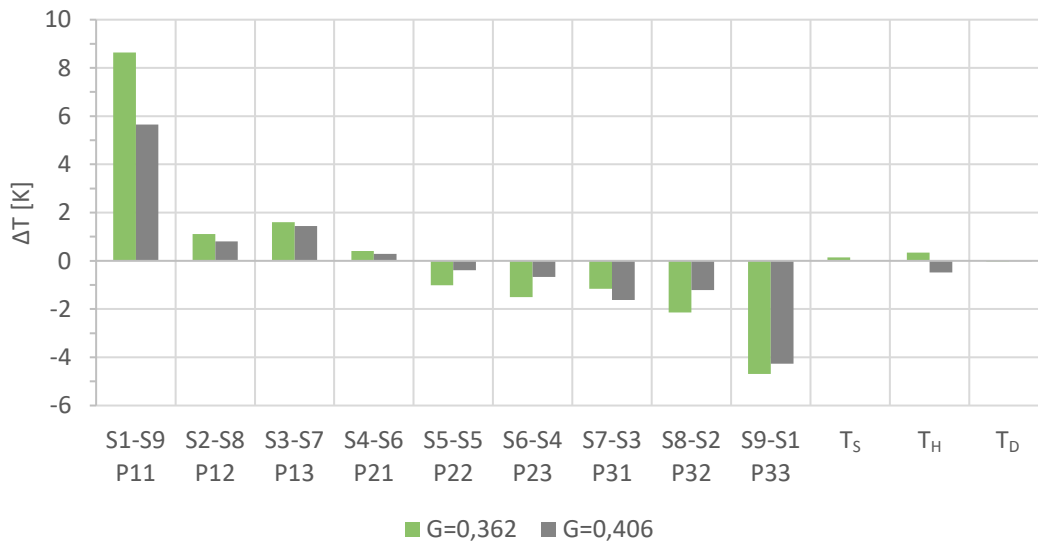
Positionen P11 und P33 resp. Sensoren 1 und 9 ist der Temperaturunterschied hingegen deutlich größer. Die Ursache für dieses Verhalten liegt in einer deutlich höheren gemessenen Temperatur des Sensors 1 in beiden Ausrichtungen (siehe schraffierte Balken in Abb. 6.16d). Dieses Verhalten lässt sich auch in der Temperaturverteilung zur Reproduzierbarkeit von Messungen des letzten Abschnitts (Abb. 6.17) erkennen. Nähere Untersuchungen der Wicklung im Umfeld von Sensor 1 zeigten eine ungünstige Kombination aus Welligkeit und teilweiser Überlappung der Drähte. Dies hemmt die Filmströmung und verringert die Kühlung durch den Sprühstrahl. Für die lokale Bewertung der Temperaturen dürfen die Messwerte des Sensors 1 daher nicht genutzt werden. Für die mittlere Wicklungstemperatur  $T_S$  wird Sensor 1 berücksichtigt, da die nicht perfekte Oberfläche der Wicklung dem Anwendungsfall in der elektrischen Maschine ähnelt.

<b>S1</b> P11	<b>S2</b> P12	<b>S3</b> P13
<b>S4</b> P21	<b>S5</b> P22	<b>S6</b> P23
<b>S7</b> P31	<b>S8</b> P32	<b>S9</b> P33

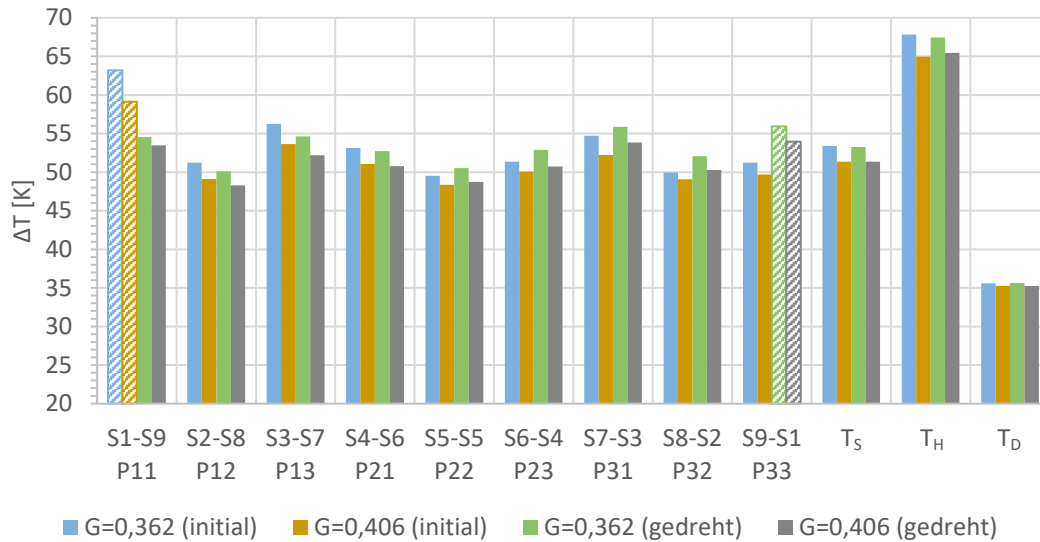
(a) Messstellen und Sensoren bei initialer Ausrichtung

<b>S9</b> P11	<b>S8</b> P12	<b>S7</b> P13
<b>S6</b> P21	<b>S5</b> P22	<b>S4</b> P23
<b>S3</b> P31	<b>S2</b> P32	<b>S1</b> P33

(b) Messstellen und Sensoren bei Drehung um 180°



(c) Temperaturdifferenzen beider Ausrichtungen für alle Messpositionen



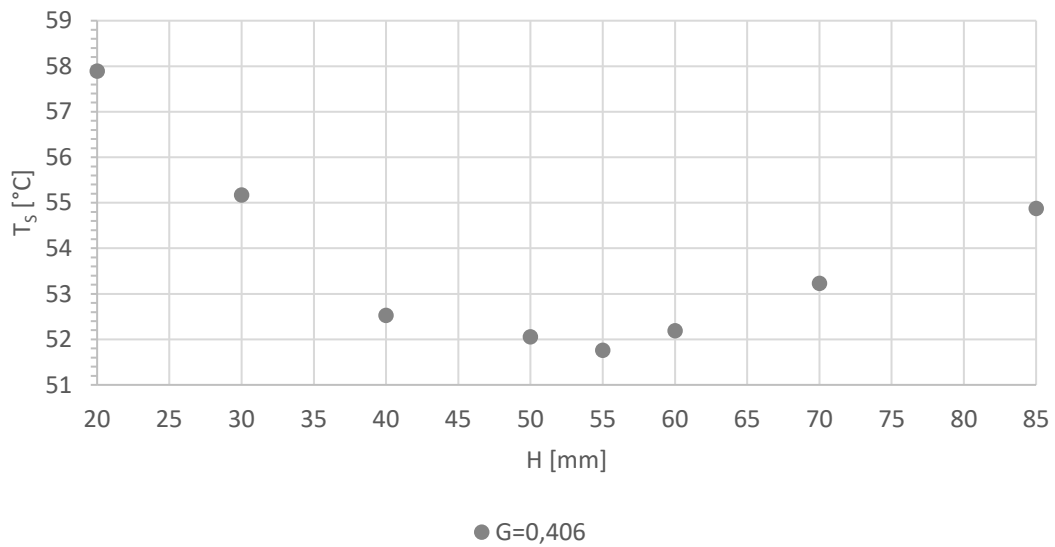
(d) Absolute Temperaturen beider Ausrichtungen für alle Messpositionen

Abbildung 6.16: Vergleich von initialer und um 180° verdrehter Ausrichtung der Wicklung

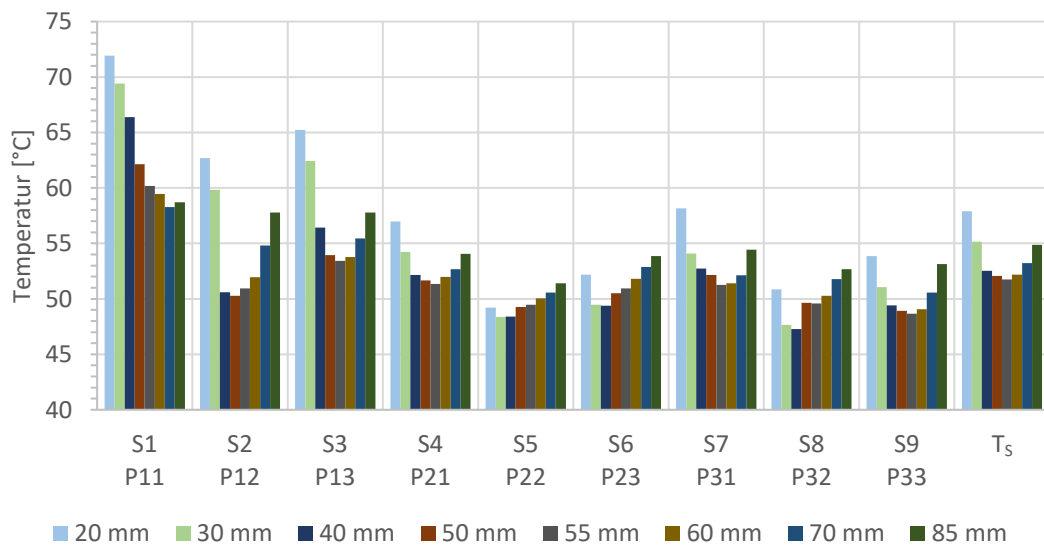
### 6.3.5 Sensibilität bezüglich des Düsenabstands

Für den Ablauf der Messungen (Kapitel C.1) wurde ein klares Kriterium für den Düsenabstand  $H$  festgesetzt. Dieser ist so einzustellen, dass die Wicklung exakt im Sprühkegel liegt und nur  $A_S$  direkt benetzt wird. Da es jedoch keine scharfe Grenze zwischen Spray und umgebender Luft gibt, muss  $H$  über die optische Wahrnehmung iterativ justiert werden. Dieser Vorgang ist potenziell fehlerbehaftet. Es ist daher notwendig, die Sensibilität der Messungen hinsichtlich des Düsenabstands zu überprüfen.

Abbildung 6.17a zeigt das Verhalten von  $T_S$  über  $H$  bei  $G = 0,406 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Es zeigt sich eine sehr geringe Sensibilität von  $T_S$  zwischen 40 und 60 mm. Die Einstellung des Düsenabstands einzig über die optische Wahrnehmung des Prüfstandsbetreibers wird daher als unkritisch bewertet. Aus einer Auswertung der lokalen Wicklungstemperaturen  $T_{P_{xy}}$  (Abb. 6.17b) lassen sich weitere Erkenntnisse zum Verständnis der Öl-Sprühstrahlkühlung ziehen. Bei geringen  $H \leq 40 \text{ mm}$  zeigen sich im Zentrum (P22) erwartungsgemäß geringe Temperaturen. Bemerkenswert ist jedoch, dass die geringsten Temperaturen für P32 erzielt werden. Die Ursache hierfür könnte in der höheren Strömungsgeschwindigkeit des Fluids liegen. Sehr deutlich zu erkennen ist zudem der Einfluss der direkten Benetzung durch das Spray für P13, P23 und P33. Bereits bei  $H = 20 \text{ mm}$  wird die Wicklung an diesen Stellen indirekt gekühlt, weil der Ölfilm darüber abfließt. Sobald der Sprühstrahl direkt trifft, fällt die Temperatur schlagartig und steigt bei weiter ansteigendem  $H$  aufgrund des kleineren  $G$  kontinuierlich an. Dieses Verhalten ist ein klarer Beweis für die Erhöhung des HTC durch den Sprühstrahl im Vergleich zur reinen Filmströmung.



(a)  $T_S$  über  $H$



(b) Vergleich der lokalen Wicklungstemperaturen  $T_{Pxy}$  und  $T_S$

Abbildung 6.17: Wicklungstemperaturen bei unterschiedlichen  $H$

## 6.4 Experimentelle Ergebnisse

Die durchgeführten Untersuchungen konzentrieren sich auf die herausgearbeiteten Hauptinflussfaktoren des Wärmeübergangs einer Öl-Sprühstrahlkühlung. Um nur jene Faktoren detailliert zu untersuchen, welche im EMOSCE einen nachweisbaren Einfluss auf das Wärmeübergangsverhalten haben, wird ein zweistufiges Vorgehen gewählt. Zunächst wird für alle in Kapitel 5.2 aufgestellten Thesen eine grundlegende Basisuntersuchung (BU) durchgeführt und ausgewertet. Bestätigt sich die Relevanz des Einflusses erfolgt eine anschließende erweiterte Untersuchung (EU). Insgesamt wurden 133 Messungen zur experimentellen Charakterisierung der Öl-Sprühstrahlkühlung des EMOSCE durchgeführt.

Die Sensoren zur Erfassung von  $T_K$  und  $T_F$  wurden erst nach Abschluss der Basisuntersuchungen montiert. Eine exakte Einstellung von  $T_D$  war mit dem gewählten Prüfstands Aufbau insbesondere bei geringen Werten für  $T_D$  nicht durchgängig möglich. Pro Messreihe wird die maximale Temperaturabweichung  $\Delta T_{D_{max}}$  angegeben. Für die Argumentation im Text und Benennung der Messreihen wird der angestrebte Wert genutzt.

### 6.4.1 Basisuntersuchungen

Gemäß der aufgestellten Thesen bedarf es vor allem einer Variation der Massenstromdichte und der Temperatur des Öls auf der Oberfläche der Wicklung. Dies sollte bei möglichst vielen Ausrichtungen der besprühten Oberfläche zu angreifenden Kräften erfolgen. Tabelle 6.7 gibt einen Überblick zu den Zielen der durchgeführten Basisuntersuchungen, stellt explizit variierte und konstant gehaltene Stellgrößen heraus und fasst die Abweichungen zum angestrebten Wert für  $T_D$  zusammen.

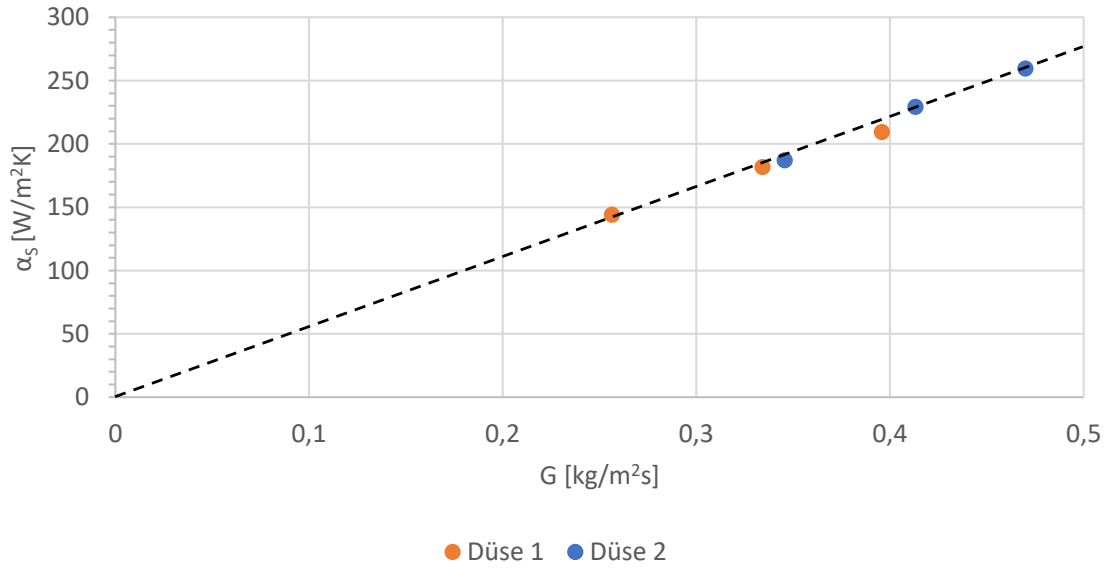
**Tabelle 6.7:** Überblick der durchgeführten Basisuntersuchungen

#	Ziel der Untersuchung	Variation	Fixierung	$\Delta T_{D_{max}}$
BU1	$G$ -Einfluss bei kleinen $d_0$	$G, d_0$	$P_{el}, T_D$	1,1 K
BU2	$T_D$ -Einfluss bei geringen $G$	$G, T_D$	$P_{el}$	1,1 K
BU3	$\Phi$ -Einfluss bei geringen $G$	$G, \Phi$	$P_{el}, T_D$	0,9 K
BU4	$G$ - & $T_D$ -Einfluss bei konstantem $T_S$	$G, T_D, P_{el}$	$T_S$	0,7 K
BU5	$T_D$ -Einfluss bei konstantem $T_S$ und $G$	$T_D, P_{el}$	$G, T_S$	0,2 K

Alle Messungen der BU starteten bei kalter Wicklung und auf  $T_\infty$  abgekühlter Kammer. Für die BU wird der mittlere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_S$  mit Bezug auf  $T_D$  gemäß Gleichung (6.24) ausgewertet.

### Beschreibung der Untersuchungen und Interpretation der Ergebnisse

In **BU1** wird einzig der Düsenmassenstrom für Düse 1 und 2 variiert.  $T_D$  lag bei 30 °C. Abbildung 6.18 zeigt das sich ergebende Verhalten von  $\alpha_S$  bei geringen  $G$ . Es kann fest-



**Abbildung 6.18:** BU1:  $\alpha_S$  über  $G$  für Düse 1 und 2

gestellt werden, dass  $\alpha_S$  linear mit  $G$  ansteigt. Die Trendlinie der Messpunkte offenbart eine nahezu perfekte Ursprungsgerade:

$$\frac{G}{\alpha_S} = konst \quad (6.26)$$

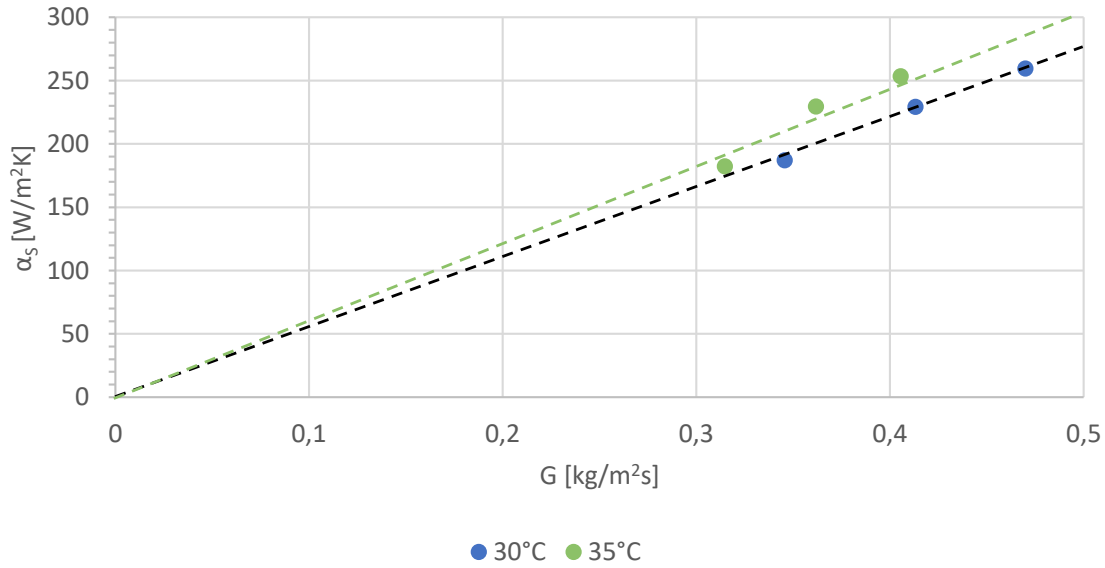
Da die erzielten  $\alpha_S$  beider Düsen auf derselben Gerade liegen, werden alle folgenden Untersuchungen im Bereich geringer Massenstromdichten mit Düse 2 durchgeführt.

Eine Abschätzung des Gesamtfehlers für  $\alpha_S$  auf Basis der in Tabelle 6.5 gelisteten Sensorgenauigkeiten ergibt für BU1 einen maximalen absoluten Fehler von  $\pm 5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Da dies der Ausdehnung der in Abb. 6.18 dargestellten Datenpunkte entspricht, kann auf eine zusätzliche grafische Darstellung der Messfehler für die Wärmeübergangskoeffizienten verzichtet werden. Eine umfassende Fehleranalyse [21] ergibt über alle durchgeführten Messreihen einen maximalen Fehler des Wärmeübergangskoeffizienten von unter 8%.

Für **BU2** wird neben  $G$  auch  $T_D$  variiert (Abb. 6.19). Demnach lässt eine mittlere Erhöhung von  $T_D$  um 5 K die Steigung der Ursprungsgerade um ca. 10% ansteigen. Eine Berücksichtigung dieser Abhängigkeit erlaubt eine Erweiterung des proportionalen Zusammenhangs (6.26):

$$\frac{G \cdot T_D}{\alpha_S} = konst \quad (6.27)$$

Bezugnehmend auf die dargestellte Theorie zu Öl-Sprühstrahlkühlungen kann dieser Effekt sowohl in einer Verringerung der Viskosität  $\eta(T)$  in der Filmströmung ( $Nu \sim \eta^{-\frac{1}{6}}$ ) und/oder einer Veränderung des Sprühstrahls ( $d_{32}, T_{Imp}$ ) begründet sein.



**Abbildung 6.19:** BU2: Vergleich von  $\alpha_S(G)$  bei unterschiedlichen  $T_D$

Die leichte Abweichung der 35 °C Messreihe von der grünen Gerade bei  $G = 0,315 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kann durch die Nähe zum kritischen Massenstrom  $\dot{m}_{krit}$  erklärt werden. Der Sprühstrahl ist in diesem Fall nicht vollständig ausgebildet, was zu erhöhten Temperaturen im oberen Bereich der Wicklung führt (siehe Abb. C.1 im Anhang). Dies erhöht  $T_S$  und verringert  $\alpha_S$ . Der Effekt tritt auch in der folgenden Untersuchung BU3 auf, ist für die Aussagekraft jedoch unerheblich.

In **BU3** wird analog zu BU1  $\alpha_S$  über  $G$  variiert. Gleichzeitig erfolgt eine Variation der Ausrichtungen der Sprühstrahlkühlung zur Schwerkraft. Es werden zwei unterschiedliche Winkel  $\Phi = 45^\circ$  und  $\Phi = 135^\circ$  untersucht und der Konfiguration bei horizontaler Ausrichtung der Sprühachse ( $\Phi = 90^\circ$ ) verglichen. Abb. 6.20 kann entnommen werden, dass ein Sprühen gegen die Schwerkraft ( $\Phi = 135^\circ$ )  $\alpha_S$  verringert. Eine nähere Analyse der lokalen Temperaturen zeigt ein allgemein höheres Temperaturniveau für alle Sensoren (siehe Abb. C.2 im Anhang). Beim Sprühen mit der Schwerkraft ( $\Phi = 45^\circ$ ) liegt  $\alpha_S$  hingegen auf dem Niveau der Vergleichsmessung bei  $\Phi = 90^\circ$ . Unter Zuhilfenahme der Trendgeraden kann Abb. 6.20 zudem entnommen werden, dass  $\alpha_S$  für  $\Phi = 135^\circ$  auf dem Niveau der 30 °C Messreihe aus BU2 liegt. Eine zusätzliche Untersuchung bei  $T_D = 29 - 31 \text{ °C}$  bestätigt den Abfall von  $\alpha_S$  bei  $\Phi = 135^\circ$  (siehe Abb. C.3 im Anhang).

Um den variablen Einfluss von  $T_S$  auf die abfließende Filmströmung zu eliminieren, wird in **BU4**  $T_S=61 \text{ °C}$  mittels Variation von  $P_{el}$  konstant gehalten. In diesem Fall gilt für konstante  $T_D$ :

$$\alpha_S = \underbrace{\frac{f_s}{A_s (T_s - T_D)}}_{\text{konst}} \cdot P_{el} \quad (6.28)$$

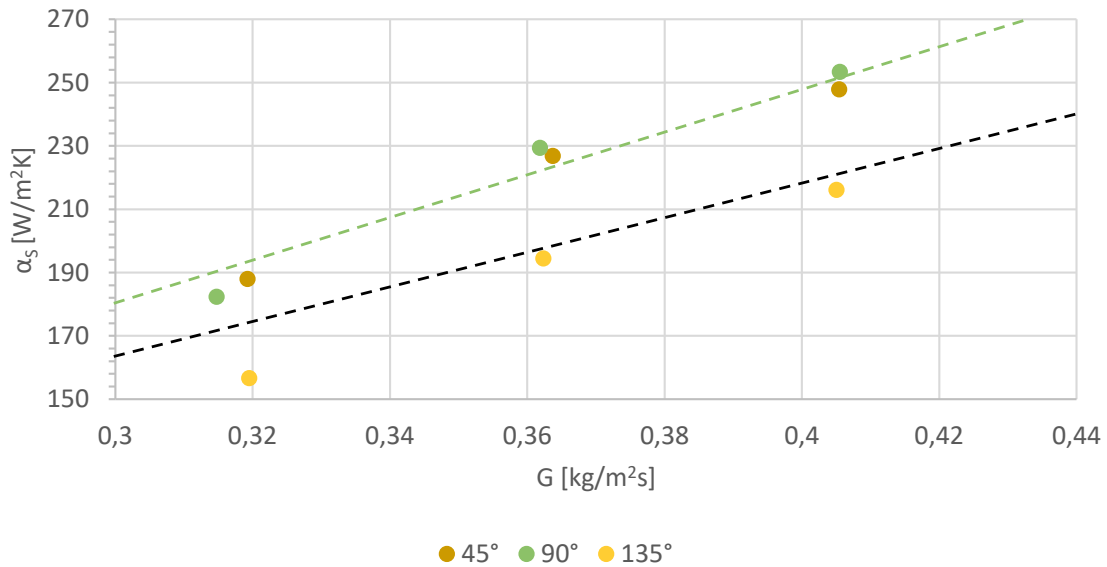


Abbildung 6.20: BU3:  $\alpha_S$  über  $G$  bei unterschiedlichen  $\Phi$

Eine Darstellung in einem  $\alpha_S$ - $P_{el}$ -Diagramm ergibt somit zwingend für jede Temperatur eine Ursprungsgerade. Abbildung 6.21 zeigt diese Geradenschar für verschiedene  $T_D$ . Die vermessenen  $G$  liegen zwischen 0,28 – 0,42 W/m²K.

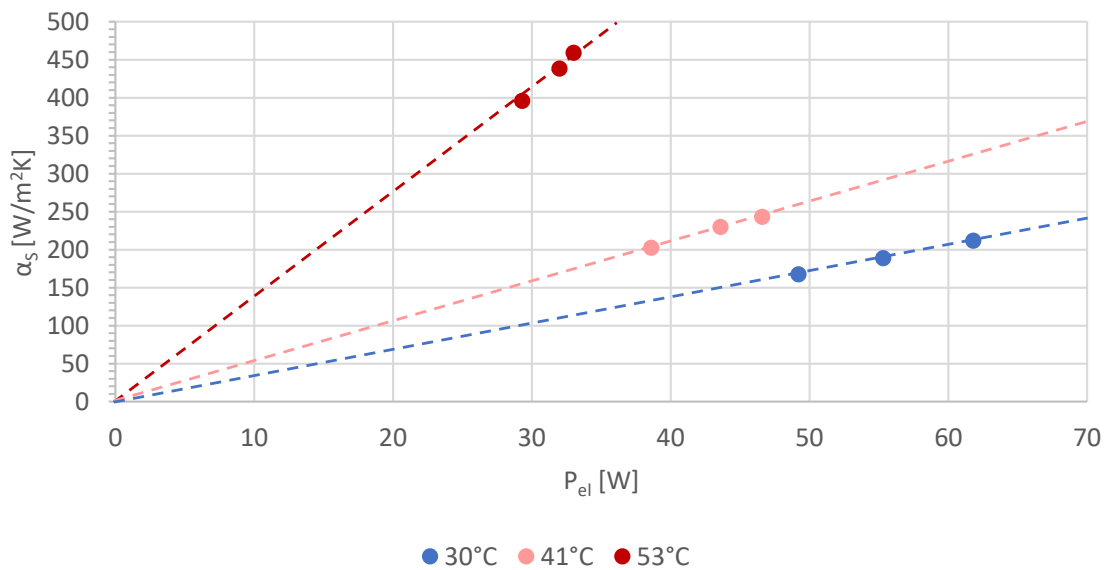
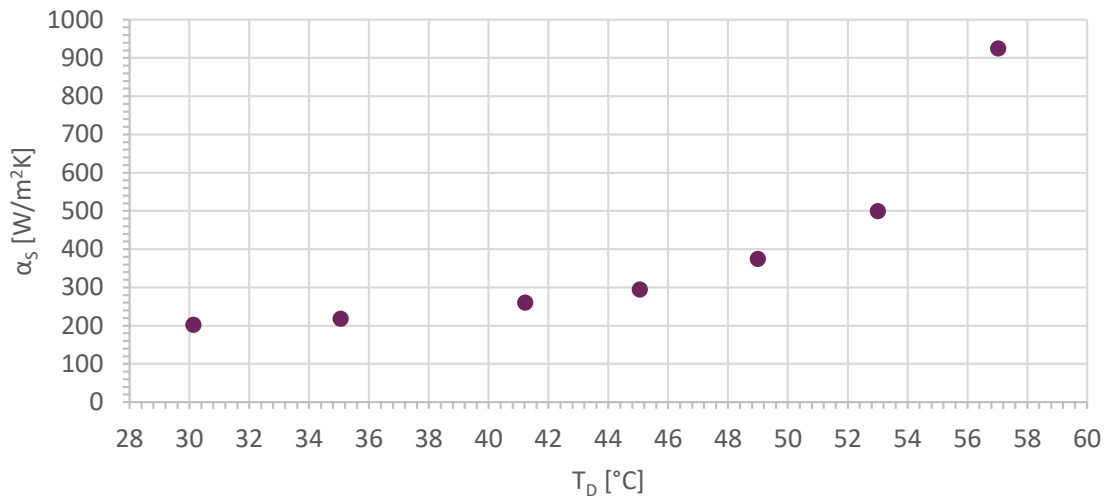


Abbildung 6.21: BU4:  $\alpha_S$  über  $P_{el}$  bei unterschiedlichen  $T_D$

Es fällt auf, dass die Steigungen der Geraden mit steigendem  $T_D$  mehr als linear wachsen. Der Wärmeübergang ist bei  $T_D = 53^\circ\text{C}$  doppelt so gut wie für  $T_D = 41^\circ\text{C}$ . Der Einfluss von  $G$  auf  $\alpha_S$  ist hingegen für alle vermessenen  $T_D$  identisch. Da  $T_S$  konstant gehalten wurde, spielt die Temperaturabhängigkeit der Viskosität des Öls im Film  $\eta = \eta(T)$  keine

entscheidende Rolle für das Wärmeübergangsverhalten. Vielmehr liegt die Vermutung nahe, dass die Erhöhung von  $\alpha_S$  mit steigendem  $T_D$  hauptsächlich auf Veränderungen des Sprays bzw. der Tropfen-Film-Interaktion zurückzuführen ist.

Für **BU5** wird zusätzlich  $G$  konstant gehalten, weshalb  $\alpha_S$  nur noch von  $T_D$  abhängt.



**Abbildung 6.22:** BU5:  $\alpha_S$  über  $T_D$  bei  $G = 0,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Aus Abb. 6.22 ergibt sich, dass  $\alpha_S$  um den Faktor fünf ansteigt, wenn  $T_D$  um 23 K erhöht wird. Von allen betrachteten Einflussfaktoren hat die Temperatur mit Abstand den größten Einfluss auf  $\alpha_S$ .

### Fazit und Ableiten weiterer Untersuchungsbedarfe

Die durchgeführten Basisuntersuchungen zeichnen ein klares Bild der Haupteinflussfaktoren einer Sprühstrahlkühlung und bestätigen die vorgestellte Theorie.

In BU1 bis BU4 ist durchgängig eine lineare Abhängigkeit der Kühlung von  $G$  erkennbar. Der Proportionalitätsfaktor ist bei konstanter Verlustleistung  $P_{el}$  umso größer, je höher  $T_D$  ist. Ein Unterschied aufgrund verschiedener Öffnungsdurchmesser der Düsen konnte im untersuchten Bereich nicht festgestellt werden. Für die erweiterten Untersuchungen müssen höhere Massenstromdichten im relevanten Temperaturbereich untersucht werden, um auch das obere Ende des definierten  $G$ -Bereichs abzudecken.

Die Messungen BU4 und BU5 mit variablem  $P_{el}$  und  $T_D$  zeigen weiter eindeutig, dass höhere Öl-Temperaturen die Sprühstrahlkühlung deutlich verbessern. Der Wirkmechanismus konnte auf das Spray und die Tropfen-Film-Interaktion eingegrenzt werden. Für die erweiterten Untersuchungen ist es wichtig, die Temperatur der Kammer  $T_K$  zu erfassen, um eine Aussage über den Beitrag der Abkühlung der Tropfen in der Spraykammer zu erhalten.

Bezogen auf die unterschiedlichen Ausrichtungen der Sprühstrahlkühlung zur Schwerkraft in BU3 konnte eine Verschlechterung von  $\alpha_S$  festgestellt werden, sobald gegen die Schwerkraft gesprüht wird. Dies ist vermutlich auf eine Kombination aus langsameren Tropfen und einem etwas dickeren Film zurückzuführen, der in Richtung Düse abtropft. Insgesamt spielt der Effekt jedoch eine untergeordnete Rolle.

## 6.4.2 Erweiterte Untersuchungen

Mit der festgestellten Sensibilität des Wärmeübergangskoeffizienten bezüglich  $G$  und  $T_D$  werden erweiterte Untersuchungen (EU) dieser Abhängigkeiten durchgeführt. Für die EU werden zusätzlich zu den in BU gemessenen Werten die Kammertemperatur  $T_K$  und die Filmtemperatur  $T_F$  erfasst. Tabelle 6.8 gibt einen Überblick zu den Zielen der erweiterten Untersuchungen und stellt explizit variierte und konstant gehaltene Stellgrößen heraus.

**Tabelle 6.8:** Überblick der erweiterten Untersuchungen

#	Ziel der Untersuchung	Variation	Fixierung	$\Delta T_{D_{max}}$
EU1	Relevanz der Tropfenabkühlung	$G, T_D$	$P_{el}$	-
EU2	$T_D$ -Einfluss bei geringen $G$	$G, T_D$	$T_S$	0,3 K
EU3	Erhöhung von $G$	$G, H, d_0$	$P_{el}, T_D$	0,7 K
EU4	$T_D$ -Einfluss bei erhöhtem $G$	$G, T_D, P_{el}$	$T_S$	0,4 K

### Einfluss der Tropfenabkühlung in der Spraykammer

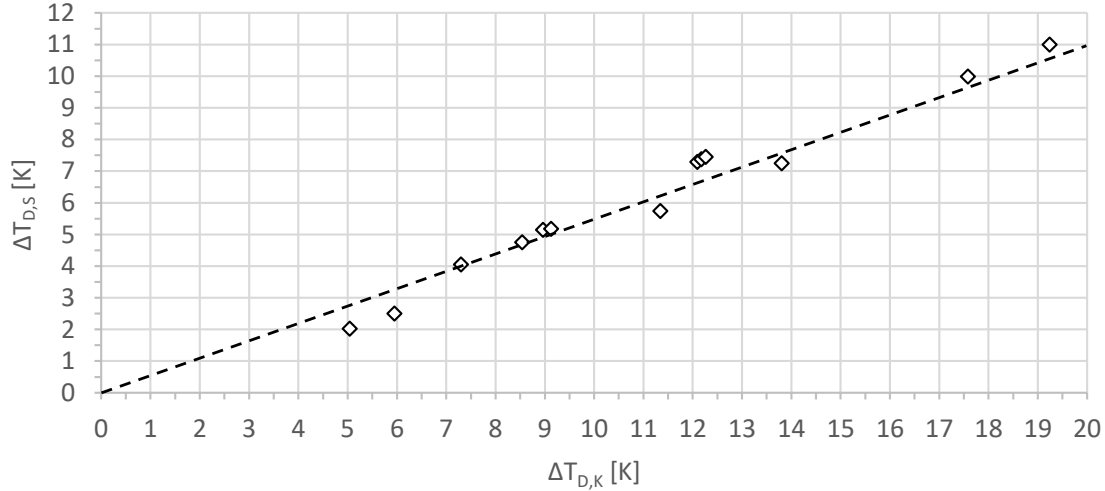
Um die festgestellte Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_S$  von der Kammertemperatur zu eliminieren, wird fortan  $\alpha_{Imp}$  gemäß Gleichung (6.25) genutzt. Diese Definition ist für eine Nutzung der Daten zur Auslegung von Öl-Sprühstrahlkühlungen für EMA zwingend notwendig, da sich die Temperatur im Wickelkopfraum abhängig vom Betriebsfall unterschiedlich einstellt.

In **EU1** wird der Zusammenhang zwischen  $T_D$ ,  $T_K$  und der Temperatur des Sprays beim Einschlag in den Film  $T_{Imp}$  untersucht. Hierzu werden analog zum Vorgehen in Abschnitt 6.3.1 unbeheizte Messungen durchgeführt und die resultierende Wicklungstemperatur zur Berechnung der Abkühlung genutzt. Tabelle 6.9 gibt einen Überblick der vermessenen Parameterbereiche.

**Tabelle 6.9:** EU1: Parameterbereich der unbeheizten Messungen

Parameter	Einheit	Wertebereich
$G$	[kg/m <sup>2</sup> s]	0,33 – 0,4
$T_D$	[°C]	31 – 51
$T_K$	[°C]	26 – 34
$u_0$	[m/s]	42 – 62
$d_{32}$	[µm]	26 – 36

Abbildung 6.23 zeigt die Abkühlung des Sprays ( $\Delta T_{D,S} = T_D - T_S$ ) über der Temperaturdifferenz zwischen dem eingesprühten Öl und der Luft in der Kammer ( $\Delta T_{D,K} = T_D - T_K$ ). Es kann eine Ursprungsgerade mit der Steigung  $m = 0,55$  abgeleitet werden. Das Bestimmtheitsmaß der linearen Regression  $R^2$  beträgt 99,5%.



**Abbildung 6.23:** EU1:  $\Delta T_{D,S}$  über  $\Delta T_{D,K}$  für Düse 2

Demnach lässt sich die Temperatur des Tropfenkollektivs kurz vor dem Einschlag in den Film für Düse 2 wie folgt annähern:

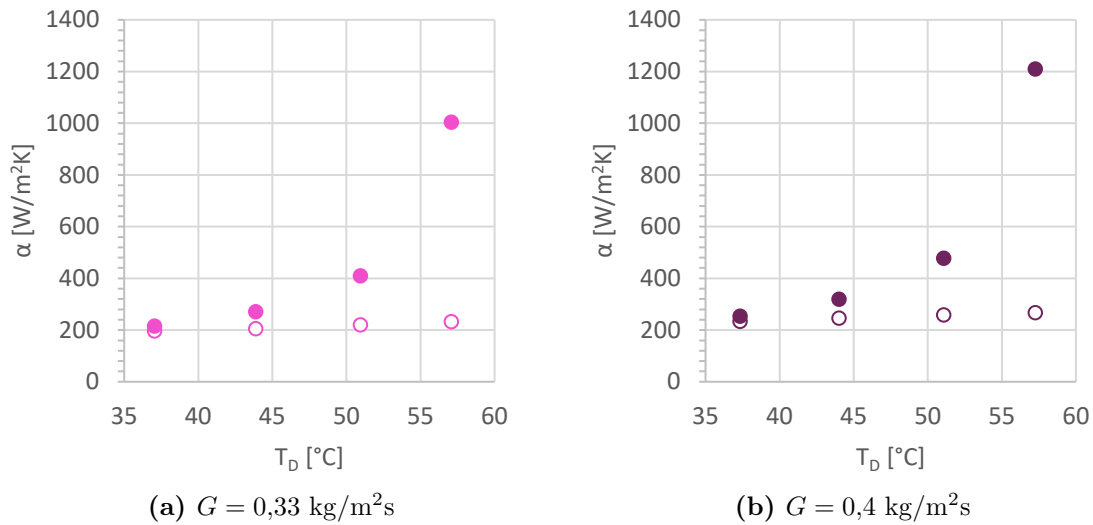
$$T_{Imp} = 0,4367 \cdot T_D + 0,5633 \cdot T_K \quad (6.29)$$

Mit diesem Ergebnis hängt  $T_{Imp}$  im vermessenen Parameterbereich einzig von den Temperaturen der Sprayphasen ab. Die Unabhängigkeit von den restlichen in Kapitel 5.2.4 beschriebenen Einflussfaktoren hat unterschiedliche Ursachen und wird in Anhang C.3 diskutiert.

Aufgrund der deutlichen Abhängigkeit von der Kammertemperatur  $T_K$  müssen die vorgestellten Ergebnisse der Basisuntersuchungen erneut geprüft werden. Die relativ getroffenen Aussagen sind unabhängig vom Wissen der Kammertemperatur gültig, da alle Messungen ausgehend von  $T_\infty$  und gemäß des in Abschnitt C.1 beschriebenen Prozesses zur Durchführung von Messungen erfolgten. Für absolute Aussagen und Ableitung quantitativ belastbarer Daten zur Auslegung von Sprühstrahlkühlungen in EMA ist hingegen die Kenntnis von  $T_K$  zwingend notwendig. Für BU1-BU3 kann eine nachträgliche Erfassung von  $T_K$  über einen geeigneten Aufheizvorgang erzielt werden (siehe Anhang C.3). Für BU4 und BU5 ist eine nachträgliche Erfassung nicht zielführend, weshalb zusätzliche Messungen notwendig sind.

Im Rahmen von **EU2** wird der Einfluss von  $G$  und  $T_D$  auf  $\alpha_{Imp}$  untersucht. Hierzu wird ein Vorgehen analog BU5 gewählt. Abbildung 6.24 zeigt für  $G = 0,33 \text{ kg/m}^2\text{s}$  und

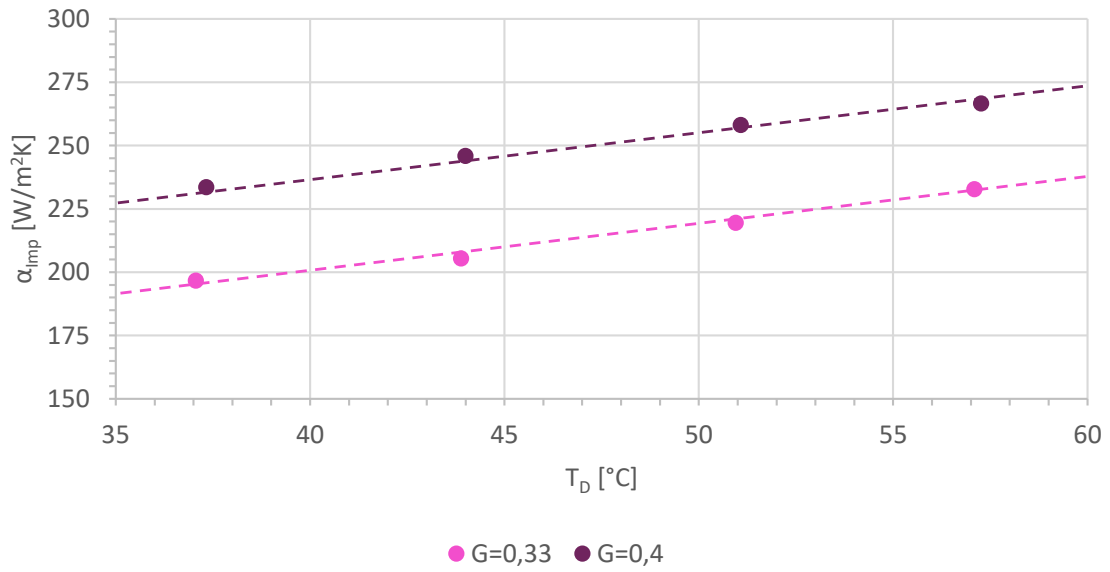
$G = 0,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$  den Verlauf von  $\alpha_S$  bzw.  $\alpha_{Imp}$  über  $T_D$ .  $P_{el}$  wird für jeden Messpunkt derart eingestellt, dass sich  $T_S = 61 \text{ °C}$  ergibt.



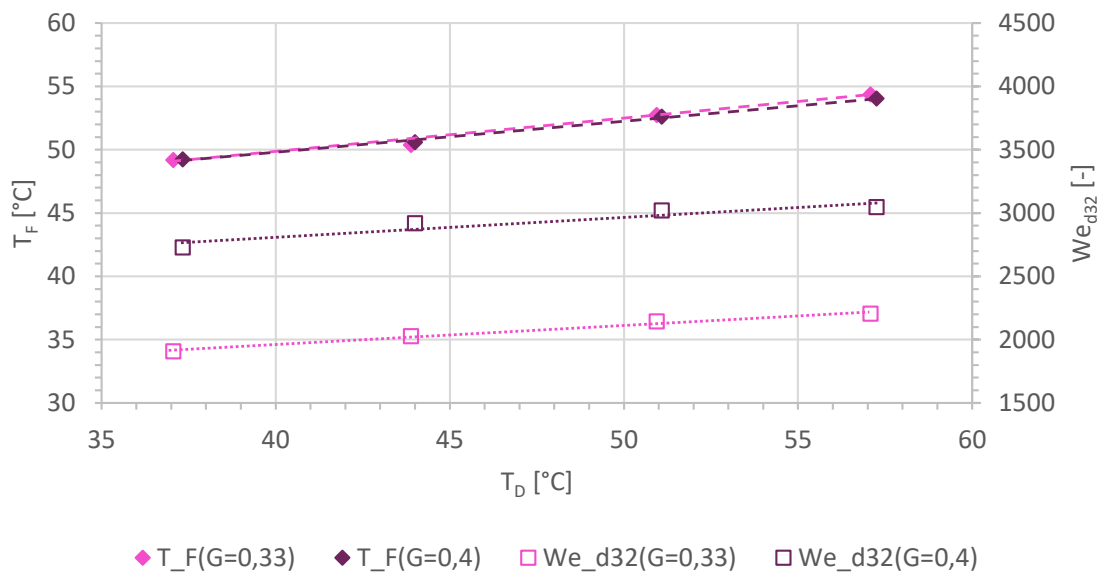
**Abbildung 6.24:** EU2:  $\alpha_S$  (farbige Füllung) und  $\alpha_{Imp}$  (weiße Füllung) über  $T_D$  für Düse 2

Für  $\alpha_S$  lässt sich in beiden Fällen ein Verlauf analog zu BU5 erkennen. Wird hingegen der Einfluss der Tropfenabkühlung in der Kammer berücksichtigt, reduziert sich die Verbesserung des Wärmeübergangs durch einen Anstieg von  $T_D$  deutlich. Statt einer polynomischen Abhängigkeit gilt ein linearer Zusammenhang zwischen  $\alpha_{Imp}$  und  $T_D$ . Werden beide Massenstromdichten in einem Diagramm mit veränderter Skalierung der Ordinate dargestellt (Abb. 6.25a) kann darüber hinaus eine Parallelität der Geraden durch die  $\alpha_{Imp}$ -Datenpunkte festgestellt werden.

Zur weiteren Analyse zeigt Abb. 6.25b  $T_F$  und  $We_{d32}$  über  $T_D$ . Der Abbildung kann entnommen werden, dass  $T_F$  für beide  $G$  identisch ist, während  $We_{d32}$  bei  $G = 0,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$  um 50% größer ist als für  $G = 0,33 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Letzteres ist vor allem auf den Einfluss der Geschwindigkeit zurückzuführen. Die Berechnung der kritischen Weber-Zahl nach Tabelle 5.1 ergibt für die betrachteten Betriebspunkte  $We_{krit} = 700-830$ . Aufgrund des deutlichen Abstands von der Regime-Grenze kann trotz der Berechnung von  $We_{d32}$  statt  $We_d$  durchgängig vom Regime *Spritzen* ausgegangen werden. Da  $T_F$  und  $We_{d32}$  beide linear mit  $T_D$  wachsen, ergibt sich für höhere  $T_D$  sowohl eine geringere Viskosität im Ölfilm als auch eine höhere Tropfenenergie beim Einschlag in den Film. Beide Effekte können laut vorgestellter Theorie zu einer Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten führen (vgl. Kapitel 5.1.5 und 5.2.3). Auch eine Kombination beider Effekte ist denkbar. Für die untersuchten Betriebspunkte ist keine Trennung der Einflüsse möglich. Die genau Ursache der Steigerung von  $\alpha_{Imp}$  bei wachsendem  $T_D$  kann durch EU2 nicht abschließend geklärt werden. Insgesamt bestätigt sich jedoch die vorgestellte Theorie zur Temperaturabhängigkeit des HTC einer Öl-Sprühstrahlkühlung. Gegenüber der Bedeutung der



(a)  $\alpha_{Imp}$  über  $T_D$



(b)  $T_F$  und  $We_{d32}$  über  $T_D$

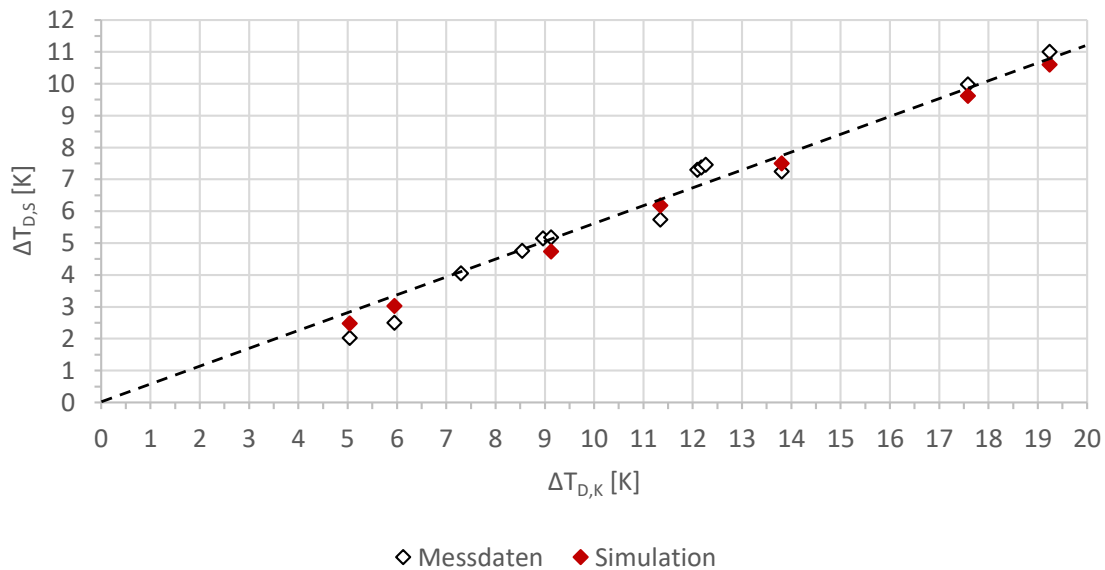
Abbildung 6.25: Einfluss von  $T_D$  bei  $G = 0,33$  und  $G = 0,4$  für Düse 2

Massenstromdichte zeigt sich die Temperaturabhängigkeit jedoch als untergeordneter Effekt.

### Erhöhung der Massenstromdichte

Um  $G$  über die bereits vorgestellten Ergebnisse hinaus zu steigern, wird Düse 3 genutzt. Aufgrund des annähernd doppelt so großen Düsendurchmessers  $d_0$  können bei identischen Drücken deutlich höhere Massenstromdichten erzielt werden. Für Düse 3 musste der Düsenabstand  $H$  in Betriebspunkten mit hohen Drücken  $\Delta p$  oder Öltemperaturen vor der Düse  $T_D$  verringert werden, um ein volles Treffen von  $A_S$  sicherzustellen.

Der funktionale Zusammenhang zur Abkühlung in der Spraykammer für Düse 3 wurde mithilfe numerischer Simulationen bestimmt. Das genutzte Simulationsmodell (vgl. Anhang C.3) wurde zunächst anhand ausgewählter unbeheizter Messpunkte von Düse 2 validiert. In Abb. 6.26 lässt sich erkennen, dass die simulierten Temperaturen kurz vor dem Einschlag in den Film sehr gut mit den Messdaten übereinstimmen. Die Abweichung liegt im Bereich der Messungenauigkeit der Sensoren. Die numerische Berechnung der Abkühlung wird daher als gleichwertiges Mittel zur experimentellen Bestimmung angesehen.



**Abbildung 6.26:** Validierung der Abkühlungssimulation für Düse 2

Unter Anwendung des Simulationsmodells auf alle durchgeführten Betriebspunkte mit Düse 3 ergibt sich die Abkühlung des Sprays in der Messkammer gemäß Abb. 6.27. Es zeigt sich ebenfalls ein linearer Zusammenhang, welcher nur von  $T_D$  und  $T_K$  abhängig ist. Die Abkühlung des Sprays ist deutlich geringer als bei Düse 2. Der Grund hierfür liegt im geringeren Düsenabstand  $H$  bei höheren Temperaturen und dem allgemein größeren Sauterdurchmesser.

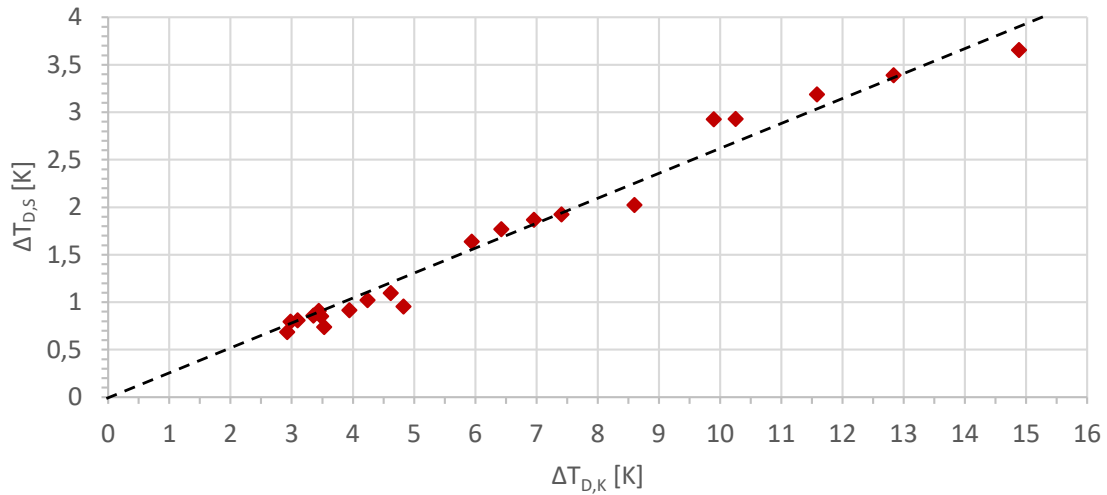


Abbildung 6.27:  $\Delta T_{D,S}$  über  $\Delta T_{D,K}$  für Düse 3

Unter Anwendung einer linearen Regression ( $R^2 = 99,6\%$ ) ergibt sich der Zusammenhang:

$$T_{Imp} = 0,7429 \cdot T_D + 0,2571 \cdot T_K \quad (6.30)$$

Mit der Kenntnis des Abkühlverhaltens wird in **EU3** zunächst die Abhängigkeit von  $\alpha_{Imp}$  von  $G$  bei  $T_D = 35^\circ\text{C}$  und  $P_{el} = 40,3\text{ W}$  untersucht.

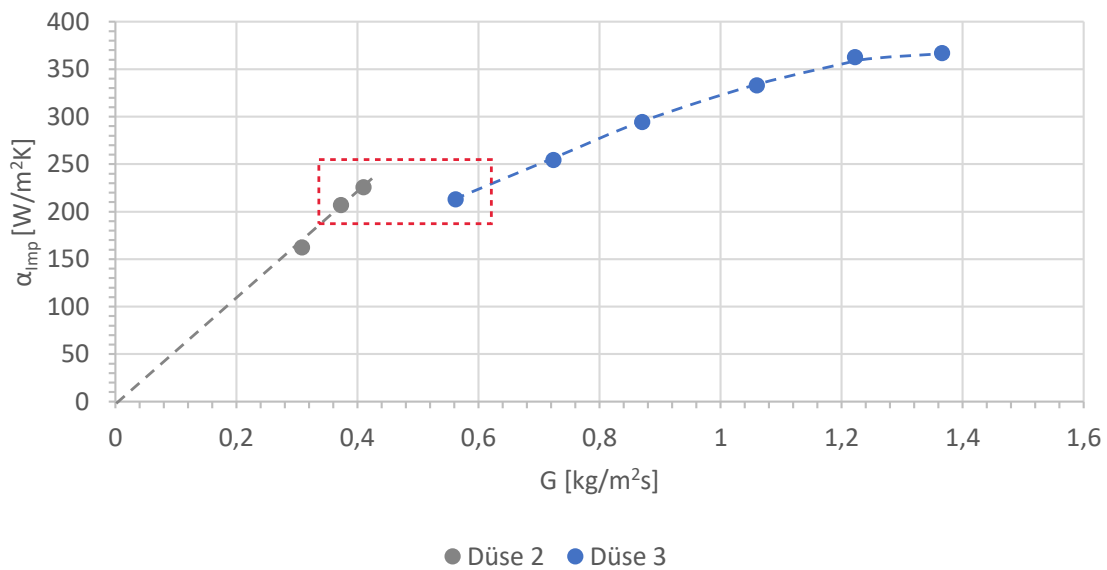


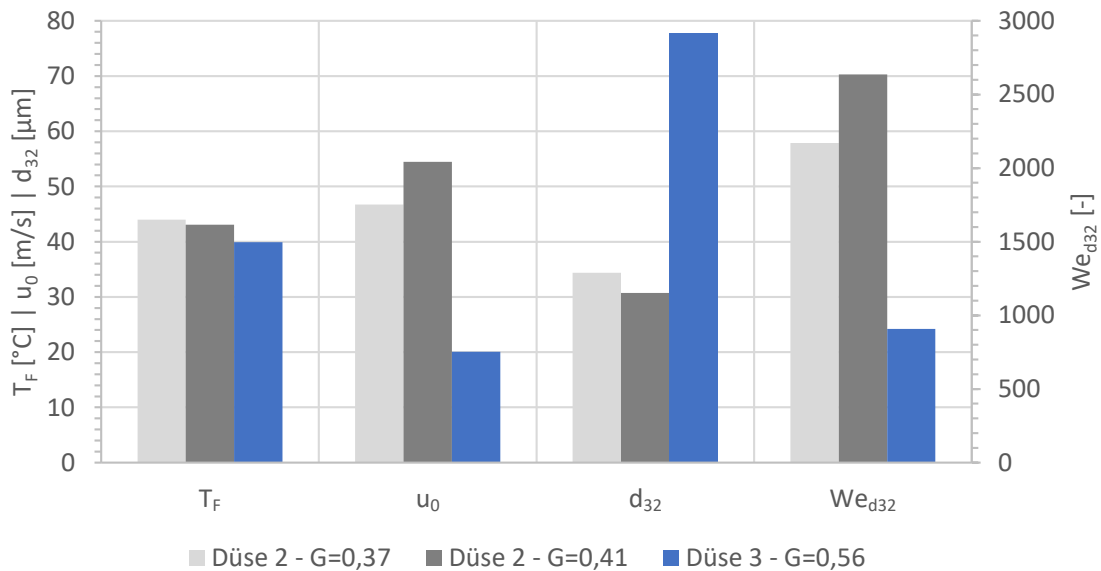
Abbildung 6.28: EU3:  $\alpha_{Imp}$  über  $G$  für Düse 2 und 3 bei  $T_D = 35^\circ\text{C}$

Abb. 6.28 zeigt auch für Düse 3 einen stetigen Anstieg von  $\alpha_{Imp}$  über  $G$ . Der Verlauf ist zunächst linear und flacht mit steigendem  $G$  immer mehr ab. Da außer  $G$  in EU3 kein

weiterer Parameter geändert wird, muss der Grund im Verlust an Massenstrom im Regime Spritzen liegen. Ab  $G = 1,2 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ist eine weitere Steigerung des Massenstroms der Kühlung weniger zuträglich. Da der Schluss nur auf einem Messpunkt basiert, müssen in diesem Bereich weitere Untersuchungen durchgeführt werden.

Verglichen mit den ebenfalls dargestellten Ergebnissen von Düse 2 kann mit Düse 3 insgesamt ein besserer Wärmeübergang bei höheren  $G$  realisiert werden. Im linearen Anfangsbereich zeigt sich für Düse 3 jedoch eine geringere Steigung, weshalb eine Änderung von  $G$  auf  $\alpha_{Imp}$  einen geringeren Effekt hat als bei Düse 2. Die rot eingerahmten Messpunkte liefern ferner den Beweis, dass der Wärmeübergang einer Öl-Sprühstrahlkühlung keine reine Funktion der Temperatur und Massenstromdichte ist. Mit Düse 2 lassen sich bei geringerem  $G$  dieselben Wärmeübergangskoeffizienten erzielen wie mit Düse 3.

Im Versuch dieses Verhalten zu ergründen, zeigt Abb. 6.29 einen Vergleich der Größen  $T_F$ ,  $u_0$ ,  $d_{32}$  und  $We_{d32}$  für die rot markierten Messpunkte.



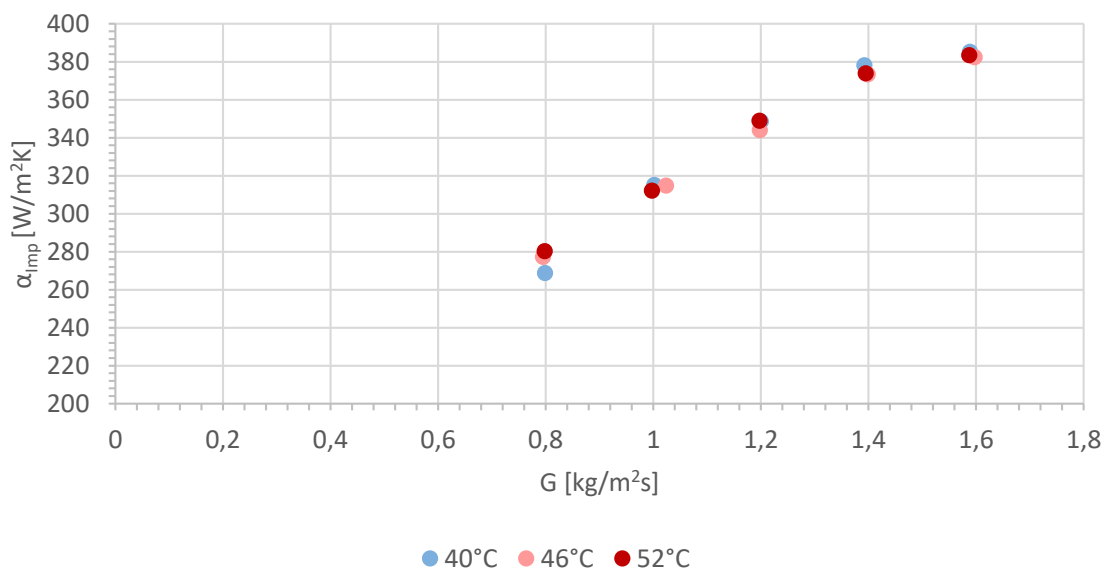
**Abbildung 6.29:** EU3: Vergleich von  $T_F$ ,  $u_0$ ,  $d_{32}$  und  $We_{d32}$  bei  $T_D = 35^\circ\text{C}$

Die Temperatur des Films  $T_F$  ist für den Messpunkt von Düse 3 geringer, was für eine schlechtere Ausnutzung des im Film befindlichen Kühlmittels spricht. Die höhere Viskosität des abfließenden Films bedingt einen kleineren strömungsbedingten Wärmeübergang. Eine um  $2^\circ\text{C}$  geringere Filmtemperatur  $T_F$  ist jedoch nicht ausreichend, um ein zu Düse 2 identisches  $\alpha_{Imp}$  bei deutlich höherem  $G$  zu verursachen. Der Hauptgrund muss daher in der geringeren Tropfenenergie liegen. Für Düse 3 sind die Tropfen mehr als doppelt so groß und um mehr als die Hälfte langsamer.  $We_{d32}$  ist folglich um den Faktor 2-3 kleiner. Mit Bezug auf die vorgestellte Theorie ist dieses Ergebnis ein Beleg für die Relevanz des Tropfeneinschlags beim Wärmeübergangsmechanismus einer Öl-Sprühstrahlkühlung.

## Temperatureinfluss im Bereich erhöhter Massenstromdichten

Im Rahmen von EU2 wurde eine geringe Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Imp}$  von  $T_D$  festgestellt. Mit dem Ergebnis aus EU3 liegt der Schluss nahe, dass diese Abhängigkeit vornehmlich durch höhere Weber-Zahlen bei höheren  $T_D$  zustande kommt. Im Rahmen von EU4 wird der Zusammenhang zwischen  $\alpha_{Imp}$  und  $T_D$  für höhere  $G$  überprüft. Auch das beschriebene Phänomen einer abflachenden Abhängigkeit zwischen  $\alpha_{Imp}$  und  $G$  wird in EU4 adressiert. Schlussendlich dient EU4 dem Generieren von möglichst breit gestreuten Daten, um eine Korrelation mit breitem Anwendungsfeld für die Auslegung von Öl-Sprühstrahlkühlungen in EMA ableiten zu können.

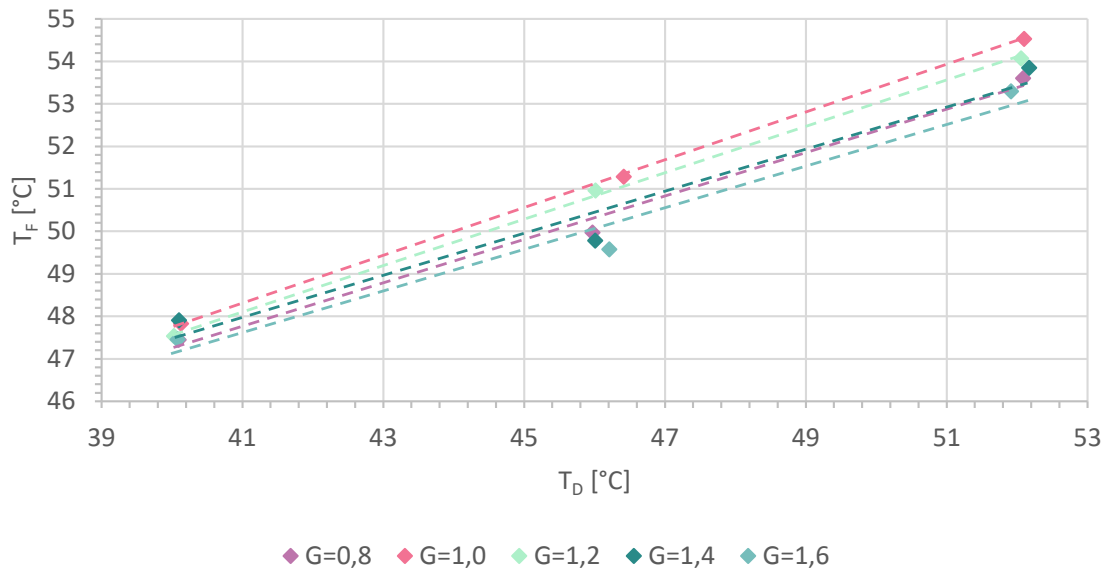
Abbildung 6.30 zeigt den  $\alpha_{Imp}$ -Verlauf über  $G$  bei unterschiedlichen  $T_D$ .  $P_{el}$  wird für diese Messreihen erneut so eingestellt, dass sich  $T_S = konst = 61^\circ\text{C}$  ergibt.



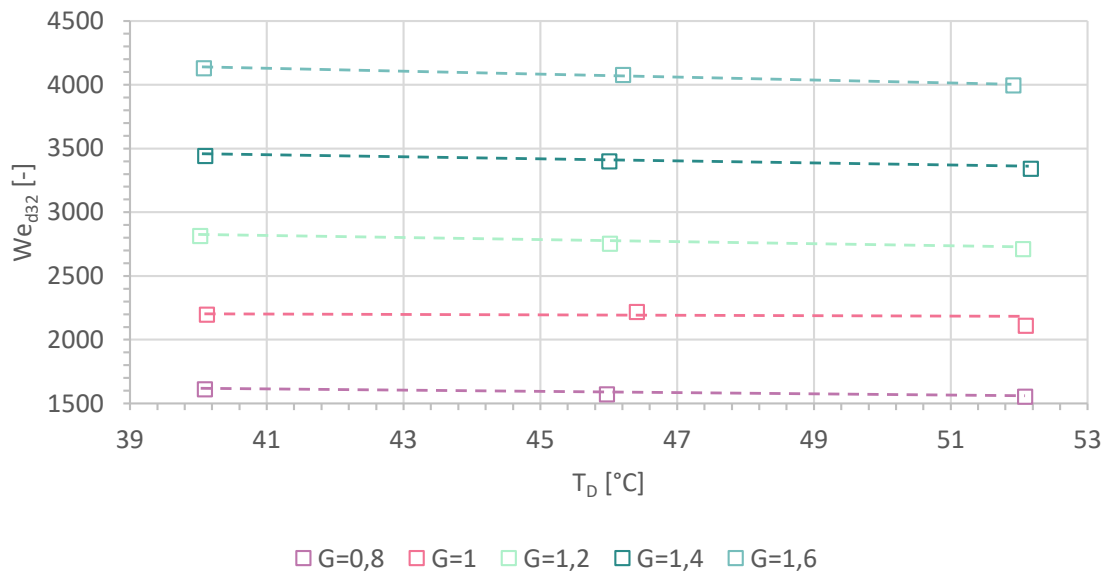
**Abbildung 6.30:** EU4:  $\alpha_{Imp}$  über  $G$  bei unterschiedlichen  $T_D$  für Düse 3

Es ergibt sich für alle drei Temperaturen ein ähnlicher Verlauf wie in EU3. Einem zunächst linearen Anfangsteil folgt ein Abflachen ab  $G = 1,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Eine systematische Abhängigkeit von  $T_D$  kann nicht erkannt werden (Details siehe Abb. C.8 im Anhang). Die Abweichungen der Messwerte auf den einzelnen  $G$ -Stufen wird auf die angegebene Messgenauigkeit zurückgeführt.

Abbildung 6.31a zeigt den Verlauf von  $T_F$  und  $We_{d32}$  über  $T_D$  für alle vermessenen  $G$ -Stufen. Es lässt sich erkennen, dass  $T_F$  näherungsweise linear mit  $T_D$  steigt. Das Verhalten entspricht jenem in EU2.  $We_{d32}$  ist hingegen beim Einsatz von Düse 3 über  $T_D$  konstant. Insgesamt lässt sich schlussfolgern, dass  $We_{d32}$  einen wesentlichen Effekt auf  $\alpha_{Imp}$  hat. Die Änderung der Viskosität des Films hat hingegen keinen messbaren Einfluss auf  $\alpha_{Imp}$ .



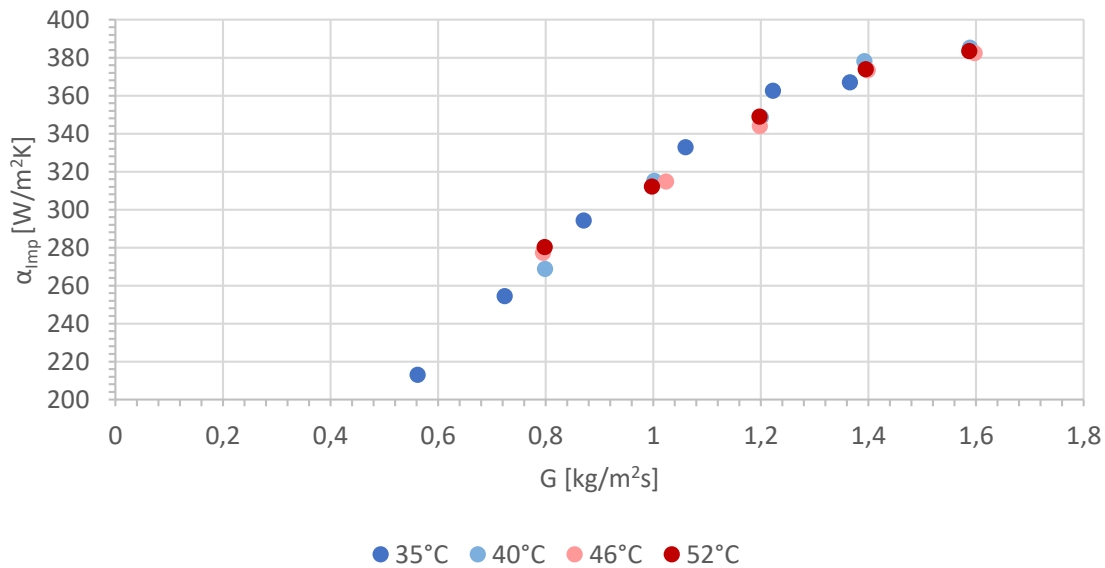
(a) Filmtemperatur  $T_F(T_D)$



(b) tropfenbezogene Weberzahl  $We_{d32}(T_D)$

Abbildung 6.31: U4:  $T_F$  und  $We_{d32}$  über  $T_D$  bei unterschiedlichen  $G$  für Düse 3

In Abb. 6.32 werden alle Messungen mit Düse 3 in einem  $G$ - $\alpha_{Imp}$ -Diagramm zusammengeführt.



**Abbildung 6.32:**  $\alpha_{Imp}$  über  $G$  bei unterschiedlichen  $T_D$  für Düse 3

Das Abflachen des Verlaufs über  $G$  setzt für die 35 °C Messreihe etwas früher ein als für die restlichen Temperaturen (siehe Messpunkt bei  $G = 1,33 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ). Bedingt durch  $P_{el} = konst$  ist in dieser Messreihe  $T_S$  um 15 K und  $T_F$  um 10 – 15 K geringer. Eine mögliche Erklärung ist daher ein Zusammenhang zwischen der Viskosität des Films und den im Interaktionsregime *Spritzen* gebildeten Sekundärtropfen (siehe Kap. 5.1.4). Zur zweifelsfreien Überprüfung dieser These sind weitere Untersuchungen erforderlich.

### Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse

Die durchgeführten erweiterten Untersuchungen bestätigen die Ergebnisse der Basisuntersuchungen und liefern eine umfangreiche Datenbasis zur weiteren Verwendung in der EMA Auslegung. Über alle untersuchten Betriebspunkte ergaben sich mit Bezug auf  $T_{Imp}$  Wärmeübergangskoeffizienten von 150 – 400 W/m<sup>2</sup>K.

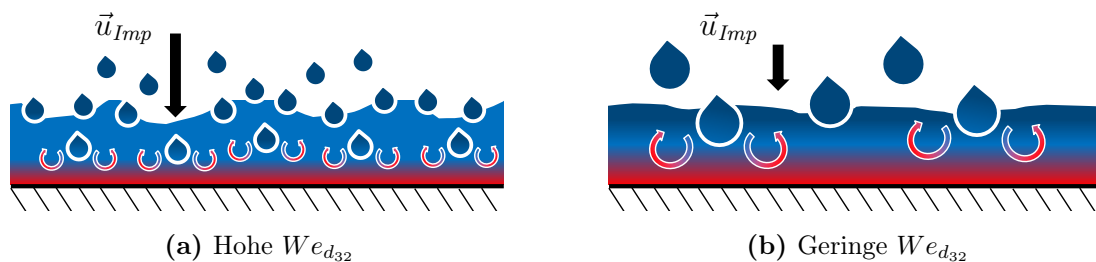
Die Anwendung der experimentellen und numerischen Bestimmung der Abkühlung der Tropfen aus EU1 offenbart in EU2 eine deutliche Abhängigkeit der Öl-Sprühstrahlkühlung von der Kammertemperatur. Für die Messungen des EMOSCE muss diese Abkühlung berücksichtigt werden, um valide Ergebnisse für die Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten. Andernfalls würde besonders für geringe  $d_0$  der Wärmeübergang drastisch überschätzt. Gleichzeitig liefert EU2 auch die Erkenntnis, dass für die reale Anwendung in der EMA die thermische Interaktion zwischen Spray und Luft im Wickelkopfraum berücksichtigt werden muss. Darüber hinaus ergibt die Analyse einen geringen Anstieg

von  $\alpha_{Imp}$  bei einer temperaturbedingten Steigerung von  $We_{d_{32}}$ .

Die Erweiterung des untersuchten Bereichs der Massenstromdichte in EU3 liefert ebenfalls eine monoton steigende Abhängigkeit zwischen  $\alpha_{Imp}$  und  $G$ . Am oberen Ende des vermessenen Bereichs der Massenstromdichte zeigt sich ein abflachendes Verhalten. Auch in EU4 kann das Verhalten beobachtet werden. Als Grund hierfür wird ein ansteigender Massenstromverlust aufgrund der Spray-Film-Interaktion vermutet. Der Vergleich mit den Ergebnissen aus EU2 liefert zudem den Beweis, dass für unterschiedliche Düsendurchmesser  $d_0$  ein identischer Wärmeübergangskoeffizient bei unterschiedlichen  $G$  erzielt werden kann. Dieses Verhalten ist auf höhere  $We_{d_{32}}$  bei kleineren  $d_0$  zurückzuführen und zeigt die Relevanz des Tropfeneinschlags für den Wirkmechanismus einer Sprühstrahlkühlung.

Die Variation von  $T_D$  bei Düse 3 zeigt über den gesamten untersuchten Bereich von  $G$  keine Auswirkung auf  $\alpha_{Imp}$ . Da sich im Gegensatz zu EU2  $We_{d_{32}}$  ebenfalls nicht ändert, ist  $\alpha_{Imp}$  nur mittelbar von  $T_D$  abhängig. Insgesamt kann festgehalten werden, dass die untersuchte Öl-Sprühstrahlkühlung nur von  $G$  und  $We_{d_{32}}$  bestimmt wird. Aufgrund der für diese Arbeit gewählten Definition beider Größen wird  $\alpha_{Imp}$  einzig von den Zustandsgrößen an der Düse determiniert. Diese Aussage liefert eine alternative Betrachtung des Wärmeübergangsmechanismus im direkt besprühten Bereich einer Sprühstrahlkühlung, da die resultierende Filmströmung für  $\alpha_{Imp}$  keine wesentliche Rolle mehr spielt.

Werden diese Ergebnisse mit der skizzierten Theorie zum Wärmeübergangsverhalten von Sprühstrahlkühlungen (Kapitel 5.1.5) zusammengeführt, kann eine Modellvorstellung für Sprühstrahlkühlungen bei hohen Prandtl Zahlen gemäß Abb. 6.33 abgeleitet werden. Es wird angenommen, dass keine externen Kräfte auf Sprühstrahl und Film wirken.



**Abbildung 6.33:** Modellvorstellung des Wärmeübergangs im Ölfilm des EMOSCE

Ein kaltes Tropfenkollektiv schlägt mit der Endgeschwindigkeit  $\vec{u}_{Imp}$  in den wärmeren Wandfilm ein. Da kontinuierlich neues Fluid nachgeliefert wird, ergibt sich insgesamt eine nach außen gerichtete Filmströmung (vgl. Abb. 5.2). Diese unterscheidet sich in ihrem Strömungsbild deutlich von einer rein laminaren Strömung. Die Oberfläche ist aufgrund der Tropfeneinschläge von vielfach überlagerten Wellen geprägt, bleibt jedoch

dauerhaft geschlossen und der Film somit oberflächenbenetzend (vgl. Abb. 6.7c). Je größer die den Film speisende Massenstromdichte  $G$  ist, desto höher wird die resultierende Filmgeschwindigkeit  $\bar{u}_{Film}$  und desto stärker wirkt der konvektive Wärmeübergang. Jedoch zeigt sich bei hohen Werten für  $G$  ein dämpfender Effekt durch einen steigenden Massenverlust in Form von Sekundärtropfen (in Abb. 6.33 nicht dargestellt) im Tropfen-Film-Interaktionsregime *Spritzen*.

Weiter zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit des HTC von  $We_{d_{32}}$ . In Abb. 6.33 ist schematisch die in Kapitel 6.4.2 beschriebene Situation gleichwertiger  $\alpha_{imp}$  bei unterschiedlichen  $G$  und  $We_{d_{32}}$  dargestellt. In Abb. 6.33a schlagen viele kleine Tropfen mit hoher Geschwindigkeit in den Film ein. Für 6.33b sind die Tropfen größer und langsamer, insgesamt ist  $G$  jedoch um ca. 40% größer. Eine mögliche These zur Erklärung dieses Verhaltens besteht aus zwei Anteilen: Zunächst ergeben sich durch viele schnelle Tropfen mehr Einschlagsereignisse, welche das kältere Fluid des Tropfens direkt in Wandnähe fördern und die thermische Grenzschicht lokal aufreißen. Damit liegt lokal eine geringere Temperatur direkt an der Wand an und es wird mehr Wärme konvektiv abgeführt als im initialen Strömungszustand. Der zweite Anteil bezieht sich auf eine Verringerung der effektiven hydrodynamischen Grenzschichtdicke. Viele kleine schnelle Tropfen beschleunigen das Fluid innerhalb der hydrodynamischen Grenzschicht stärker in die insgesamt resultierende Richtung. Die effektiv innerhalb der thermischen Grenzschichtdicke wirkende Geschwindigkeit steigt dabei an und erhöht den konvektiven Wärmeübergang.

Gemäß Gleichung (5.19) verbessert sich der Wärmeübergang einer laminaren Filmströmung bei steigender Temperatur über ein Absinken der Viskosität. Da sich der Wärmeübergangskoeffizient im EMOSCE jedoch nur mittelbar über  $We_{d_{32}}$  von  $T_D$  abhängig zeigt, lässt sich ableiten, dass der Effekt im betrachteten Umfang vernachlässigbar ist.

Die skizzierte Modellvorstellung stellt dabei keinen Widerspruch zu den vorgestellten Thesen zum Filmverhalten einer Sprühstrahlkühlung in Kapitel 5.1.2 dar. Es wird grundsätzlich ein laminares Strömungsbild angenommen, welches durch kohärente Strukturen aufgrund der Tropfeneinschläge gestört wird [23, 142]. Auch die These einer turbulenten oberen Schicht und einer viskosen Unterschicht in SHEDD [118] ist mit dem formulierten Verhalten vereinbar. Und die Beschleunigung der Geschwindigkeit in der hydrodynamischen Grenzschicht kann aus einem anderen Blickwinkel auch als das Ausbleiben einer quasi-stationäre hydrodynamischen Grenzschicht gemäß OLIPHANT et al. [100] interpretiert werden.

### 6.4.3 Vergleich der Ergebnisse mit Literaturdaten

In Abschnitt 4.3 wurde festgestellt, dass es in der Literatur keine Daten zu Wärmeübergangskoeffizienten gibt, welche sich direkt zur Auslegung von EMA Öl-Sprühstrahlkühlungen nutzen lassen. Aus diesem Grund kann kein aussagekräftiger Vergleich der vorgestellten  $\alpha_{Imp}$ -Ergebnisse mit Literaturdaten durchgeführt werden.

Erfolgt die Berechnung des Wärmeübergangs nach der ganzheitlichen Betrachtung (siehe Kapitel 6.2.1), ist eine grundlegende Gegenüberstellung mit den experimentellen Ergebnissen von SLEITI und KAPAT [123] möglich. Hierzu muss die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{global}$  entsprechend der Angaben in der Veröffentlichung angepasst werden. Für den vom Film aufgenommene Wärmestrom  $\dot{Q}_F$  gilt analog zu SLEITI und KAPAT [123]:

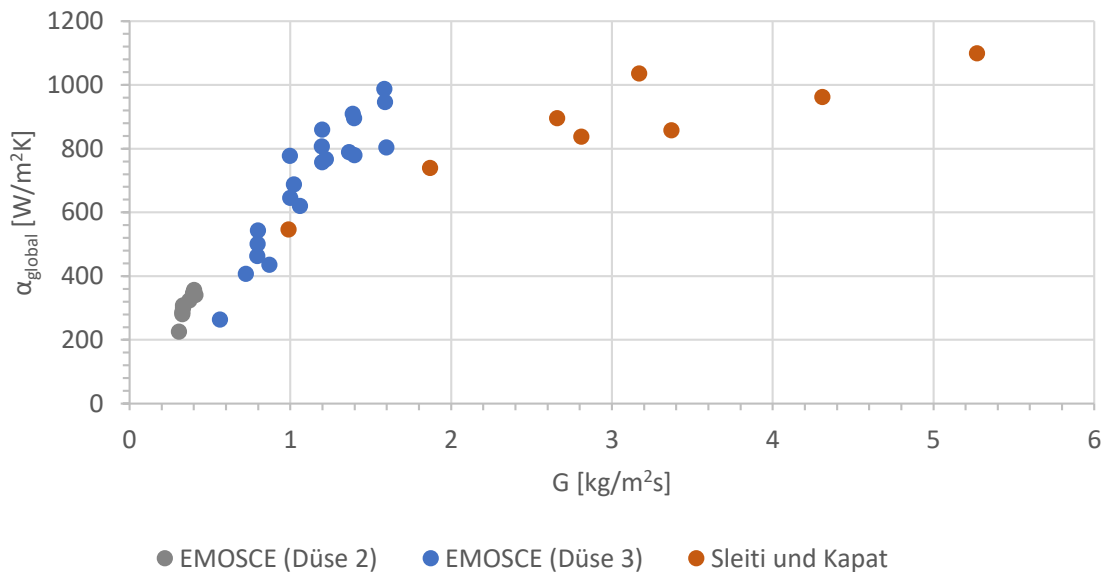
$$\dot{Q}_F = \dot{m} \cdot c_p(T_m) \cdot (T_F - T_{Imp}) \quad (6.31)$$

Hierin ist  $T_m = (T_{Imp} - T_F)/2$  der Mittelwert der Öltemperatur im gesamten System. Von einer Nutzung von  $T_D$  anstelle von  $T_{Imp}$  für diese Bilanzierung wird abgesehen, da gemessen an den Dimensionen des Prüfstands von SLEITI und KAPAT [123] bzgl. Heizleistung, Anzahl der Düsen und Massenstrom keine Abkühlung des Öls in der Spraykammer zu erwarten ist. Vor diesem Hintergrund gilt für  $\alpha_{global}$ :

$$\alpha_{global} = \frac{\dot{Q}_F}{A_F(T_S - T_{Imp})} \quad (6.32)$$

Die vom Film benetzte Oberfläche  $A_F$  wird entsprechend der optischen Beobachtungen während der Messungen auf  $A_F = D_S^2 = 0,0027 \text{ m}^2$  geschätzt.

Abbildung 6.34 zeigt den Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{global}$  über der Massenstromdichte  $G$  für EMOSCE und das Experiment von SLEITI und KAPAT [123].



**Abbildung 6.34:** Vergleich von  $\alpha_{global}$  über  $G$  mit den Daten von SLEITI und KAPAT [123]

Der Großteil der Messpunkte des Experiments von SLEITI und KAPAT [123] befindet sich in einem Bereich höherer Massenstromdichten als die EMOSCE-Daten. Insgesamt lässt sich jedoch eine gute Übereinstimmung der Größenordnungen erkennen. Der Vergleich stützt zudem die These, wonach ab einer Massenstromdichte von ca.  $G > 1 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ein weiterer Anstieg des Wärmeübergangs unter geringerer Steigung erfolgt.

#### 6.4.4 Ableiten dimensionsloser Korrelationen

Alle durchgeführten experimentellen Untersuchungen dienen dem Zweck eine nutzbare Datenbasis zur Auslegung von Öl-Sprühstrahlkühlungen für elektrische Maschinen zu erlangen. Im folgenden Abschnitt werden aus den vorgestellten experimentellen Ergebnissen dimensionslose Nusselt-Korrelationen abgeleitet. Aus 133 durchgeführten Messungen können 32 beheizte, nicht redundante Messpunkte zum Generieren der Korrelationen genutzt werden. Da die Auslegung des Prüfstands und Festlegung der Messreihen unter Anwendung der Ähnlichkeitstheorie erfolgte, entspricht der Gültigkeitsbereich dieser Gleichungen den Randbedingungen des realen Anwendungsfalls.

Um die Güte einer empirischen Nusselt-Korrelation  $Nu_{D_i}$  zu bewerten, wird sie für alle 32 beheizten Messpunkt des EMSOCE ausgewertet und mit jenen Nusselt-Zahlen verglichen, welche sich über die Temperaturmessung ergeben:

$$Nu_{exp} = \frac{\alpha_{Imp} D}{\lambda} \quad (6.33)$$

Der Vergleich erfolgt in Form des Standardfehlers der Regression als Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (RMSE für engl. *Root Mean Square Error*) und über den mittleren absoluten prozentualen Fehler (MAPE für engl. *Mean Absolute Percentage Error*):

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n (Nu_{D_i} - Nu_{exp})^2}{n}} \quad (6.34)$$

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n \left| \frac{Nu_{D_i} - Nu_{exp}}{Nu_{exp}} \right|_i \quad (6.35)$$

Beide nachfolgend vorgestellten Korrelationen haben eine nachgewiesene Gültigkeit bei einem Düsenabstand  $H$  von 37-50 mm bei horizontaler Ausrichtung der Sprühachse ( $\Phi = 90^\circ$ ) und vertikaler Ausrichtung der Wicklung.

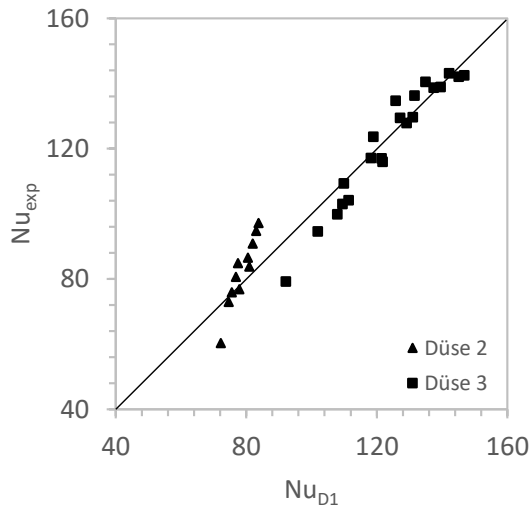
#### Nusselt-Korrelation mit Fokus auf die tropfeninduzierte Filmströmung

Der Wärmeübergang einer Öl-Sprühstrahlkühlung kann laut vorgestellter Theorie als das Ergebnis einer tropfeninduzierten Filmströmung auf der zu kühlenden Oberfläche (vgl. Kapitel 5.1.5) angesehen werden. Auch wenn die eigenen Ergebnisse dieser Arbeit den Charakter einer Filmströmung im direkt besprühten Bereich nicht bestätigen konnten, ist diese Betrachtung des Wärmeübergangsverhaltens ein geeignetes Ersatzmodell. Vor diesem Hintergrund kann eine Korrelation in der Form  $Nu_D = A Re_D^b Pr^c$  gebildet werden.  $Re_D$  und  $Pr$  werden dabei mit den Zustandsgrößen kurz vor dem Einschlag in den Film berechnet.

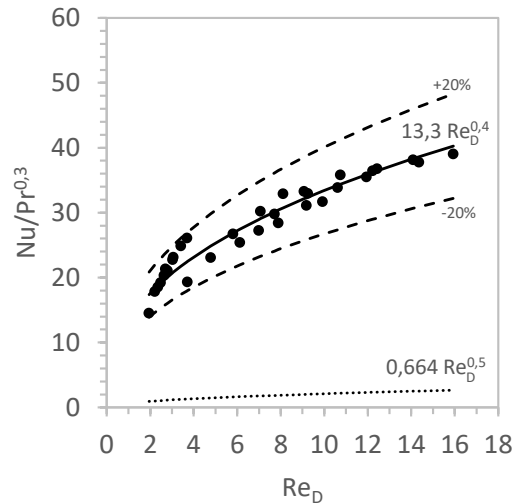
$$Nu_{D1} = 13,3 Re_D^{0,4} Pr^{0,3} \quad (6.36)$$

Die Korrelation ist für Reynolds-Zahlen  $Re_D$  von 2 – 16 und Prandtl-Zahlen  $Pr$  von 74 – 115 gültig. Der RMSE dieser Korrelation liegt bei 6,37 und der MAPE bei 5,3%.

Abbildung 6.35a zeigt einen Vergleich zwischen  $Nu_{D1}$  und  $Nu_{exp}$ . Je näher ein einzelner Punkt an der Ursprungsgerade liegt, desto höher ist die Übereinstimmung von  $Nu_{D1}$  und  $Nu_{exp}$  für diesen Messpunkt. Es erfolgt eine Unterscheidung bezüglich der eingesetzten Düse.



(a) Experiment vs. Korrelation



(b)  $Nu_{D1}/Pr^{0,3}$  über  $Re_D$ : Fehlerkorridor und Vergleich mit laminarer Filmströmung

**Abbildung 6.35:** Nusselt-Korrelation mit Fokus auf die tropfeninduzierte Filmströmung

Trotz einer allgemein guten Übereinstimmung von Mess- und Korrelationsdaten sind die einzelnen Düsencharakteristika klar erkennbar. Die gefundene Korrelation ist ein Kompromiss zwischen einer guten Parametrierung für Düse 2 und Düse 3.

Abb. 6.35b zeigt die um ihre Prandtl-Abhängigkeit bereinigte Korrelation  $Nu_{D1}/Pr^{0,3}$  in Abhängigkeit von  $Re_D$ . Die schwarzen Punkte repräsentieren die Messwerte, die durchgezogene schwarze Linie steht für die Korrelation. Es lässt sich erkennen, dass die maximale Abweichung zwischen Messwerten und Korrelation innerhalb eines Korridors von  $\pm 20\%$  liegt. Zudem ist die Abweichung für Düse 2 stärker ausgeprägt als für Düse 3. Zu weiteren Vergleichszwecken ist in Abb. 6.35b der Verlauf der Nusselt-Korrelation einer laminaren, einphasigen Filmströmung gemäß Gleichung (5.14) als gepunktete Linie ersichtlich. Demnach ist der Wärmeübergang der vermessenen Öl-Sprühstrahlkühlung um ein Vielfaches höher als eine ungestört abfließende Filmströmung. Aus dieser Erkenntnis lässt sich ableiten, dass der Anteil der laminaren Filmkühlung am Wärmeübergang vernachlässigbar klein ist. Dieser Umstand erklärt auch die beobachtete Unabhängigkeit des Wärmeübergangs von der Viskosität des abfließenden Films.

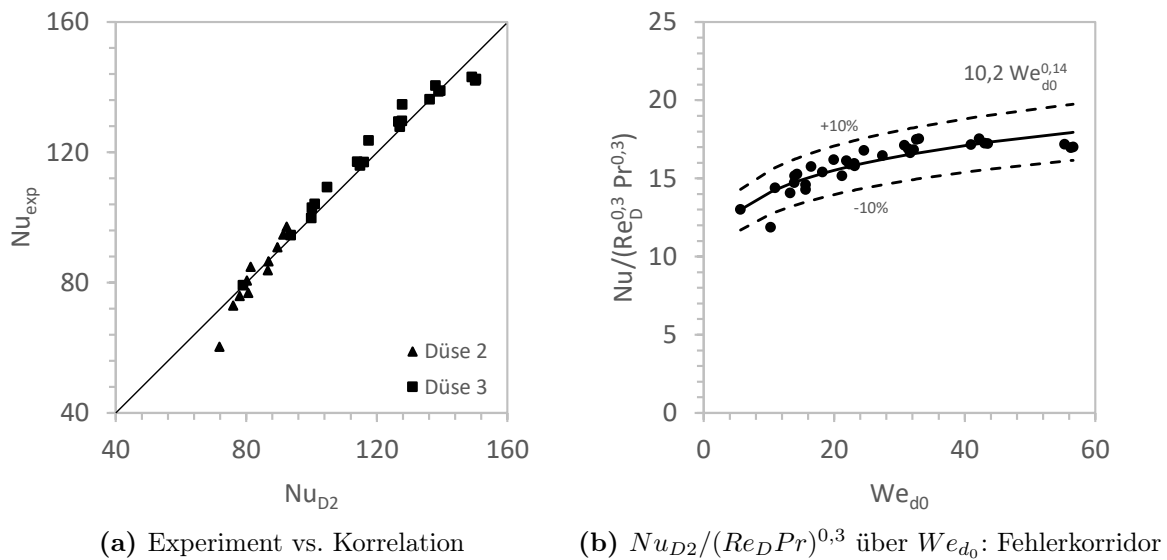
### Nusselt-Korrelation mit Berücksichtigung des Tropfeneinschlags

Um sowohl die Düsencharakteristika als auch den Tropfeneinschlag zu berücksichtigen, bietet sich die Hinzunahme der düsenbezogenen Weberzahl  $We_{d_0}$  an. Diese erweiterte

Betrachtung umfasst die Sprühstrahlkühlung als Ganzes, weshalb  $Re_D$ ,  $Pr$  und  $We_{d_0}$  mit den Zustandsgrößen an der Düse gebildet werden.

$$Nu_{D2} = 10,2 Re_D^{0,3} Pr^{0,3} We_{d_0}^{0,14} \quad (6.37)$$

Die Korrelation ist für Reynolds-Zahlen  $Re_D$  von 2,1 – 17,1, Prandtl-Zahlen  $Pr$  von 63 – 108 und düsenbezogene Weber-Zahlen  $We_{d_0}$  von 5,6 – 56,6 gültig<sup>4</sup>. Der RMSE dieser Korrelation liegt bei 4,1 und der MAPE bei 3,0%. Die Analyse der Exponenten ergibt, dass mit der Einführung von  $We_{d_0}$  der Einfluss von  $Re_D$  abnimmt. Der Einfluss der Prandtl-Zahl bleibt identisch.



**Abbildung 6.36:** Nusselt-Korrelation mit Fokus auf den Sprühstrahl

In Abbildung 6.36a lässt sich erkennen, dass für  $Nu_{D2}$  keine Differenzierung zwischen den einzelnen Düsen besteht. Der Grund wird in der zusätzlichen Berücksichtigung der Sprayerzeugung über  $We_{d_0}$  vermutet. Im Vergleich zu Abb. 6.35a fallen zudem geringere Abstände zur mittigen Ursprungsgerade auf. Dies bestätigt sich auch in Abb. 6.36b. Bis auf eine Ausnahme bei minimaler Nusselt-Zahl liegen alle Messwerte innerhalb eines  $\pm 10\%$ -Korridors. Folgerichtig sind auch RMSE und MAPE für diese Korrelation geringer.

Für die angestrebte Anwendung in der EMA sind beide Korrelation einsetzbar. Neben der höheren Übereinstimmung mit den Messwerten liegt der Vorteil von  $Nu_{D2}$  in der einfacheren Berechnung, da nur die Zustandsgrößen an der Düse bekannt sein müssen.

<sup>4</sup> Die Abweichung der Gültigkeitsbereiche von  $Nu_{D2}$  bzgl.  $Re_D$  und  $Pr$  gegenüber  $Nu_{D1}$  liegt in der Auswertung der Kennzahlen mit den Zustandsgrößen an der Düse begründet.

## 7 Simulationsgestützte Evaluierung von EMA mit Öl-Sprühstrahlkühlung

Der erzielbare Wärmestrom einer Öl-Sprühstrahlkühlung hängt neben dem HTC und der Temperaturdifferenz zwischen Wickelkopfoberfläche und benetzendem Ölfilm ebenso linear vom Betrag der gekühlten Fläche ab. In Kapitel 4.1.2 wurde die vereinfachende Annahme getroffen, dass die konvektive Wickelkopfkühlung an der gesamten Wickelkopfoberfläche wirkt. Dies ließe sich in der Praxis nur mit sehr vielen Düsen realisieren. Realistischer ist eine Teilbenetzung der Oberfläche, welche sich für jede Sprühstrahlkonfiguration unterschiedlich ergibt. Das Ziel des nachfolgenden Kapitels ist es, geeignete Simulationsmethoden zur effizienten thermischen Berechnung einer EMA mit Öl-Sprühstrahlkühlung zu entwickeln und diese auf die betrachtete Referenzmaschine anzuwenden.

Die experimentellen Untersuchungen des EMOSCE ergaben für alle getesteten Düsen im direkt besprühten Bereich einer Öl-Sprühstrahlkühlung mögliche HTCs von  $150 - 400 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Gemäß der in Abschnitt 4.1.2 erzielten Ergebnisse zu Mindestkonfigurationen verschiedener konvektiver Wickelkopfkühlungen eignet sich dieser HTC-Bereich vornehmlich für die Umsetzung einer Kombination aus Mantel- und Wickelkopfkühlung. Für eine reine konvektive Wickelkopfkühlung müsste selbst im Fall geringer Öltemperaturen die gesamte Oberfläche des Wickelkopfs besprüht werden, um das Niveau der Referenz zu erreichen. Die folgende Simulation und Bewertung unterschiedlicher Öl-Sprühstrahlvarianten erfolgt daher für das Konzept einer ergänzenden Öl-Sprühstrahlkühlung. Wie in Kapitel 4.1.2 gilt die Annahme einer identischen Kühlmitteltemperatur für Mantel- und Öl-Sprühstrahlkühlung.

### 7.1 Simulationsmethoden für Öl-Sprühstrahlkühlungen

Die numerische Strömungssimulation bietet grundsätzlich die Möglichkeit, den gesamten physikalischen Prozess einer Öl-Sprühstrahlkühlung der Wickelköpfe abzubilden. In diesem Fall müsste eine transiente (=zeitabhängige) Mehrphasensimulation (Öl, Luft) mit Wärmeübergang auf der komplexen Geometrie des Stators für mehrere Minuten berechnet werden. Die vollständige Auflösung aller auftretenden Effekte wäre sehr zeit- und rechenintensiv. Mit Blick auf die methodischen Anforderungen dieser Arbeit müssen zur allgemeinen Reduktion der Komplexität und des Aufwands vereinfachende Annahmen getroffen und geeignete Ersatzmodelle eingesetzt werden.

Im folgenden Kapitel erfolgt die Beschreibung und Vorauswahl möglicher Simulations-

methoden für Öl-Sprühstrahlkühlungen einer EMA. Wenn nicht anders angegeben ist die zur Beschreibung genutzte Quelle FERZIGER und PERIC [38]. Für CFD-Code spezifische Aussagen wurde die Dokumentation von STAR-CCM+ [119] genutzt.

### 7.1.1 Simulation des Sprühstrahls

Für den Großteil der diskutierten Methoden wird zur Simulation des Sprühstrahls ein sogenannter Euler-Lagrange-Ansatz gewählt. Der strömungsmechanische und thermodynamische Zustand der Luft (kontinuierliche Phase) wird in jeder Zelle des ortsfesten Gitters über die Lösung der Erhaltungsgleichungen (Masse, Impuls, Energie) beschrieben. Die Berechnung erfolgt analog zur durchgeführten Wickelkopfumströmung in Kapitel 3.3. Man spricht von einer **Euler'schen Betrachtungsweise**. Für das Spray (disperse Phase) erfolgt hingegen eine **Lagrange'sche Betrachtung**, bei welcher für jedes simulierte Lagrange-Teilchen unabhängig vom Gitter ein eigenes Gleichungsset gelöst wird. Ein Lagrange-Teilchen (auch Parcel) kann einstellungsabhängig einen oder mehrere Tropfen repräsentieren. Da die Luftbewegung des Sprühstrahls ein Resultat der Tropfenbewegung ist, muss die Wechselwirkung zwischen Lagrange- und Euler-Phase bezüglich Impuls und Energie berücksichtigt werden (Two-Way Coupling). Für die Lagrange-Phase ergeben sich als Ergebnis der Berechnung die Trajektorien der einzelnen Parcel und der für die Sprühstrahlkühlung relevante Zustand kurz vor dem Einschlag in den Film. In der Euler-Phase wird der Einfluss des Sprays durch eine Veränderung des Strömungsfeldes und Veränderung der Lufttemperatur ersichtlich.

Allgemein stellt der Tropfeneinschlag aus Sicht der zu kühlenden Oberfläche eine räumlich und zeitlich veränderliche Quelle von Masse, Impuls und Energie dar. Für eine zeitabhängige Simulation des Sprays liegt die kleinste aufzulösende Skale, und damit auch die benötigte Zeitschrittweite, in der Größenordnung  $\mathcal{O}(\Delta t) = 10^{-5}$ - $10^{-6}$  s. Da für die Kühlung der EMA primär stationäre Endzustände von Interesse sind, wird (wenn möglich) auf eine zeitliche Auflösung des Sprays verzichtet. In einem quasi-stationären Sprühzustand entspricht das Ergebnis einer stationären Lagrange-Simulation den gemittelten Größen einer korrespondierenden instationären Simulation.

Bei einer Lagrange'schen Beschreibung des Tropfenkollektivs entspringen die Parcel einer Punktquelle. Die Geometrie der Düse wird im Simulationsmodell nicht aufgelöst. Vielmehr steht in der Simulationssoftware STAR-CCM+ eine Vielzahl an Modellen zur Auswahl [119], um die charakteristischen Größen des Sprays gezielt zu beeinflussen. Nachfolgend wird auf die wichtigsten Modellierungsentscheidungen eingegangen.

#### Tropfendurchmesser und Austrittsgeschwindigkeit

Im experimentellen Teil dieser Arbeit wurde der Sauterdurchmesser  $d_{32}$  aus den Zustandsgrößen des Fluids vor der Düse über Gleichung (6.21) berechnet. Für die Austrittsgeschwindigkeit  $u_0$  erfolgte die Berechnung über Gleichung (5.3) und (6.20). Mangels detaillierter Vermessung des Tropfenkollektivs sind keine näheren Informationen zur

realen Verteilung um  $d_{32}$  und  $u_0$  verfügbar. Aus diesem Grund wird für alle Tropfen der Durchmesser  $d_{32}$  und die Austrittsgeschwindigkeit  $u_0$  des jeweiligen Betriebspunkts gesetzt.

Um  $d_{32}$  und  $u_0$  für eine beliebige Spraykonfiguration innerhalb des Gültigkeitsbereichs der entwickelten Nusselt-Korrelationen zu berechnen, wird der Druckverlust über die Düse  $\Delta p$  benötigt. Aufgrund der sichergestellten Prandtl- und Weber-Ähnlichkeit können die Zusammenhänge des Experiments direkt für die angestrebte Anwendung in der EMA genutzt werden. Die düsenspezifische Abhängigkeit zwischen  $\Delta p$  und dem Ölvolumenstrom  $\dot{V}$  wird mittels quadratischer Regression aus den Messdaten extrahiert:

$$\text{Düse 2} \rightarrow \Delta p_{reg} = 40 \frac{\text{bar s}^2}{\text{m}^6} \cdot \dot{V}^2 - 14 \frac{\text{bar s}}{\text{m}^3} \cdot \dot{V} \quad (7.1)$$

$$\text{Düse 3} \rightarrow \Delta p_{reg} = 2,05 \frac{\text{bar s}^2}{\text{m}^6} \cdot \dot{V}^2 - 0,17 \frac{\text{bar s}}{\text{m}^3} \cdot \dot{V} \quad (7.2)$$

Unter Anwendung beider Näherungen auf die Betriebspunkte des EMOSCE ergeben sich für  $d_{32}$  und  $u_0$  vertretbare Abweichungen. Tabelle 7.1 zeigt hierzu den RMSE und den MAPE. Die mittlere Abweichung liegt für beide Düsen unter 10%. In EMOSCE liegen die Werte für  $d_{32}$  bei 23-78  $\mu\text{m}$  und für  $u_0$  bei 20-67 m/s.

**Tabelle 7.1:** RMSE und MAPE für die genäherte Abhängigkeit zwischen  $\Delta p$  und  $\dot{V}$

	RMSE		MAPE	
	$d_{32}$	$u_0$	$d_{32}$	$u_0$
Düse 2	2,1 $\mu\text{m}$	4,1 m/s	6,2%	7,6%
Düse 3	1,1 $\mu\text{m}$	0,4 m/s	0,6%	0,7%

## Berechnung der Interaktion zwischen Spray und Luft

Zur Berücksichtigung der Kopplung von Tropfenkollektiv und umgebender Luftströmung wird auf in STAR-CCM+ implementierte Korrelationen zurückgegriffen. Bezüglich des Impulsaustauschs wird auf Seite der Lagrange Phase eine Resultierende aller berücksichtigten Kräfte berechnet. Auf Seite der Euler-Phase ergibt sich ein korrespondierender Quellterm in den Zellen, welche das Parcel durchquert. Für die energetische Koppelung wird ein HTC zwischen Parcel und umgebender Luft berechnet.

Die resultierende Kraft auf das Parcel setzt sich zusammen aus dem Einfluss des Luftwiderstands ( $\vec{F}_W$ ), der Wirkung von Druckgradienten ( $\vec{F}_p$ ) und Geschwindigkeitsgradienten ( $\vec{F}_L$ ) sowie der Gravitation ( $\vec{F}_g$ ). Die Berücksichtigung dieser Kräfte ist für den Anwendungsfall in der EMA aufgrund des Strömungsfeldes im Wickelkopfraum sehr relevant.

Für die Widerstandskraft  $\vec{F}_W$  gilt:

$$\vec{F}_W = \frac{1}{2} c_W \rho_L A_P |v_r| \vec{v}_r \quad (7.3)$$

Hierin ist  $c_W$  der Luftwiderstandsbeiwert,  $\rho_L$  die Dichte der umgebenden Luft,  $A_P$  die projizierte Fläche des Parcels und  $v_r$  die Relativgeschwindigkeit zwischen Parcel und Luft.  $c_W$  ergibt sich über die Schiller-Neumann Korrelation in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl des Parcels  $Re_P = Re_{d_{32}} = \frac{\rho_{\dot{O}l} |v_r| d_{32}}{\eta_{\dot{O}l}}$  zu

$$c_w = \begin{cases} \frac{24}{Re_{d_{32}}} (1 + \frac{1}{6} Re_{d_{32}}^{\frac{2}{3}}) & \text{für } Re_{d_{32}} \leq 1000 \\ 0,424 & \text{für } Re_{d_{32}} > 1000 \end{cases} \quad (7.4)$$

Die an der Oberfläche des Parcels wirkenden Gradienten des statischen Drucks  $p_s$  erzeugen eine Kraft  $F_p$ , welche wie folgt berechnet werden kann:

$$\vec{F}_p = -V_P \vec{\nabla} p_s \quad (7.5)$$

Hierin ist  $V_P$  das Volumen des Parcels.

Die auf das Parcel wirkende Kraft  $\vec{F}_L$  ergibt sich aus jenem Anteil der Strömungsgeschwindigkeit der Luft  $\vec{v}$ , welcher orthogonal zur Bewegungsrichtung des Parcels steht ( $\vec{\omega} = \nabla \times \vec{v}$ ).

$$\vec{F}_L = C_L \frac{\rho_{\dot{O}l} \pi}{8} d_P^3 (\vec{v}_r \times \vec{\omega}) \quad (7.6)$$

Der hierin befindliche Scherströmungskoeffizient  $C_L$  kann über die Sommerfeld-Korrelation berechnet werden:

$$C_L = \frac{4.1126}{Re_S^{0.5}} f(Re_P, Re_S) \quad (7.7)$$

mit

$$f(Re_P, Re_S) = \begin{cases} (1 - 0.3314\beta^{0.5}) e^{-0.1 Re_P} + 0.3314\beta^{0.5}, & (Re_P \leq 40) \\ 0.0524 (\beta Re_P)^{0.5}, & (Re_P > 40) \end{cases} \quad (7.8)$$

und

$$\beta = 0.5 \frac{Re_S}{Re_P} \quad (7.9)$$

sowie

$$Re_S = \frac{\rho d_P^2 |\omega|}{\eta} \quad (7.10)$$

Der HTC für den Energieaustausch zwischen Parcel und Luft wird über die Nusselt-Zahl des Parcels  $Nu_P = \frac{\alpha d_{32}}{\lambda_{\dot{O}l}}$  berechnet. Dieser ergibt sich aus der Ranz-Marshall-Korrelation

$$Nu_P = 2(1 + 0,3 Re_P^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}) \quad (7.11)$$

## 7.1.2 Auswahl der geeigneten Simulationsmethode

Nachfolgend wird aus drei unterschiedlich komplexen Simulationsmethoden (M1-M3) dasjenige Vorgehen ausgewählt, welches sich am besten zur Berechnung des Wärmeübergangs einer EMA-Ölsprühstrahlkühlung in der frühen Entwicklungsphase eignet. Der Anspruch an den Umfang der nachfolgenden Beschreibung liegt in ihrer qualitativen Bewertbarkeit.

### M1: Geschätzte Benetzung mit korrelationsbasierter Wärmeübergangsberechnung

Die einfachste Möglichkeit, um den Effekt einer Öl-Sprühstrahlkühlung auf die stationäre Temperaturverteilung des Stators zu berechnen, liegt in der Nutzung der in Kapitel 6 erarbeiteten Korrelation. Die relevante Oberfläche, auf welcher die Korrelation als konvektive Randbedingung definiert wird, ergibt sich für M1 als Verschnitt des gedachten Spraykegels mit der Statorgeometrie (Abb. 7.1). Für Betriebspunkte mit relevanter Eigenventilation durch den Rotor wird der konvektive Luft-Wärmeübergang im Benetzungsbereich durch den Wärmeübergang des Sprühstrahls überschrieben. Der Vorteil des Ansatzes liegt in seiner geringen Komplexität, da auf bestehende Simulationen mit Berücksichtigung der Umströmung zurückgegriffen werden kann und keine Berechnung des Sprühstrahls erforderlich ist.

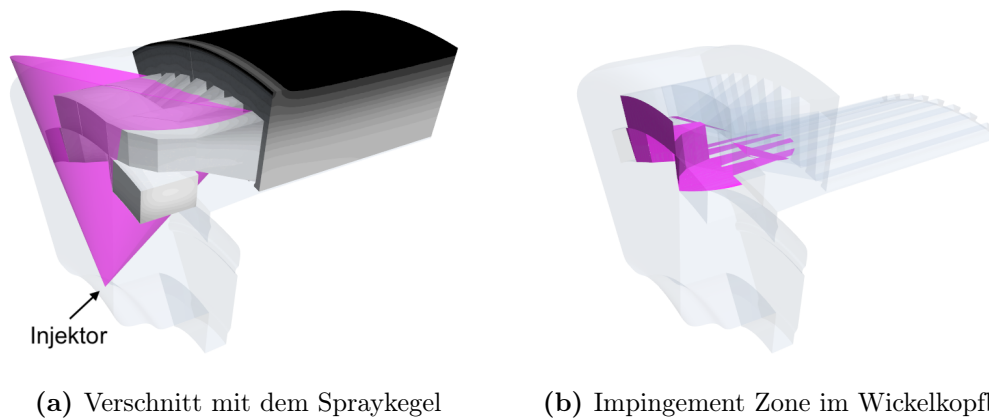


Abbildung 7.1: M1: korrelationsbasierter Wärmeübergang als Randbedingung 3. Art

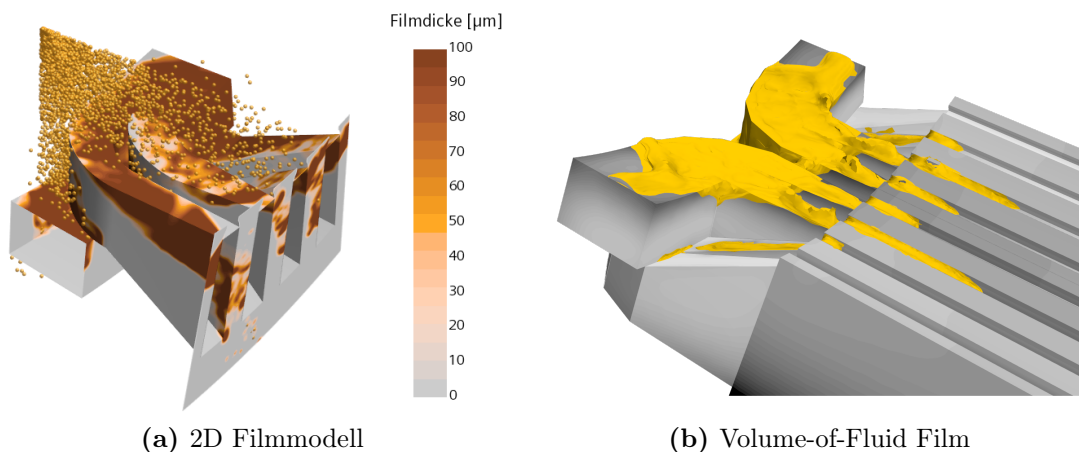
### M2: Stationäre Sprühstrahlsimulation mit korrelationsbasiertem Wärmeübergang

Eine Erweiterung von M1 besteht in einer genaueren Aussage zur Benetzung der Statoroberfläche. Hierzu wird anstatt des Kegerverschnitts eine stationäre Simulation des Sprühstrahls im Strömungsfeld des Statorraums durchgeführt. Der Vorteil liegt in der Berücksichtigung der bidirektionalen Koppelung zwischen Sprühstrahlströmung und der sich einstellenden Ringströmung aufgrund der Drehbewegung des Rotors. Dies hat zum einen zur Folge, dass sowohl die Ablenkung des Sprühstrahls als auch die Abkühlung

bzw. Erwärmung des Tropfenkollektivs berücksichtigt werden kann. Zum anderen beeinflusst der Sprühstrahl die Luftströmung und Temperatur im Statorraum, weshalb auch an nicht benetzten Oberflächen des Wickelkopfs ein realistischerer Wärmeübergang an die Luft berechnet wird.

### M3: Transiente Sprühstrahlsimulation mit Wärmeübergang im Film bei transienter Spray-Film Interaktion

Für M1 und M2 wird der Film als wesentlicher Bestandteil der Öl-Sprühstrahlkühlung vernachlässigt. Dies hat zur Folge, dass die im besprühten Bereich abgeführte Wärme unmittelbar aus dem System entfernt wird. Im realen Anwendungsfall fließt der erwärmte Ölfilm aus dem direkt besprühten Bereich ab und steht im Anschluss bis zum Abfließen aus dem Statorraum in thermischer Wechselwirkung mit den überströmten Oberflächen und der Kammerluft. Solange die Öltemperatur unter der Wand- bzw. Kammertemperatur liegt, entspricht dies einer weiteren Wärmesenke. Die Berücksichtigung des abfließenden Films bringt die Simulation näher an die Realität heran.

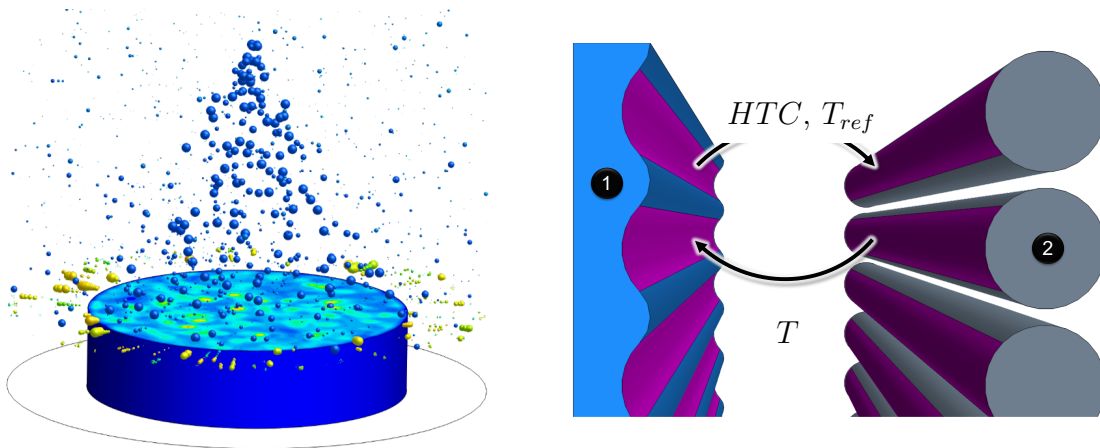


**Abbildung 7.2:** M3: Berücksichtigung des Ölfilms auf dem Wickelkopf

Die Modellierung eines Films in einer stationären Formulierung erfordert einen stabilen Endzustand. Für das Abflussverhalten des Films auf der Wickelkopfoberfläche ist diese Bedingung nicht erfüllt, weshalb die Simulation des Films zeitabhängig erfolgen muss. Dabei ist es unerheblich, ob der Film über ein 2D Filmmodell auf der Statoroberfläche (Abb. 7.2a) oder phasenaufösend über die Volume-of-Fluid (VOF) Methode (Abb. 7.2b) abgebildet wird. Der Vorteil des Einsatzes von VOF ist die genaue Kenntnis der Phasengrenze für den sich ausbildenden Film. Im direkt besprühten Bereich kann der Film auch mit einem vereinfachten 2D-Wandfilm-Modell dargestellt werden. Ein realistisches Abfließen und Abtropfen des Films sowie die Berechnung der Interaktion mit der Strömung innerhalb des Wickelkopfraums lässt sich jedoch nur über die Auflösung der Phasengrenze zufriedenstellend erreichen. Der Nachteil liegt in einem deutlich höheren Rechenaufwand aufgrund der zusätzlichen Erhaltungsgleichung und der Notwendigkeit

eines sehr feinen Netzes in Wandnähe.

Mangels Interaktionsmodell beim Einsatz einer stationären Lagrange-Simulation<sup>1</sup> muss der Sprühstrahl ebenfalls transient berechnet werden. Unter dieser Voraussetzung steht eine Vielzahl an Interaktionsmodellen zwischen Sprühstrahl und Film zur Verfügung. Abbildung 7.3a zeigt das Modell einer solchen Simulation für einen oft genutzten Validierungsfall [63]. In diesem wurde die horizontale Stirnfläche eines beheizten Kupferzylinders mit einem Wasserstrühlsstrahl beaufschlagt. Die Temperatur der Oberfläche wurde aus den Messwerten von Thermoelementen extrapoliert, welche mit unterschiedlichem Abstand zur Messoberfläche über radiale Bohrungen im Zylinder versenkt wurden.



(a) Wasser-Sprühstrahlkühlung nach [63]

(b) Schematische Darstellung der Kopplung

**Abbildung 7.3:** M3: Anwendung der Simulationemethode für die Sprühstrahlsimulation

Eine instationäre Simulation der Wärmeleitung muss hingegen nicht eingesetzt werden. Eine simultane instationäre CHT-Simulation würde sehr lange dauern, da sich die Zeitskalen von Sprühstrahl ( $\mathcal{O}(\Delta t) = 10^{-5}$ - $10^{-6}$  s), Film ( $\mathcal{O}(\Delta t) \approx 10^{-2}$  s) und Festkörper ( $\mathcal{O}(\Delta t) \approx 10^1$  s) deutlich unterscheiden. Stattdessen kann die Berechnung als sequenzielle Koppelung einer transienten Sprühstrahl- und Filmsimulation mit einer stationären Festkörpersimulation erfolgen. Die Kopplung der einzelnen Simulationen erfolgt sobald sich hinsichtlich der zu übertragenden Informationen ( $HTC$ ,  $T_{ref}$  sowie  $T$ ) eine relevante Änderung ergibt. Abbildung 7.3b veranschaulicht dies für die Kopplung zwischen Ölfilm (1) und bestromter Wicklung (2) im Anwendungsfall der Simulation des EMOSCE Prüfstands. Treten zwischen zwei Koppelungsschritten sehr starke Änderungen der gekoppelten Größen auf, kann dies zu Instabilitäten in der Berechnung bis hin zur Divergenz führen. Aus diesem Grund muss die gekoppelte Information anteilig mit der im letzten Koppelungsschritt übertragenen Information verrechnet werden (Relaxation).

Grundsätzlich bietet M3 alle Freiheiten, um die für eine Sprühstrahlkühlung relevanten Effekte zu berücksichtigen. Während der Entwicklung von EMA Simulationemethode

<sup>1</sup> Die Aussage gilt für die genutzte 2021.3 Version von STAR-CCM+.

thoden im Rahmen dieser Arbeit wurden umfassende Versuche unternommen, die in STAR-CCM+ verfügbaren Standardmodelle auf ihre Eignung zur Berechnung einer Öl-Sprühstrahlkühlung zu überprüfen. Hierzu wurde ein realitätsnahes Simulationsmodell der Spraykammer und Wicklung des EMOSCE erstellt und für alle Messpunkte der EU2, EU3 und EU4 simuliert. Dabei wurden simultane instationäre Simulationen von Sprühstrahl und Film mit Interaktionsmodellen eingesetzt. Der Film wurde sowohl über das phasenauflösende VOF-Verfahren als auch mittels vereinfachter 2D Filmmodellierungen berücksichtigt. Obwohl mit allen Kombinationen das Verhalten der Öl-Sprühstrahlkühlung des EMOSCE qualitativ gut abgebildet werden konnte, ergaben sich die gemäß Gleichung (6.25) berechneten HTC's um den Faktor 1,5 bis 2,5 größer als im Experiment (vgl. Kap. 6).

Ein möglicher Grund für diese Überschätzung liegt in der Abweichung der idealisierten Wicklungsgeometrie des Simulationsmodells von der realen Geometrie der Wicklung. Der Unterschied ist jedoch nicht groß genug, um die deutlich höheren HTC's des Simulationsmodells zu erklären. Stattdessen wird der Hauptgrund in den Limitierungen der Wärmeübergangsberechnung des CFD Codes vermutet. Wie in Abschnitt 5.1.1 erläutert, besteht in der Literatur keine Einigkeit zum Strömungszustand des Wandfilms einer Sprühstrahlkühlung. Speziell Erklärungsansätze wie ein zweischichtiges Strömungsbild aus turbulenter Oberschicht und viskoser Unterschicht [118] oder das komplette Ausbleiben einer zusammenhängenden thermischen Grenzschicht [100] können von einem Simulationscode ohne eigens hierfür entwickeltes Ersatzmodell nicht abgebildet werden.

Insgesamt wird mit M3 zwar der Wärmeübergang durch einen abfließenden Film berücksichtigt, im direkt besprühten Bereich können jedoch ohne weitere Modellanpassungen keine validen Ergebnisse erzielt werden.

## Fazit

Die vorgestellten Simulationsmethoden verfolgen unterschiedliche Ansätze zur Simulation von Öl-Sprühstrahlkühlung in elektrischen Maschinen. Das Anwendungsszenario im Rahmen der frühen Entwicklungsphase bevorzugt möglichst einfache und robuste Verfahren mit geringer Durchlaufzeit. Gemessen an diesen Kriterien sind M1 und M2 gegenüber M3 zu bevorzugen. Gleichzeitig müssen die Modelle eine generische Gültigkeit besitzen und flexibel anpassbar sein. Hier ist M2 besser geeignet als M1, da die bidirektionale Kopplung zwischen Tropfenkollektiv und Fluidströmung im Statorraum berücksichtigt wird. Hinsichtlich der Genauigkeit kann mangels Validierung keine endgültige Aussage getroffen werden. Lediglich die Überlegenheit von M2 gegenüber M1 kann logisch abgeleitet werden. Es ist nicht klar, ob der Fehler aufgrund des fehlenden Films (M2) größer ist als die starke Überschätzung des HTC im direkt besprühten Bereich (M3). Vor diesem Gesamtbild werden im weiteren Verlauf alle Simulation mit der Methode M2 durchgeführt.

### 7.1.3 Details zur korrelationsbasierten Wärmeübergangsberechnung

Um den Wärmeübergang der Sprühstrahlkühlung auf Basis experimenteller Daten zu berücksichtigen, wird die in Kapitel 6.4.4 entwickelte Korrelation  $Nu_{D2}$  in das validierte CHT Modell der betrachteten Referenzmaschine (siehe Kapitel 3.3) implementiert. Da die Korrelation an der Grenzfläche zwischen Luft des Wickelkopfraums und Statorkomponenten angreift, muss die CHT-Simulation in zwei einzelne Simulationen mit iterativ austauschenden Randbedingungen zerlegt werden. Abbildung 7.4 zeigt den Ablauf der Berechnung.

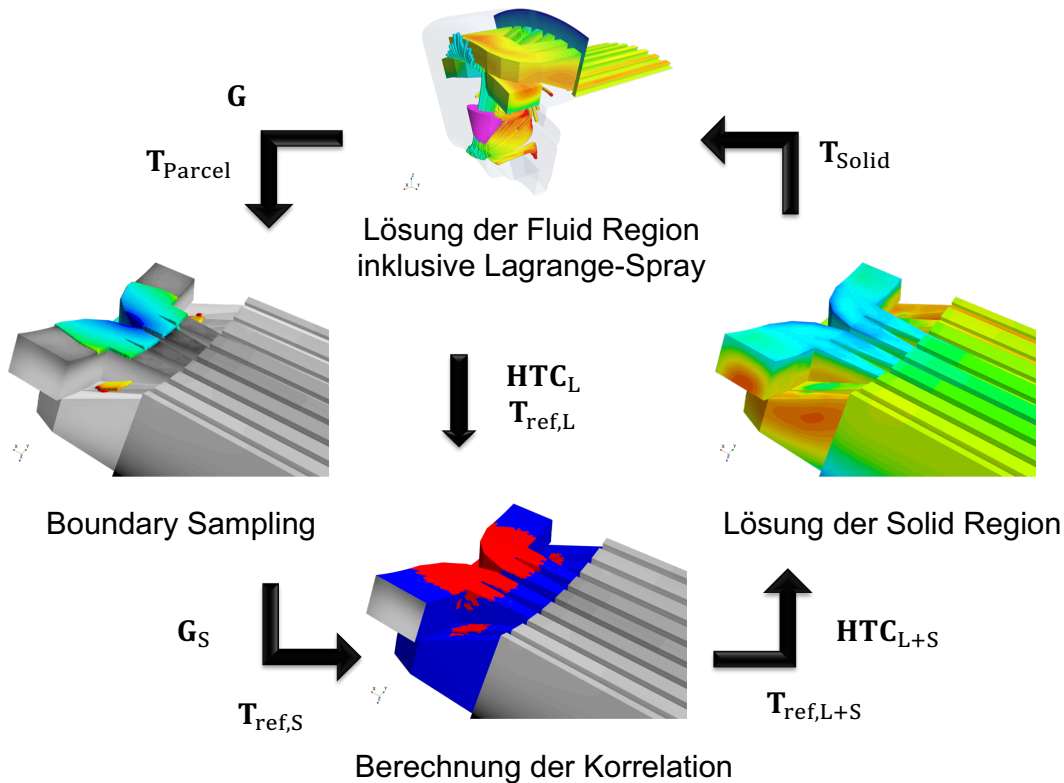


Abbildung 7.4: Ablauf der korrelationsbasierten Wärmeübergangsberechnung

Nach der Initialisierung der Simulation startet zunächst die stationäre Berechnung des Lagrange-Sprays und der Luftströmung im Wickelkopfraum. Als Ergebnis ergibt sich für die überströmten Flächen ein Feld von Wärmeübergangskoeffizienten  $HTC_L$  mit zugehörigen Referenztemperaturen  $T_{ref,L}$ . Im nächsten Schritt erfolgt eine Auswertung aller vom Spray getroffenen Flächen hinsichtlich der resultierenden Massenstromdichte  $G$  und der Temperatur der eingetroffenen Parcels  $T_{Parcel}$ . Um im weiteren Berechnungsablauf nur größere besprühte Gebiete zu berücksichtigen und einzelne abgelenkte Parcel zu filtern, wird ein unterer Grenzwert der Massenstromdichte  $G_{min} = 0,2 \dot{m}/A_S$  definiert. Alle darunter liegenden Zellen werden für die Berechnung der Korrelation nicht berücksichtigt. Auf dieser Basis wird ein gemittelttes Massestromdichtenfeld  $G_S$  des hauptsächlich

besprühten Bereichs und ein dazu passendes Referenztemperaturfeld  $\mathbf{T}_{ref,S}$  generiert. Zur Berechnung der Reynolds-Zahlen der Sprühstrahlen  $Re_{D_i}$  muss die Sprühsituation für jede Düse manuell ausgewertet und ein geeigneter Bezugsdurchmesser  $D_i$  gewählt werden. Hierzu werden die Abstände zwischen der Düse und jeder besprühten Fläche gemittelt und der Durchmesser des Spraykegels bei dieser Höhe berechnet. Im Anschluss kann der HTC des direkt benetzten Bereichs über  $Nu_{D2}$  berechnet werden. Die Randbedingung für die Festkörpersimulation ( $\mathbf{HTC}_{L+S}$ ,  $\mathbf{T}_{ref,L+S}$ ) setzt sich aus den Werten der Luftkonvektion an den nicht benetzten Stellen und jenen der Spraykonvektion an den benetzten Stellen zusammen. Nach erfolgreicher Festkörpersimulation wird das Temperaturfeld an den Grenzflächen zum Fluid  $\mathbf{T}_{Solid}$  übertragen und der Zyklus startet von vorne. Der Ablauf wird so lange wiederholt, bis sich relevante Temperaturen der Wicklung ( $T_{min}, T_{avg}, T_{max}$ ) und die mittlere Temperatur im Wickelkopfraum  $T_K$  nicht mehr ändern. Für die Simulationen im Rahmen dieser Arbeit wurden weniger als zehn Durchläufe pro Betriebspunkt benötigt.

Die Methode hat zwei wesentliche Einschränkungen. Zum einen kann nur der Wärmeübergang im direkt benetzten Bereich berücksichtigt werden. Die Kühlwirkung des abfließenden Films bleibt unberücksichtigt. Zum anderen „sieht“ die Luftströmung ohne Berücksichtigung eines Films im direkt besprühten Bereich die Oberflächentemperatur der Wicklung. In Realität ist diese Oberfläche von einem deutlich kühleren Film benetzt, welcher wiederum im thermischen Austausch mit der Kammerluft steht. Aus beiden Gründen ist zu erwarten, dass die tatsächliche Kühlleistung der Sprühstrahlkühlung höher ist als mit dem korrelationsbasierten Ansatz berechnet werden kann.

## 7.2 Untersuchte Betriebspunkte und Simulationsmodelle

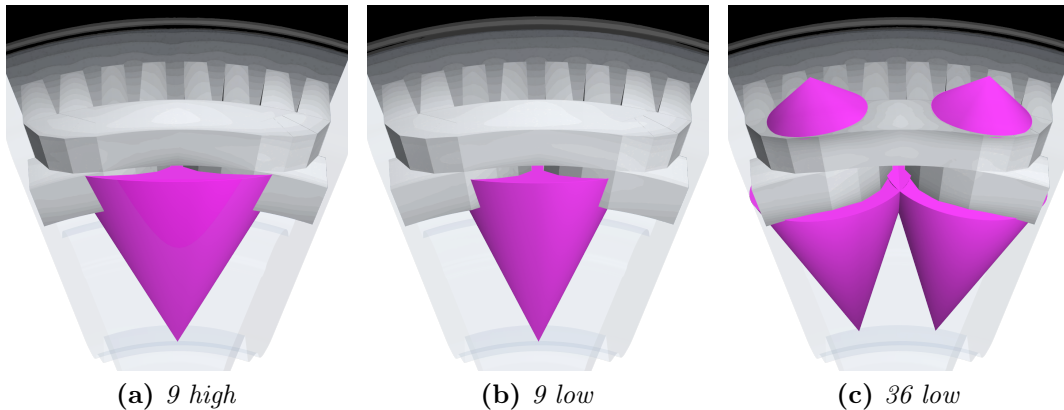
Im Gegensatz zu den bisherigen Untersuchungen in Kapitel 3 wird statt eines 20°-Segmentmodells ein 40°-Segmentmodell genutzt. Mit diesem kann der Einfluss der Rotation auf die Ablenkung der Spraykegel umfangreicher evaluiert werden. Generell ist das Strömungsbild für Kühlkonzepte mit einem höheren Anteil an konvektiver Wärmeabfuhr relevanter. Ein 40°-Segmentmodell liefert hierzu symmetriebedingt den Vorteil eines perfekten periodischen Interfaces. Eine eigene Verifizierung und Validierung ist aufgrund der bloßen Spiegelung des bestehenden Netzes nicht erforderlich.

Für die kombinierte Kühlung wird die Kühlmitteltemperatur im Mantel der Spraytemperatur beim Düsenaustritt gleichgesetzt. Da das Gehäuse unabhängig vom Betriebspunkt nur geringfügig wärmer wird als die definierte Kühlmitteltemperatur, kann an der Außenseite eine adiabate Randbedingung gesetzt werden.

Tabelle 7.2 gibt einen Überblick zu den in Abb. 7.5 dargestellten Sprühstrahlkonfigurationen. Die Namensgebung hinsichtlich *high* und *low* leitet sich aus dem Volumenstrom pro Düse ab. Die Temperatur des Öls beim Austritt aus der Düse  $T_D$  beträgt durchgehend 75 °C.

**Tabelle 7.2:** Überblick der untersuchten Sprühstrahlkonfigurationen

Name	Konfiguration	$\dot{V}_{ges}$ [l/min]	$\Delta p$ [bar]	$d_{32}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$u_0$ [m/s]	$H$ [mm]
<i>9 high</i>	9 x Düse 3	1,89	24,9	37,76	55,14	41
<i>9 low</i>	9 x Düse 2	0,46	15,7	32,80	43,78	40
<i>36 low</i>	36 x Düse 2	2,20	27,4	26,87	57,88	10 bzw. 40



**Abbildung 7.5:** Düsenposition und Sprühkegelausrichtung der untersuchten Konfigurationen

Die oberen Düsen der Konfiguration *36 low* weisen einen Sprayöffnungswinkel  $\varphi$  von  $100^\circ$  auf. Diese Düse wurde im EMOSCE nicht vermessen. Es existiert jedoch eine  $80^\circ$  Variante von Düse 2 (selbe Düsenreihe, identischer Düsendurchmesser  $d_0 = 180 \mu\text{m}$ ). Es wird angenommen, dass diese Düse bezüglich der Druck-Volumenstrom-Abhängigkeit dasselbe Verhalten zeigt wie Düse 2. Zudem gilt die Annahme einer analogen Vergrößerung von  $\varphi = 80^\circ$  um ca. 20% (vgl. Tabelle 6.4) auf  $\varphi = 100^\circ$ .

Tabelle 7.3 zeigt die Daten der untersuchten EMA Betriebspunkte *Eckpunkt* und *Maximalleistung*. Die Werte beziehen sich auf die gesamte Maschine und müssen zur Verwendung im  $40^\circ$ -Segmentmodell durch 18 geteilt werden.

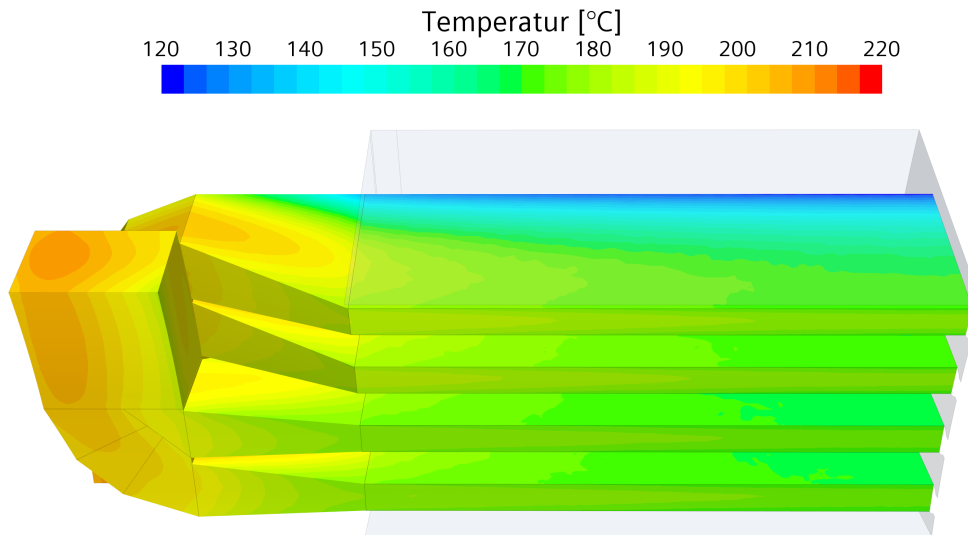
**Tabelle 7.3:** Überblick der untersuchten Sprühstrahlkonfigurationen

Betriebspunkt	$M$ [Nm]	$n_R$ [1/min]	$P_{Cu}$ [W]	$P_{Fe}$ [W]	$P_{Rotor}$ [W]
<i>Eckpunkt</i>	258	4000	3798	840	165
<i>Maximalleistung</i>	100	11 000	2937	2028	1526

## 7.3 Ergebnisse der korrelationsbasierten Simulationen

### 7.3.1 Kombinierte Kühlung im Betriebspunkt Eckpunkt

Der Betriebspunkt *Eckpunkt* zeichnet sich durch hohe Kupferverluste und moderate Eisenverluste aus. Zudem sind die Verluste im Rotor gering, weshalb der Rotor als Wärmequelle eine untergeordnete Rolle spielt. Es muss demnach vor allem in der Wicklung anfallende Wärme durch die Kühlung abtransportiert werden. Abbildung 7.6 zeigt den Temperaturverlauf der Referenzkühlung im 20° Segmentmodell.

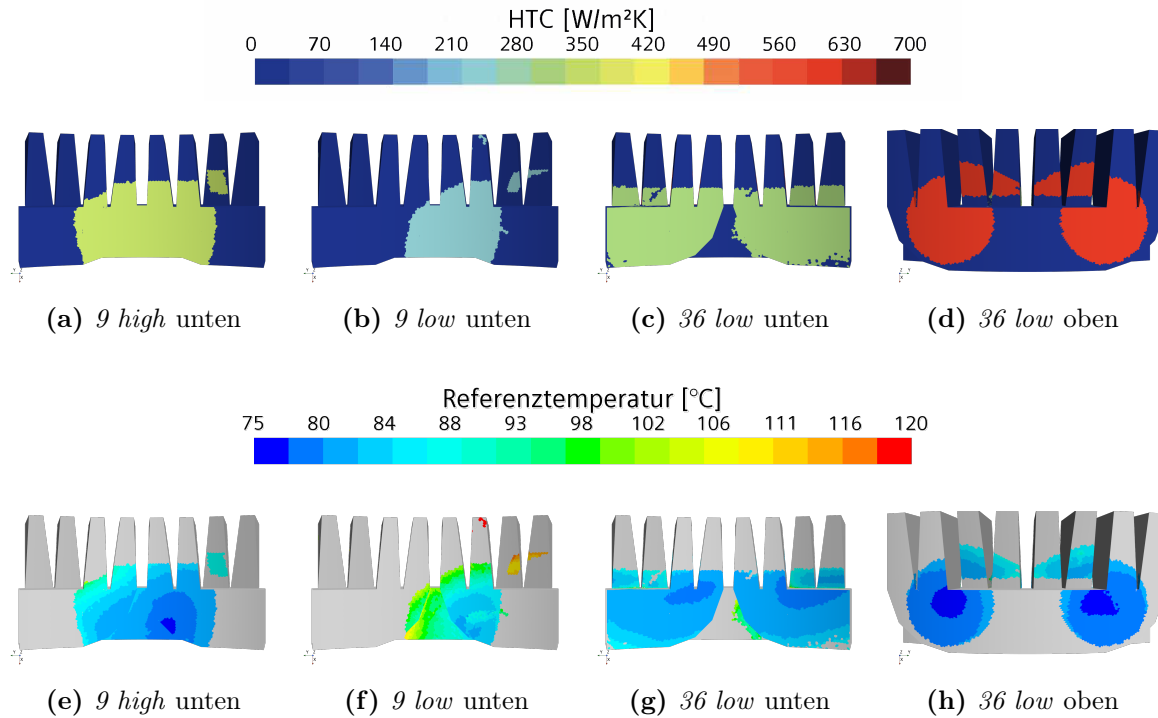


**Abbildung 7.6:** Temperaturverlauf im Betriebspunkt *Eckpunkt* bei Referenzkühlung

Es lässt sich erkennen, dass die höchste Temperatur (212 °C) im aWK auftritt. Entlang des Wärmeleitpfads in den Kühlmantel wird die Temperatur immer geringer, die Temperaturspreizung liegt bei ca. 92 °C.

#### Analyse der Sprühbilder und modellierten Wärmesenken

Abbildung 7.7 zeigt für den Betriebspunkt *Eckpunkt* die direkt besprühten Flächen des Wickelkopfs, in welchen die Korrelation als zusätzliche Wärmesenke des Systems wirksam ist. In Abb. 7.7a-d sind die mittels Korrelation errechneten HTC's zu sehen, in Abb. 7.7e-h die zugehörigen Referenztemperaturen. Es lässt sich erkennen, dass abhängig von der gewählten Sprühstrahlkonfiguration unterschiedliche Benetzungsmuster auf dem Wickelkopf auftreten. Die homogenste Benetzung ergibt sich für *36 low*, was auf die höhere Düsenanzahl zurückzuführen ist. Die schlechteste Benetzung weist *9 low* auf. Bezüglich des gemittelten HTC's im direkt besprühten Bereich werden die höchsten Werte auf der Oberseite der Variante *36 low* erreicht. Die Unterseite dieser Variante liegt in etwa auf dem gleichen Niveau wie Variante *9 high*. Analog zur Benetzung ergeben sich die geringsten HTC-Werte für *9 low*. *9 low* erfährt zudem die höchste Erwärmung des Sprays von der Düse bis zum Erreichen der Wickelkopfoberfläche. Dies ist auf die hohe



**Abbildung 7.7:** Eckpunkt: HTCs und  $T_{ref}$  für alle Sprühstrahlkonfigurationen

Temperatur der Luft im Wickelkopfraum ( $T_K = 110^\circ\text{C}$ ) zurück zu führen. Für *9 high* ( $T_K = 100^\circ\text{C}$ ) und *36 low* ( $T_K = 97^\circ\text{C}$ ) ist die Erwärmung geringer. Allgemein fällt auf, dass die Sprühstrahlen im Kern geringer abkühlen als im Außenbereich. Im direkten Vergleich mit einer Simulation ohne Ölspray ( $T_K = 150^\circ\text{C}$ ) führt die Wärmeaufnahme durch das Ölspray im Wickelkopfraum in allen Varianten zu einer deutlich geringeren Lufttemperatur.

Der direkte Vergleich zwischen den Varianten *9 high* und *9 low* demonstriert die Auswirkungen unterschiedlicher Sprayparameter bei vergleichbarer Düsenausrichtung. In beiden Varianten wird der Sprühstrahl im rotorinduzierten Strömungsfeld nach rechts abgelenkt. Für *9 low* ist die Ablenkung stärker, da die Tropfen kleiner und langsamer sind (vgl. Tab. 7.2). Auf der anderen Seite führt die hohe Oberfläche der kleineren Tropfen trotz vergleichsweise geringem Massenstrom zu einer deutlichen Absenkung von  $T_K$  gegenüber der Referenzkühlung ohne Ölspray. Für die Variante *36 low* lässt sich hingegen kaum eine Ablenkung erkennen. Eine genauere Analyse der Strömung im Wickelkopfraum ergibt, dass die Vielzahl an Sprühstrahlen die zirkulierende Strömung verdrängt. In Abb. 7.8 sind die Geschwindigkeitsvektoren auf einer axial-radialen Ebene durch eine der unteren Düsen ersichtlich. Der Sprühkegel ist in pink angedeutet. Es zeigt sich, dass der Einfluss des Rotors in Wandnähe stark ausgeprägt ist und mit steigendem Wandabstand zunehmend abflacht. Im Umfeld der Düse dominiert hingegen die Luftströmung des Prallstrahls, weshalb die rotorinduzierte Strömung keinen ablenkenden Effekt hat.

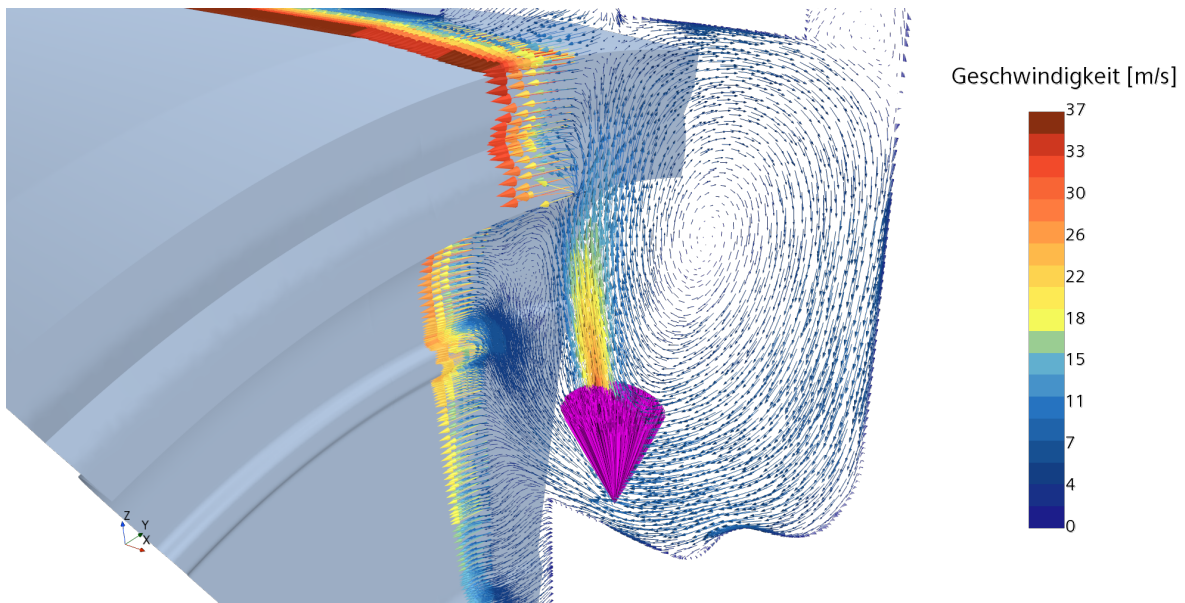


Abbildung 7.8: *36 low*: Geschwindigkeitsvektoren im Wickelkopfraum

### Temperaturen

Abbildung 7.9 zeigt einen Überblick der sich pro Konfiguration einstellenden maximalen Temperatur  $T_{max}$ , minimalen Wicklungstemperatur  $T_{min,W}$ , mittleren Temperatur im äußeren Wickelkopf  $T_{avg,aWK}$  und Lufttemperatur im Gehäuseinneren  $T_K$  im Betriebspunkt *Eckpunkt*. Zu Vergleichszwecken sind auch die Temperaturen einer reinen Mantelkühlung (*Referenz*) angegeben.

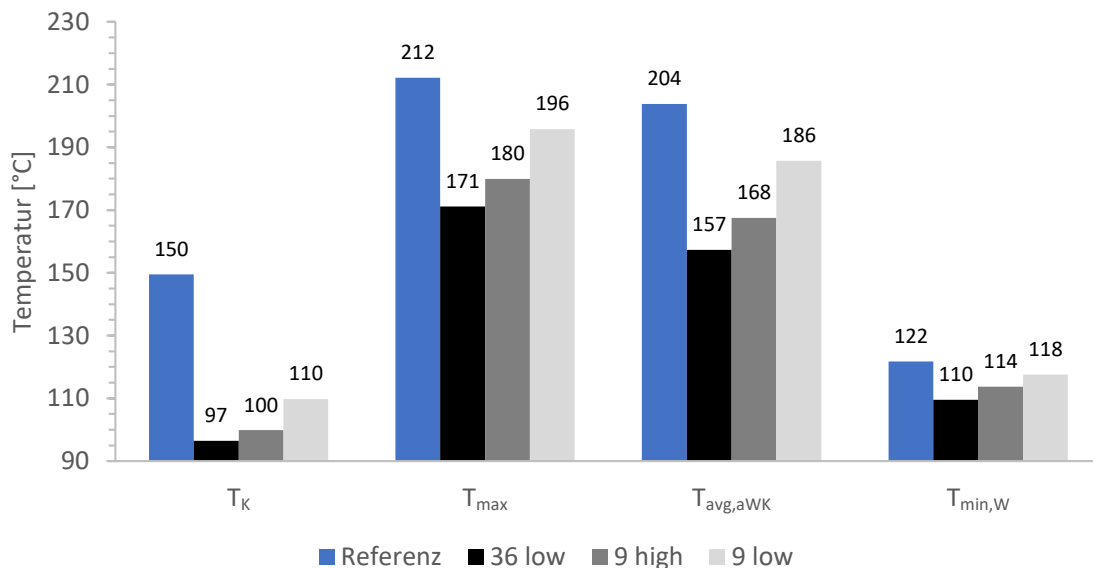


Abbildung 7.9: *Eckpunkt*: Temperaturen für verschiedene Konfigurationen

Für alle Konfigurationen führt der Einsatz der Öl-Sprühstrahlen zu einem deutlich geringeren Temperaturniveau im Wickelkopf. Auch die Homogenität der Temperaturverteilung ( $\Delta T$ ) verbessert sich, da sich  $T_{min,W}$  kaum ändert. Die Kühlwirkung der Sprühstrahlkühlung setzt sich aus zwei Komponenten zusammen. Zunächst führt die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber der reinen Umströmung mit Luft zu einer erhöhten Wärmeabfuhr im direkt besprühten Bereich. Darüber hinaus kühlt das Spray die Luft im Wickelkopfraum bevor es die Wicklung trifft. Die Verringerung der mittleren Kammertemperatur  $T_K$  ist mit 40 – 53 K sogar höher als die Temperaturreduktion in der Wicklung. Eine geringere Lufttemperatur führt automatisch zu einer höheren Temperaturdifferenz gegenüber den unbenetzten Wicklungsflächen, weshalb auch der konvektive Wärmestrom an die Luft zunimmt.

Der Vergleich der Sprühstrahlkonfigurationen untereinander kennzeichnet *36 low* als das effektivste Kühlkonzept. Für diese Variante werden durchgehend die geringsten Temperaturen bei höchster Homogenität ( $\Delta T = 61$  K) erreicht. So beträgt die Reduktion von  $T_{max}$  41 K gegenüber der reinen Mantelkühlung. Bezogen auf den auftretenden Temperaturbereich der Referenz (212 °C - 75 °C) entspricht dieser einer Reduktion um 30%. Trotz fehlender Benetzung im oberen Bereich des Wickelkopfs liefert *9 high* ein ähnlich gutes Ergebnis. *9 low* schneidet hinsichtlich der erzielbaren Temperaturen in der Wicklung am schlechtesten ab.

Die maximale Temperatur befindet sich durchgehend auf der Mittelebene des 40°-Segmentmodells im Inneren des aWK.  $T_{min}$  liegt für alle Konfigurationen an der Oberseite des Aktivteils im Zentrum des Statorblechpakets. Für *36 low* tritt  $T_{min}$  zudem im Zentrum der besprühten Flächen auf der Oberseite des Wickelkopfs auf.

Abbildung 7.10 zeigt die konvektiven Wärmeströme an der Wickelkopfoberfläche für alle betrachteten Konfigurationen. Der gesamte konvektiv abgeführte Wärmestrom setzt sich aus einem Anteil im direkt besprühten Bereich (Sprühstrahl) und der nur mit Luft überströmten Fläche (Luft) zusammen. Für das effektivste Kühlkonzept *36 low* ist sowohl der gesamte als auch der sprühstrahlbedingte Wärmestrom am größten. Für *9 high* ergibt sich der größte Wärmestrom an die umströmende Kammerluft. Er ist gegenüber der Referenzkühlung mehr als doppelt so groß. Dies ist über die geringere Lufttemperatur und die höhere Strömungsgeschwindigkeit aufgrund des Impulses des Tropfenkollektivs zu begründen. Für beide Varianten mit neun Düsen ist zudem der luftbedingte Wärmestrom doppelt so groß wie der sprühstrahlbedingte Wärmestrom. Die Ursache hierfür liegt im vergleichsweise kleinen direkt besprühten Gebiet. Es verbleibt viel unbenetzte Oberfläche, welche mit Luft überströmt wird. Bei *36low* ist die freie Oberfläche vergleichsweise klein, weshalb der Anteil der Luftkonvektion kleiner ist.

Mit diesem Ergebnis kann festgehalten werden, dass für eine Öl-Sprühstrahlkühlung der Wickelköpfe neben der erwarteten hohen Wärmeabfuhr im direkt besprühten Bereich auch eine Verbesserung der Konvektion an die Kammerluft erzielt wird. Wie stark welcher Mechanismus zum Tragen kommt, ist abhängig von der gewählten Sprühstrahlkonfiguration.

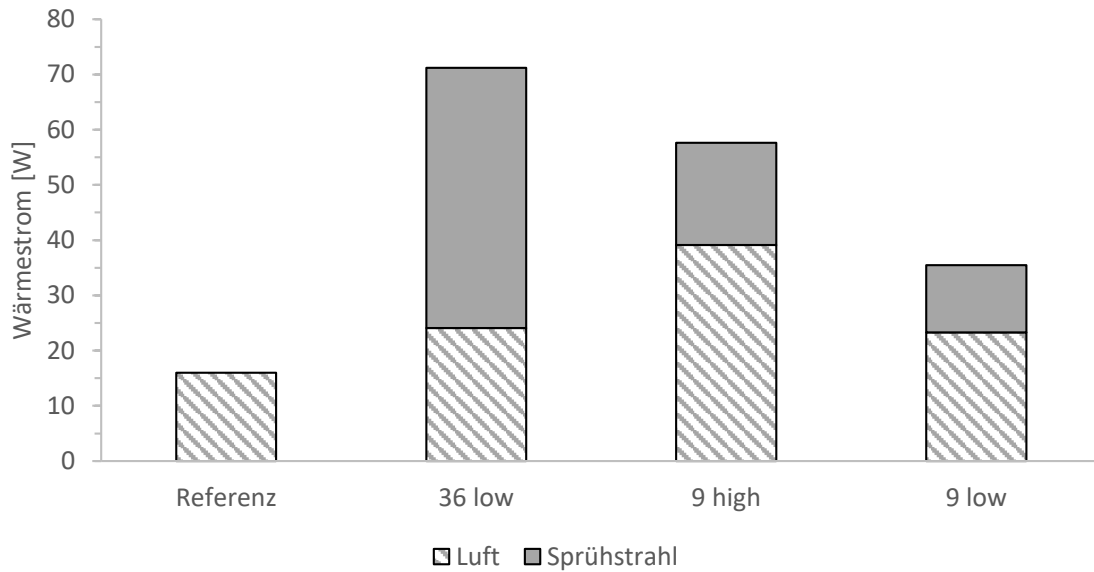


Abbildung 7.10: *Eckpunkt*: Wärmestrombilanz am Wickelkopf pro Variante

### 7.3.2 Kombinierte Kühlung im Betriebspunkt Maximalleistung

Der Betriebspunkt *Maximalleistung* zeichnet sich durch vergleichsweise geringe Kupferverluste dafür aber hohe Eisen- und Rotorverluste aus. Gleichzeitig ist die Drehzahl deutlich höher als im Betriebspunkt *Eckpunkt*. Das Kühlsystem muss aus allen Komponenten eine signifikante anfallende Wärme abtransportieren. Abbildung 7.11 zeigt den Temperaturverlauf der Referenzkühlung im 20° Segmentmodell.

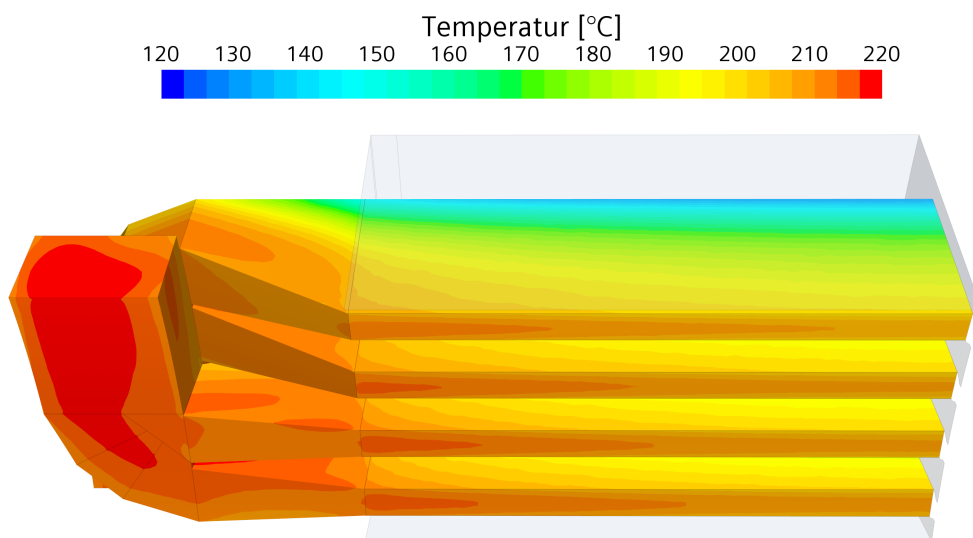


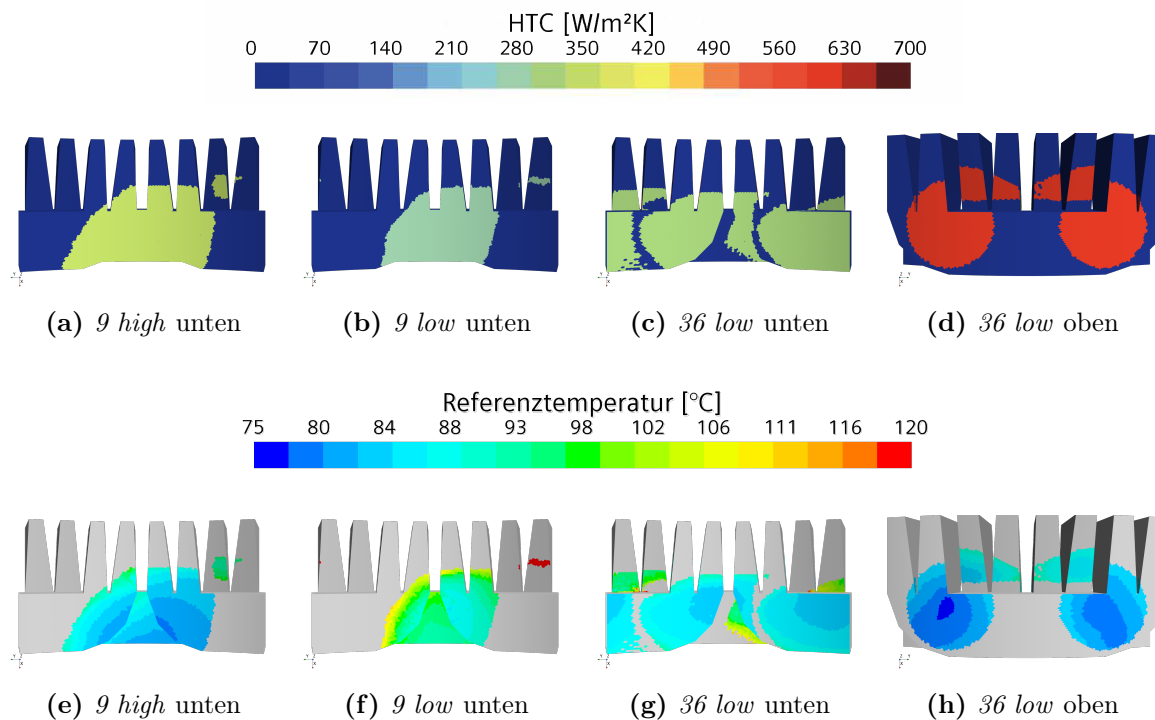
Abbildung 7.11: Temperaturverlauf im Betriebspunkt *Maximalleistung* bei Referenzkühlung

Es lässt sich erkennen, dass auch für *Maximalleistung* die höchste Temperatur (221 °C)

im aWK auftritt. Jedoch werden auch im unteren Bereich des Aktivteils ähnlich hohe Temperaturen erreicht. Erklären lässt sich dies durch die Kombination aus höheren Eisenverlusten und der Wärmequelle des Rotors, welche ihre Wärme über den Luftspalt hinweg an den Stator abgibt. Da der Rotor seine Wärme ausschließlich an die Luft im Gehäuse abgeben kann, liegt die Kammertemperatur bei  $183^\circ\text{C}$  und damit um  $33\text{K}$  höher als beim *Eckpunkt*.

### Analyse der Sprühbilder und modellierten Wärmesenken

Analog zur Darstellung im Betriebspunkt *Eckpunkt* zeigt Abbildung 7.12 die Sprühbilder samt wirkender HTC's (a-d) und Referenztemperaturen (e-h) für den Betriebspunkt *Maximalleistung*.



**Abbildung 7.12:** *Maximalleistung*: HTC's und  $T_{ref}$  für alle Sprühstrahlkonfigurationen

Da für die Korrelation der Öl-Sprühstrahlkühlung nur die Bedingungen am Düsenaustritt relevant sind, entspricht der Betrag des gemittelten HTC's der einzelnen Varianten weitgehend jenen im Fall *Eckpunkt*. Einzig die Dichte der Luft hat über  $We_{d_0}$  einen geringen Einfluss auf die Korrelation. Für alle Sprühbilder auf der Unterseite des Wickelkopfs lässt sich ein deutlicher Einfluss der erhöhten Rotationsgeschwindigkeit erkennen. Sie sind durchgängig in Rotationsrichtung verzogen. Für *36 low* geht der Einfluss so weit, dass das nächste  $40^\circ$  Segment getroffen wird. Für die Oberseite ist keine Ablenkung erkennbar. Auch hinsichtlich der Referenztemperaturen werden die veränderten Randbedingungen des Betriebspunkts deutlich, da das Spray auf seinem Flugweg deutlich wärmer wird bzw. die Luft im Statorraum abkühlt.

## Temperaturen

Abbildung 7.13 zeigt für den Betriebspunkt *Maximalleistung* den bekannten Überblick der sich pro Konfiguration einstellenden Temperaturen  $T_{max}$ ,  $T_{min,W}$ ,  $T_{avg,aWK}$  und  $T_K$ . Zu Vergleichszwecken sind erneut die Temperaturen der Referenzkühlung abgebildet.

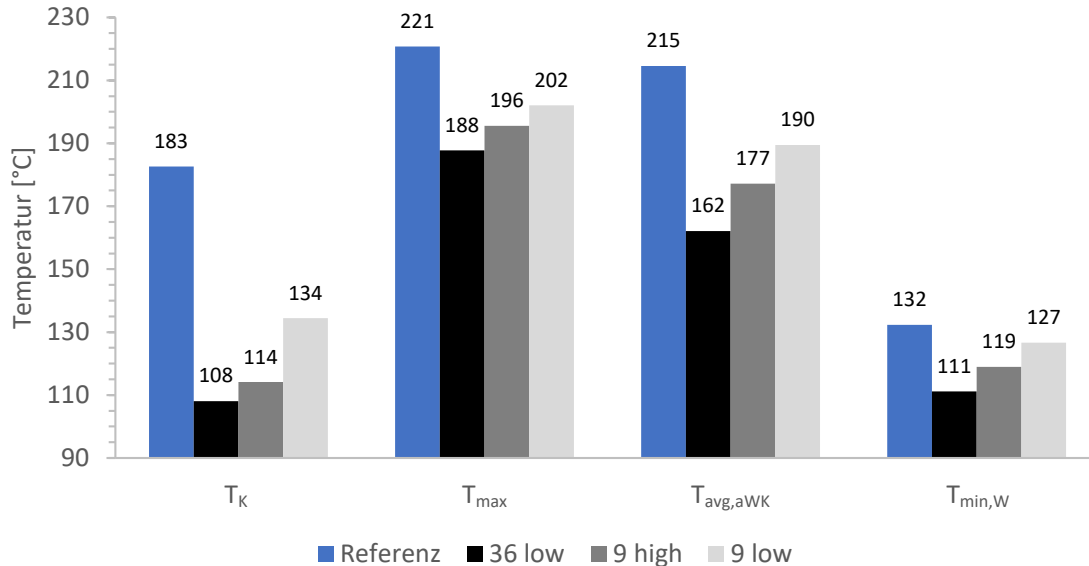
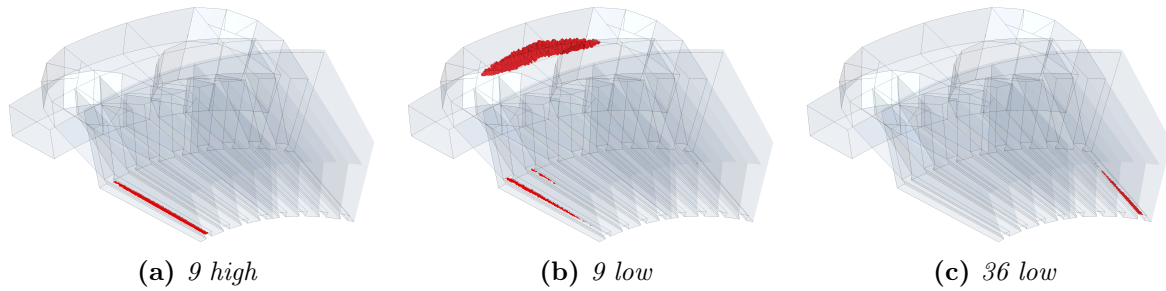


Abbildung 7.13: *Maximalleistung*: Temperaturen für verschiedene Konfigurationen

Wie beim Betriebspunkt *Eckpunkt* kann mit allen Varianten der Öl-Sprühstrahlkühlung ein geringeres Temperaturniveau bei einer höheren Homogenität der Temperaturverteilung erreicht werden. Die Abkühlung von  $T_K$  durch die Sprühstrahlen ist jedoch deutlich ausgeprägter. Selbst für den geringen Öl-Massenstrom in *9 low* kommt es zu einer Reduktion von  $T_K$  um 49 K auf 134 °C. Für *36 low* sind es sogar 75 K.

Auch das relative Verhalten der Varianten bleibt identisch. *36 low* liefert die beste Kühlwirkung und vermag  $T_{max}$  um 33 K auf 188 °C zu senken. Bezogen auf den auftretenden Temperaturbereich der Referenz (221 °C - 75 °C) entspricht dies einer Reduktion um 22%. Noch ausgeprägter ist der Vorsprung mit Blick auf die mittlere Temperatur im Wickelkopf. Hier beträgt die Reduktion 53 K bzw. 36%. Die Varianten *9 high* und *9 low* schneiden im Vergleich zum Betriebspunkt *Eckpunkt* etwas schlechter ab. Hier werden die veränderten Wärmequellen ersichtlich, denn es gilt nicht nur den Hotspot im Bereich des Wickelkopfs zu senken. Hinsichtlich der Homogenität der Temperaturverteilung ergibt sich für alle drei Varianten mit einer Temperaturspreizung ( $T_{max} - T_{min,W}$ ) mit 75 – 77 K ein identisches Bild. Vielmehr liegen die maximalen Temperaturen bei *Maximalleistung* vor allem auf der unteren Seite des Aktivteils (siehe Abb. 7.14). Nur *9 low* hat sein Maximum zusätzlich im aWK und befindet sich daher in seiner perfekten Auslegung hinsichtlich der erzielbaren Homogenität (vgl. Kapitel 4.1.2).



**Abbildung 7.14:** *Maximalleistung:* Zellen mit  $T \geq (T_{max} - 2\text{K})$  pro Variante

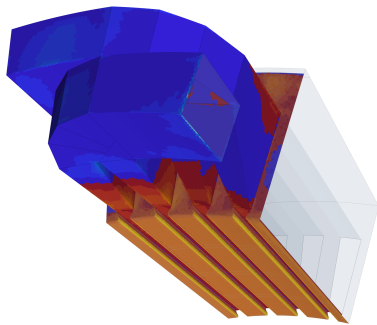
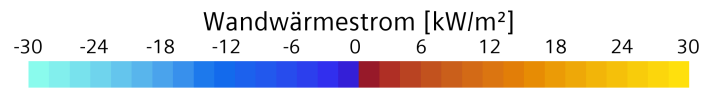
Die veränderten Bedingungen des Betriebspunkts werden auch in der Wärmestrombilanz an der Wickelkopfoberfläche ersichtlich (Abbildung 7.15a). Es fällt zunächst auf, dass der konvektiv abgeführte Wärmestrom an der Wickelkopfoberfläche für die Referenzkühlung sehr gering ist. Bei näherer Betrachtung (Abb. 7.15b) kann festgestellt werden, dass die iWK des Wickelkopfs sogar Wärme aufnehmen. Sobald die  $T_K$  durch den Einfluss der Sprühstrahlen unter die Oberflächentemperatur des Wickelkopfs sinkt, fungiert die Luft des Statorraums wieder durchgängig als Wärmesenke (Abb. 7.15c-e) und der Wärmestrom aufgrund Luftkonvektion steigt deutlich (7.15a).

Das relative Verhalten der Varianten bestätigt sich auch bei isolierter Betrachtung des Wärmestroms über die Wickelkopfoberfläche. Eine detaillierte Analyse der einzelnen Wärmeströme ergibt hierzu jedoch ein differenziertes Bild. Für *36 low* und *9 low* ist der insgesamt abgeführte Wärmestrom nahezu identisch zum Betriebspunkt *Eckpunkt*. Die Luftkonvektion für *9 high* ist hingegen deutlich reduziert ( $\Delta\dot{Q} > 10\text{W}$ ) und liegt nun auf dem Niveau der anderen Varianten. Der Hauptgrund für diese Verschlechterung liegt in der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Wickelkopfoberfläche und überströmender Kammerluft. Die Vorteile einer erhöhten Strömungsgeschwindigkeit kommen im Betriebspunkt *Maximalleistung* nicht mehr so stark zum Tragen. Diese Abhängigkeit muss bei der Auslegung eines Kühlsystems berücksichtigt werden, da die Kühlung über alle relevanten Betriebspunkte hinweg sichergestellt werden muss.

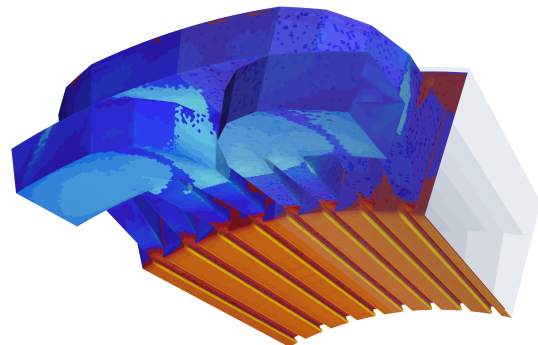
Insgesamt lässt sich ableiten, dass die Sensibilität einer Ölspraykühlung bei unterschiedlichen Randbedingungen und Betriebsparametern von komplexer Natur ist. Das Ergebnis unterstreicht die Notwendigkeit der durchgeführten Simulationen und entwickelten effizienten Simulationsmethoden.



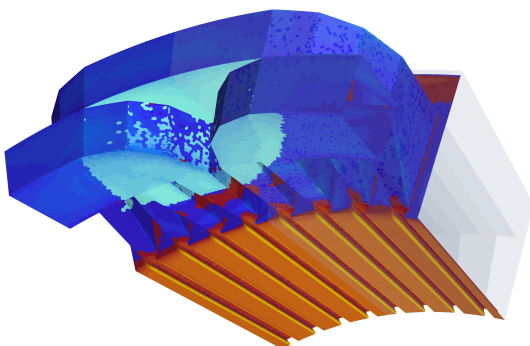
(a) Wärmestrombilanz am Wickelkopf pro Variante



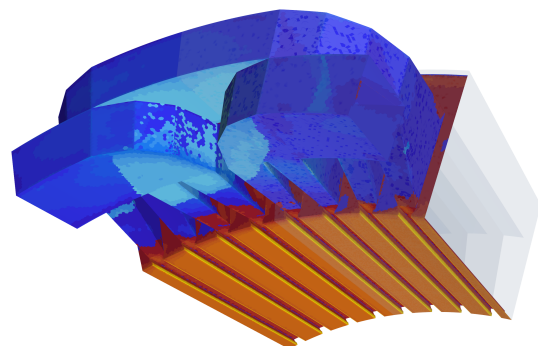
(b) Referenz



(c) 36 high



(d) 9 high



(e) 9 low

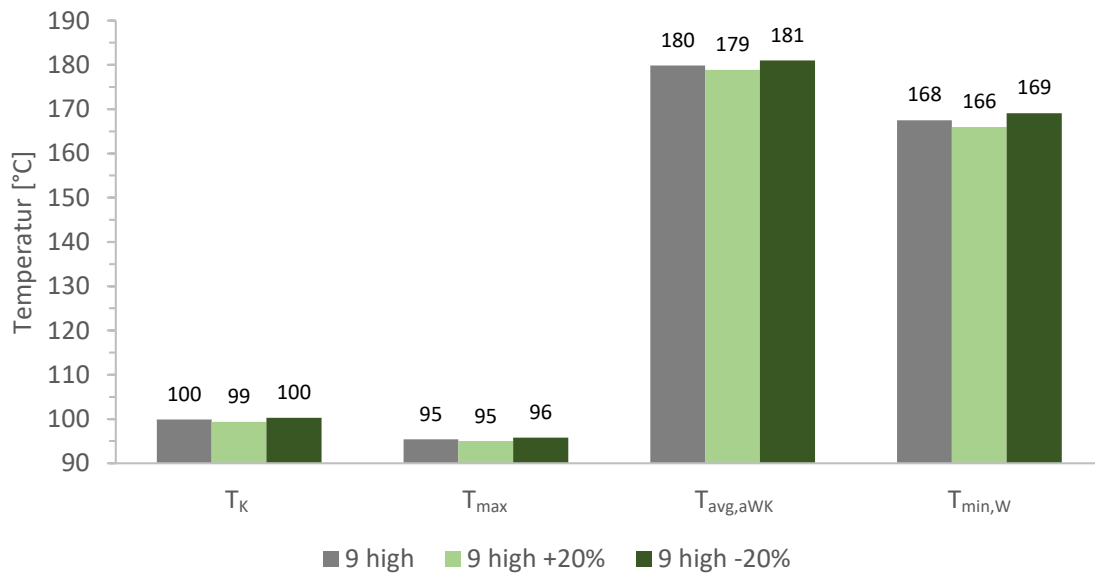
Abbildung 7.15: Maximalleistung: Wärmestrombilanz und -verläufe am Wickelkopf

### 7.3.3 Sensibilität der Berechnung bei HTC Abweichungen

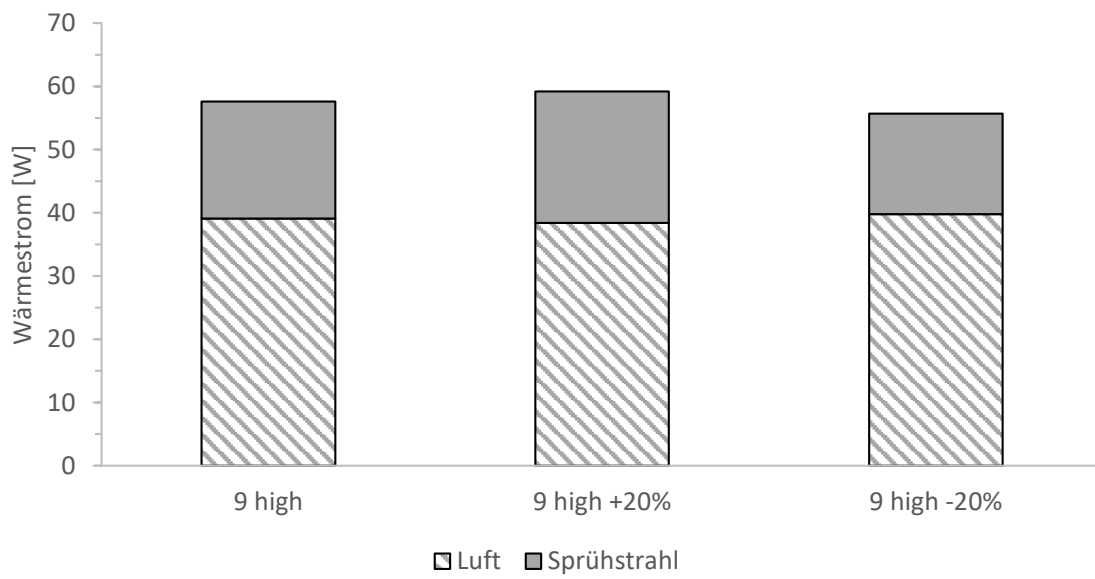
Die in Abschnitt 6.4.4 vorgestellte Korrelation basiert auf experimentell gewonnenen Daten. Wie bei jedem Experiment sind die erfassten Werte fehlerbehaftet (vgl. Kap. 6.1.4). Darüberhinaus ist die Korrelation mit einem mittleren prozentualen Fehler (MAPE) von 3,0% angegeben. Auch die Berechnung von  $d_{32}$  und  $u_0$  unterliegt einem Fehler (Tab. 7.1). Um die Auswirkungen dieser Unsicherheiten auf die Temperaturverteilung im Stator der betrachteten Referenzmaschine abzuschätzen, werden für die Variante *9high* im Betriebspunkt *Eckpunkt* exemplarisch zwei zusätzliche Simulationen durchgeführt. Hierin sind die HTCs im besprühten Bereich um  $\pm 20\%$  variiert. Absolut bedeutet dies  $281 \text{ W/m}^2\text{K}$  statt  $351 \text{ W/m}^2\text{K}$  für  $-20\%$  und  $422 \text{ W/m}^2\text{K}$  für  $+20\%$ . Alle anderen Größen der Simulation bleiben unverändert.

Abbildung 7.16a zeigt die sich einstellenden Temperaturen  $T_{max}$ ,  $T_{min,W}$ ,  $T_{avg,aWK}$  und  $T_K$  im Vergleich zu den initialen Ergebnissen der Variante *9high* im Betriebspunkt *Eckpunkt*. Demnach verändern sich die Temperaturen bei einer 20% Anpassung der HTCs nur um 1-2 K. Die Temperaturen sinken, wenn der HTC steigt und umgekehrt. Aus Abb. 7.16b lässt sich entnehmen, dass der Wärmestrom an den Sprühstrahl bei erhöhtem HTC steigt ( $+12\%$ ) und bei verringertem HTC sinkt ( $-14\%$ ). Die Luftkonvektion ist nahezu unverändert  $\pm 2\%$ .

Aus dem Ergebnis kann geschlossen werden, dass eine Unter- bzw. Überschätzung des sprühstrahlbedingten HTCs nur einen geringen Einfluss auf die Wärmeströme und damit auch Temperaturverteilung bedeutet. Aus Sicht der Simulationsmethode fallen die akkumulierten Mess- und Modellierungsfehler somit kaum ins Gewicht. Der Grund der geringen Sensibilität liegt im anisotropen Wärmeleitungsverhalten. Wie bereits in Kapitel 4.3.2 zum Stand der Technik der Öl-Prallstrahlkühlungen festgestellt, hilft das Erzeugen starker lokal begrenzter Wärmesenken wenig bei der Reduktion der maximalen Temperatur und dem allgemeinen Temperaturniveau. Vielmehr gilt es eine möglichst große Oberfläche des Wickelkopfs zu benetzen. Dies wird durch die Ergebnisse der Variante *3low* bestätigt.



(a) Temperaturen



(b) Wärmestrombilanz am Wickelkopf

Abbildung 7.16: Eckpunkt: Auswirkung einer  $\pm 20\%$  Abweichung des HTSs für *9high*

## 7.4 Bewertung der Kühlkonzeptvarianten

Im Rahmen der Auswertung der Simulationsergebnisse in Abschnitt 7.3 wurden die funktionalen konzeptbezogenen Anforderungen **KAF1** und **KAF2** im jeweiligen Betriebspunkt bewertet. Selbstredend ist primär entscheidend, ob die funktionalen konzeptbezogenen Anforderungen erfüllt werden können. Gegenüber der Referenz stellen alle drei Konzepte eine deutliche Verbesserung zur reinen Mantelkühlung dar.

Eine Bewertung der Konzepte untereinander muss gesamthaft über alle Betriebspunkte und unter Berücksichtigung aller für die Konzeptebene relevanten Anforderungen erfolgen. Die hierfür benötigten qualitativen Bewertungskriterien wurden bereits in Kapitel 4.3.2 zur literaturgestützten Bewertung konvektiver Ölkühlungskonzepte abgeleitet. Die Bewertung erfolgt erneut mittels Auswahlliste nach [135]. Das Gesamtergebnis ergibt sich als Verrechnung der Einzelpositionen.

**Tabelle 7.4:** Bewertung der Öl-Sprühstrahlkonzepte mittels Auswahlliste nach [135]

	Niedriges Temperaturniveau						
	Homogene Temperaturverteilung						
	Reibungseintrag aufgrund Ölmenge						
	Druckniveau der Pumpe						
	Wartungsaufwand						
	Fahrzeugintegration						
	<b>Gesamt</b>						
<b>36low</b>	+	o	o	o	-	-	-
<b>9high</b>	o	o	o	o	+	+	++
<b>9low</b>	-	o	+	+	o	+	++

(+) besser (o) gleichwertig (-) schlechter

Es lässt sich erkennen, dass die beiden Öl-Sprühstrahlkonzepte mit neun statt 36 Düsen insgesamt besser auf das definierte Anforderungsprofil passen. Für *9low* spricht insbesondere die geringe Ölmenge im Statorraum und das geringe benötigte Druckniveau. Für *9high* werden Düsen mit einem größeren Öffnungsdurchmesser verbaut, was die Verstopfungsneigung reduziert und damit die Anforderung an die Öl-Filterung senkt. Zudem ist für beide Konzepte mit neun Düsen die Fahrzeugintegration leichter zu realisieren, da weniger Düsen und Leitungen benötigt werden. Welches der beiden Konzepte mit neun Düsen am besten für eine konkrete Ausprägung als Kühlsystem im elektrischen Antriebsstrang eines Fahrzeugs geeignet ist, entscheiden demnach die konkreten quantitativen Anforderungen.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Dissertation liefert hinsichtlich der Forschungsthemen

1. Die virtuelle Entwicklung und Bewertung alternativer Kühlkonzepte für statorkritische elektrische Maschinen mit hoher spezifischer Leistung und Leistungsdichte.
2. Die Befähigung von CAE Methoden zur Eigenschaftsanalyse von Kühlkonzepten für elektrische Maschinen in der frühen Entwicklungsphase.

relevante Erkenntnisse für die Entwicklung elektrischer Maschinen und erweitert den Wissensstand um die nachfolgend zusammengefassten Ergebnisse.

### 8.1 Darstellung der Kerneergebnisse

#### **Effiziente simulationsgestützte Potenzialanalysen alternativer Kühlkonzepte**

Aus der komprimierten Darstellung der Grundlagen elektrischer Maschinen geht hervor, dass sich deren Erwärmung hauptsächlich auf Stromwärmeverluste in den elektrischen Kreisen und Ummagnetisierungsverluste im magnetischen Kreis zurückführen lässt. Reibungsverluste führen mittelbar zu einer Erhöhung der Stromwärmeverluste, erwärmen die Maschine selbst jedoch kaum. Ein effizientes Kühlsystem führt diese Verlustleistungen nicht nur ab, sondern hebt durch ein geringeres Temperaturniveau auch den Wirkungsgrad der Maschine. Zudem können alle anhand des Stators der betrachteten Referenzmaschine (IPSM) gewonnenen Erkenntnisse auch auf Maschinen des Typs FESM und ASM übertragen werden.

Mittels analytischer Lösungen vereinfachter Wärmeleitungsmodelle auf Basis der allgemeinen Form der Differenzialgleichung von Fourier wird deutlich, dass die Ursache großer thermischer Gradienten über die EMA in der geringen Wärmeleitfähigkeit der eingesetzten Isolationsmaterialien begründet liegt. Weiter zeigt sich, dass die korrekte Berechnung des Temperaturmaximums von einer möglichst exakten Abbildung von Geometrie und Wärmeleitfähigkeiten der eingesetzten Materialien abhängt. Um das Temperaturmaximum mittels konvektiver Kühlung zu senken, gilt es die Oberflächentemperatur in einem möglichst großen Bereich über einen hohen HTC gering zu halten. Wärmestrahlung spielt für elektrische Maschinen im Fahrzeugeinsatz keine Rolle.

Aus einer Analyse und Bewertung bestehender thermischer Berechnungsmethoden geht die numerische Simulation als genaues und flexibles Werkzeug zur Berechnung des Temperaturverlaufs in den Komponenten von EMAs hervor. Zur Modellierung der Wärmelei-

tung innerhalb der Komponenten werden zwei unterschiedliche Ansätze vorgestellt, welche sich im Auflösungsgrad der feinen Draht-Harz Strukturen innerhalb der Wicklungen unterscheiden. Im hochaufgelösten Ansatz wird jeder Draht samt umschließendem Harz geometrisch im Modell aufgelöst. Für den abstrakten Ansatz werden die Draht-Harz Strukturen in homogenen Strängen zusammengefasst und der Weg der Wärmeleitung über Zonen konstanter anisotroper Wärmeleitfähigkeit modelliert.

Zur Validierung wird der extrapolierte Gleichgewichtszustand einer thermischen Langzeitmessung der betrachteten Referenzmaschine genutzt. Die Analyse der Temperaturverläufe zeigt sowohl qualitativ als auch quantitativ eine sehr gute Übereinstimmung zwischen beiden Simulationen. Für die insgesamt fünf ausgewerteten Temperaturen aus 10 verschiedenen Temperatursensoren ergibt sich eine maximale Abweichung zwischen Simulation und Experiment von 3 K. Die Bewertung vor den eingangs formulierten methodischen Anforderungen kennzeichnet die abstrakte Modellierung als das bessere Vorgehen für die Entwicklung von Kühlkonzepten in der frühen Phase. Hierbei geben vor allem die höhere Flexibilität, der deutlich geringere Ressourcenbedarf und ein um den Faktor 400 geringer Zeitaufwand den Ausschlag.

Unter Anwendung der abstrakten Methode ergibt sich die Erkenntnis, dass mit einer Wärmeabfuhr über die Wickelköpfe die gegebenen Wärmeleitungspfade der EMA besser ausgenutzt werden, als für die Mantelkühlung des Referenzsystems. Bei Kühlmitteltemperaturen von  $75 - 90\text{ °C}$  sollte an der Wickelkopfoberfläche ein HTC von  $\alpha = 300 - 600\text{ W/m}^2\text{K}$  erreicht werden. Ideal ist eine Kombination zweier Wärmesenken an Wickelkopf- und Manteloberfläche. Neben dem definierten HTC-Korridor helfen die KO-Kriterien Kurzschlussgefahr, Schmierstoffverträglichkeit und Bauraumbedarf, um die möglichen Wärmeübergangskonzepte auf Ölspritzkonzepte zu reduzieren.

Aus einer umfangreichen Literaturrecherche ergibt sich, dass der HTC für alle Ölspritzkonzepte mit steigendem Volumenstrom und steigender Öltemperatur ansteigt. Für Öl-Prallstrahlen werden im Auftreffpunkt sehr hohe HTCs erreicht. Außerhalb der Staupunkte wird der HTC schnell kleiner und die Kühlwirkung nur über den ablaufenden Film erzeugt. Der HTC von Öl-Schleuderkühlungen ist konzeptbedingt drehzahlabhängig und wird in der Literatur durchgängig als ergänzendes Konzept umströmender Ölkühlungen angegeben. Für Öl-Sprühstrahlkühlungen wird durchgängig eine effektive Kühlung des untersuchten Motors erzielt. Eine besonders hohe Kühlung ergibt sich im direkt besprühten Bereich, weshalb eine gleichmäßige Benetzung angestrebt werden sollte. Neben der überlegenen Kühlwirkung offenbart eine abschließende Bewertung im Fahrzeugeinsatz weitere Vorteile der Öl-Sprühstrahlkühlung. Da bestehende Veröffentlichungen keine zur Auslegung geeigneten Werte bzw. Korrelation liefern, ergibt sich die Notwendigkeit eines eigenen anwendungsspezifischen Öl-Sprühstrahl-Experiments.

## Experimentelle Charakterisierung von Öl-Sprühstrahlkühlungen

Aus der Vorstellung der physikalischen Zusammenhänge zu Sprühstrahlkühlungen ergeben sich Düsentyp und Sprühbild, Tropfendurchmesser und -geschwindigkeit, sowie Massen- und Volumenstromdichte als dimensionsbehaftete charakteristische Größen eines Sprays. Für Filmströmungen sind die Filmdicke, Filmgeschwindigkeit und Filmtemperatur interessant. Bei dimensionsloser Betrachtung der gesamten Sprühstrahlkühlung sind primär die Reynolds-, die Prandtl- und die Nußelt-Zahl relevant. Sind Details zum Spray bekannt, können zudem die Weber-Zahl und die Laplace-Zahl genutzt werden.

Das Wärmeübergangsverhalten einer Sprühstrahlkühlung ergibt sich als Zusammenspiel einer Spray-induzierten laminaren Filmströmung und kontinuierlich einschlagenden Tropfen, welche kaltes Fluid in Wandnähe fördern und die lokale Strömungsgeschwindigkeit erhöhen. Die Analyse möglicher Einflussfaktoren auf die Sprühstrahlkühlung für die Anwendung in einer EMA mit verteilter Runddrahtwicklung schränkt die Freiheitsgrade des EMOSCE zielgerichtet ein. Als relevante Untersuchungsumfänge ergeben sich der Einfluss der Massenstromdichte, der Öltemperatur, der Lufttemperatur in der Spraykammer, sowie der Oberflächenbeschaffenheit und Ausrichtung der zu kühlenden Oberfläche.

Zur Sicherstellung der Übertragbarkeit der experimentellen Ergebnisse wird die Ähnlichkeitstheorie angewendet. Unter Ausnutzung der Prandtl Ähnlichkeit kann mit einem speziellen Prüfstandsöl der Temperaturbereich der realen Anwendung (60 – 130 °C) auf einen geringeren Bereich (33 – 82 °C) gesenkt werden. Aus der Reynolds-Ähnlichkeit ergibt sich die Bandbreite der Massenstromdichte und sowie der notwendige Durchmesser der besprühten Fläche. Aus der Ähnlichkeit bzgl. der düsenspezifischen Weber-Zahl kann geschlossen werden, dass in Experiment und realer Anwendung derselbe Düsentyp eingesetzt werden kann. Gegenüber in der Literatur beschriebenen Prüfstandsaufbauten für Sprühstrahlkühlungen weist das EMOSCE einige Besonderheiten auf. So ist die besprühte Fläche als einlagige Wicklung mit eingewebter PTFE Folie ausgeführt und es kommen Düsen mit vergleichsweise geringen Öffnungsdurchmessern ( $d_0 = 150 - 350 \mu\text{m}$ ) zum Einsatz. Die Temperaturmessung für die besprühte Wicklung erfolgt über rückseitig verklebte Thermoelemente und es existiert ein Sensor zur Temperaturmessung der im Sprühstrahl angesaugten Kammerluft.

Die Messkampagne erfolgt in zwei Schritten und besteht aus insgesamt 133 Einzelmessungen. Umfangreiche Voruntersuchungen garantieren die Plausibilität des Prüfstandsdesigns und der verbauten Messtechnik. Auf diesem Weg werden die gemessenen Wicklungstemperaturen, der Volumenstrom, die gewählten Systemgrenzen, die Reproduzierbarkeit von Messungen, eine konstante Wärmestromdichte auf der beheizten Wicklung und die Sensibilität hinsichtlich der manuellen Einstellung des Düsenabstands abgesichert.

In Übereinstimmung mit dem bekannten Stand der Technik, verbessert sich der HTC

der untersuchten Öl-Sprühstrahlkühlung mit steigender Massenstromdichte  $G$ . Bei identischem  $G$  lassen sich mit kleinen, schnellen Tropfen höhere HTC erreichen als mit großen und langsamen Tropfen. Konträr zu den vorgestellten Quellen kann keine direkte Abhängigkeit des HTC von der Öl-Temperatur vor der Düse  $T_D$  festgestellt werden. Vielmehr ist die Verbesserung des HTC auf die Abkühlung der Öltropfen in der Spraykammer zurückzuführen.

Mit den Ergebnissen der durchgeführten Messkampagne wird der HTC (bezogen auf  $T_{imp}$ ) nur von  $G$  und  $We_{d_{32}}$  bestimmt und liegt über alle untersuchten Betriebspunkte zwischen 150 und 400 W/m<sup>2</sup>K. Die Öl-Sprühstrahlkühlung kann daher vornehmlich für die Umsetzung einer Kombination aus Mantel- und Wickelkopfkühlung für die betrachtete EMA genutzt werden. Der Abgleich der gewonnenen Ergebnisse mit Literaturdaten von SLEITI und KAPAT [123] erfolgt über eine globale Berechnung des HTC. Obschon die EMOSCE Messpunkte in einem geringeren Bereich der Massenstromdichte  $G$  erfasst wurden, zeigt sich bezogen auf die Größenordnung und den qualitativen  $G - \alpha_{global}$ -Verlauf eine gute Übereinstimmung.

In der final abgeleiteten Modellvorstellung der Wärmeübergangsmechanismen im Öl-Wandfilm einer Sprühstrahlkühlung für hohe Prandtl-Zahlen hängt der HTC von vier sich überlagernden Effekten ab:

1. Erhöhung des HTC durch erhöhte mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{u}_{Film}$  im Film bei höheren  $G$
2. Erhöhung des HTC durch verstärktes lokales Aufreißen der thermischen Grenzschicht bei höheren  $We_{d_{32}}$
3. Erhöhung des HTC durch lokale Erhöhung der effektiven Strömungsgeschwindigkeit in der hydrodynamischen Grenzschicht bei höheren  $We_{d_{32}}$
4. Verringerung des HTC durch Massenverlust im Tropfen-Film-Interaktionsregime *Spritzen* bei hohen  $G$

Von den zwei entwickelten dimensionslosen Korrelationen weist jene mit expliziter Berücksichtigung des Tropfeneinschlags die höchste Genauigkeit auf:

$$Nu_{D2} = 10,2 Re_D^{0,3} Pr^{0,3} We_{d_0}^{0,14} \quad (8.1)$$

Alle Kennzahlen werden mit den Zustandsgrößen an der Düse gebildet. Die Korrelation ist für Reynolds-Zahlen  $Re_D$  von 2,1 – 17,1, Prandtl-Zahlen  $Pr$  von 63 – 108 und düsenbezogene Weber-Zahlen  $We_{d_0}$  von 5,6 – 56,6 gültig. Der RMSE dieser Korrelation liegt bei 4,1 und der MAPE bei 3,0%.

### **Simulationsgestützte Evaluierung von EMA mit Öl-Sprühstrahlkühlung**

Für den Einsatz in der frühen Entwicklungsphase bedarf es zur Simulation von Öl-Sprühstrahlen vereinfachender Annahmen und geeigneter Ersatzmodelle. Der Öl-Sprühstrahl wird stationär in einer Euler-Lagrange Beschreibung bei bidirektionaler Kopplung

zwischen Strömung (Euler) und Tropfenkollektiv (Lagrange) abgebildet. Hinsichtlich des Wärmeübergangs der Öl-Sprühstrahlkühlung werden drei unterschiedlich komplexe Vorgehensweisen vorgestellt. Ein einfacher korrelationsbasierter Ansatz (M1) überschreibt den konvektiven Wärmestrom an der Wickelkopfoberfläche im Bereich im direkt besprühten Bereich mit der Wärmesenke des Sprühstrahls. In einer Erweiterung dieses Ansatzes (M2) wird der Sprühstrahl samt Interaktion mit der Luft des Statorraums bis zu seinem Auftreffen auf der Wickelkopfoberfläche berechnet. Im direkten Einflussbereich des Sprühstrahls wird die Wärmesenke erneut mittels Korrelation berechnet. Dies verbessert das Ergebnis hinsichtlich der Berücksichtigung der Sprühstrahlableitung aufgrund der rotorinduzierten Strömung und bezüglich der thermischen Interaktion von Tropfenkollektiv und Luft im Statorraum. Am umfangreichsten wird der gesamte Wirkmechanismus der Sprühstrahlkühlung über eine vollständig transiente Simulation von Sprühstrahl und Film samt Interaktion (M3) abgebildet. Allerdings zeigte sich, dass es in der genutzten Version von STAR-CCM+ keine Ersatzmodelle zur Berücksichtigung des Tropfeneinschlags gibt, welche den Wärmeübergang bei hohen Prandtl Zahlen korrekt berechnen.

Die Simulation von unterschiedlichen Sprühstrahlkonfigurationen für zwei Betriebspunkte der betrachteten Referenzmaschine mit der Methode M2 bestätigt durchgängig das herausgearbeitete Potenzial von Öl-Sprühstrahlkühlungen in EMA. Es werden zwei Varianten mit neun Düsen pro Wickelkopfseite (einmal bei hoher Massenstromdichte und großem Düsendurchmesser *9high*, einmal bei geringer Massenstromdichte und kleinem Düsendurchmesser *9low*) und eine Variante mit 36 Düsen pro Wickelkopfseite bei geringer Massenstromdichte und kleinem Düsendurchmesser *36low* definiert. Mit dem Ziel einer pragmatischen und zugleich ganzheitlichen Bewertung der Kühlungsvarianten gegenüber der Referenz weisen die ausgewählten EMA-Betriebspunkte *Eckpunkt* und *Maximalleistung* unterschiedliche Verlustleistungsprofile auf.

Die Auswertung der Benetzungsmuster auf der Wickelkopfoberfläche und der für die Korrelation relevanten Referenztemperaturen unterstreicht die Notwendigkeit der eingesetzten bidirektionalen Kopplung zwischen Tropfenkollektiv und Luftströmung. Es ist ein deutlicher Einfluss der durch den Rotor bedingten Ringströmung in Form einer Ablenkung des Sprays in Rotationsrichtung erkennbar. Zudem erwärmen sich insbesondere im Randbereich des gedachten Spraykegels die Spraytropfen merklich ( $T_K > T_D$ ).

Mit Blick auf die erzielbaren Temperaturen ermöglichen alle drei Konzepte eine deutliche Verbesserung gegenüber der Referenzkühlung. So können die maximal auftretenden Temperaturen im Wickelkopf um bis zu 41 K gegenüber der reinen Mantelkühlung gesenkt werden. Bezogen auf den auftretenden Temperaturbereich der Referenz (212 °C - 75 °C) entspricht dieser einer Reduktion um 30%. Auffallend ist weiter die um bis zu 75 K geringere Lufttemperatur innerhalb des Statorraums. Im genannten Fall führt dies zu einem fünf mal so hohen Wärmestrom, welcher am Wickelkopf zusätzlich zum Sprühstrahl konvektiv an die Luft abgeführt werden kann.

Eine Sensibilitätsanalyse aufgrund der akkumulierten Mess- und Modellfehlern der ex-

perimentell abgeleiteten Korrelation, in welcher die HTC's im besprühten Bereich um  $\pm 20\%$  variiert werden, verändert  $T_{max}$  nur um 1-2 K. Eine Unter- bzw. Überschätzung des sprühstrahlbedingten HTC's hat daher nur einen geringen Einfluss auf die Ergebnisse.

Der Vergleich der Varianten untereinander zeigt die beste Kühlwirkung für Variante *36low*. Die finale Bewertung vor dem vollen Set an Anforderungen kennzeichnet hingegen die Varianten mit geringer Düsenanzahl als bessere Kühlkonzepte im Fahrzeugeinsatz. Ausschlaggebend hierfür sind Faktoren wie der geringere Wartungsaufwand und die einfachere Integration in das Fahrzeug (*9high*) bzw. die geringere Ölmenge im Statorraum und eine geringere Leistungsaufnahme der Ölpumpe (*9low*).

## 8.2 Empfehlungen für fortführende Forschungsvorhaben

### Erweiterte Ansätze zur thermischen Modellierung von EMA

Mit beiden vorgestellten Methoden zur thermischen Modellierung können für die betrachtete Referenzmaschine im Validierungsbetriebspunkt geringe Abweichungen im Bereich der Messungenauigkeit der Sensoren erzielt werden. Bezogen auf die Abbildung der Wickelkopfoberfläche weist der hochaufgelöste Ansatz hierbei eine deutlich höhere Ähnlichkeit mit der realen Maschine auf (siehe Abb. 3.1). Speziell für die Simulation des Filmabflussverhaltens (Simulationsmethode M3) kann es eine sinnvolle Erweiterung des abstrakten Ansatzes sein, die Oberflächenstruktur des hochaufgelösten Ansatzes auf die homogenen anisotropen Wicklungsstränge aufzuprägen.

Die vorgestellten Modellierungsansätze wurden für elektrische Maschinen mit verteilter Runddrahtwicklung entwickelt und validiert. Grundsätzlich sind die Methoden jedoch auf beliebige Maschinentypen anwendbar (MAF2). Eine Adaption auf Statoren mit Formstabwicklung (auch als *Hair-Pin* bezeichnet) würde der aufkommenden Popularität dieses Wicklungstyp gerecht werden und die universelle Anwendbarkeit erweitern.

### Fortführende Experimente von Öl-Sprühstrahlen zur EMA-Kühlung

Obschon in den durchgeführten Messreihen in Summe 133 Messungen durchgeführt wurden, lag der Schwerpunkt der bisherigen Untersuchungen auf den identifizierten Haupteinflussgrößen des Wärmeübergangs. Für eine erweiterte Charakterisierung werden nachfolgend einige Ansatzpunkte genannt.

Die Generierung einer repräsentativen Bandbreite an Massenstromdichten auf der beheizten Oberfläche wurde hauptsächlich über die Variation des Düsendrucks realisiert. In weiteren Messungen sollte  $G$  zusätzlich über ein breites Düsenspektrum bzw. die Variation des Düsendurchmessers  $d_0$  variiert werden. Dies würde weitere Messwerte zur Charakterisierung des Einflusses der Weberzahl auf den Wärmeübergang der Sprühstrahlkühlung liefern. Im gleichen Zusammenhang sollte auch der Öffnungswinkel mittels unterschiedlicher Vollkegeldüsen variiert werden. Diese Maßnahme würde die Flexibilität

des Einsatzes unterschiedlicher Düsen für die Anwendung in der EMA erhöhen.

Die Ausrichtung des Sprühstrahls bzw. der Wicklung zur Schwerkraft wurde in Kapitel 5 als relevante Einflussgröße des Wärmeübergangs deklariert. Der Effekt zeigte sich im direkten Vergleich zur Massenstromdichte und Öltemperatur jedoch als untergeordnet. Aufgrund der zylindrischen Form des Stators ergeben sich im Anwendungsfall der EMA beliebige Ausrichtungen zur Schwerkraft. Ferner wirken neben der Gravitation weitere externe Kräfte auf die Sprühstrahlkühlung (z.B. Beschleunigungskräfte bei Kurvenfahrten). Gemessen an der Fähigkeit des Prüfstands, aufwandsarm beliebige Ausrichtungen einzustellen, lohnen sich daher weitere Messreihen zum tieferen Verständnis des Wärmeübergangs.

Eine wesentliche Prämisse der durchgeführten Untersuchungen und der nachfolgenden Ableitung quantitativer Zusammenhänge ist die Annahme eines konstanten Tropfendurchmessers  $d_{32}$ . Eine Vermessung des Spektrums der Tropfendurchmesser für ausgewählte Betriebspunkte und Düsen (z.B. mittels PDA) würde diese Restriktion auflösen. Dasselbe gilt für die mittlere Tropfengeschwindigkeit  $u_{32}$ .

Der Prüfstand des EMOSCE unterscheidet sich in seinem Aufbau deutlich von klassischen Prüfständen zur Untersuchung von Sprühstrahlkühlungen. Vor diesem Hintergrund steht das gewählte Prüfstandsdesign noch am Anfang seiner Entwicklung und kann für zukünftige Untersuchungen optimiert werden. Z.B. gibt es neben der Ausrichtung der gesamten Kühlung gegen die Schwerkraft aufgrund der Krümmung der Wickelkopfoberfläche auch Sprühstrahlsituationen, für welche die Untersuchung einer Inkliniation des Strahls erforderlich ist. In diesem Fall ist die Sprühachse ungleich der Flächennormalen der beheizten Wicklung. Alternativ könnte auch die Wicklung selbst gekrümmt ausgeführt werden.

Das Herzstück des EMOSCE Aufbaus ist die beheizte Oberfläche aus einer einlagigen Wicklung mit eingewebter PTFE Folie und rückseitig verklebten Thermoelementen. Um die Vergleichbarkeit mit dem realen Anwendungsfall zu erhöhen, könnte eine verbesserte Version nicht mehr händisch, sondern maschinell gefertigt werden. Dies würde die Parallelität benachbarter Drähte sicherstellen und Überlappungen vermeiden. Zudem sollte statt der eingewobenen PTFE Folie das Tränkharz der realen Anwendung zur Sicherstellung der Dichtigkeit und Einbettung der Thermoelemente genutzt werden. Außerdem würde die allgemeine Gültigkeit der erzielten Ergebnisse durch mehrere Wicklungen mit unterschiedlichen Drahtdurchmessern verbessert.

Ein zentrales Ergebnis der vorliegenden Arbeit ist die Relevanz der Tropfenabkühlung bzw. -erwärmung auf dem Weg von der Düse zur geheizten Fläche. Eine sinnvolle Erweiterung des Prüfstand wäre in diesem Zusammenhang eine Kammerheizung zur exakten Temperierung der Kammerluft. Dies könnte über eine zusätzliche äußere Klimakammer oder pragmatisch über einen IR Strahler umgesetzt werden.

Die formulierte Modellvorstellung der wärmeübergangsrelevanten Abläufe im Ölfilm basiert quantitativ auf den gemessenen Input- und Outputgrößen und qualitativ auf optisch erfassbaren Beobachtungen. Um die Argumentation zu festigen, wären Informationen zur Temperaturverteilung auf und im Film sowie zur Filmhöhe hilfreich. Die Filmtemperaturen können über zusätzliche Thermolemente an der Vorderseite der Wicklung erfasst werden. Die Filmdickenmessungen sollten idealerweise über optische Verfahren erfolgen, um den ursächlichen Strömungszustand nicht zu stören.

### **Verbesserung von Simulationenmethoden für Öl-Sprühstrahlkühlungen in EMA**

Speziell in der Simulation von Öl-Sprühstrahlkühlungen im Anwendungsfall elektrischer Maschinen liegt aufgrund der ausgeführten Gründe zur Komplexitätsreduzierung viel Potenzial für die weitere Forschungsarbeit.

Zunächst bedarf es einer Validierung der M2-Simulationen für die vorgestellten Varianten *9high*, *9low* und *36low*. Hierzu müsste die betrachtete Referenzmaschine entsprechend umgebaut und in den Betriebspunkten *Eckpunkt* und *Maximalleistung* vermessen werden. Mit diesem Schritt wären gleichzeitig relevante Messdaten zur zielgerichteten Weiterentwicklung der Simulationsmethoden verfügbar.

Eine vergleichsweise aufwandsarme Erweiterung der Methode M2 wäre die Berücksichtigung des abfließenden Films am Rand der direkt besprühten Oberfläche. Die Ränder könnten als Linienquelle für einen 2D-Wandfilm dienen. Die hierzu notwendigen Größen  $\dot{V}$ , bzw.  $\bar{h}_{Film}$  und  $\bar{u}_{Film}$  ergeben sich über die Massenbilanz an der Sprühstrahlkühlung. Dasselbe gilt für  $\bar{T}_{Film}$  aus der Wärmebilanz.

Aufgrund der geringen Durchlaufzeit der Methode M2, eignet sich das Verfahren zudem zur parameterbasierten genetischen Optimierung. Die Stellgrößen hierfür sind beispielsweise die Düsenanzahl, -position und -ausrichtung. Die Bewertung möglicher Konzepte würde in der bestmöglichen Konfiguration erfolgen und das Potenzial der Öl-Sprühstrahlkühlung der EMA voll ausgeschöpft.

# Literaturverzeichnis

- [1] 3M DEUTSCHLAND GMBH: *3M Fluoriniert Electronic Liquid FC-72*. (Sicherheitsdatenblatt), 2015
- [2] ABBASI, B. ; KIM, J.: Development of a general dynamic pressure based single-phase spray cooling heat transfer correlation. In: *Journal of Heat Transfer* 133 (2011), Nr. 5
- [3] ACQUAVIVA, A. ; WALLMARK, O. ; GRUNDITZ, E. A. ; LUNDMARK, S. T. ; THIRINGER, T.: Computationally efficient modeling of electrical machines with cooling jacket. In: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 5 (2019), Nr. 3, S. 618–629
- [4] BAEHR, H. D. ; KABELAC, S.: *Thermodynamik*. 15. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2012
- [5] BAEHR, H. D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 6. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2008
- [6] BAI, C.: *Modelling of spray impingement processes*, Imperial College London (University of London), Dissertation, 1996
- [7] BAI, C. ; GOSMAN, A.D.: Development of methodology for spray impingement simulation. In: *SAE Technical Paper 950283* (1995)
- [8] BAI, C. ; RUSCHE, H. ; GOSMAN, A.D.: Modeling of gasoline spray impingement. In: *Atomization and Sprays* 12 (2002), Nr. 1-3, S. 1–27
- [9] BALLARD POWER SYSTEMS CORPORATION: *Jet impingement cooling of electric motor end-windings*. (Schutzrecht: US 006639334 B2), 2003
- [10] BASLER, A.: *Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2015
- [11] BENNETT, N. ; LEMOINE, J.: *What VUCA really means for you*. <https://hbr.org/2014/01/what-vuca-really-means-for-you>. 2014, letzter Abruf: 27.02.2024
- [12] BENNION, K. ; MORENO, G.: Convective Heat Transfer Coefficients of Automatic Transmission Fluid Jets With Implications for Electric Machine Thermal Management. In: *Advanced Fabrication and Manufacturing; Emerging Technology*

*Frontiers; Energy, Health and Water- Applications of Nano-, Micro- and Mini-Scale Devices; MEMS and NEMS; Technology Update Talks; Thermal Management Using Micro Channels, Jets, Sprays* Bd. 3, 2015

- [13] BERGMAN, T. L. ; INCROPERA, F. P. ; DEWITT, D. P. ; LAVINE, A. S.: *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7. Auflage. Jefferson City : John Wiley & Sons, 2011
- [14] BEUKEN, L.: Entwicklung des elektrischen Analogieverfahrens zur Analyse nicht-stationärer Wärmeströmungen in Europa und in den Vereinigten Staaten. In: *IV Congres Int. Chauffage Industriel, Paris* (1952)
- [15] BINDER, Andreas: *Elektrische Maschinen und Antriebe*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer Vieweg, 2017
- [16] BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A. ; STATON, D.: Determination of critical parameters in electrical machine thermal models. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 44 (2008), Nr. 4, S. 1150–1159
- [17] BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A. ; STATON, D. ; SHANEL, M. ; MUELLER, M. ; MEJUTO, C.: Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 56 (2009), Nr. 3, S. 871–882
- [18] BREITENBACH, J. ; ROISMAN, I. V. ; TROPEA, C.: From drop impact physics to spray cooling models: a critical review. In: *Experiments in Fluids* 59 (2018), Nr. 3, S. 1–21
- [19] BROSSARDT, N. ; NGUYEN-XUAN, T. ; HUBER, A. ; JAHNKE, S. ; PFITZNER, M.: Entwicklung neuartiger Kühlkonzepte für elektrische Antriebsmaschinen mittels einer effizienten thermischen Modellierung der Wicklungen über abschnittsweise Zonen anisotroper Wärmeleitfähigkeit. In: *Proceedings of Ansys Conference & 33rd CADFEM Users Meeting*, 2015, S. 1–19
- [20] BROSSARDT, N. ; NGUYEN-XUAN, T. ; PFITZNER, M.: Precise Electrical Machine Stator Winding Modeling for Thermal Analysis of Efficient Cooling Concepts. In: *SAE International Journal of Electrified Vehicles* 13 (2023), Nr. 2, S. 161–178
- [21] BROSSARDT, Nicolas ; HOELLE, Sebastian ; ZIGAN, Lars: An experimental investigation of oil spray cooling heat transfer for electrical machine cooling. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 172 (2026), S. 111656
- [22] CATERPILLAR INC.: *Cooling system for an electric motor*. (Schutzrecht: US 007009317 B2), 2006
- [23] CHEN, X.-Q. ; CHOW, L. ; SEHMBEY, M.: Thickness of film produced by pressure atomizing nozzles. In: *30th Thermophysics Conference*, 1995

- [24] CHENG, W.-L. ; HAN, F.-Y. ; LIU, Q.-N. ; FAN, H.-L.: Spray characteristics and spray cooling heat transfer in the non-boiling regime. In: *Energy* 36 (2011), Nr. 5, S. 3399–3405
- [25] CHENG, W.-L. ; LIU, Q.-N. ; ZHAO, R. ; FAN, H.-L.: Experimental investigation of parameters effect on heat transfer of spray cooling. In: *Heat and Mass Transfer* 46 (2010), Nr. 8, S. 911–921
- [26] CIOFALO, M. ; DI PIAZZA, I. ; BRUCATO, V.: Investigation of the cooling of hot walls by liquid water sprays. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42 (1999), Nr. 7, S. 1157–1175
- [27] DAJAKU, G. ; GERLING, D.: An improved lumped parameter thermal model for electrical machines. In: *17th International Conference on Electrical Machines (ICEM2006)*, 2006
- [28] DAVIN, T. ; PELLÉ, J ; HARMAND, S. ; YU, R.: Experimental study of oil cooling systems for electric motors. In: *Applied Thermal Engineering* 75 (2015), S. 1–13
- [29] DIN EN 293:1992-06: *Öldruckzerstäuberdüsen; Mindestanforderungen, Prüfungen*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 1992
- [30] DIN EN ISO 2592:2018-01: *Mineralölerzeugnisse und verwandte Produkte - Bestimmung des Flamm- und Brennpunktes - Verfahren mit offenem Tiegel nach Cleveland*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2018
- [31] DIN ISO 9276-2: *Darstellung der Ergebnisse von Partikelgrößenanalysen - Teil 2: Berechnung von mittleren Partikelgrößen/-durchmessern und Momenten aus Partikelgrößenverteilungen*. Berlin : Deutsches Institut für Normung e. V., 2018
- [32] DOPPELBAUER, M.: *Eine kleine Historie der elektrischen Motorentechnik*. <http://www.eti.kit.edu/1376.php>. 2012, letzter Abruf: 27.02.2024
- [33] DUDENHOEFFER, F.: *Zukünftige Herausforderungen für die bayerische Automobilindustrie / Vereinigung der Bayerischen Wirtschaft e. V.* 2018. – Studie
- [34] EIGNER, M. ; KOCH, W. ; MUGGEO, C.: *Modellbasierter Entwicklungsprozess cybertronischer Systeme*. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2017
- [35] EIGNER, M. ; ROUBANOV, D. ; ZAFIROV, R.: *Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung*. Springer Vieweg, 2014
- [36] EL-REFAIE, A. M. ; ALEXANDER, J. P. ; GALIOTO, S. ; REDDY, P. B. ; HUH, K.-K. ; BOCK, P. de ; SHEN, X.: Advanced high-power-density interior permanent magnet motor for traction applications. In: *2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, 2013, S. 581–590

- [37] ESTES, K. A. ; MUDAWAR, I.: Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995), Nr. 16, S. 2985–2996
- [38] FERZIGER, J. H. ; PERIC, M.: *Numerische Strömungsmechanik*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2008
- [39] GAMBARYAN-ROISMAN, T. ; KYRIOPOULOS, O. ; ROISMAN, I. ; STEPHAN, P. ; TROPEA, C.: Gravity effect on spray impact and spray cooling. In: *Microgravity Science and Technology* 19 (2007), Nr. 3, S. 151–154
- [40] GAO, X. ; KONG, L. ; LI, R. ; HAN, J.: Heat transfer of single drop impact on a film flow cooling a hot surface. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 108 (2017), S. 1068–1077
- [41] GAO, X. ; LI, R.: Spray impingement cooling: The state of the art. In: *Advanced Cooling Technologies and Applications* (2019)
- [42] GHODBANE, M. ; HOLMAN, J.P.: Experimental study of spray cooling with Freon-113. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34 (1991), Nr. 4-5, S.1163–1174
- [43] GIERAS, J. F.: Multimegawatt synchronous generators for airborne applications: A review. In: *2013 International Electric Machines & Drives Conference*, 2013, S. 626–633
- [44] GLADYSZ, J. A. ; CURRAN, D. P. ; HORVÁTH, I. T.: *Handbook of fluorine chemistry*. Weinheim : John Wiley & Sons, 2004
- [45] GRADEWALD, R.: *Grimsehl Lehrbuch der Physik: Band 2: Elektrizitätslehre*. 21. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2013
- [46] GRÖBER, H. ; ERK, S. ; GRIGULL, U.: *Die Grundgesetze der Wärmeübertragung*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer-Verlag, 1988
- [47] HERWIG, H.: *Wärmeübertragung AZ: systematische und ausführliche Erläuterungen wichtiger Größen und Konzepte*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2013 (VDI-Buch)
- [48] HOLDE, D.: *Kohlenwasserstofföle und Fette sowie die ihnen chemisch und technisch nahestehenden Stoffe*. 6. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2013
- [49] HSIEH, S.-S. ; TIEN, C.-H.: R-134a spray dynamics and impingement cooling in the non-boiling regime. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007), Nr. 3-4, S. 502–512
- [50] HSU, John ; AYERS, Curtis ; COOMER, Chester: Annual Progress Report for the Power Electronics and Electric Machinery Program / Oak Ridge National Laboratory. 2006. – Forschungsbericht

- [51] HSU, J.S. ; AYERS, C.W. ; COOMER, C.L.: Report on Toyota/Prius motor design and manufacturing assessment / Oak Ridge National Laboratory. 2004. – Forschungsbericht
- [52] HSU, J.S. ; NELSON, S.C. ; JALLOUK, P.A. ; AYERS, C.W. ; CAMPBELL, S.L. ; COOMER, C. ; LOWE, K. ; BURRESS, T.: Report on Toyota Prius motor thermal management / Oak Ridge National Laboratory. 2005. – Forschungsbericht
- [53] HUAI, Y. ; MELNIK, R. V. N. ; THOGERSEN, P. B.: Computational analysis of temperature rise phenomena in electric induction motors. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), Nr. 7, S. 779–795
- [54] HUBER, A.: *Rotorkühlung in hermetisch abgedichteten elektrischen Antriebsmaschinen für die Fahrzeugtechnik*, Universität der Bundeswehr München, Dissertation, 2015
- [55] HUBER, A. ; NGUYEN-XUAN, T. ; BROSSARDT, N. ; ECKSTEIN, F. ; PFITZNER, M.: Thermische Simulation eines hochdetaillierten Wickelkopfmodells einer elektrischen Antriebsmaschine. In: *Proceedings of Ansys Conference & 32rd CADFEM Users Meeting*. Grafing bei München : CAD-FEM, 2014, S. 1–19
- [56] HUBER, A. ; PFITZNER, M. ; NGUYEN-XUAN, T. ; ECKSTEIN, F.: Effiziente Strömungsführung im Wassermantel elektrischer Antriebsmaschinen. In: *ATZechnik* 8 (2013), Nr. 6, S. 478–485
- [57] ISACHENKO, V.P. ; KUSHNYREV, V.I. ; GORIN, S.V.: Experimental study of heat transfer in cooling of a vertical surface by a liquid spray. In: *Heat Transfer - Soviet Research* 11 (1979), Nr. 4, S. 142–145
- [58] JASUJA, A. K.: Atomization of Crude and Residual Fuel Oils. In: *Journal of Engineering for Power* 101 (1979), 04, Nr. 2, S. 250–258
- [59] JIH, E. ; CHEN, K. ; ABRAHAM, T. ; SIDDAPUREDDY, V.: Thermal management for the HEV liquid-cooled electric machine / SAE Technical Paper 2001-01-1713. 2001. – Forschungsbericht
- [60] KALIN, M. ; POLAJNAR, M.: The wetting of steel, DLC coatings, ceramics and polymers with oils and water: The importance and correlations of surface energy, surface tension, contact angle and spreading. In: *Applied Surface Science* 293 (2014), S. 97–108
- [61] KAMIYA, M. ; KAWASE, Y. ; KOSAKA, T. ; MATSUI, M.: Temperature distribution analysis of permanent magnet in interior permanent magnet synchronous motor considering pwm carrier harmonics. In: *2007 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2007, S. 2023–2027

- [62] KAPATRAL, S. ; IQBAL, O. ; MODI, P.: Numerical Modeling of Direct-Oil-Cooled Electric Motor for Effective Thermal Management. In: *SAE Technical Paper 2020-01-1387* (2020)
- [63] KARWA, N. ; KALE, S. R. ; SUBBARAO, P.M.V.: Experimental study of non-boiling heat transfer from a horizontal surface by water sprays. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2007), Nr. 2, S. 571–579
- [64] KEKELIA, B. ; BENNION, K. ; FENG, X. ; MORENO, G. ; COUSINEAU, J. E. ; NARUMANCHI, S. ; TOMERLIN, J.: Surface Temperature Effect on Convective Heat Transfer Coefficients for Jet Impingement Cooling of Electric Machines With Automatic Transmission Fluid. In: *ASME 2019 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems*, 2019
- [65] KIM, J.: Spray cooling heat transfer: the state of the art. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28 (2007), Nr. 4, S. 753–767
- [66] KLEBER, W. ; BAUTSCH, H.J. ; BOHM, J. ; KLIMM, D.: *Einführung in die Kristallographie*. 19. Aufl. München : Oldenbourg Verlag, 2010
- [67] KOLONDZOVSKI, Z. ; BELAHCEN, A. ; ARKKIO, A.: Multiphysics thermal design of a high-speed permanent-magnet machine. In: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), Nr. 13, S. 2693–2700
- [68] KYRIOPOULOS, O. N.: *Gravity effect on liquid film hydrodynamics and spray cooling*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2010
- [69] LASANCE, C. J. M. ; SIMONS, R. E.: Advances in high-performance cooling for electronics. In: *Electronics Cooling* 11 (2005), Nr. 4, S. 22–39
- [70] LAURIEN, E. ; OERTEL, H.: *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*. 5. Aufl. Vieweg + Teubner, 2013 (Vieweg Studium)
- [71] LEFEBVRE, Arthur H. ; MCDONELL, Vincent G.: *Atomization and sprays*. Boca Raton : CRC Press, 2017
- [72] LIANG, G. ; CHEN, L. ; CHEN, Y. ; SHEN, S.: Interfacial phenomena and heat transfer associated with multi-droplet impact on flowing liquid film. In: *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* 77 (2020), Nr. 1, S. 80–89
- [73] LIANG, G. ; MUDAWAR, I.: Review of spray cooling - Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 115 (2017), S. 1174–1205
- [74] LIENHARD, J.: Liquid jet impingement. In: *Annual Review of Heat Transfer* 6 (1995)

- [75] LIM, D. H. ; KIM, S. C.: Thermal performance of oil spray cooling system for in-wheel motor in electric vehicles. In: *Applied Thermal Engineering* 63 (2014), Nr. 2, S. 577–587
- [76] LINDE MATERIAL HANDLING GMBH: *Elektrische Maschine*. (Schutzrecht: DE 102008061450 A1), 2008
- [77] LINDEMANN, U.: *Methodische Entwicklung Technischer Produkte*. 3. Aufl. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2009 (VDI-Buch)
- [78] LINSE, H.: *Elektrotechnik für Maschinenbauer*. 14. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2013
- [79] LIU, C. ; XU, Z. ; GERADA, D. ; LI, J. ; GERADA, C. ; CHONG, Y. C. ; POPESCU, M. ; GOSS, J. ; STATON, D. ; ZHANG, H.: Experimental investigation on oil spray cooling with hairpin windings. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 67 (2019), Nr. 9, S. 7343–7353
- [80] LIU, H. ; CAI, C. ; YAN, Y. ; JIA, M. ; YIN, B.: Numerical simulation and experimental investigation on spray cooling in the non-boiling region. In: *Heat and Mass Transfer* 54 (2018), Nr. 12, S. 3747–3760
- [81] LIU, M. ; WANG, Y. ; LIU, D. ; XU, K. ; CHEN, Y.: Experimental study of the effects of structured surface geometry on water spray cooling performance in non-boiling regime. In: *Frontiers in Energy* 5 (2011), Nr. 1, S. 75–82
- [82] MACK, O. (Hrsg.) ; KHARE, A. (Hrsg.) ; KRÄMER, A. (Hrsg.) ; BURGARTZ, T. (Hrsg.): *Managing in a VUCA World*. Heidelberg, New York, Dordrecht, London : Springer Cham, 2015
- [83] MAHLE GMBH: *Pressemitteilung: Thermomanagement ist Wachstumsmotor*. <https://www.mahle-aftermarket.com/eu/de/news-and-press/press-releases/mahle-thermomanagement-ist-wachstumsmotor-98432>. 05 2023, letzter Abruf: 27.02.2024
- [84] MAREK, R. ; NITSCHKE, K.: *Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen - Anwendungen - Übungsaufgaben*. 4. Aufl. München : Carl Hanser Verlag GmbH & Company KG, 2015
- [85] MATHOY, A.: Die Entwicklung bei Batterien und Antriebstechnik für Elektroautomobile. In: *Bulletin SEV/VSE* 1 (2008), S. 8–13
- [86] MCCLUSKEY, F P. ; PODLESIAK, T. ; GRZYBOWSKI, R.: *High temperature electronics*. London : CRC press, 1996
- [87] MELLOR, P.H. ; ROBERTS, D. ; TURNER, D.R.: Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design. In: *IEE Proceedings B (Electric Power Applications)* Bd. 138, 1991, S. 205–218

- [88] MERWERTH, J.: Spezialist Entwicklung zur elektromagnetischen Auslegung und Absicherung elektrischer Hochvoltmaschinen. / BMW AG. 09 2018. – Experten-gespräch
- [89] MERWERTH, J. ; DÖRFER, R.: The innovative Hybrid-Synchronous-Machine in the new BMW i3. In: *Proceedings of the 3rd International Electric Drives Production Conference*, 2013, S. 224–227
- [90] MEYWERK, M.: *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2007
- [91] MIRZAEI, M. ; BINDER, A. ; DEAK, C.: 3D analysis of circumferential and axial segmentation effect on magnet eddy current losses in permanent magnet synchronous machines with concentrated windings. In: *The XIX International Conference on Electrical Machines - ICEM 2010*, 2010, S. 1–6
- [92] MUDAWAR, I.: Assessment of high-heat-flux thermal management schemes. In: *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies* 24 (2001), Nr. 2, S. 122–141
- [93] MUDAWAR, I. ; VALENTINE, W. S.: Determination of the local quench curve for spray-cooled metallic surfaces. In: *Journal of Heat Treating* 7 (1989), Nr. 2, S. 107–121
- [94] MÜLLER, G. ; PONICK, B.: *Grundlagen elektrischer Maschinen*. 9. Aufl. Weinheim : Wiley-VCH, 2006 (Elektrische Maschinen)
- [95] MÜLLER, G. ; VOGT, K.: *Berechnung elektrischer Maschinen*. 6. Aufl. Weinheim : Wiley-VCH, 2008 (Elektrische Maschinen)
- [96] MÜNCH, W. von: *Elektrische und magnetische Eigenschaften der Materie*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 1987
- [97] MURSHED, S. M. S. ; DE CASTRO, C. A. N.: A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 78 (2017), S. 821–833
- [98] NIEMANN, G. ; WINTER, H. ; HÖHN, B.-R.: *Maschinenelemente: Band I Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer-Verlag, 2005
- [99] O’BRIEN, S.B.G. ; SCHWARTZ, L. W.: Theory and modeling of thin film flows. In: *Encyclopedia of surface and colloid science* 1 (2002), S. 5283–5297
- [100] OLIPHANT, K. ; WEBB, B.W. ; MCQUAY, M.Q.: An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 18 (1998), Nr. 1, S. 1–10

- [101] PELOFSKY, A. H.: Surface tension-viscosity relation for liquids. In: *Journal of Chemical and Engineering Data* 11 (1966), Nr. 3, S. 394–397
- [102] POLIFKE, W. ; KOPITZ, J.: *Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. 2. Aufl. München : Pearson Studium, 2009 (Ing - Maschinenbau)
- [103] PONOMAREV, P.: *Tooth-coil permanent magnet synchronous machine design for special applications*, Lappeenranta University of Technology, Dissertation, 2013
- [104] POPOV, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung*. Bd. 152. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2009
- [105] PRANDTL, L. ; OSWATITSCH, K. ; WIEGHARDT, K.: *Führer durch die Strömungslehre*. 9. Aufl. Braunschweig : Vieweg, 1990
- [106] PYRHONEN, J. ; JOKINEN, T. ; HRABOVCOVA, V.: *Design of rotating electrical machines*. 2. Aufl. West Sussex : John Wiley & Sons, 2014
- [107] QIAO, Y. M. ; CHANDRA, S.: Spray Cooling Enhancement by Addition of a Surfactant. In: *Journal of Heat Transfer* 120 (1998), Nr. 1, S. 92–98
- [108] RYBICKI, J. R. ; MUDAWAR, I.: Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), Nr. 1, S. 5–16
- [109] SAARI, J.: Thermal modelling of high-speed induction machines. In: *Acta Polytechnica Scandinavica - Electrical Engineering Series* Bd. 82. Helsinki : Finnish Academy of Technical Sciences, 1995
- [110] SAHASRABUDHE, S. N. ; RODRIGUEZ-MARTINEZ, V. ; O’MEARA, M. ; FARKAS, B. E.: Density, viscosity, and surface tension of five vegetable oils at elevated temperatures: Measurement and modeling. In: *International Journal of Food Properties* 20 (2017), Nr. sup2, S. 1965–1981
- [111] SCHABEL, W. ; MARTIN, H.: G10 Prallströmung. In: INGENIEURE, Verein D. (Hrsg.): *VDI Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. Springer, 2002, S. 841–847
- [112] SCHLICHTING, H. ; GERSTEN, K.: *Boundary-layer theory*. 9. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2017
- [113] SCHMIDT, D. P. ; NOUAR, I. ; SENEAL, P. K. ; RUTLAND, J. ; MARTIN, J. K. ; REITZ, R. D. ; HOFFMAN, Jeffrey A.: Pressure-swirl atomization in the near field. In: *SAE Technical Paper 1999-01-0496* (1999)
- [114] SCHRÖDER, D.: *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer-Verlag, 2007

- [115] SCHÜRSMANN, H.: *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2007 (VDI-Buch)
- [116] SCHWER, L. E. ; MAIR, H. U. ; CRANE, R. L.: *Guide for verification and validation in computational solid mechanics*. 2006
- [117] SHANEL, M. ; PICKERING, S. J. ; LAMPARD, D.: Conjugate heat transfer analysis of a salient pole rotor in an air cooled synchronous generator. In: *Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International Bd. 2*, 2003, S. 737–741
- [118] SHEDD, Timothy A.: Next generation spray cooling: high heat flux management in compact spaces. In: *Heat Transfer Engineering* 28 (2007), Nr. 2, S. 87–92
- [119] SIEMENS PLM SOFTWARE: *Simcenter STAR-CCM+ Software User Documentation*. Version 2021.3
- [120] SIENSKI, K. ; EDEN, R. ; SCHAEFER, D.: 3-D electronic interconnect packaging. In: *1996 IEEE Aerospace Applications Conference. Proceedings Bd. 1 IEEE (Veranst.)*, 1996, S. 363–373
- [121] SILK, E. A. ; KIM, J. ; KIGER, K.: Spray cooling of enhanced surfaces: impact of structured surface geometry and spray axis inclination. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), Nr. 25-26, S. 4910–4920
- [122] SIMONS, R. E.: Direct liquid immersion cooling for high power density microelectronics. In: *Electronics Cooling 2* (1996), S. 24–29
- [123] SLEITI, A.K. ; KAPAT, J.S.: An experimental investigation of liquid jet impingement and single-phase spray cooling using polyalphaolefin. In: *Experimental Heat Transfer* 19 (2006), Nr. 2, S. 149–163
- [124] SPRING, E.: *Elektrische Maschinen*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 2009 (Springer-Lehrbuch)
- [125] STOCKINGER, U. V.: *Numerische Simulation und experimentelle Validierung thermischer Materialeigenschaften elektrischer Maschinen*. München, Technische Universität München, Bachelorarbeit, 2012
- [126] SUNSTRAND CORPORATION: *Electric machine with enhanced liquid cooling*. (Schutzrecht: US 005347188 A), 1994
- [127] TIPLER, P. A. ; MOSCA, G.: *Physik für Wissenschaftler und Ingenieure*. 7. Auflage. Heidelberg : Jenny Wagner, 2015
- [128] TURNBULL, P. ; KUO, J. ; SCHULTZ, R. ; TURNER, B.: Thermal Analysis of an Electric Machine for a Hybrid Vehicle. In: *SAE Technical Paper Series 2004-01-0565*, 2004

- [129] VANSOMPEL, H. ; SERGEANT, P.: Extended end-winding cooling insert for high power density electric machines with concentrated windings. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 35 (2019), Nr. 2, S. 948–955
- [130] VOLLMER, U.: *Entwurf, Auslegung und Realisierung eines verlustoptimierten elektrischen Antriebs für Hybridfahrzeuge*, Technischen Universität Berlin, Dissertation, 2012
- [131] WALLENTOWITZ, H. ; FREIALDENHOVEN, A. ; OLSCHESKI, I.: *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges*. 2. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2011
- [132] WALZEL, P.: L4. 4 Zerstäuben von Flüssigkeiten mit Einstoff-Druckdüsen. In: STEPHAN, P. (Hrsg.) ; KABELAC, S. (Hrsg.) ; KIND, M. (Hrsg.) ; MEWES, D. (Hrsg.) ; SCHABER, K. (Hrsg.) ; WETZEL, T. (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 12. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2019, S. 1661–1682
- [133] WANG, Y. ; LIU, M. ; LIU, D. ; XU, K.: Heat flux correlation for spray cooling in the nonboiling regime. In: *Heat Transfer Engineering* 32 (2011), Nr. 11-12, S. 1075–1081
- [134] WANG, Y. ; LIU, M. ; LIU, D. ; XU, K. ; CHEN, Y.: Experimental study on the effects of spray inclination on water spray cooling performance in non-boiling regime. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (2010), Nr. 7, S. 933–942
- [135] WARTZACK, S. ; BENDER, B. (Hrsg.) ; GERICKE, K. (Hrsg.): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. 9. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2020
- [136] WIMMER, A.: *Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren-Modellbildung und messtechnische Verifizierung*, Technische Universität Graz, Habilitation, 2001
- [137] WOODWORTH, A. A. ; JANSEN, R. ; DUFFY, K. ; NAZHIPOUR, P. ; SHIN, E.-S.: Creating a multifunctional composite stator slot material system to enable high power density electric machines for electrified aircraft applications. In: *2018 AIAA/IEEE Electric Aircraft Technologies Symposium (EATS)*, 2018, S. 1–8
- [138] WOODWORTH, A. A. ; SMITH, A. ; SIXEL, W. ; EDWARDS, R. ; JANSEN, R. ; MCCORMICK, S. ; ROBBIE, M. ; SZPAK, G. ; NAGHIPOUR, P. ; SHIN, E.-S.: Thermal analysis of potted litz wire for high-power-density aerospace electric machines. In: *2019 AIAA/IEEE Electric Aircraft Technologies Symposium (EATS)*, 2019, S. 1–13
- [139] WOZNIAK, G.: *Zerstäubungstechnik: Prinzipien, Verfahren, Geräte*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2013 (VDI-Buch)

- [140] WROBEL, R. ; MELLOR, P. H. ; HOLLIDAY, D.: Thermal Modeling of a Segmented Stator Winding Design. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 47 (2011), Nr. 5, S. 2023–2030
- [141] WROBEL, R. ; MELLOR, P.H.: A general cuboidal element for three-dimensional thermal modelling. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 46 (2010), Nr. 8, S. 3197–3200
- [142] XIE, J. L. ; ZHAO, R. ; DUAN, F. ; WONG, T. N.: Thin liquid film flow and heat transfer under spray impingement. In: *Applied Thermal Engineering* 48 (2012), S. 342–348
- [143] YANG, J. ; CHOW, L. C. ; PAIS, M. R.: Nucleate Boiling Heat Transfer in Spray Cooling. In: *Journal of Heat Transfer* 118 (1996), Nr. 3, S. 668–671
- [144] ZHANG, W. ; WANG, Z.: Heat transfer enhancement of spray cooling in straight-grooved surfaces in the non-boiling regime. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 69 (2015), S. 38–44
- [145] ZHOU, N. ; CHEN, F. ; CAO, Y. ; CHEN, M. ; WANG, Y.: Experimental investigation on the performance of a water spray cooling system. In: *Applied Thermal Engineering* 112 (2017), S. 1117–1128

# Anhang A: Ergänzungen zur Simulation elektrischer Maschinen

## A.1 Bewertung thermischer Berechnungsmethoden

Im nachfolgenden Kapitel werden Möglichkeiten der thermischen Simulation elektrischer Maschinen vorgestellt und hinsichtlich ihrer Eignung für die Zielsetzung dieser Arbeit bewertet. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Simulation der Wärmeleitung in EMA. Die Möglichkeit ihrer möglichst genauen Abbildung setzt die Grundlage zur detaillierten Analyse und Bewertung verschiedener Kühlkonzepte.

### A.1.1 Thermisches Netzwerk

Die analytische Berechnung mittels thermischer Netzwerke nutzt das sogenannte „Beuken“-Modell [14], wonach ein wärmedurchströmter Körper wie ein elektrisches Netzwerk modelliert werden kann [46]. Die elektrisch-thermische Analogie kann wie folgt beschrieben werden:

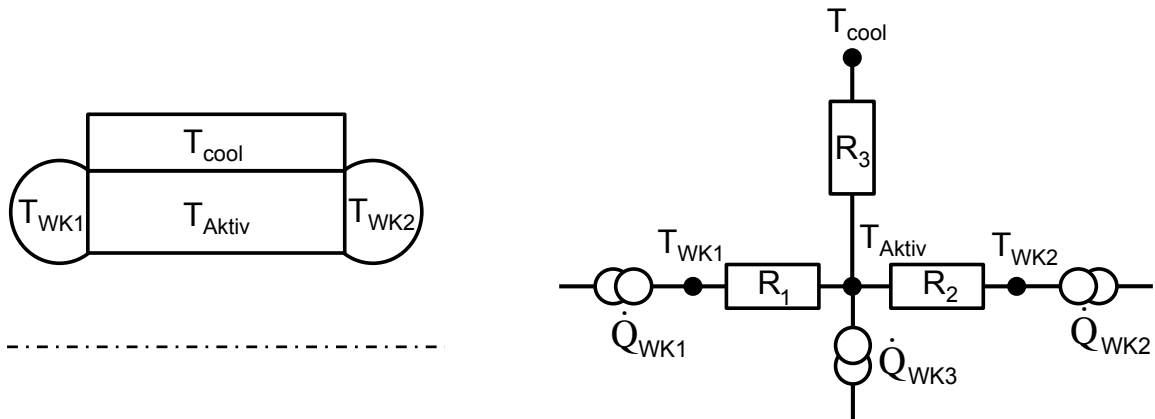
**Tabelle A.1:** Elektrisch-thermische Analogie

Elektrische Größe		Thermische Größe	
Größe	Einheit	Größe	Einheit
Potential	V	Temperatur	K
Spannung	V	Temperaturdifferenz	K
Strom	A	Wärmestrom	W
Kapazität	C	Wärmekapazität	J/K
el. Widerstand	$\Omega$	Wärmewiderstand	K/W
Spez. Leitfähigkeit	A/Vm	Wärmeleitfähigkeit	W/mK

Um eine elektrische Maschine mithilfe eines thermischen Netzwerks zu beschreiben, wird das Kontinuum der enthaltenen Komponenten zunächst diskretisiert. Die Maschine wird in verschiedene Elemente unterteilt und diese jeweils durch einen Knoten ersetzt. Jeder Knoten trägt die Temperatur und die Wärmekapazität des substituierten Elements. Die Verbindung zweier benachbarter Knoten wird durch einen thermischen Wärmeleitwiderstand ausgedrückt. Fällt innerhalb eines Elements eine Verlustleistung an, muss diese über eine Wärmequelle am entsprechenden Knoten hinzugefügt werden [53].

Durch diese Form der Diskretisierung sind bereits alle Voraussetzungen für das Modellieren thermischer Randbedingungen gelegt. Für den stationären Fall wird eine Randbedingung erster Art (Dirichlet'sche Bedingung) über einen Knoten mit konstanter Temperatur erzeugt. Eine Randbedingung zweiter Art (Neumann'sche Bedingung) kann über eine freie Wärmequelle erreicht werden. Um eine Randbedingung dritter Art zu erhalten, wird ein thermischer Widerstand vor einen freien Knoten gesetzt, welcher die Temperatur der Umgebung trägt.

Das Prinzip soll anhand eines einfachen Modells für den Stator einer elektrischen Maschine verdeutlicht werden. Im Halbschnitt (Abb. A.1 links) lässt sich der Aktivteil mit der Temperatur  $T_{Aktiv}$ , die Wickelköpfe mit den Temperaturen  $T_{WK1}$  und  $T_{WK2}$  und der Kühlmantel, welcher vereinfachend als Zone der konstanten Temperatur  $T_{cool}$  angenommen wird, erkennen. Soll dieser Aufbau in ein thermisches Netzwerk überführt werden (Abb. A.1 rechts), müssen die vier Komponenten zu jeweils einem Knoten mit der Temperatur  $T_i$  zusammengefasst werden. Die im Stator anfallenden Verlustleistungen werden als innere Wärmequellen  $\dot{Q}_1$ ,  $\dot{Q}_2$  und  $\dot{Q}_3$  modelliert und den entsprechenden Knoten zugeordnet. Um die Wärmeleitung zwischen den Wickelköpfen und dem Aktivteil, sowie dem Aktivteil und dem Kühlmantel abzubilden, sind die thermischen Widerstände  $R_{th,1}$ ,  $R_{th,2}$  und  $R_{th,3}$  zwischen die Knoten geschaltet.



**Abbildung A.1:** Einfaches Beispiel eines thermischen Netzwerks einer EM

Zur Berechnung der Temperaturen  $T_{Aktiv}$ ,  $T_{WK1}$  und  $T_{WK2}$  muss über jeden Widerstand eine Gleichung gemäß

$$R_{th,i} = \frac{\Delta T_i}{\dot{Q}_i} \quad (\text{A.1})$$

aufgestellt werden.  $\dot{Q}_i$  ist dabei derjenige Wärmestrom, welcher durch den Widerstand  $R_{th,i}$  fließt und  $\Delta T_i$  die Temperaturdifferenz über den Widerstand. Da auf diesem Weg drei linear unabhängige Gleichungen erzeugt werden können, ist das System bestimmt

und die Temperaturverteilung im Stator der elektrischen Maschine analytisch berechenbar.

Durch das Beispiel wird klar, dass die Parameter eines thermischen Netzwerks dessen thermische Widerstände sind. In der Literatur spricht man daher von der *lumped-parameter thermal method* [17]. Diese Parameter müssen für jedes Modell bekannt sein, bevor eine Temperaturverteilung berechnet werden kann. Es gelten folgende Zusammenhänge [84]:

**Tabelle A.2:** Übersicht thermischer Widerstände

Widerstand	Berechnungsvorschrift
Wärmeleitwiderstand	$R_\lambda = \frac{L}{\lambda \cdot A}$
Wärmeübergangswiderstand	$R_\alpha = \frac{1}{\bar{\alpha} \cdot A}$
Kontaktwiderstand	$R_C = \frac{1}{\alpha_C \cdot A}$

Tabelle A.2 kann entnommen werden, dass die Widerstände eines thermischen Netzwerks Skalare sind. Der *Wärmeleitwiderstand* entspringt in der verwendeten Form der eindimensionalen, analytischen Lösung der Differenzialgleichung von Fourier. Es handelt sich im Kern daher um eine eindimensionale Modellierung. Folglich kann die Wärmeleitung immer nur auf einer Geraden zwischen zwei Knoten berechnet werden. Zur Berechnung der *Wärmeübergangswiderstände* werden bei analytischen thermischen Netzwerken die Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}$  häufig über empirische Näherungsgleichungen bestimmt [17]. Besonders für kompliziertere Geometrien ist es alternativ möglich,  $\bar{\alpha}$  experimentell durch Messungen zu erfassen [27]. Beim sog. *Kontaktwiderstand* handelt es sich um den thermischen Widerstand, welcher aus dem nicht perfekten Kontakt zweier Körper resultiert. Eingeschlossene Gasblasen verhindern eine Wärmeleitung, welche nur von den Materialeigenschaften der sich berührenden Körper bestimmt wird. Der Wärmeleitwiderstand ist daher zusätzlich eine Funktion der Oberflächengüte, des Spaltmediums und des Anpressdrucks [84]. Aufgrund der komplexen Zusammenhänge wird häufig auf empirische Daten zurückgegriffen [27].

## A.1.2 Numerische Verfahren

Ein alternatives Verfahren zur thermischen Berechnung elektrischer Maschinen ergibt sich durch die numerische Strömungsmechanik. Ähnlich wie beim thermischen Netzwerk wird das Berechnungsgebiet bei CFD-Verfahren zunächst diskretisiert. Der Grad der Nodalisierung ist in den meisten Fällen jedoch um einige Größenordnungen höher. Bezogen auf die Fourier-Differenzialgleichung wird im nächsten Schritt ein System von analytischen Näherung der Differenzialgleichung für jede Raumrichtung in jedem diskreten Raumpunkt erstellt. Es entsteht ein großes lineares Gleichungssystem, welches in den meisten Fällen nur über iterative Verfahren gelöst werden kann. Verschiedene

CFD-Methoden unterscheiden sich vor allem hinsichtlich ihres Diskretisierungsverfahrens. Nachfolgend werden die im Anwendungsfall der thermischen Simulationen elektrischer Maschinen gängigen Methoden kurz vorgestellt. Die Ausführungen basieren auf [38, 102].

### **Finite Elemente Methode - FEM**

In der Literatur finden sich vor allem Arbeiten, welche in welchen FEM Modelle zur Simulation der Konduktion in den Komponenten einer elektrischen Maschine genutzt werden [27, 53, 67]. Die Temperaturverteilung ergibt sich als numerische Lösung der Energiegleichung. Der Ansatz einer FEM ist es, nach einer stetigen Näherungsfunktion für den exakten Temperaturverlauf zu suchen. Das zu berechnende Gebiet wird in sogenannte *finite Elemente* unterteilt, um in jedem Element den Temperaturverlauf mit einem einfachen Polynom anzunähern. Das Berechnungsnetz liefert hierzu eine endliche Anzahl an Stützstellen. Über diverse mathematische Umformungen der Energiebilanz am finiten Element, das Zusammenführen aller Elemente in Matrizen und das Einpflegen von Randbedingungen entsteht ein Gleichungssystem, welches numerisch gelöst werden kann.

### **Finite Volumen Methode - FVM**

Auch CFD-Programme, welche eigentlich zur Simulation von Strömungen und deren Wechselwirkungen mit Festkörpern dienen, können zur Berechnung der Wärmeleitung innerhalb einer elektrischen Maschine eingesetzt werden. Sie basieren in der Regel auf der FVM, da mit diesem Ansatz Erhaltungsgrößen wie Masse, Impuls und Energie weder erzeugt noch vernichtet werden können (= konservatives Verfahren). Im Gegensatz zur FEM ergibt sich der Temperaturverlauf nicht aus einer stetigen Näherungsfunktion, sondern auf Basis einer diskreten Temperaturverteilung. Vor allem in Forschungs- und Entwicklungsabteilungen, welche bereits Lizenzen für umfangreiche CFD-Programme zur Simulation von komplexen Strömungen besitzen, bietet sich diese Option an [17].

### **Finite Differenzen Methode - FDM**

Der Vollständigkeit halber soll auch die Finite Differenzen Methode erwähnt werden. Für die thermische Simulation elektrischer Maschinen spielt diese jedoch keine große Rolle, da sie ohne aufwendige Maßnahmen nicht konservativ ist. Zudem kann das Verfahren nur für sehr einfache Geometrien angewendet werden, was ihren Einsatz für die komplexen Strukturen elektrischer Maschinen verbietet.

## **A.1.3 Auswahl der grundsätzlichen Berechnungsmethode**

In Kapitel 1.3 wurden methodische Anforderungen an CAE Methoden zur Eigenschaftsanalyse von EMA Kühlkonzepten in der frühen Entwicklungsphase definiert. Das Ziel der nachfolgenden Bewertung ist es, systematisch herauszuarbeiten, welche der beiden vorgestellten Berechnungsmethoden besser für die Entwicklung passender Simulationsmodelle innerhalb dieser CAE Methoden geeignet ist. Der Erfüllungsgrad der konkreten Anforderungen kann jedoch erst nach der Entwicklung und Validierung der Berechnungsmethode

festgestellt werden. Die Bewertungskriterien zur Vorauswahl in Form eines paarweisen Vergleichs müssen bei begrenztem Kenntnisstand qualitativen Charakter haben [77] und ergeben sich als Teilmenge der konkreten methodischen Anforderungen:

<b>MAF1</b> Die Simulationsergebnisse dürfen im Rahmen der Validierung maximal 10% von den gemessenen Zielgrößen abweichen.	}	<b>Genauigkeit</b>
<b>MAF2</b> Die eingesetzten Simulationen müssen eine generische Gültigkeit für den gesamten betrachteten Parameterraum besitzen.	}	<b>Universelle Gültigkeit</b>
<b>MAF3</b> Die eingesetzten Simulationen dürfen nur von geometrischen Informationen, Materialeigenschaften, bekannten Randbedingungen und generisch nutzbaren Messdaten abhängen.	}	<b>Kalibrierungsfreiheit</b>
<b>MAF4</b> Die eingesetzten Simulationen müssen bekannte Freiheitsgrade als Parameter beinhalten.	}	<b>Parametrisierbarkeit</b>
<b>MAF6</b> Die eingesetzten Simulationen müssen robust sein.	}	<b>Robustheit</b>
<b>MAF7</b> Die eingesetzten Simulationen müssen auf möglichst geringen Hardwareressourcen durchführbar sein.	}	<b>Hardwarebedarf</b>
<b>MAF8</b> Der Aufwand beim Modellaufbau und bei Anpassungen muss möglichst gering sein.	}	<b>Zeitbedarf</b>
<b>MAF9</b> Die Durchlaufzeit einer Simulation muss möglichst gering sein.	}	
<b>MAF10</b> Das erforderliche Wissen zur Anwendung der CAE Methode muss möglichst gering sein.	}	<b>Know-How</b>

### **Genauigkeit**

Selbst in aufwendigen thermischen Netzwerken elektrischer Maschinen (vgl. z.B. [17]) müssen einzelne Komponenten, wie z.B. die Wickelköpfe des Stators, teilweise nur durch einen Knoten abgebildet werden. Folglich hätte der gesamte Wickelkopf dieselbe Temperatur, was wie in Kapitel 2.3.1 gezeigt wurde, unrealistisch ist. Um eine bessere Temperaturverteilung zu erhalten, kann die Anzahl an Knoten erhöht werden. Es kommt zu einem Anstieg des Implementierungsaufwands, da mehr thermische Widerstände bestimmt werden müssen. Selbst in einem detaillierten Netzwerk sind der Genauigkeit der

Lösung aufgrund der analytischen (eindimensionalen) Näherung jedoch Grenzen gesetzt. Angewendet werden thermische Netzwerke daher vor allem mit geringer Knotenanzahl in der Vorauslegung elektrischer Maschinen [53] und für die Überwachung der Temperaturen während des Betriebs [87].

Der Grundgedanke numerischer Verfahren ist einem Netzwerkansatz mit hoher Nodalisierung ähnlich [53]. Jedoch werden beim Modellaufbau statt einem System exakter analytischer 1D-Lösungen der Wärmeleitungsgleichung, ein System analytischer Näherungen der Fourierdifferentialgleichung für jede Raumrichtung in jedem diskreten Raumpunkt erstellt. Auf dieser Basis lässt sich die Genauigkeit gezielt über die Feinheit des Rechengitters und die gewählten numerischen Methoden beeinflussen. Es können Phänomene berechnet werden, für welche keine exakte analytische Lösung existiert. Wie Kapitel 2.3.1 beschrieben, gilt dies insbesondere für die Wärmeleitung in den Wicklungen, da es sich um komplexe dreidimensionalen Strukturen mit unterschiedlichen Materialeigenschaften handelt. Auch die feinere Auflösung der Wärmequellen über Quellterme in den Gitterzellen trägt zu einer realeren Erwärmung der EMA bei und erhöht somit die Genauigkeit.

Für die Entwicklung von Kühlsystemen ist es absolut entscheidend, dass die Wärmeleitung möglichst exakt abgebildet wird. Aus Sicht der Genauigkeit sollten daher numerische Verfahren eingesetzt werden.

### **Universelle Gültigkeit**

Wird die Maschinengeometrie ausreichend genau aufgelöst, lassen sich alle relevanten Wärmeleitungspfade korrekt abbilden. Es besteht unabhängig vom untersuchten Kühlkonzept eine universelle Gültigkeit des Modells. Wie schon im Punkt *Genauigkeit* ausgeführt, müssen für thermische Netzwerke Bereiche mit großen Temperaturgradienten mit vielen Knoten aufgelöst werden, um die Auswirkung verschiedener Kühlkonzepte berechnen zu können. Da neue Kühlkonzepte an den unterschiedlichsten Stellen der Maschine angreifen können (siehe Abb. 2.8), muss die gesamte Maschine mit einer hohen Knotenanzahl aufgelöst werden, um das Modell in der frühen Phase nutzen zu können.

Für numerische Verfahren ist es hingegen ausreichend, das Rechengitter bedarfsgerecht für das aktuell untersuchte Kühlkonzept zu verfeinern. Die restlichen Einstellungen des Modells müssen nicht geändert werden. Über eine vergleichsweise einfache Netzstudie wird die Unabhängigkeit des Ergebnisses vom Auflösungsgrad des Gitters nachgewiesen. Alternativ kann der Auflösungsgrad des Modells durchgängig fein eingestellt werden.

Insgesamt lassen sich sowohl mit einem thermischen Netzwerk, als auch mit numerischen Methoden universell gültige Modelle erzeugen. Die Flexibilität bei Änderungen ist für numerische Berechnungsmodelle jedoch höher.

### **Kalibrierungsfreiheit**

Hinsichtlich der Notwendigkeit einer Kalibrierung sind numerische Verfahren thermischen Netzwerken überlegen. Die Widerstände zwischen den Knoten können nur dann

ohne Messung ermittelt werden, wenn sich die Wärmeleitfähigkeit zwischen zwei Knoten analytisch errechnen lässt. Die in Kapitel 2.3.1 angewendeten Näherungen zeigen jedoch bereits, dass dies nur in wenigen Fällen möglich ist. Numerische Verfahren benötigen keine Kalibrierung, da sich die thermischen Widerstände zwischen zwei beliebigen Punkten aus dem Zusammenspiel der hinterlegten CAD Geometrie und Materialeigenschaften ergeben.

### **Parametrisierbarkeit**

Für thermische Netzwerke ist eine Parametrisierbarkeit nur begrenzt möglich. Eine Veränderung der geometrischen Maße zieht nur dann kein erneutes Aufsetzen des Modells nach sich, wenn die Knoten durch die Änderung nur geringfügig verschoben werden, keine zusätzlichen Knoten notwendig sind und die thermischen Widerstände weiterhin analytisch berechnet werden können. Für numerische Simulationen können im Modellaufbau klare Regeln bei der Vernetzung hinterlegt werden, um die notwendige Feinheit des Gitters auch bei deutlich veränderter Geometrie zu gewährleisten. Numerische Methoden sind daher nahezu vollständig parametrisierbar.

### **Robustheit**

Im direkten Vergleich beider Methoden ist das thermische Netzwerk aufgrund seiner analytischen Verknüpfungen robuster. Eine numerische Simulation basiert im Großteil der Anwendungsfälle auf einer iterativen Lösung eines linearen Gleichungssystems. Die Stabilität der Berechnung bei unsauberer Diskretisierung oder für die Art des Problems unpassenden numerischen Einstellungen kann nicht garantiert werden.

### **Hardwarebedarf**

Das iterative Lösen großer Gleichungssysteme ist deutlich aufwendiger als das sukzessiven Lösen analytischer Gleichungen. Aus diesem Grund werden thermische Netzwerke vor allem dann eingesetzt, wenn die Hardwareressourcen beschränkt sind oder eine Vielzahl einzelner Berechnungen durchgeführt werden muss [17]. Dies ist beispielsweise bei der Überwachung der Temperaturen während des Betriebs oder für instationäre thermische Berechnungen (z.B. für Fahrzyklen) [87] der Fall.

### **Zeitbedarf**

Die erforderliche Gesamtzeit zum Modellaufbau, sowie zur Durchführung und Auswertung von Berechnungen kann für beide Methoden nicht pauschal angegeben werden. Thermische Netzwerke haben, wie bereits im Punkt *Hardwarebedarf* beschrieben, einen geringeren Hardwarebedarf. Aus diesem Grund können Berechnungen sehr schnell erfolgen. Für die notwendigen Modellanpassungen bei einer Veränderung der Geometrie wird ein parametrisiertes numerisches Modell jedoch deutliche Vorteile bieten.

### **Know-How**

Sowohl die Modellierung und Berechnung thermischer Netzwerke, als auch der Aufbau und die Simulation numerischer Modelle erfordern spezifisches Fachwissen, um effizient fehlerfreie Ergebnisse zu erhalten. Unter der Annahme, dass beide Methoden innerhalb

von speziell geeigneten Softwareumgebungen durchgeführt werden, wird das Fachwissen an unterschiedlichen Stellen benötigt. Für thermische Netzwerke von EMA bedarf es vor allem dem Verständnis von Aufbau und Funktionsweise von EMA, um die korrekten Parameter an der richtigen Stelle einzugeben. Zudem besteht eine Herausforderung in der korrekten Berücksichtigung von Modellierungsprämissen und der hieraus resultierenden eingeschränkten Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf die Realität. Für die numerische Simulation ist eine umfassende Ausbildung in numerischer Modellbildung und Simulation und des Verständnisses aller relevanten physikalischen Effekte erforderlich. Der eigentliche fachliche Kontext der EMA ist nicht so entscheidend wie bei thermischen Netzwerken.

Basierend auf diesen Ausführungen wird im Folgenden ein gewichteter, paarweiser Vergleich [77] beider Methoden durchgeführt. Das Wertesystem lautet wie folgt:

**Tabelle A.4:** Wertesystem des paarweisen Vergleichs

Wert	Bedeutung
-1	schlechter
0	gleichwertig
1	besser

Für den Anwendungsfall in der frühen Phase der Kühlkonzeptentwicklung sind die Kriterien *Genauigkeit*, *Universelle Gültigkeit*, *Kalibrierungsfreiheit* und *Parametrisierbarkeit* entscheidend. Diese werden doppelt gewichtet. Für Simulationsprozesse in der Serienentwicklung oder im Fahrzeugeinsatz wäre diese Gewichtung nicht gültig.

**Tabelle A.5:** Paarweiser Vergleich grundlegender Berechnungsmethoden

Kriterium	Gewichtung	Thermisches Netzwerk	Numerische Verfahren
Genauigkeit	2	-1	1
Universelle Gültigkeit	2	0	0
Kalibrierungsfreiheit	2	-1	1
Parametrisierbarkeit	2	-1	1
Robustheit	1	1	-1
Hardwarebedarf	1	1	-1
Zeitbedarf	1	0	0
Know-How	1	0	0
<b>Summe</b>		<b>-4</b>	<b>4</b>

## Fazit

Mit dem gewählten Bewertungsverfahren eignen sich numerische Berechnungsmethoden deutlich besser, um eine genaue und flexible Simulationsmethode für CAE Methoden zur Eigenschaftsanalyse von EMA Kühlkonzepten in der frühen Entwicklungsphase zu entwickeln.

## A.2 Bewertung der entwickelten Wärmeleitungsmodellierungen

Vor dem Hintergrund der erfolgten Validierung mit Messdaten (Kap. 3.3) kann im Gegensatz zum Vorgehen in Anhang A.1.3 die Bewertung der entwickelten Methoden zur Modellierung der Wärmeleitung im Stator einer EMA direkt vor den definierten Anforderungen MAF1-MAF10 erfolgen.

**MAF1** *Die Simulationsergebnisse dürfen im Rahmen der Validierung maximal 10% von den gemessenen Zielgrößen abweichen.*

MAF1 wird von beiden Methoden erfüllt.

**MAF2** *Die eingesetzten Simulationen müssen eine generische Gültigkeit für den gesamten betrachteten Parameterraum besitzen.*

MAF2 wird von beiden Methoden erfüllt, da es keine Einschränkung der Anwendbarkeit gibt.

**MAF3** *Die eingesetzten Simulationen dürfen nur von geometrischen Informationen, Materialeigenschaften, bekannten Randbedingungen und generisch nutzbaren Messdaten abhängen.*

MAF3 wird von beiden Methoden erfüllt. Die Voraussetzung für die hochaufgelöste Methode ist die Kenntnis des exakten Verlaufs der Drähte. Für die abstrakte Methode sind neben der Kenntnis des Wickelschemas nur die Einträge des Tensors der Wärmeleitfähigkeit erforderlich. Diese können über Vorsimulationen eines Draht-Harz-Bündels mit der hochaufgelösten Methode oder Messungen einer Probe erfasst werden.

**MAF4** *Die eingesetzten Simulationen müssen bekannte Freiheitsgrade als Parameter beinhalten.*

MAF4 ist mit beiden Methoden realisierbar. Ein Beispiel ist das Aufprägen unterschiedlicher Wärmeübergangskoeffizienten an der Wickelkopfoberfläche, um den Effekt unterschiedlicher Kühlungen zu berechnen.

**MAF5** *Die eingesetzten Simulationen müssen unabhängig von der genutzten Softwareumgebung durchführbar sein.*

Beide Methoden wurden im Rahmen dieser Arbeit für STAR-CCM+ umgesetzt und validiert. In einer früheren Arbeit erfolgte die Umsetzung ohne Validierung für OpenFOAM und ANSYS FLUENT [19].

**MAF6** *Die eingesetzten Simulationen müssen robust sein.*

Mit beiden Methoden ist ein robustes Arbeiten möglich. Jedoch kommt es nach der Erfahrung des Autors beim hochaufgelösten Modell häufiger zu Abstürzen, wenn zu viele Benutzereingaben gleichzeitig durchgeführt werden.

**MAF7** *Die eingesetzten Simulationen müssen auf möglichst geringen Hardwareressourcen durchführbar sein.*

Beide Methoden können grundsätzlich auf State-of-the Art Workstations durchgeführt werden. Für eine effiziente Vernetzung und Simulation des HMK sind jedoch Rechner mit sehr viel Arbeitsspeicher erforderlich. Wird für das AMK eine Darstellung des Rechengitters und ein Temperaturplot auf der gesamten Geometrie geöffnet, erhöht sich die Arbeitsspeicherauslastung um ca. 10 GB. Für das HMK sind es 80 GB. Während der Berechnung selbst liegt der maximale Arbeitsspeicherbedarf für das AMK bei 3 GB und für das HMK bei 66 GB. Auch die Ergebnisdateien des AMK sind mit 0,8 zu 33 GB beim HMK deutlich kleiner.

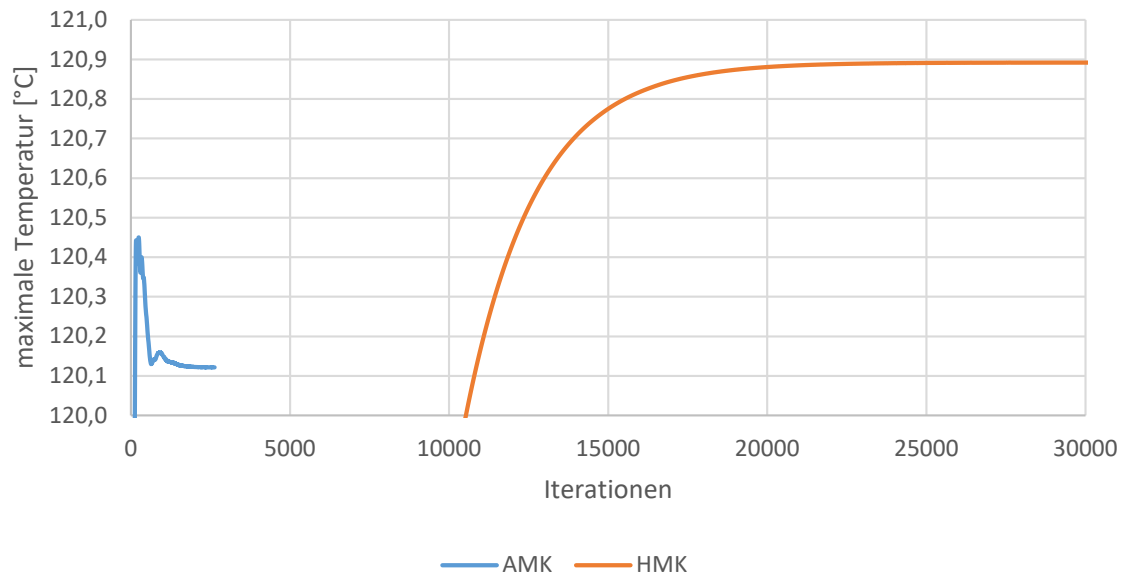
**MAF8** *Der Aufwand beim Modellaufbau und bei Anpassungen muss möglichst gering sein.*

Anpassungen, die sich auf die Änderung von Parametern beziehen, lassen sich für beide Methoden gleich schnell durchführen. Sobald etwas an der Geometrie geändert werden muss, ist die abstrakte Methode klar im Vorteil. Geometrieanpassungen an den homogenen Wärmeleitungszonen sind über CAD Programme einfach durchzuführen. In den meisten Fällen passt sich das Vernetzungskript automatisch an und erzeugt auf Knopfdruck ein konformes Netz. Für das hochaufgelöste Modell müssen hingegen Splines im CAD neu gezogen werden und es bedarf vieler manueller Eingriffe in die Vernetzungsanweisungen.

**MAF9** *Die Durchlaufzeit einer Simulation muss möglichst gering sein.*

MAF9 wird von den entwickelten Methoden sehr unterschiedlich erfüllt. Abbildung A.2 zeigt den Konvergenzverlauf der maximal in der Wicklung auftretenden Temperatur beider Modelle über die Anzahl der Iterationen. Die Anfangsbedingungen beider Modelle

sind identisch.



**Abbildung A.2:** Konvergenzverlauf der maximalen Wicklungstemperatur

Der Abbildung kann entnommen werden, dass für das hochaufgelöste Modell ca. 25 000 Iterationen benötigt werden, um eine konvergente Lösung zu erhalten. Das abstrakte Modell benötigt hingegen nur 2200 Iterationen. Die Residuen der Erhaltungsgleichungen und des k-Epsilon Turbulenzmodells sind für beide Fälle bei Konvergenz des Temperaturmaximums gleichbleibend niedrig. Neben der geringeren notwendigen Anzahl an Iterationen ist auch die benötigte CPU Zeit zur Berechnung einer Iteration für das abstrakte Modell deutlich kürzer. Im direkten Vergleich benötigt dieselbe Workstation auf 6 Rechenkernen für das hochaufgelöste Modell 85,23 Sekunden pro Iteration, für das abstrakte Modell hingegen nur 2,41 Sekunden. Insgesamt lässt sich demnach mit dem abstrakten Modell auf denselben Ressourcen ein stationärer Betriebspunkt um den Faktor 400 schneller berechnen.

Weiter ist aufgrund der deutlich geringeren Zellenzahl (2,2 Mio vs. 60 Mio) und der Möglichkeit einer konformen Vernetzung das Arbeiten mit der abstrakten Modellierung deutlich flüssiger. Speziell die Arbeitsschritte des Vernetzens, die Berechnung von gemappten Interfaces und das Anzeigen von Kontourplots sind beim hochaufgelösten Modell sehr zeitintensiv.

**MAF10** *Das erforderliche Wissen zur Anwendung der CAE Methode muss möglichst gering sein.*

Die benötigten Fähigkeiten für die Anwendung der Methoden sind unterschiedlich gelagert. Für den hochaufgelösten Ansatz bedarf es guter Kenntnisse in der CAD Mo-

dellierung und Vernetzung. Die Simulation ist aufgrund isotroper Wärmeleitfähigkeiten einfach zu verstehen. Für die abstrakte Modellierung liegt das notwendige Wissen auf der Simulationsseite, da typischerweise nicht mit Wärmeleitungstensenoren gearbeitet wird.

### Fazit

Die Bewertung der entwickelten Simulationsmethoden vor den in Kapitel 1.3 definierten Anforderungen kennzeichnet die abstrakte Modellierung der Wicklung als das bessere Werkzeug für die Entwicklung von Kühlkonzepten in der frühen Phase. Zu diesem Zeitpunkt besteht in den meisten Fällen noch keine genaue Kenntnis des exakten Verlaufs der Wicklungen. Das Wickelschema ergibt sich hingegen bereits frühzeitig durch die elektromagnetische Auslegung. Da sich in der frühen Phase Designs häufig ändern können, helfen die Flexibilität der Methode bezogen auf den aufwandsarmen Umbau von Modellen und die Robustheit im gesamten Handling. Schlussendlich ist es in der frühen Phase ebenfalls von Vorteil, bei geringem Ressourcenbedarf und um den Faktor 400 geringem Zeitaufwand eine Vielzahl von Simulationen durchführen zu können. Bezogen auf die erzielbare Genauigkeit zeigt sich, dass das exakte Wissen um den Verlauf der Wicklungen keinen Vorteil gegenüber der abstrakten Modellierung bringt.

## A.3 Berechnung der Wärmequellen

In Kapitel 2.2 wurden Verlustleistungen als Ursache der Erwärmung von EMA festgestellt. Die unterschiedlichen Verlusttypen hängen demnach in komplexer Art und Weise vom elektromagnetischen Zustand der EMA im jeweiligen Betriebspunkt ab. Mit dem Fokus der vorliegenden Arbeit auf die Entwicklung von EMA Kühlkonzepten in der frühen Entwicklungsphase erfolgt keine detaillierte Berechnung der elektromagnetischen Zustände. Es wird für die Werte von Kupfer- und Eisenverlusten auf bestehende Simulations- und Messdaten der betrachteten Referenzmaschine zurückgegriffen. Diese liegen in tabellarischer Form firmenintern vor. Zusätzlich gilt für alle thermischen Statorsimulationen die Annahme einer homogenen Verteilung der Wickelverluste über die Wicklung sowie der Eisenverluste über das Statorblechpaket.

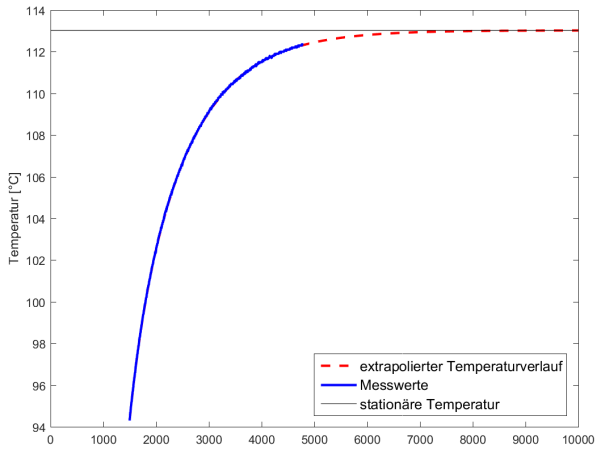
Der große Vorteil der Entwicklung der CAE-Methode auf Basis der numerischen Simulation ist die uneingeschränkte Erweiterbarkeit aller entwickelter Modelle um eine realistischere Verteilung der Wärmequellen über die Komponenten. Statt einem konstanten Skalar als Quellterm muss nur ein räumlich veränderliches Skalarenfeld an Wärmequellen in den Simulationen implementiert werden. Im besten Fall werden diese Werte von einer parallel laufenden elektromagnetischen Simulation gespeist. Gleichzeitig können die Temperaturen der thermischen Simulation im Gegenzug die elektromagnetische Simulation verbessern. Die getroffenen Einschränkungen haben damit keinen Einfluss auf die universelle Gültigkeit der entwickelten Simulationsmethoden.

## A.4 Extrapolation der Messwerte für VAL1\*

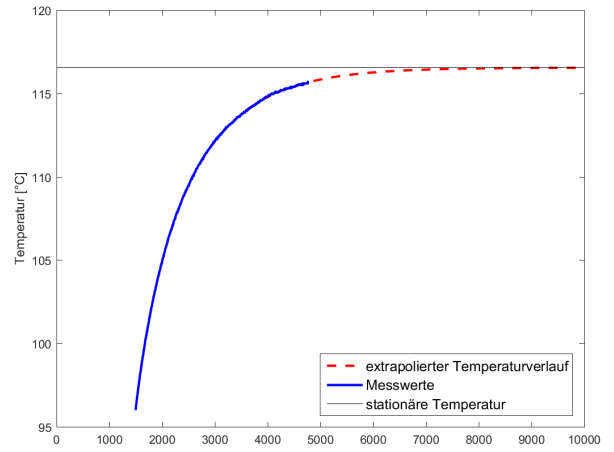
### A.4.1 Matlab Code

```
1 % Pfad und Datei festlegen
2 file = 'Temperaturen.xlsx';
3
4 % Messwerte einlesen
5 [M, H] = xlsread(file);
6 dim_M = size(M);
7 number_data = dim_M(2)-1;
8 M = M(~isnan(M(1,:)));
9 p_init = [90,0.001,10,0.005,5,0.001]; % Initialwerte fuer p(1) bis p(6) fuer EMA Temperaturen
10 col_start = 5;
11
12 % Ergebnismatrix
13 E_res_header = {'','T_stat','T_1','Exponent_1','T_2','Exponent_2','T_3','Exponent_3','MSE'};
14 xlswrite('stationaere_Temperaturen.xls',E_res_header,1,'A1');
15
16 % Durchlauf fuer alle Messgroessen
17 for (i=col_start:1:number_data)
18
19     current_data_name = cell2mat(H(1,i+1));
20
21 % Extrapolieren
22 t_read_start = 15000; % Beginn des Zeitintervalls zur Regressionsberechnung in 1/10s
23 t_read_ende = 47800; % Beginn des Zeitintervalls zur Regressionsberechnung in 1/10s
24 t_reg_ende = 100000; % Endzeit der Regressionsberechnung in 1/10s
25
26 t = transpose(linspace(t_read_start, t_read_ende, t_read_ende-t_read_start))/10; % Zeitvektor der
    gelesenen Werte
27 dim_t = length(t); % Laenge des Zeitvektors
28 t_reg = transpose(linspace(t_read_start, t_reg_ende, t_reg_ende-t_read_start)/10); % Zeitvektor fuer
    Regression
29
30 T_temp = M(t_read_start+1:t_read_ende,i+1); % aktuell betrachteter Messwert
31
32 modelfun = @(p,t) p(1)*(1-exp(-p(2)*t)) + p(3)*(1-exp(-p(4)*t)) + p(5)*(1-exp(-p(6)*t)); %
    Ansatzfunktion
33
34 Reg_Val = nlinfit(t, T_temp, modelfun, p_init); % Regressionsrechnung der Koeffizienten
35
36 p_init = Reg_Val; % Initialwerte fuer naechsten Durchlauf auf gefundene Lsg setzen
37
38 T_stat = Reg_Val(1)+Reg_Val(3)+Reg_Val(5); % Berechnung der stationaeren Temperatur
39
40 t_stat_disp = transpose(linspace(0, t_reg_ende, t_reg_ende))/10;
41 T_stat_disp = ones(length(t_stat_disp), 1) * T_stat;
42
43 T_Reg = modelfun(Reg_Val,t_reg); % Koeffizienten einsetzen
44
45 MSE = mean((T_Reg(1:dim_t)-T_temp).^2); % Berechnung des mittleren quadratischen Fehlers
46
47 % Graphische Darstellung
48 h = figure;
49 plot(t_reg,T_Reg,'r--',t,T_temp,'b','LineWidth',2);
50 hold on
51 plot(t_stat_disp,T_stat_disp,'k','LineWidth',0.5);
52 xlabel('Zeit [s]'); ylabel('Temperatur [C]');
53 legend({'extrapolierter Temperaturverlauf','Messwerte','stationaere Temperatur'},...
54     'FontSize',12,...
55     'Location','southeast');
56 hold off
57
58 save_path_pic = ['Ergebnis_Extrapolation_' current_data_name '.png'];
59 print(h,'-dpng',save_path_pic);
60
61 % Ergebnisse in Tabelle schreiben
62
63 E_res = [T_stat, Reg_Val, MSE];
64 row = i-col_start+2;
65 xlswrite('stationaere_Temperaturen.xls', {current_data_name} , 1 , ['A' num2str(row)]);
66 range = ['B' num2str(row) ':I' num2str(row)];
67 xlswrite('stationaere_Temperaturen.xls',E_res,1,range);
68
69 end
```

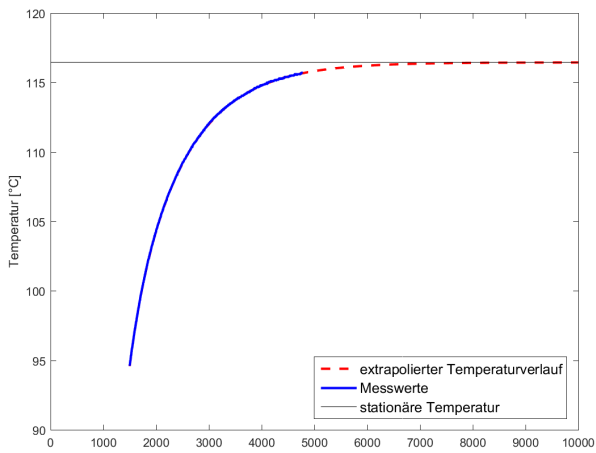
### A.4.2 Graphische Darstellung der Extrapolationen



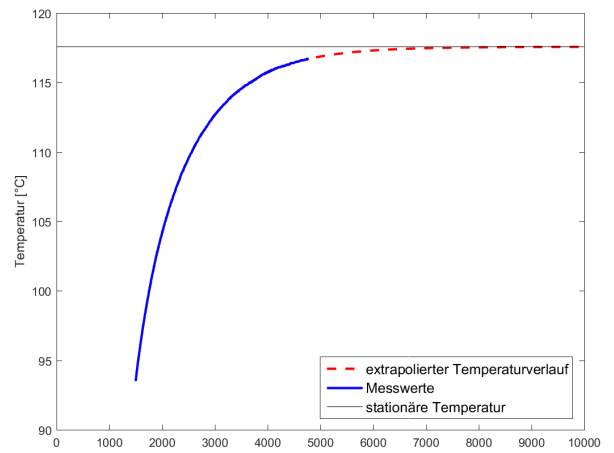
(a) Wickelkopfsensor A1



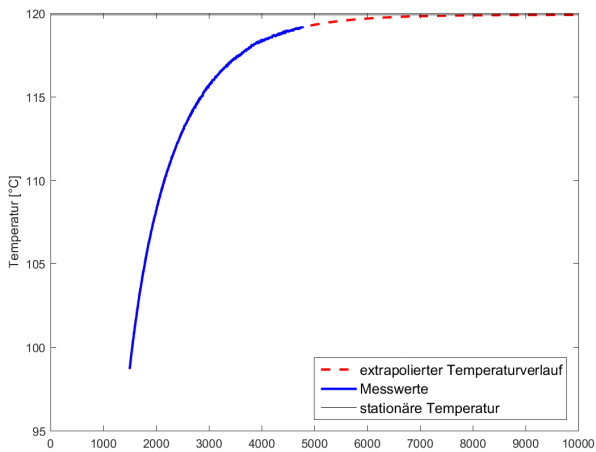
(b) Wickelkopfsensor A2



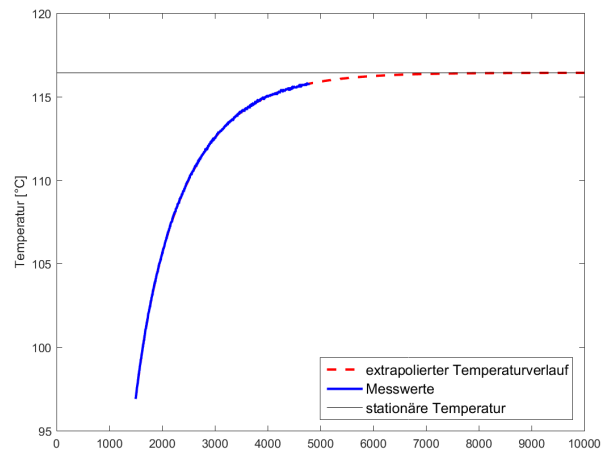
(c) Wickelkopfsensor B1



(d) Wickelkopfsensor B2

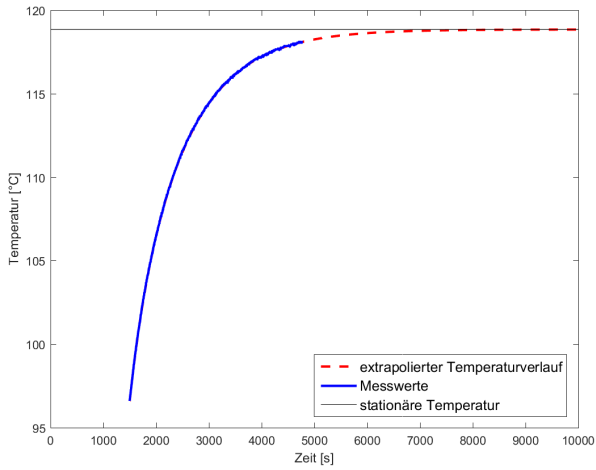


(e) Wickelkopfsensor Phase U1

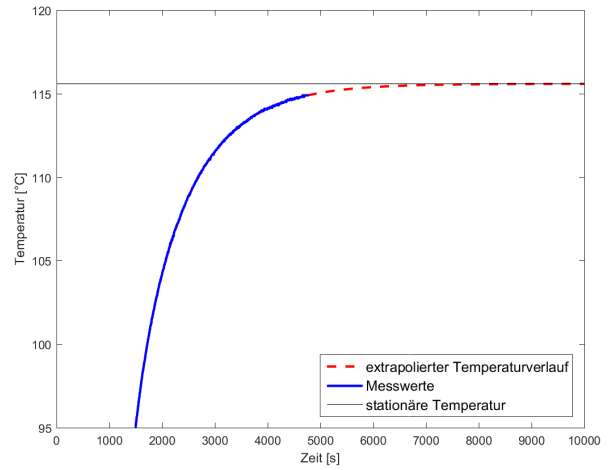


(f) Wickelkopfsensor Phase U2

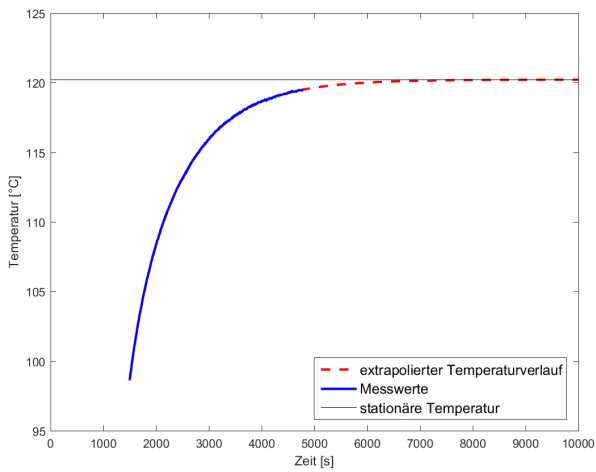
Abbildung A.3: Extrapolation der Temperaturmesswerte für VAL1



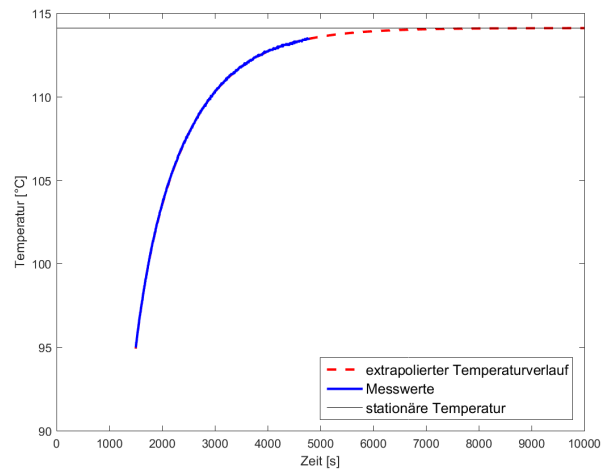
(g) Wickelkopfsensor Phase V1



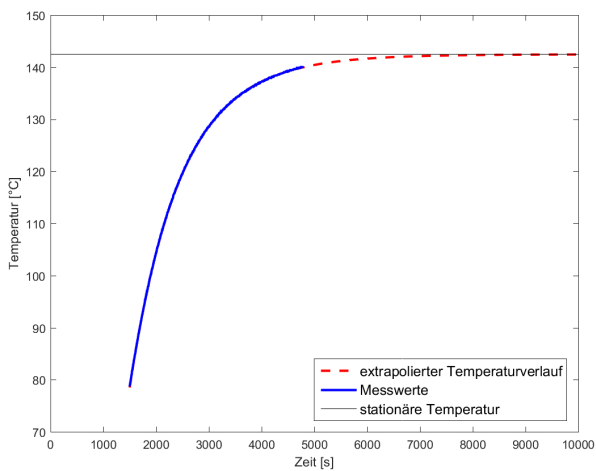
(h) Wickelkopfsensor Phase V2



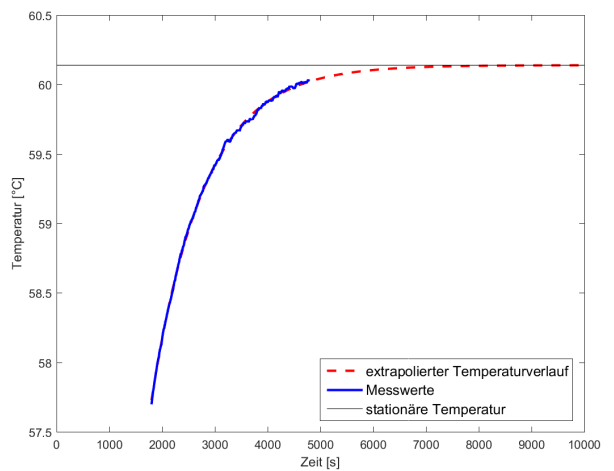
(i) Wickelkopfsensor Phase W1



(j) Wickelkopfsensor Phase W2



(k) Rotortemperatur Oberfläche



(l) Oberflächentemperatur Rotor

Abbildung A.3: Extrapolation der Temperaturmesswerte für VAL1

# **Anhang B: Datenblätter**

## **B.1 Öle**

# PAO 4

For more information and technical assistance contact:

Chevron Phillips Chemical Company LP  
P.O. Box 4910  
The Woodlands, TX 77387-4910  
800.852.5531



## Synfluid® PAO 4 cSt Highly Branched Isoparaffinic Polyalphaolefin

**Handling** Maximum temperatures of 65 °C (149 °F) for handling and ambient for long-term storage are recommended. For specific instructions on handling, see MSDS.

### Typical Properties

Property	Test Method	Typical Value
Kinematic Viscosity, cSt @ 100°C, 212°F	ASTM D7042 or D445	3.85
Kinematic Viscosity, cSt @ 40°C, 104°F	ASTM D7042 or D445	16.8
Kinematic Viscosity, cSt @ -40°C, -40°F	ASTM D7042 or D445	2,425
Viscosity Index	ASTM D2270	124
Pour Point, °C (°F)	ASTM D5950	-72 (-98)
Flash Point (COC), °C (°F)	ASTM D92	217 (423)
Fire Point (COC), °C (°F)	ASTM D92	253 (488)
Volatility, Noack, wt%	ASTM D5800	13.3
Specific Gravity, 15.6°/15.6°C, 60°/60°F	ASTM D4052	0.8190
Density, lb/gal	ASTM D7042	6.835
Total Acid Number, mg KOH/g	ASTM D664	<0.03
Bromine Index, mg BR/100g	ASTM D2710	<200
Odor	ASTM D1296	No Foreign Odor
Appearance	ASTM D4176	Clear and Bright
Color, Pt-Co	ASTM D5386	0

MSDS # 100000010950

Revision Date June 2019



Before using this product, the user is advised and cautioned to make its own determination and assessment of the safety and suitability of the product for the specific use in question and is further advised against relying on the information contained herein as it may relate to any specific use or application. It is the ultimate responsibility of the user to ensure that the product is suited and the information is applicable to the user's specific application. Chevron Phillips Chemical Company LP does not make, and expressly disclaims, all warranties, including warranties of merchantability or fitness for a particular purpose, regardless of whether oral or written, express or implied, or allegedly arising from any usage of any trade or from any course of dealing in connection with the use of the information contained herein or the product itself. The user expressly assumes all risk and liability, whether based in contract, tort or otherwise, in connection with the use of the information contained herein or the product itself. Further, information contained herein is given without reference to any intellectual property issues, as well as federal, state or local laws which may be encountered in the use thereof. Such questions should be investigated by the user.

Page 1 of 1

# PAO 9

For more information and technical assistance contact:

Chevron Phillips Chemical Company LP  
P.O. Box 4910  
The Woodlands, TX 77387-4910  
800.852.5531



## Synfluid® PAO 9 cSt

Highly Branched Isoparaffinic Polyalphaolefin

**Handling** Maximum temperatures of 65 °C (149 °F) for handling and ambient for long-term storage are recommended. For specific instructions on handling, see MSDS.

### Typical Properties

Property	Test Method	Typical Value
Kinematic Viscosity, cSt @ 212°F, 100°C	ASTM D7042 or D445	8.8
Kinematic Viscosity, cSt @ 104°F, 40°C	ASTM D7042 or D445	52.4
Kinematic Viscosity, cSt @ -40°F, -40°C	ASTM D7042 or D445	----
Viscosity Index	ASTM D2270	145
Pour Point, °F, °C	ASTM D5950	-38 (-39)
Flash Point (COC), °F, °C	ASTM D92	517 (270)
Fire Point (COC), °F, °C	ASTM D92	579 (304)
Volatility, Noack, wt%	ASTM D5800	2.4
Specific Gravity, 60°/60°F, 15.6°/15.6°C	ASTM D4052	0.8338
Density, lb/gal	ASTM D7042	6.916
Total Acid Number, mg KOH/g	ASTM D664	<0.03
Bromine Index, mg BR/100g	ASTM D2710	<200
Odor	ASTM D1296	No Foreign Odor
Appearance	ASTM D4176	Clear and Bright
Color, Pt-Co	ASTM D5386	0

MSDS # 100000014080

Revision Date June 2019



Before using this product, the user is advised and cautioned to make its own determination and assessment of the safety and suitability of the product for the specific use in question and is further advised against relying on the information contained herein as it may relate to any specific use or application. It is the ultimate responsibility of the user to ensure that the product is suited and the information is applicable to the user's specific application. Chevron Phillips Chemical Company LP does not make, and expressly disclaims, all warranties, including warranties of merchantability or fitness for a particular purpose, regardless of whether oral or written, express or implied, or allegedly arising from any usage of any trade or from any course of dealing in connection with the use of the information contained herein or the product itself. The user expressly assumes all risk and liability, whether based in contract, tort or otherwise, in connection with the use of the information contained herein or the product itself. Further, information contained herein is given without reference to any intellectual property issues, as well as federal, state or local laws which may be encountered in the use thereof. Such questions should be investigated by the user.

## B.2 EMOSCE Prüfstandskomponenten

Aufgezeichnet wurden die Daten mithilfe eines National Instruments cDAQ-9136 mit vier Slots. Das Gerät bietet aufgrund eines integrierten Windows Betriebssystems minimale Latenzen bei der zeitlichen Messdatenerfassung. Tabelle B.1 zeigt eine Übersicht der installierten Messcontroller.

**Tabelle B.1:** Verbaute Controller im Messcomputer

Modul	Anschlussmöglichkeiten	angeschlossene Sensoren
NI 9207	8x Spannung/ Strom	Drucksensoren
NI 9214	16x Spannung	Thermoelemente
NI 9216	8x PT100	PT100
NI 9411	6x digitales Signal	Durchflusssensor

# Heizdraht

## ISOTAN®

Marke	<b>ISOTAN®</b>		
Werkstoff	<b>2.0842</b>		
Kurzzeichen	<b>CuNi44</b>		
Chemische Zusammensetzung (Massenanteile) in % Mittelwerte der Legierungselemente			
Cu	Mn	Ni	
Rest	1	44	

### Merkmale und Anwendungshinweise

ISOTAN® zeichnet sich besonders durch den kleinen Temperaturkoeffizienten des elektrischen Widerstandes sowie gute Zunder- und Korrosionsbeständigkeit aus. Die Legierung ist unmagnetisch. Sie eignet sich zur Herstellung elektrischer Widerstände aller Art, für Wärmekabel, Potentiometer und Heizdrähte sowie zur Fertigung von Augenrandprofilen in der optischen Industrie. Aufgrund der hohen Thermokraft

gegen Kupfer wird ISOTAN® auch zur Herstellung von Thermoelementen und Ausgleichsleitungen verwendet (siehe besondere Druckschrift). Die höchste Anwendungstemperatur an Luft beträgt 600°C. Als Draht für das Thermopaar Typ J nach IEC 584 und Typ L nach DIN 43710/85 beträgt die obere Temperaturgrenze bis +900°C, abhängig vom Drahtdurchmesser.

### Elektrischer Widerstand in weichgeglühtem Zustand

Temperaturkoeffizient <sup>1)</sup> des elektrischen Widerstandes zwischen 20°C und 105°C $10^{-6}/K$	20°C		Spezifischer elektrischer Widerstand in $\Omega \text{ mm}^2/m$ bei				
	Nennwert	zul. Abw. %	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
-80 bis +40	0,49	± 5	0,49	0,49	0,49	0,49	0,49

### Physikalische Eigenschaften (Richtwerte)

Dichte bei 20°C $g/cm^3$	Schmelztemperatur $^{\circ}C$	spezifische Wärme bei 20°C $J/gK$	Wärmeleitfähigkeit bei 20°C $W/mK$	mittlerer linearer Wärmeausdehnungskoeffizient zwischen 20°C und 100°C $10^{-6}/K$	mittlerer linearer Wärmeausdehnungskoeffizient zwischen 20°C und 400°C $10^{-6}/K$	Thermospannung bei 20°C $\mu V/K$
8,9	1280	0,41	23	13,5	15	-40

### Festigkeitseigenschaften bei 20°C in weichgeglühtem Zustand

Zugfestigkeit <sup>2)</sup> $N/mm^2$ min.	Bruchdehnung ( $L_0 = 100 \text{ mm}$ ) % bei Nenndurchmesser in mm				
	von 0,02 bis 0,063 ≅	über 0,063 bis 0,125 ≅	über 0,125 bis 0,5 ≅	über 0,5 bis 1 min. ≅	über 1 min.
420	12	18	20	20	25

<sup>1)</sup> Auf Wunsch kann der Temperaturkoeffizient eingeeignet werden.

<sup>2)</sup> Der Wert gilt für einen Durchmesser von 2 mm. Bei dünneren Drähten liegen die Mindestwerte je nach Abmessung erheblich höher.

### Lieferart

ISOTAN® wird in Form von Drähten im Abmessungsbereich von 8 bis 0,02 mm in blanker, isolierend oxidiert oder lackierter Ausführung und/oder mit Seidenumspinnung geliefert.

Zum Fertigungsprogramm gehören auch Flachdrähte (siehe Teil 2 „Belastbarkeit von Flachdrähten“), Bleche, Tafeln und Folien.

### Verarbeitungshinweise

ISOTAN® läßt sich leicht verarbeiten. Die Legierung kann ohne Schwierigkeiten weich- und hartgelötet werden; alle bekannten Schweißverfahren sind anwendbar.

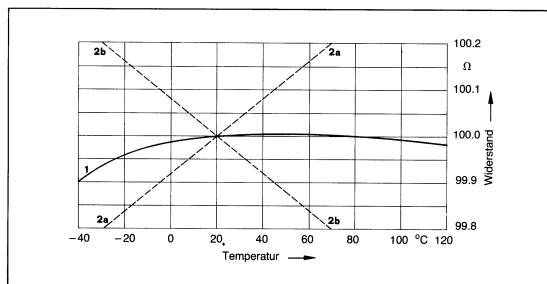
### Besondere Hinweise zum Temperaturkoeffizienten (siehe auch Hinweise in Teil 2)

Die Änderung des elektrischen Widerstandes in Abhängigkeit von der Temperatur zwischen -40°C und +120°C, bezogen auf 20°C, ist in der Graphik 1 dargestellt. Kurve 1 ist die Idealkurve, die annähernd erreicht werden kann. Bei ihr ändert sich der Widerstand im Temperaturbereich von 20°C bis 120°C maximal um ± 0,015% bzw. um ± 150 ppm\*. Das entspricht

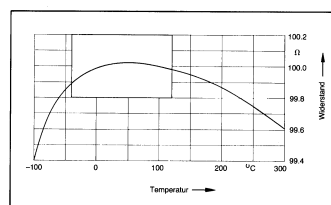
einem Temperaturkoeffizienten von 0,5 ppm/K zwischen 20°C und 60°C. Die Geraden 2a und 2b gelten für den Temperaturkoeffizienten  $\alpha = \pm 40 \cdot 10^{-6}/K$ . Wenn keine besonderen Vereinbarungen bestehen, liefern wir üblicherweise Drähte mit einem Temperaturkoeffizienten des elektrischen Widerstandes, der innerhalb dieses Bereiches liegt. In diesem Zusam-

menhang weisen wir darauf hin, daß DIN 17471 im Temperaturbereich von 20°C bis 105°C einen Temperaturkoeffizienten von  $\alpha = -80$  bis  $+40 \cdot 10^{-6}/K$  zuläßt. Die mögliche Widerstandsänderung im Bereich von -100 bis +300°C zeigt die Graphik 2, wobei der Ausschnitt in Graphik 1 vergrößert dargestellt ist.

Graphik 1:  
Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstandes



Graphik 2



\* 1 ppm =  $1 \cdot 10^{-6} = 0,0001\%$ , 1000 ppm =  $1 \cdot 10^{-3} = 0,1\%$ .

# Heizdraht

**ISOTAN®**

Nenndurchmesser d mm	Querschnitt mm <sup>2</sup>	Gewicht pro 100 m g	Längenbezogener Gleichstrom-Widerstand bei 20 °C Ω/m			
			Nennwert	zul. Abw.	Kleinstwert	Größtwert
0,02	0,0003142	0,280	1560	± 10 %	1400	1720
0,022	0,0003801	0,338	1290		1160	1420
0,025	0,0004909	0,437	998		898	1098
0,028	0,0006158	0,548	796		716	876
(0,03)	0,0007069	0,629	693	± 8 %	638	748
0,032	0,0008042	0,716	609		560	658
0,036	0,001018	0,906	481		443	519
0,04	0,001257	1,12	390		359	421
0,045	0,001590	1,42	308		283	333
0,05	0,001964	1,75	249		229	269
0,056	0,002463	2,19	199		183	215
(0,06)	0,002827	2,52	173		159	187
0,063	0,003117	2,77	157		144	170
(0,07)	0,003848	3,42	127		117	137
0,071	0,003959	3,52	124		114	134
0,08	0,005027	4,47	97,5		89,7	105
0,09	0,006362	5,66	77,0		70,8	83,2
0,1	0,007854	6,99	62,4		57,4	67,4
(0,11)	0,009503	8,46	51,6	± 7 %	48,0	55,2
0,112	0,009852	8,77	49,7		46,2	53,2
(0,12)	0,01131	10,1	43,3		40,3	46,3
0,125	0,01227	10,9	39,9		37,1	42,7
(0,13)	0,01327	11,8	36,9		34,3	39,5
0,14	0,01539	13,7	31,8		29,6	34,0
(0,15)	0,01767	15,7	27,7		25,8	29,6
0,16	0,02011	17,9	24,4		22,7	26,1
0,18	0,02545	22,6	19,3		17,9	20,7
0,2	0,03142	28,0	15,6	± 6 %	14,7	16,5
(0,22)	0,03801	33,8	12,9		12,1	13,7
0,224	0,03941	35,1	12,4		11,7	13,1
0,25	0,04909	43,7	9,98		9,38	10,6
0,28	0,06158	54,8	7,96		7,48	8,44
(0,3)	0,07069	62,9	6,93		6,51	7,35
0,315	0,07793	69,4	6,29		5,98	6,60
(0,35)	0,09621	85,6	5,09	4,84	5,34	
0,355	0,09898	88,1	4,95	4,70	5,20	
0,4	0,1257	112	3,90	3,71	4,10	
0,45	0,1590	142	3,08	2,93	3,23	
0,5	0,1964	175	2,49	2,37	2,61	
(0,55)	0,2376	211	2,06	± 4 %	1,98	2,14
0,56	0,2463	219	1,99		1,91	2,07
(0,6)	0,2827	252	1,73		1,66	1,80
0,63	0,3117	277	1,57		1,51	1,63
(0,65)	0,3318	295	1,48		1,42	1,54
(0,7)	0,3848	342	1,27		1,22	1,32
0,71	0,3959	352	1,24		1,19	1,29
0,8	0,5027	447	0,975		0,936	1,014
0,9	0,6362	566	0,770	0,739	0,801	
1	0,7854	699	0,624	0,599	0,649	
1,12	0,9852	877	0,497	0,477	0,517	
(1,2)	1,131	1010	0,433	0,416	0,450	
1,25	1,227	1090	0,399	0,383	0,415	
1,4	1,539	1370	0,318	± 4 %	0,305	0,331
1,5	1,767	1570	0,277		0,266	0,288
1,6	2,011	1790	0,244		0,234	0,254
1,8	2,545	2270	0,193		0,185	0,201
2	3,142	2800	0,156		0,150	0,162
(2,2)	3,801	3380	0,129		0,124	0,134
2,24	3,941	3510	0,124		0,119	0,129
2,5	4,909	4370	0,0998		0,0958	0,104
2,8	6,158	5480	0,0796	0,0764	0,0828	
3	7,069	6290	0,0693	0,0665	0,0721	
3,15	7,793	6940	0,0629	0,0604	0,0654	
(3,2)	8,042	7160	0,0609	0,0585	0,0633	
(3,5)	9,621	8560	0,0509	0,0489	0,0529	
3,55	9,898	8810	0,0495	0,0475	0,0515	
4	12,57	11200	0,0390	± 4 %	0,0374	0,0406
4,5	15,90	14200	0,0308		0,0296	0,0320
5	19,64	17500	0,0249		0,0239	0,0259
(5,5)	23,76	21100	0,0206		0,0198	0,0214
5,6	24,63	21900	0,0199		0,0191	0,0207
6	28,27	25200	0,0173		0,0166	0,0180
6,3	31,17	27700	0,0157		0,0151	0,0163
8	50,27	44700	0,00975		0,00936	0,0101

## ELECTRO

### **E 6146 Drahtlack**

**direkt verzinnbarer Drahtlack**

**Chemische Basis:**  
Polyurethan

#### **Allgemeine Angaben**

Der Drahtlack E 6146 ist ein Lack auf der Basis von Polyurethan und für den Abmessungsbereich 0,07 mm bis 0,60 mm für Grad 1 und 2 vorgesehen. Mit E 6146 lackierte Kupferdrähte entsprechen den Anforderungen der technischen Lieferbedingungen nach DIN 46416 Teil 2. E 6146 wird zur Herstellung von direkt verzinnbaren Wickeldrähten eingesetzt, bei denen es auf kürzeste Lötzeiten ankommt.

Besonders hervorzuheben ist die sehr kurze Verzinnungszeit bei 375° C – z. B. für 0,15 mm Drahtdurchmesser unterhalb 0,45 s.

### **E 6146 Wire enamel**

**self-fluxing wire enamel**

**Chemical base:**  
Polyurethan

#### **General remarks**

The wire enamel E 6146 is a very fast self-fluxing Polyurethane enamel for magnet wire grade 1 and grade 2 in the diameter range from 0.07 mm to 0.6 mm. Copper wires enamelled with E 6146 meet the requirements and technical conditions of DIN 46416 part 2 (BS 4520: Part 1: 1969).

Remarkable is the very short fluxing-time at 375° C – e. g. for 0,15 mm diameter less than 0,45 s.



electro



## ELECTRO

### Anwendungstechnische Hinweise

E 6146 eignet sich zur Herstellung von direkt verzinnbaren Wickeldrähten im Durchmesserbereich von 0,07 mm bis 0,60 mm in Grad 1 und Grad 2 auf allen gebräuchlichen Umluft- und Strahlungsmaschinen mit horizontaler oder vertikaler Führung. Der Lack läßt sich mit Düsen und Filzen verarbeiten.

Auf Wunsch können unterschiedliche Einfärbungen, sowie die für alle Applikationstechniken erforderlichen Festkörper- und Viskositätseinstellungen geliefert werden.

### Enamelling technology

E 6146 is especially suited for the production of self-fluxing magnet wires in the diameter range of 0.07 to 0.60 mm in grade 1 and grade 2 by all usual convection and recirculating air ovens both horizontal and vertical. The enamel can be applied with dies and felts.

E 6146 can be supplied at different viscosities and solid contents to suit particular machines.

Bevorzugte Einstellung	Enamel coding	E 6146/25	E 6146/31	E 6146/35
Festkörper (1 h bei 180 °C, 1 g Einwaage)	solid content (1 h at 180 °C, 1 g enamel)	(25 ± 1) %	(31 ± 1) %	(35 ± 1) %
Auslaufzeit DIN 53211 im DIN-Becher 4 bei 23 °C	flow time acc. to DIN 53211 by the DIN-cup 4 at 23 °C	13 s bis/ to 20 s	20 s bis/ to 28 s	50 s bis/ to 70 s
Viskosität bei 25°C DIN 51550	viscosity at 25°C DIN 51550	ca./ approx. 50 m Pa·s	ca./ approx. 90 m Pa·s	ca./ approx. 260 m Pa·s
Verdünnung	diluent	E 5068	E 5068	E 5068

### Angaben über den Prüfdraht

### Wire test results

Applikationstechnik	Enamelling conditions	
Drahtlack Umluftofen Applikation	wire enamel recirculating air oven application	E 6146 2,5 m Filz, 8 Durchzüge felt, 8 passes
Ofentemperatur	oven temperature	450 °C
Nenn Durchmesser	conductor diameter	0,50 mm
Abzugsgeschwindigkeit	enamelling speed	55 m/min
Durchmesserzunahme	increase in diameter	39 µm, Grad 1, grade 1

# Heizdraht



## ELECTRO

<b>Prüfergebnisse nach DIN 46453</b>	<b>Test results acc. to IEC-Publ. 251</b>	
Haftung und Dehnbarkeit beim Wickeln Wickellocke 1xd nach Vordehnung von	flexibility and adherence mandrel test 1xd with pre-stretching of	15 %
Wärmeschock, 1xd, 30 min 2xd, 30 min	heat shock, 1xd, 30 min 2xd, 30 min	150 °C 160 °C
Erweichungstemperatur, gemessen	cut through temperature measured acc. to DIN 46453 Part 1, 10.2	218 °C
Schabekraft, Mittelwert Kleinstwert	resistance to abrasion, medium force minimum force	9,2 N 8,4 N
Beständigkeit gegen Tränkmittel Angabe als Bleistifhärte unbehandelt DIN-Standardlösemittel HERBERTS Tränklacke HERBERTS UP-Tränkharze HERBERTS EP-Tränkharze	resistance to solvents given as pencil hardness when delivered IEC standard solvent HERBERTS impregnating varnishes HERBERTS UP-impregnating resins HERBERTS EP-impregnating resins	3 H 3 H 3 H 3 H 3 H
Durchschlagspannung, verdrehete Drahtprobe (Twist) bei Raumtemperatur bei 160 °C	breakdown voltage, twisted specimen at room temperature at 160 °C	8225 V 7920 V
Temperaturindex nach DIN 46453 20000 h Wert (Bild 1)	temperature index according to IEC 172 20000 h value (figure 1)	TI/149
Dielektrischer Verlustfaktor (Bild 2) Temperatur des tan $\delta$ -Steilanstieges	dissipation factor (figure 2) tan $\delta$ -intersection point	130 °C
Isolationswiderstand *) nach 24h Lagern im Prüfklima 23/83-1 DIN 50015 nach 2 h Lagern bei 90 °C	insulation resistance *) after storing 24 h at 23 °C and 83% relative humidity after storing 2 h at 90 °C	$1,3 \cdot 10^3 \text{ M}\Omega \cdot \text{km}$ $7,5 \cdot 10^2 \text{ M}\Omega \cdot \text{km}$
Verzinnbarkeit bei 375 °C	solderability at 375 °C	1,5 s
*) bei Lagerbedingungen gemessen	*) measured at storing conditions	

# Heizdraht



## ELECTRO

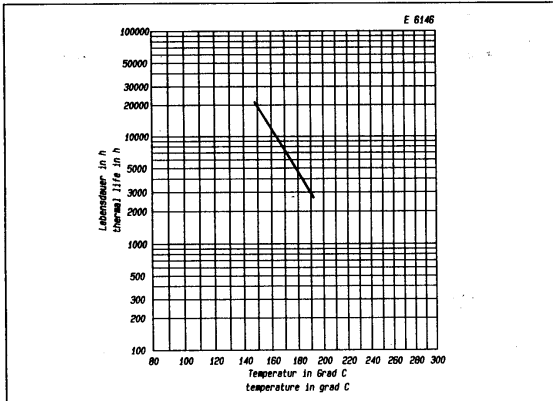


Bild 1, figure 1

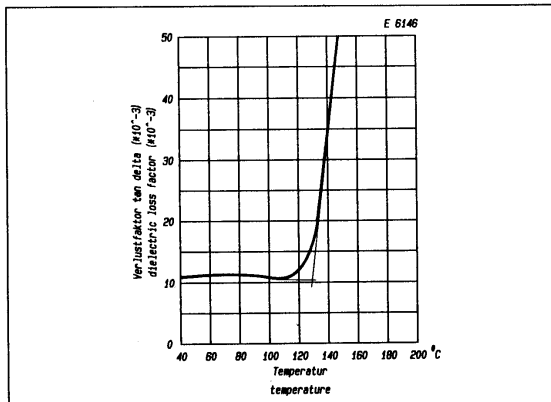
Temperaturindex nach  
DIN 46453

Temperature index acc. to  
IEC 172

Bild 2, figure 2

Dielektrischer Verlustfaktor  $\tan \delta$   
in Abhängigkeit von der Tempera-  
tur bei einer Meßfrequenz  
von 1 kHz.

Dissipation factor  $\tan \delta$   
as a function of temperature  
at 1 kHz.



Diese Angaben entsprechen dem heutigen  
Stand unserer Kenntnisse und sollen über  
unsere Produkte und deren Anwendungsmö-  
glichkeiten informieren. Sie haben somit nicht die  
Bedeutung, bestimmte Eigenschaften der Pro-  
dunkte oder deren Eignung für einen konkreten  
Einsatzzweck zuzusichern. Etwa bestehende  
gewerbliche Schutzrechte sind zu berücksichti-  
gen. Eine einwandfreie Qualität gewährleisten  
wir im Rahmen unserer Allgemeinen Verkaufs-  
bedingungen.

Ausgabe: August 1985

Hiermit verlieren alle früheren Veröffentlichun-  
gen ihre Gültigkeit.

This information is based on our present state of  
knowledge and is intended to provide general  
notes on our products and their uses. It should  
not therefore be construed as guaranteeing  
specific properties of the products described or  
their suitability for a particular application. Any  
existing industrial property rights must be  
observed. The quality of our products is guaran-  
teed under our General Conditions of Sale.

Edition: August 1985

This edition supersedes prior technical leaflets  
on this product.

Ces informations correspondent au niveau  
actuel de nos connaissances et n'ont d'autre  
but que de vous renseigner sur nos produits  
et leurs possibilités d'application. Elles ne  
sauraient en aucun cas garantir que nos pro-  
duits possèdent telle ou telle propriété ou con-  
viennent à une application déterminée. Il appar-  
tient à l'utilisateur de s'assurer des droits de  
propriété industrielle éventuellement existants.  
La qualité de nos produits est garantie dans le  
cadre de nos Conditions Générales de Vente.

Edition: Août 1985

Par le présente toutes les éditions précédentes  
des fiches techniques cessent d'être valables.

# Herberts

Herberts GmbH

Postfach 200244 · 5600 Wuppertal 2 · Telefon (0202) 894-1 · Telex 08591367 · Telefax (0202) 85480 · West Germany

3810 65 500 D/CB

# Klebstoff



Technisches Datenblatt

## LOCTITE® 401™

(TDS for new formulation of Loctite® 401™) Februar 2012

### PRODUKTBESCHREIBUNG

LOCTITE® 401™ besitzt die folgenden Produkteigenschaften:

<b>Technologie</b>	Cyanacrylat
Chemische Basis	Ethyl-Cyanacrylat
Aussehen (unausgehärtet)	Transparent, farblos bis strohfarben, flüssig <sup>MS</sup>
Komponenten	Einkomponentig - kein Mischen erforderlich
Viskosität	Niedrig
<b>Aushärtung</b>	Feuchtigkeit
<b>Anwendung</b>	Kleben
Geeignete Materialien	Metalle, Kunststoffe und Elastomere

Dieses Technische Datenblatt ist gültig für LOCTITE® 401™, das ab den im Abschnitt "Hinweis zum Herstellungsdatum" aufgeführten Daten hergestellt wurde.

LOCTITE® 401™ wird zum Verbinden von schwer verklebbaren Werkstoffen bei Anwendungen eingesetzt, wo gleichmäßige Spannungsverteilung und hohe Zug- bzw. Scherfestigkeit gefordert werden. Das Produkt erzielt schnelle Klebungen mit einer Vielzahl von Materialien, u.a. Metallen, Kunststoffen und Elastomeren. LOCTITE® 401™ eignet sich auch zum Kleben von porösen Materialien wie Holz, Papier, Leder und Textilien.

### NSF International

**Freigegeben nach NSF Kategorie P1** für zum Einsatz als Dichtstoff in der Lebensmittelverarbeitung in Bereichen, wo kein Kontakt mit Lebensmitteln möglich ist. **Hinweis:** Dies ist eine regionale Freigabe. Wenn Sie weitere Klarstellung und Informationen benötigen, wenden Sie sich bitte an Ihren zuständigen technischen Service.

### MATERIALEIGENSCHAFTEN

Spez. Dichte bei 25 °C	1,1
Flammpunkt	- siehe Sicherheitsdatenblatt
Viskosität, Kegel-Platte-System, mPa·s (cP): Temperatur: 25 °C, Schergeschwindigkeit: 3.000 s <sup>-1</sup>	70 bis 110 <sup>MS</sup>
Viskosität, Brookfield - LVF, 25 °C, mPa·s (cP): Spindel 1, bei 30 U/min	100 bis 120

### TYPISCHE AUSHÄRTEEIGENSCHAFTEN

Unter normalen Bedingungen wird der Aushärteprozess durch

Luftfeuchtigkeit ausgelöst. Die volle Funktionsfestigkeit wird innerhalb relativ kurzer Zeit erreicht, der Aushärtevorgang dauert aber noch mindestens 24 Stunden, bis die volle Medienbeständigkeit erreicht wird.

### Aushärtegeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Material

Die Aushärtegeschwindigkeit ist abhängig von der verwendeten Materialoberfläche. Die folgende Tabelle zeigt die Zeit zur Erreichung der Handfestigkeit auf verschiedenen Werkstoffen bei 22°C / 50% rel. Luftfeuchtigkeit. Sie bezeichnet die Zeitspanne, die erforderlich ist, um eine Scherfestigkeit von 0,1 N/mm<sup>2</sup> zu entwickeln.

Handfestigkeit, Sekunden:

Stahl	<5
Aluminium	<5
Neopren	<5
Nitrilgummi	<5
ABS	<5
PVC	<5
Polycarbonat	5 bis 10
Phenolharz	<5
Holz (Balsa)	<5
Holz (Eiche)	15 bis 30
Holz (Kiefer)	15 bis 20
Spanplatte	<5
Textilien	10 bis 20
Leder	15 bis 30
Papier	<5

### Aushärtegeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Spalt

Die Aushärtegeschwindigkeit ist abhängig vom Klebspalt. Kleine Spaltweiten ergeben hohe Aushärtegeschwindigkeiten; mit zunehmender Spaltgröße verringert sich die Aushärtegeschwindigkeit.

### Aushärtegeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Feuchtigkeit

Die Aushärtegeschwindigkeit ist abhängig von der relativen Luftfeuchtigkeit. Höhere relative Luftfeuchtigkeit beschleunigt die Aushärtung.

### Aushärtegeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Aktivator

Ist die Aushärtegeschwindigkeit aufgrund großer Spalten zu langsam, kann durch Einsatz eines Aktivators die Aushärtung beschleunigt werden. Dadurch kann sich jedoch die Endfestigkeit der Klebung verringern. Zur Überprüfung dieses Effektes wird deshalb die Durchführung von Klebeversuchen empfohlen.



# Klebstoff

TDB LOCTITE® 401™, Februar 2012

## FUNKTIONSEIGENSCHAFTEN IM AUSGEHÄRTETEN ZUSTAND

### Eigenschaften

Aushärtezeit 10 Sekunden bei 22°C

Zugfestigkeit, ISO 6922:

Buna-N

N/mm<sup>2</sup> ≥6,9<sup>MS</sup>  
(psi) (≥1.000)

Aushärtezeit 72 Stunden bei 22°C.

Zugfestigkeit, ISO 6922:

Buna-N

N/mm<sup>2</sup> 13,7  
(psi) (1.900)

Zugscherfestigkeit, ISO 4587:

Stahl (sandgestrahlt)

N/mm<sup>2</sup> 20  
(psi) (2.900)

Aluminium (gebeizt)

N/mm<sup>2</sup> 12,4  
(psi) (1.800)

Zinkdichromat

N/mm<sup>2</sup> 2,5  
(psi) (360)

ABS

\* N/mm<sup>2</sup> 7,5  
\* (psi) (1.090)

PVC

\* N/mm<sup>2</sup> 10  
\* (psi) (1.450)

Phenolharz

\* N/mm<sup>2</sup> 12,6  
\* (psi) (1.820)

Polycarbonat

\* N/mm<sup>2</sup> 9,6  
\* (psi) (1.400)

Nitrilgummi

\* N/mm<sup>2</sup> 1,2  
\* (psi) (170)

Neopren

\* N/mm<sup>2</sup> 1,1  
\* (psi) (160)

Blockscherfestigkeit, ISO 13445:

Polycarbonat

N/mm<sup>2</sup> 11  
(psi) (1.600)

ABS

\* N/mm<sup>2</sup> 23  
\* (psi) (3.340)

PVC

N/mm<sup>2</sup> 2,6  
(psi) (380)

Phenolharz

\* N/mm<sup>2</sup> 21,3  
\* (psi) (3.090)

\* Materialversagen

## BESTÄNDIGKEIT GEGEN UMGEBUNGSEINFLÜSSE

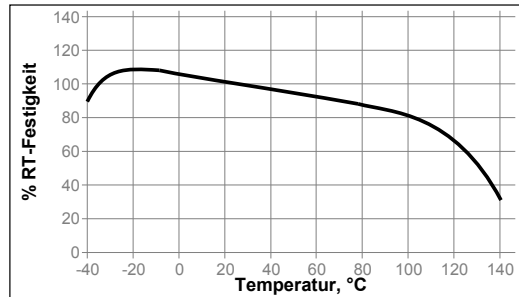
Aushärtezeit 1 Woche bei 22°C.

Zugscherfestigkeit, ISO 4587:

Stahl (sandgestrahlt)

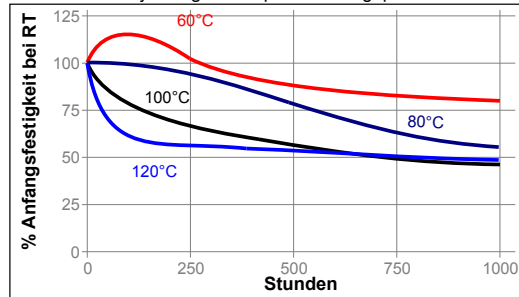
### Temperaturfestigkeit

geprüft bei der jeweiligen Temperatur



### Wärmealterung

Gealtert bei der jeweiligen Temperatur und geprüft bei 22°C



### Beständigkeit gegen Medien

Alterungstest wie beschrieben und geprüft bei 22 °C

Medium	°C	% Anfangsfestigkeit		
		100 h	500 h	1000 h
Motoröl	40	115	85	85
Bleifreies Benzin	22	85	90	95
Wasser	22	75	80	75
Wasser/Glycol	22	85	75	65
Ethanol	22	100	110	130
Isopropanol	22	115	100	120
98% rel. LF	40	80	65	65

### Beständigkeit gegen Medien

Alterungstest wie beschrieben und geprüft bei 22°C.

Zugscherfestigkeit, ISO 4587, Polycarbonat

Medium	°C	% Anfangsfestigkeit		
		100 h	500 h	1000 h
Luft	22	110	120	115
98% rel. LF	40	110	120	105

Henkel Americas  
+860.571.5100

Henkel Europe  
+49.89.9268.0

Henkel Asia Pacific  
+81.45.758.1810

Den direktesten Zugang zu Informationen und Unterstützung in kaufmännischen und technischen Fragen finden Sie im Internet unter: [www.henkel.com/industrial](http://www.henkel.com/industrial)

## Data Sheet

# Oil Motor Pump type BFPM 61

### Application

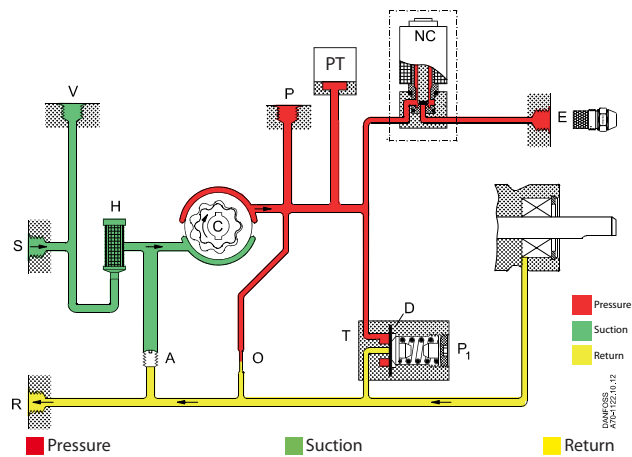
The BFPM range is a series of Danfoss oil pumps in combination with a highly efficient permanent magnet motor. The BFPM Electronic Controller must be used for controlling BFPM motor pumps (see separate data sheet for BFPM Electronic Controller).

**BFPM 61** is designed with a pressure transducer, which makes it ideal for small, modulating oil burners.

### BFPM 61 features

- Light oil and kerosene
- 1- or 2-pipe operation
- 1-stage modulating
- Built-in pressure regulator
- Solenoid valve cut-off
- Cartridge filter
- Pressure transducer

### Function



From the suction inlet (S) oil is drawn through the filter (H) to the gear set, where the pressure is increased. When voltage is applied to the NC-valve, it opens and releases oil to the nozzle outlet. The pressure transducer (PT) reports the achieved pressure and the control, in conjunction with the oil/air ratio control, regulates the motor speed. The built-in pressure regulator prevents over-pressure. Default setting is 28 bar.

#### Cut-off function, solenoid valve

When the burner stops, the voltage to the NC-valve is cut off and the oil flow to the nozzle outlet is cut off immediately.

#### Bleeding

In 2-pipe systems the pump is self-priming, i.e. bleeding is performed via the constriction (O) to the return outlet (R).

In 1-pipe systems with plugged return outlet (R), bleeding must be performed through the nozzle outlet (E) or the pressure gauge port (P).

#### Warranty

For pumps used outside the stated technical data and used with oil containing abrasive particles Danfoss cannot give any warranty.

*Note! The solenoid valve must be replaced after 250.000 operations or 10 years (approved life expectancy).*

# Ölpumpe



## Data Sheet

## Oil Motor Pump type BFPM 61

### Identification

<b>BFPM</b>	<b>6</b>	<b>1</b>	<b>L</b>	<b>3</b>	<b>L</b>
				<b>L:</b> left hand nozzle outlet	
				<b>3:</b> capacity 24 l/h	
				<b>L:</b> left hand rotation	
				<b>1:</b> with one solenoid valve	
				<b>6:</b> pressure sensor	

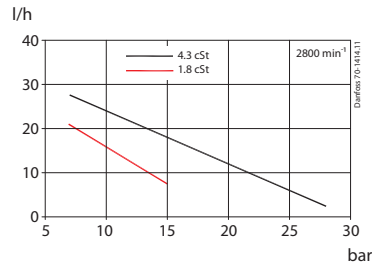
Nozzle capacity at 4.3 cSt., 10 bar, 2800 min<sup>-1</sup>.

### Technical Data

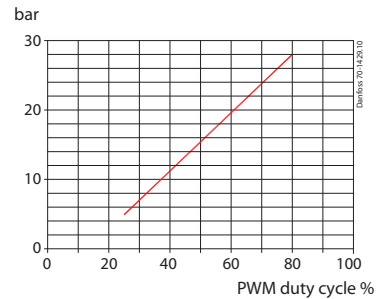
Oil types	Standard fuel gas oil and fuel gas oil acc. to DIN V 51603-6 EL A Bio-10 (Max. 10% FAME)
Viscosity range (measured in suction inlet)	(1.3) 1.8 to 12.0 cSt. (mm <sup>2</sup> /s)
Filter area/mesh	11/200 cm <sup>2</sup> /μm
Pressure range <sup>1)</sup>	5 to 28 bar
Adjustable pressure, safety limitation	30 bar
Max. pressure in suction inlet/return outlet	2 bar
Speed	400 to 3400 min <sup>-1</sup>
Ambient/transport temperature	-20 to +70 °C
Temperature of medium	0 to +70 °C
Coil power consumption	9 W
Coil rated voltage (other voltages on request)	220/240V, 50/60 Hz
Coil enclosure	IP 40

<sup>1)</sup> Max. 12 bar at 1.3 cSt., max. 15 bar at 1.8 cSt.

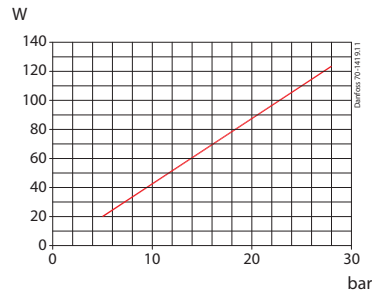
### Nozzle capacity



### Modulation



### Power consumption



# Druchflusssensor



## Ovalrad Durchflussmesser Oval gear Flow meter

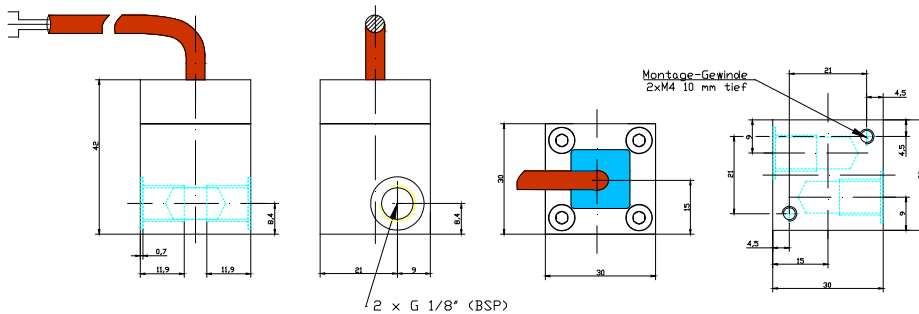
Technische Daten Messprinzip	Technical specification	<b>Anwendung:</b> Wasser, Diesel, Heizöl und sonstige nicht aggressive Medien. <b>Application:</b> Water, Diesel, Oil and other non aggressive liquids.
Messprinzip	Measurement principle	Zahnrad-Volumenmessung/ Oval gear
Abtastsystem	Sensing principle	<b>berührunglos/</b> non-contacting
Ausgangssignal	Output: square wave	NPN open collector sinking
Durchflussrichtung	Flow direction	in Pfeilrichtung / at arrow-direction
Durchflussbereich L/min.	Flow range Litre/ min.	0,005.. 1,75 l / min / liquid
Düse	Nozzle	keine/ none
Impulszahl/ Liter	Pulses output /Litre	ca. 1.800 Impulse/Liter / H <sub>2</sub> O 20°C
Viskosität der Medien $\nu$	Viscosity $\nu$	<b>ab</b> / from 0,7 mPas
Messgenauigkeit ( $\nu \geq 3$ mPas)	Accuracy ( $\nu \geq 3$ mPas)	+/- 1 % (bei Viskositäten > 3 mPas)
Wiederholgenauigkeit	Repeatability of frequency response	+/- 0,5 % (bei gleichen Betriebsbedingungen +/- 0,5 % (at the same operating conditions)
Betriebs/ Berstdruck	Continuous-/ Burst in pressure	-0,8- 30 bar / 50 bar ( <b>bei</b> / at 20°C)
Betriebstemperatur	Running temperature	-20°C <b>bis</b> / up + 130°C
Einbaulage	Installation position	beliebig / any
Anschluss	Port Connection	2 x G 1/8" <b>Innengewinde/</b> female (BSP)
Material / Rotor / O-Ring	Materials/ Rotor/ Gasket	Alu eloxiert / PPS / O-Ring= FPM 75.5
Achsen / Lagerung	Axles/ Bearing	1.4435, Achse / Axle 316L
Spannungsversorgung	Voltage supply	5-24 max. VDC
Strombelastung $I_{max}$	Output current $I_{max}$	25 mA max.
Gebergewicht	Weight	180 Gramm
Abmessung in mm	Dimensions in mm	s. Zeichnung / see drawing

Serie: VZS-005-ALU  
Art.-Nr: 97478107



**Silicon-Kabel / Cable**  
L= 1,5 m, D 6,6 mm/ 3 x 0,5 mm<sup>2</sup>

**Anschlussbelegung /**  
Electrical Connection



97478107-VZS 005-ALU.doc

Technische Änderungen vorbehalten Stand10.2010

We reserve the right to make technical changes without notice.

**B.I.O-TECH e.K.** | Zeitlarnr Str. 32 | D- 94474 Vilshofen | Germany  
Tel: +49 (0) 8541-91 00 47 | Fax: +49 (0) 8541-96 89 98 0  
E-Mail: [info@btflowmeter.com](mailto:info@btflowmeter.com) | Internet: [www.btflowmeter.com](http://www.btflowmeter.com)

# Drucksensor



Instruction Bulletin No.  
223408  
Rev. B

## Series 3100/3200 Compact High Pressure OEM Pressure Transmitter

### IMPORTANT NOTE

All GEMS Pressure, Level & Flow Products are designed and manufactured in accordance with sound Engineering Practice as defined by the Pressure Equipment Directive 97/23/EC. Pressure transducer products designed to meet the highest risk category "IV" of the Pressure Equipment Directive are clearly marked on the label by "CE0086". Compliance is achieved through modules "B+D". No other products should be used as "Safety Accessories" as defined by the PED, Article 1, Paragraph 2.1.3

### GENERAL NOTES

The pressure range of the unit must be compatible with the maximum pressure being measured. The functional temperature range must be adhered to. For a detailed account of accuracy over a specific temperature range, consult Gems Sales Department.

**Materials:** All wetted parts 17-4 PH Stainless Steel.

**Ingress Protection:** All Transducers/Transmitters have a minimum IP rating of IP65 in accordance with BS EN 60529:1992.

### ELECTRICAL

ELECTRICAL VARIATIONS	
Input Description	Output Description
10 to 30V	4 to 20mA
5V $\pm$ 10%	0.5 to 4.5 ratiometric
12 to 30V	0 to 10V
6.5 to 30V	0.5 to 4.5V
7 to 30V	0 to 5V
8 to 30V	1 to 6V

**Outputs:** Gems Sensors Transducer/Transmitters conform to one of the following electrical variations:

**Frequency Response:** <1ms for Conditioned Outputs  
**Maximum Current Draw:** 2-wire Transmitter = 20mA,  
Transducer in voltage mode = 4.5 mA

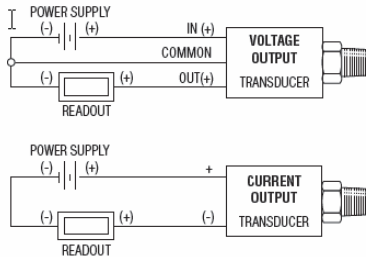
**EMC Data:** Meets the requirements of CE.

### ELECTRICAL CONNECTORS

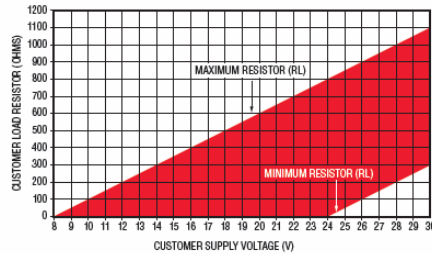
Din 9.4 mm			M12 x 1P		Amp Superseal 1.5		Deutsch DT04-4P		Packard MetriPack		Strain Relief Gland			1/2" Conduit Connection	
Code B			Code E		Code 6		Code 8		Code 9		Code F			Code 3	
Pin #	Voltage Mode	Current Mode	Voltage Mode	Current Mode	Voltage Mode	Current Mode	Voltage Mode	Current Mode	Voltage Mode	Current Mode	Wire Color	Voltage Mode	Current Mode	Voltage Mode	Current Mode
1	V <sub>out 1</sub> (pressure)	No Connect	V <sub>supply</sub>	Supply	V <sub>out 1</sub> (pressure)	No Connect	Ground	Return	V <sub>out 1</sub> (pressure)	No Connect	C Red	Supply	Supply	Supply	Supply
2	V <sub>supply</sub>	Supply	V <sub>out 1</sub> (pressure)	No Connect	Ground	Return	V <sub>supply</sub>	Supply	Ground	Return	A Black	Ground	Return	Ground	Return
3	V <sub>out 2</sub> (temp)	No Connect	Ground	Return	V <sub>supply</sub>	Supply	V <sub>out 2</sub> (temp)	No Connect	V <sub>supply</sub>	Supply	B White	V <sub>out 1</sub> (pressure)	No Connect	V <sub>out 1</sub> (pressure)	No Connect
4	Ground	Return	V <sub>out 2</sub> (temp)	No Connect	—	—	V <sub>out 1</sub> (pressure)	No Connect	—	—	Green	V <sub>out 2</sub> (temp)	No Connect	V <sub>out 2</sub> (temp)	No Connect

# Drucksensor

## Wiring Diagrams



## Current Output Mode (Load Resistor Range)



Minimum Resistor Value =  $50 + (+V-24)$  for  $+V > 24V$   
 Maximum Resistor Value =  $50 + (+V-8)$  for  $+V > 8V$

## MECHANICAL Pressure Ranges: See Table below

Pressure Range PSI (Bar)	Proof Pressure (x Full Scale)		Burst Pressure (x Full Scale)	
	3100	3200	3100	3200
50-300 (3.5-25)	3.00 x FS	3.00 x FS	40 x FS	
500-1,500 (40-100)	2.00 x FS		20 x FS	
2,000-6,000 (160-400)			10 x FS	
7,500-9,000 (600)	2.00 x FS	2.50 x FS	4 x FS	10 x FS
10,000 (700)			1.8 x FS	>60,000 PSI (4,000 bar)
15,000 (1,000)	1.40 x FS	—		1.5 x FS
25,000 (1,800)			—	—
30,000 (2,200)	—	—	—	—

**NPTF (Dryseal) & Standard Tapered Threads:** 'Dryseal' Pipe threads are designed to seal pressure tight joints without the need of compounds. To accomplish the seal, the root of both internal and external threads are truncated slightly more than the crests, i.e. roots have wider flats than crests. Therefore, metal-to-metal contact occurs when wrenching and crushing the sharper crests of the mating thread, thus creating the pressure tight joint and preventing spiral leakage. However, where functionally not objectionable, Gems Sensors recommend the use of an Anaerobic sealing compound to ensure an absolute pressure tight seal and minimize thread galling. Standard taper threads require the use of a sealing compound and are not interchangeable with 'R' designated threads.

**Installation:** Transducers and Transmitters can be installed by either spanner or deep socket. Sizes 22 A/F and 27 A/E. The tightening torque depends upon the material and the sealing mechanism. The tightening torque should not exceed 30Nm in any case.

**Vibration:** 40g peak to peak sinusoidal (Random Vibration: 20 to 1000 Hz @ approx. 40G peak per MIL-STD-810E)

**Operation:** Having installed the transducers as instructed, they are ready for use. Before applying power, check that the correct polarity and excitation levels are being applied.

**Maintenance:** Routine Inspection not required except for periodic inspection of the cable and connector to ensure that these are neither damaged nor softened by incompatible liquid.

**Warranty:** We guarantee this instrument against faulty workmanship and material for a period of one year from date of delivery. The Company undertake to repair, free of charge, ex-works any instrument found to be defective within the specified period providing the instrument has been used within the specification in accordance with these instructions and has not been misused in any way. Detailed notice of such defects and satisfactory proof thereof must be given to the Company immediately after the discovery and the goods are to be returned free of charge to the Company, carefully packed and accompanied by a detailed failure report. See "Return Policy".



Gems Sensors & Controls  
 1 Cowles Road, Plainville, CT 06062  
 Toll-Free: 1-800-378-1600

# Pumpendrucksensor

ENGINEERING  
TOMORROW



Data sheet

## Pressure transmitter for air and water applications Type MBS 1900



The pressure transmitter MBS 1900 is designed for use in air and water applications like Booster Pumps and Air Compressors.

The semi-flexible pressure transmitter programme covers different output signals, absolute or gauge (relative) versions, measuring ranges from 0 – 4 bar to 0 – 25 bar and a wide range of pressure and electrical connections. Enclosure material is stainless steel AISI 316L.

### Features

- Designed for use in air and water applications
- Wetted parts of stainless steel (AISI 304)
- Pressure ranges in relative (gauge) or absolute from 0 – 25 bar
- Output signals: 4 – 20 mA, or ratio metric
- Absolute or relative (gauge) sensor element
- A wide range of pressure and electrical connections
- Digitally compensated

### Approvals

UL Approval,  US  
Certificate number: E31024  
NSF-61

# Pumpendrucksensor



## Data sheet | Pressure transmitter for air and water applications, type MBS 1900

### Technical data

#### Performance (EN 60770)

Accuracy @ 20 °C (incl. non-linearity, hysteresis and repeatability)	≤ ± 1.0% FS
Non-linearity BFSL (conformity)	≤ ± 0.5% FS
Hysteresis and repeatability	≤ ± 0.1% FS
Total error band inside the compensated temperature range	≤ ± 3.0% FS
Response time	< 4 ms
Overload pressure (Static)	3 × FS (max. 75 bar)
Burst pressure	4 × FS (max. 100 bar)
Durability, P: 10 – 90% FS	> 10 × 10 <sup>6</sup> cycles

#### Electrical specifications

Nom. output signal (short-circuit protected)	4 – 20 mA	Ratiometric (10 – 90% of $V_{sup}$ )
Supply voltage [ $U_s$ ], polarity protected	9 – 28 V	5 V ± 10%
Supply – current consumption	–	≤ 5 mA
Supply voltage dependency	≤ ± 0.1% FS/10 V	≤ ± 0.1% FS/10 V
Load [ $R_L$ ] (load connected to 0 V)	$R_L \leq (U_s - 10V)/0.02A$	$R_L \geq 5 K\Omega @ 5 V d.c.$
Output impedance	–	< 25 $\Omega$

#### Environmental conditions

Sensor temperature range	0 – 80 °C		
Max. media temperature	110 – (0.35 × ambient temperature)		
Ambient temperature range (depending on electrical connection)	-20 – 80 °C		
Compensated temperature range	0 – 80 °C		
Transport / Storage temperature range	-50 – 85 °C		
EMC – Emission	EN 61000-6-3		
EMC – Immunity	EN 61000-6-2		
Insulation resistance	> 100 M $\Omega$ at 500 V		
Vibration stability	Sinusoidal	15 g, 5 Hz – 2 kHz	IEC 60068-2-6
	Random	7.5 g <sub>rms</sub> , 5 Hz – 1 kHz	IEC 60068-2-64
Shock resistance	Shock	200 g/1 ms	IEC 60068-2-27
	Free fall	1 m	IEC 60068-2-32
Enclosure (depending on electrical connection)	see page 4		

#### Mechanical characteristics

Materials	Wetted parts	EN 10088-1; 1.4301 (AISI 304)
	Enclosure	EN 10088-1; 1.4404 (AISI 316 L)
	Electrical connections	see page 4
Net weight (depending on pressure connection and electrical connection)	0.15 – 0.3 kg	

#### Mounting instructions

Width across flats	24 mm
Mounting torque max.	20 Nm

# Pumpendrucksensor



## Data sheet | Pressure transmitter for air and water applications, type MBS 1900

### Ordering standard

Non-standard build-up combinations may be selected. However, minimum order quantities may apply. Please contact your local Danfoss office for further information or request on other versions.

**MBS 1900**

Measuring range		Pressure connection	
0 - 4 bar	16	AB04	G ¼ A (EN 837)
0 - 6 bar	18	AB08	G ½ A (EN 837)
0 - 10 bar	20	AC04	¼ - 18 NPT ANS/ASME B 1.20.1
0 - 16 bar	22	AC02	½ - 27 NPT
0 - 25 bar	24	GB04	G ¼ - G ¼ DIN 3852-E/ISO 1179-2 (Form E); Gasket: DIN 3869-14 NBR
0 - 100 psi	58	PT04	R ¼ ISO 7-1
0 - 200 psi	62		
0 - 250 psi	63		
0 - 300 psi	64		

Pressure reference		Electrical connection	
Gauge (relative)	1	A 0	No Plug (EN 175301-803-A)
Absolute	2	A 1	Plug Pg 9 (EN 175301-803-A)
		A 3	Screened cable, 2 m
		C 2	Round Packard Metripack / SN

Output signal	
1	4 - 20 mA
6	Ratiometric, 10 - 90%

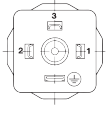
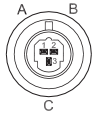
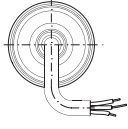

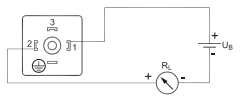
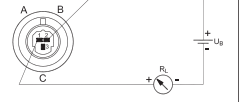
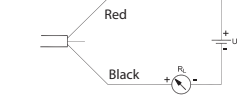

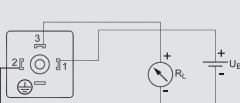
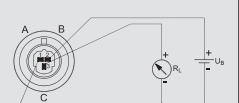
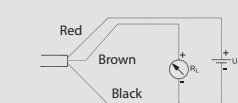
### Dimensions / Combinations

Type code	A0	A1	C2	A3		
	(EN175301-803-A)	EN175301-803-A, Pg 9	Round Packard Metripack / SN	2 m screened cable		
	G ¼ A (EN 837)	G ½ A (EN 837)	¼ - 18 NPT	½ - 27 NPT	DIN 3852-E/ISO 1179-2 (Form E) Gasket: DIN 3869-14	ISO 7-1 R ¼
<b>Type code</b>	<b>AB04</b>	<b>AB08</b>	<b>AC04</b>	<b>AC02</b>	<b>GB04</b>	<b>PT04</b>
Recommended torque	20 Nm	20 Nm	20 Nm	20 Nm	20 Nm	20 Nm

# Pumpendrucksensor

ENGINEERING  
TOMORROW



Type code, see page 3	A0, A1	C2	A3
	 <p>EN 175301-803-A</p>	 <p>Round Packard metripack / SN</p>	 <p>2 m screened cable</p>
Ambient temperature	-20 – 80 °C	-20 – 80 °C	-20 – 80 °C
Enclosure (IP protection fulfilled together with mating connector)	IP65	IP67	IP67
Material	Glass filled polyamid, PA 6.6	Glass filled, PBT	Glass filled polyamid, PA 6.6. PVC
Electrical connection, 4 – 20 mA output (2 wire)	<p>Pin 1: + supply Pin 2: + supply Pin 3: not used</p> <p> Earth: Not connected to MBS enclosure</p> 	<p>Pin 1 (A): - supply Pin 2 (B): + supply Pin 3 (C): not used</p> 	<p>Black: - supply Red: + supply Brown: not used Screen: not connected to MBS enclosure</p> 
Electrical connection, Ratiometric 10 – 90%	<p>Pin 1: + supply Pin 2: + supply<sup>1)</sup> Pin 3: + output</p> <p> Earth: Not connected to MBS enclosure</p> 	<p>Pin 1 (A): - supply<sup>1)</sup> Pin 2 (B): + supply Pin 3 (C): + output</p> 	<p>Black: - supply<sup>1)</sup> Red: + supply Brown: + output Screen: not connected to MBS enclosure</p> 

<sup>1)</sup> Common

Danfoss can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Danfoss reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alterations can be made without consequential changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Danfoss and the Danfoss logotype are trademarks of Danfoss A/S. All rights reserved.

# Netzgerät

All data is valid at +23°C (-3°C/+7°C) after 30 minutes warm-up time.

<b>Specifications</b>		
<b>Electrical specifications</b>		
Outputs	All channel outputs are galvanically isolated and not connected to ground.	
Number of output channels	R&S®HMP2020	2
	R&S®HMP2030	3
	R&S®HMP4030	3
	R&S®HMP4040	4
Maximum output power	R&S®HMP2020/HMP2030	188 W
	R&S®HMP4030/HMP4040	384 W
Maximum output power per channel	R&S®HMP2020	channel 1: 160 W; channel 2: 80 W
	R&S®HMP2030	80 W
	R&S®HMP4030/HMP4040	160 W
Output voltage per channel	all models	0 V to 32 V
Maximum output current per channel	R&S®HMP2020	channel 1: 10 A; channel 2: 5 A
	R&S®HMP2030	5 A
	R&S®HMP4030/HMP4040	10 A
Maximum voltage in serial operation	R&S®HMP2020	64 V
	R&S®HMP2030/HMP4030	96 V
	R&S®HMP4040	128 V
Maximum current in parallel operation	R&S®HMP2020/HMP2030	15 A
	R&S®HMP4030	30 A
	R&S®HMP4040	40 A
Voltage ripple	20 Hz to 20 MHz	< 1.5 mV (RMS) (meas.)
Current ripple		< 1 mA (RMS) (meas.)
<b>Load regulation</b>		
	load change from 10% to 90%	
Voltage	±(% of output + offset)	< 0.01 % + 2 mV
Current	±(% of output + offset)	< 0.01 % + 250 µA
Load recovery time	to within ± 10 mV of the set nominal voltage	< 1 ms (meas.)
<b>Line regulation</b>		
	±10% change in mains voltage	
Voltage	±(% of output + offset)	< 0.01 % + 2 mV
Current	±(% of output + offset)	< 0.01 % + 250 µA
<b>Programming resolution</b>		
Voltage		1 mV
Current	R&S®HMP2020 channel 1 (10 A)	< 1 A: 0.2 mA; ≥ 1 A: 1 mA
	R&S®HMP2020 channel 2 (5 A)	< 1 A: 0.1 mA; ≥ 1 A: 1 mA
	R&S®HMP2030	< 1 A: 0.1 mA; ≥ 1 A: 1 mA
	R&S®HMP4030/HMP4040	< 1 A: 0.2 mA; ≥ 1 A: 1 mA
Programming accuracy		
Voltage	±(% of output + offset)	< 0.05 % + 5 mV
Current	±(% of output + offset)	< 0.1 % + 5 mA
<b>Output measurements</b>		
Measurement functions		voltage, current
<b>Readback resolution</b>		
Voltage		1 mV
Current	R&S®HMP2020 channel 1 (10 A)	< 1 A: 0.2 mA; ≥ 1 A: 1 mA
	R&S®HMP2020 channel 2 (5 A)	< 1 A: 0.1 mA; ≥ 1 A: 1 mA
	R&S®HMP2030	< 1 A: 0.1 mA; ≥ 1 A: 1 mA
	R&S®HMP4030/HMP4040	< 1 A: 0.2 mA; ≥ 1 A: 1 mA
<b>Readback accuracy</b>		
Voltage	±(% of output + offset)	< 0.05 % + 5 mV
Current	±(% of output + offset)	< 0.1 % + 2 mA
<b>Temperature coefficient (per °C)</b>		
	+5°C to +20°C and +30°C to +40°C	
Voltage	±(% of output + offset)	0.01 % + 2 mV
Current	±(% of output + offset)	0.02 % + 3 mA
<b>Remote sensing</b>		
Maximum sense compensation		yes, for each channel 1 V

# Netzgerät

Specifications		
<b>Ratings</b>		
Maximum voltage to earth		150 V (peak)
Maximum counter-voltage	voltage with same polarity connected to the outputs	33 V
Maximum reverse voltage	voltage with opposite polarity connected to the outputs	0.4 V
Maximum reverse current	for 5 minutes max.	5 A
<b>Remote control mode</b>		
Command processing time		< 50 ms (nom.)
<b>Protection functions</b>		
<b>Overvoltage protection</b>		configurable for each channel
<b>Overcurrent protection (electronic fuse)</b>		configurable for each channel
Response time	$(I_{load} > I_{response} \times 2)$	< 10 ms
Fuse linking (FuseLink function)		yes
Fuse delay at output-on	configurable for each channel	0 ms to 250 ms (10 ms increments)
<b>Overtemperature protection</b>		independent for each channel
<b>Special functions</b>		
<b>Arbitrary function (EasyArb)</b>		
Parameters		voltage, current, time
Maximum number of points		128
Dwell time		10 ms to 60 s
Repetition		continuous or burst mode, 1 to 255 repetitions
<b>Data memory</b>		non-volatile memory for three arbitrary functions and ten instrument settings
<b>Display and interfaces</b>		
Display	R&S®HMP2020/HMP2030	240 × 64 pixel LCD
	R&S®HMP4030/HMP4040	240 × 128 pixel LCD
Front panel connections	channel outputs	4 mm safety sockets
Rear panel connections		connector block with 4 lines per channel
Remote control interfaces	optional	dual interface USB-TMC/USB-CDC/LAN (R&S®HO732)
	optional	dual interface USB/RS-232 (R&S®HO720)
	optional	IEEE 488 (GPIB) (R&S®HO740)
<b>General data</b>		
<b>Environmental conditions</b>		
Temperature	operating temperature range	+5°C to +40°C
	storage temperature range	-20°C to +70°C
Humidity	noncondensing	5% to 80%
Altitude	operating altitude	max. 2000 m above sea level
<b>Power rating</b>		
Mains nominal voltage		115 V/230 V (±10%); CAT II
Mains frequency		50 Hz to 60 Hz
Maximum power consumption	R&S®HMP2020/R&S®HMP2030	300 W
	R&S®HMP4030/R&S®HMP4040	600 W
Mains fuses (115 V power source)	R&S®HMP2020/R&S®HMP2030	2 × T6.3H/250 V
	R&S®HMP4030/R&S®HMP4040	2 × T10H/250 V
Mains fuses (230 V power source)	R&S®HMP2020/R&S®HMP2030	2 × T3.15H/250 V
	R&S®HMP4030/R&S®HMP4040	2 × T5H/250 V
<b>Product conformity</b>		
Electromagnetic compatibility		applied harmonized standards: ▶ EN 61326-1 ▶ EN 61326-2-1 ▶ EN 55011 (Class A) ▶ EN 61000-3-2 ▶ EN 61000-3-3
	EU:	
	in line with EU EMC Directive 2014/30/EU	
	Korea	KC mark
	Electrical safety	EU: in line with Low Voltage Directive 2014/35/EU USA, Canada
RoHS	in line with EU Directive 2011/65/EU	EN IEC 63000

# Netzgerät

ROHDE & SCHWARZ  
Make ideas real



**dataTec**

Mess- und Prüftechnik. Die Experten.

Specifications		
<b>Mechanical resistance</b>		
Vibration	sinusoidal	5 Hz to 55 Hz, 0.15 mm amplitude const., 55 Hz to 155 Hz, 0.5 g const., in line with EN60068-2-6
	random	8 Hz to 500 Hz, 1.2 g (RMS), in all 3 axes, in line with EN60068-2-64
<b>Mechanical data</b>		
Dimensions (W x H x D)	R&S®HMP2020/R&S®HMP2030	285 mm x 95 mm x 405 mm (11.22 in x 3.74 in x 15.94 in)
	R&S®HMP4030/R&S®HMP4040	285 mm x 136 mm x 405 mm (11.22 in x 5.35 in x 15.94 in)
Weight	R&S®HMP2020	7.8 kg (17.2 lb)
	R&S®HMP2030	8.0 kg (17.6 lb)
	R&S®HMP4030	12.4 kg (27.3 lb)
	R&S®HMP4040	12.8 kg (28.2 lb)
Rack installation	R&S®HMP2020/R&S®HMP2030	R&S®HZ42 option (19", 2 HU)
	R&S®HMP4030/R&S®HMP4040	R&S®HZP91 option (19", 4 HU)
<b>Recommended calibration interval</b>	operation 40 h/week over entire range of specified environmental conditions	1 year

## ORDERING INFORMATION

Designation	Type	Order No.
<b>Base unit</b>		
Two-channel power supply	R&S®HMP2020	3629.6718.02
Three-channel power supply	R&S®HMP2030	3629.6718.03
Three-channel power supply	R&S®HMP4030	3629.6776.03
Four-channel power supply	R&S®HMP4040	3629.6776.04
<b>Included accessories</b>		
Set of power cables, quick start guide		
<b>Interface options</b>		
Dual interface (LAN/USB)	R&S®HO732	5800.3209.02
Dual interface (RS-232/USB)	R&S®HO720	3594.3660.02
IEEE 488 (GPIB) interface	R&S®HO740	3622.3194.02
<b>System components</b>		
19" rack adapter, 2 HU, for R&S®HMP2020/R&S®HMP2030	R&S®HZ42	3622.3207.02
19" rack adapter, 4 HU, for R&S®HMP4030/R&S®HMP4040	R&S®HZP91	5800.0939.02

Warranty		
Base unit		3 years
All other items <sup>1)</sup>		1 year
<b>Service options</b>		
Extended warranty, one year	R&S®WE1	
Extended warranty, two years	R&S®WE2	Please contact your local Rohde & Schwarz sales office.
Extended warranty with calibration coverage, one year	R&S®CW1	
Extended warranty with calibration coverage, two years	R&S®CW2	

>>> [www.datatec.eu](http://www.datatec.eu)

11

Änderungen und Irrtümer vorbehalten. dataTec 18-12-2021 | © Rohde & Schwarz; PD 5215.4981.32 | 11/2021

# Anhang C: Ergänzende experimentelle Untersuchungen

## C.1 Zusatz zum EMOSCE

Für jede Messung wurden die folgenden Punkte sichergestellt:

1. Sicherstellen identischer Startbedingungen:  $T_K = T_\infty = 22,5^\circ\text{C}$ .
2. Sprühen auf unbeheizte Wicklung mit einem Prallstrahl, d.h.  $\dot{m}_D < \dot{m}_{krit}$  (vgl. Abb. 6.6a).
3. Optische Kontrolle, ob der Auftreffpunkt des Prallstrahls mit einer schwarzen Markierung des Mittelpunkts der Wicklung (=Position des Sensors P22) übereinstimmt.
4. Einstellen des Düsenabstands  $H$ , sodass die Wicklung exakt im Spraykegel liegt und keine direkte Benetzung der überstehenden Folie erfolgt.

## C.2 Zusatz zu den Basisuntersuchungen

### Ergänzung zu Kapitel 6.4.1

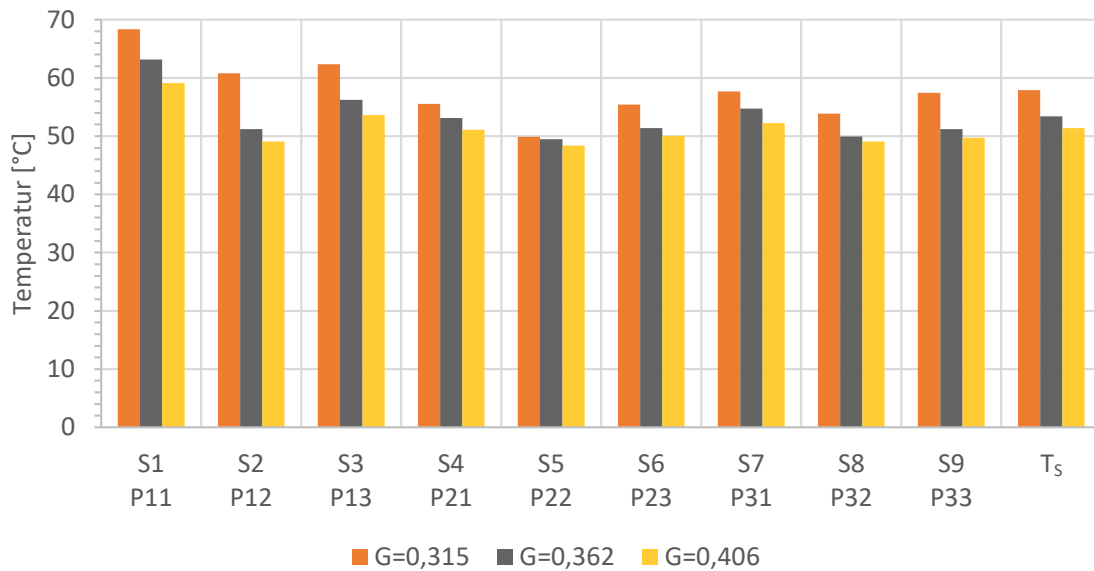
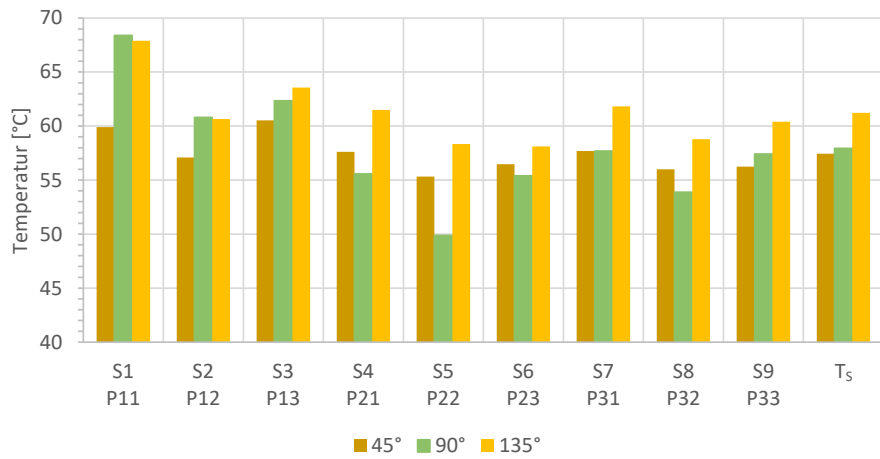
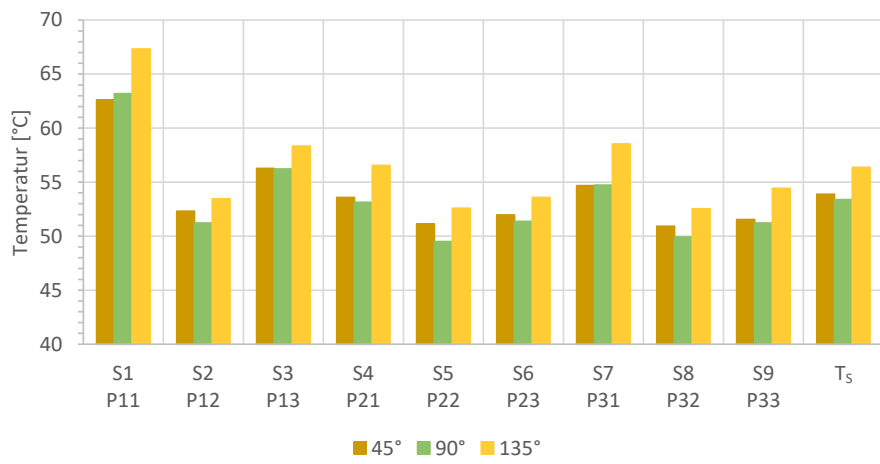


Abbildung C.1: BU2:  $T_{P_{xy}}$  bei  $T_D = 35\text{ °C}$

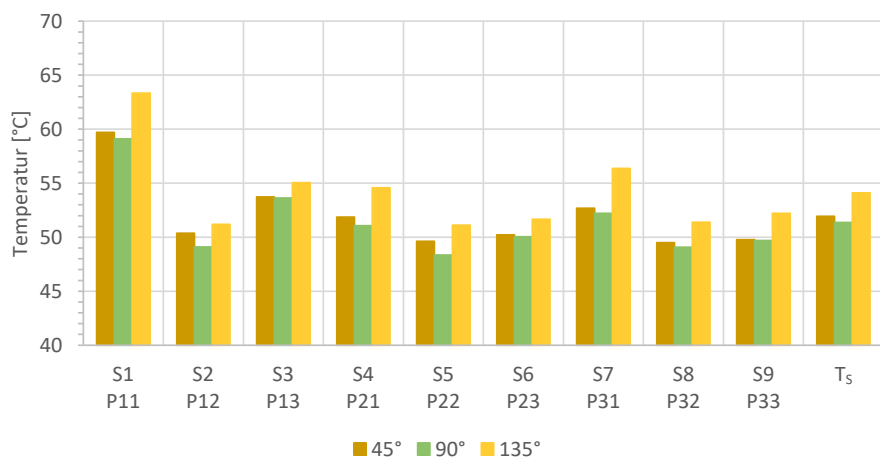
Aufgrund des nicht vollständig ausgebildeten Sprühstrahls bei  $G = 0,315$  sind die Temperaturen im oberen Bereich der Wicklung (P11-P13) überproportional höher als an den restlichen Messstellen.



(a)  $G = 0,315$



(b)  $G = 0,362$



(c)  $G = 0,406$

Abbildung C.2: BU3:  $T_{P_{xy}}$  bei  $T_D = 35^\circ\text{C}$  und unterschiedlichen  $\Theta$

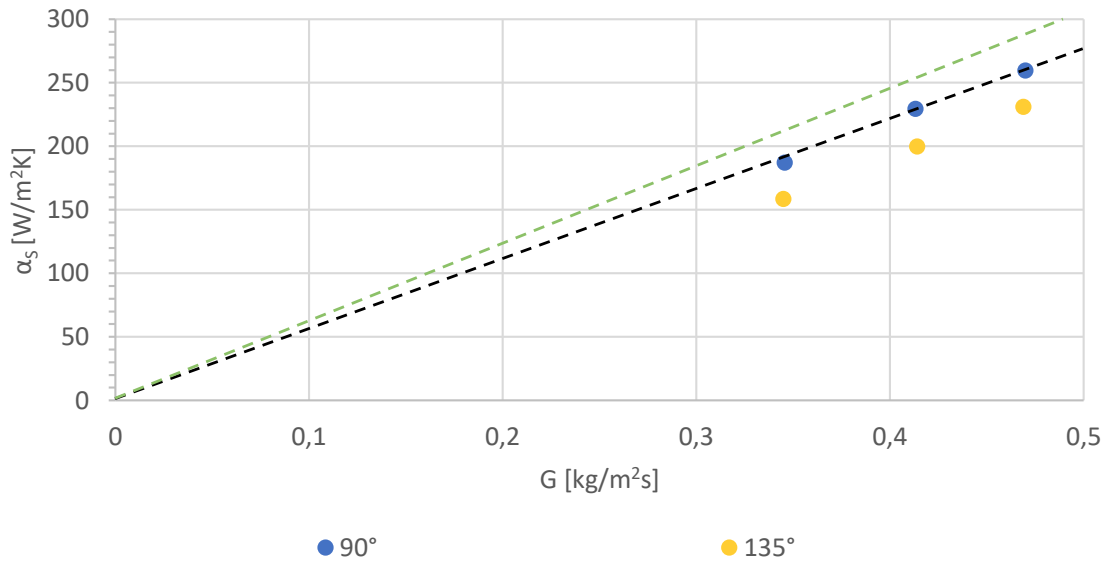


Abbildung C.3: BU3:  $\alpha_S$  über  $G$  bei  $T_D = 30^\circ\text{C}$  für unterschiedliche  $\Theta$

## C.3 Zusatz zu den erweiterten Untersuchungen

### Ergänzung zum Einfluss der Tropfenabkühlung in der Spraykammer

#### Zusammenhang zwischen $d_{32}$ und $u_0$

Im Gegensatz zur in Kapitel 5.2.4 vorgestellten Abhängigkeit

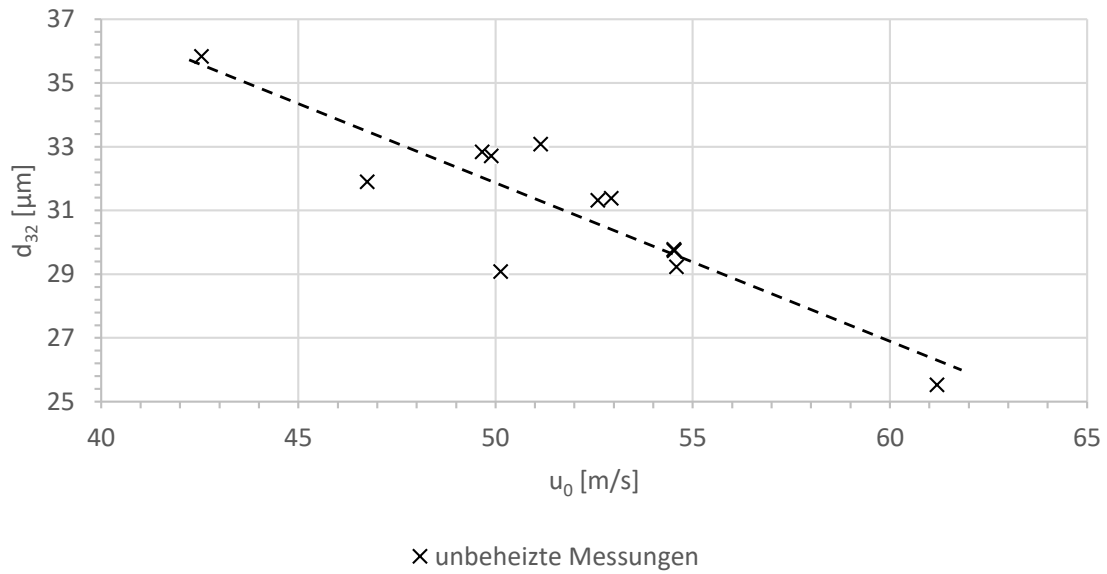
$$T_{Imp} = f(d_{32}, u_0, T_D, T_{G, \text{ein}}, c_{p, \text{Öl}}, c_{p, G}, \lambda_{\text{Öl}}, \lambda_G, H) \quad (\text{C.1})$$

zeigen die durchgeführten Untersuchungen EU1 eine vereinfachte Form für  $T_{Imp}$ :

$$T_{Imp} = 0,45 \cdot T_D + 0,55 \cdot T_K \quad (\text{C.2})$$

Die thermisch relevanten Stoffwerte ( $c_p$ ,  $\lambda$ ) haben nur eine geringe Temperaturabhängigkeit und ändern sich über den betrachteten Bereich kaum. Ihr Einfluss kann vernachlässigt werden. Der Düsenabstand  $H$  wird im betrachteten Parameterbereich nicht variiert und ist ebenfalls nicht relevant.

Der Sauterdurchmesser  $d_{32}$  und die Düsenaustrittsgeschwindigkeit  $u_0$  ändern sich über die betrachteten Betriebspunkte hingegen deutlich (siehe Tabelle 6.9). Gemäß Abb. C.4 besteht ein inverser Zusammenhang zwischen den Größen. Da insgesamt kein Effekt hinsichtlich  $T_{Imp}$  besteht, müssen sich die Einflüsse ausgleichen. Bei höheren Austrittsgeschwindigkeiten  $u_0$  ist die Verweilzeit der Tropfen in der Spraykammer kürzer. Die abgeführte Wärme pro Tropfen sinkt. Gleichzeitig führt ein sinkender Sauterdurchmesser  $d_{32}$  bei gleichem Massenstrom zu einer Erhöhung der Gesamtoberfläche des Sprays,

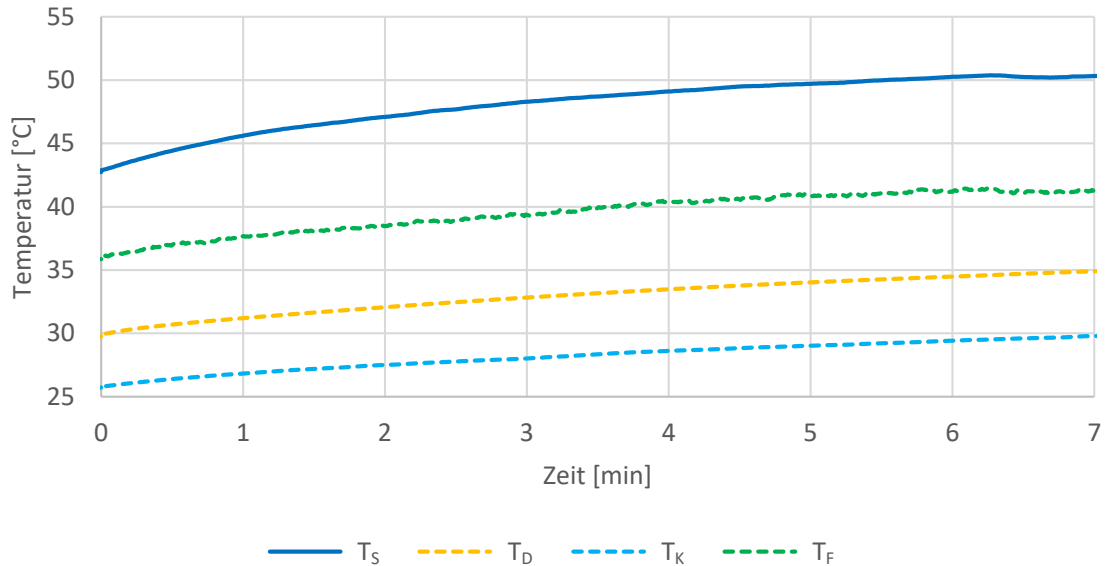


**Abbildung C.4:** EU1:  $d_{32}$  über  $u_0$

da bei der Zerstäubung mehr Tropfen mit kleinerem Durchmesser erzeugt werden. Der über das gesamte Tropfenkollektiv abgeführte Wärmestrom steigt. Gemessen am vorgestellten Ergebnis gleichen sich die Einflüsse für den betrachteten Parameterbereich betragsmäßig aus.

## Nacherfassung von $T_K$

Abb. C.5 zeigt hierzu den zeitlichen Verlauf der relevanten Prüfstandstemperaturen bei  $G = 0,4 \text{ kg/m}^2\text{K}$ ,  $P_{el} = 40,3 \text{ W}$  und ansteigendem  $T_D$ . Die Messung startet aus einem quasistationären Zustand bei  $T_D = 30^\circ\text{C}$  und läuft bis zum Erreichen von  $T_D = 35^\circ\text{C}$ .



**Abbildung C.5:** Aufheizvorgang bei  $G=0,4 \text{ kg/m}^2\text{K}$ ,  $P_{el}=40,3 \text{ W}$  und  $T_D=30\text{-}35^\circ\text{C}$

Den zeitlichen Temperaturverläufen kann entnommen werden, dass sich Wicklung ( $T_S$ ), Kammerluft ( $T_K$ ) und Film ( $T_F$ ) gleichmäßig mit  $T_D$  erwärmen<sup>1</sup>. Ihr Anstieg resultiert einzig aus dem Anstieg von  $T_D$ . Dementsprechend liefert die Messung für jeden quasistationären Zustand aus BU1-BU3 über das jeweilige  $T_D$  ein passendes  $T_K$ . Ein Abgleich der auf diese Art nacherfassten  $T_K$  mit Messungen bei  $P_{el} = 40,3 \text{ W}$ , in welchen  $T_K$  direkt aufgezeichnet wurde, zeigte eine sehr gute Übereinstimmung.

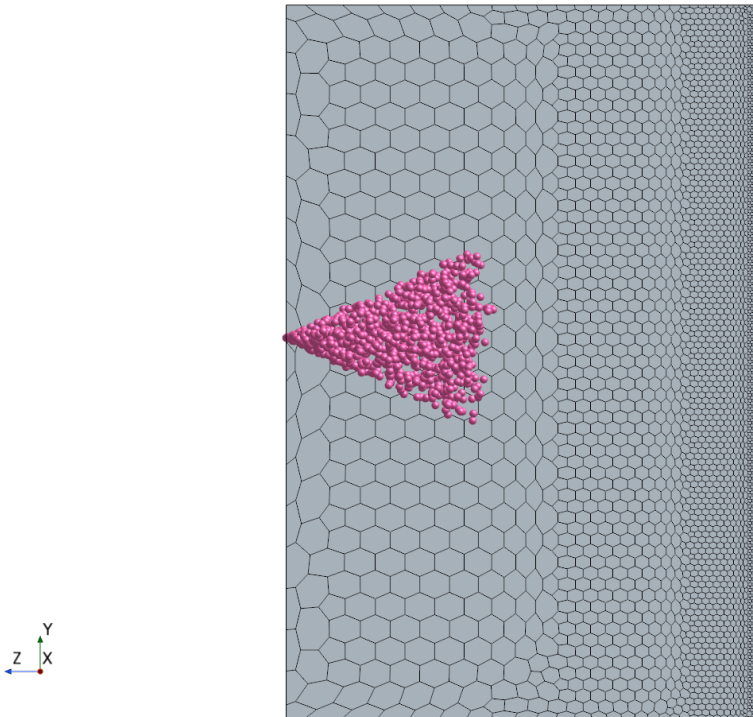
<sup>1</sup> Der leichte Abfall von  $T_S$  und  $T_F$  bei  $t=6:30 \text{ min}$  ist das Resultat einer leichten Druckerhöhung, um  $G$  konstant zu halten.

## Ergänzung zur Erhöhung der Massenstromdichte (EU3-EU4)

### Simulation der Tropfenabkühlung in der Spraykammer

Zur Simulation der Abkühlung der Spraytropfen auf dem Weg von der Düse bis zur Wicklung  $\Delta T_{abk}$  wurde das nachfolgend beschriebene Modell in STAR-CCM+ genutzt. Die aktivierten Modelle der Lagrange-Phase entsprechen jenen, welche auch für die Simulation der Sprühstrahlkühlung in der EMA zum Einsatz kommen (vgl. Kapitel 7.1.1). In der Euler-Phase werden die Einstellungen analog zur Validierung der Wickelkopfmellierung (vgl. Kapitel 3.3) gewählt.

Abbildung C.6 zeigt das Berechnungsgitter des Simulationsmodells. Der Lagrange-Injektor befindet sich im Düsenabstand  $H$  von der adiabaten Wand (rechts). Alle restlichen Begrenzungsflächen der Simulation sind vom Typ *Pressure Outlet*. Das Gitter wird vom Injektor weg feiner und endet mit 10 prismatischen Zellen an der Wand. Die dünnste Zelle hat eine Dicke von  $20\ \mu\text{m}$ . Eine weitere Verfeinerung des Netzes hatte keinen erkennbaren Einfluss auf die Abkühlung der Tropfen.



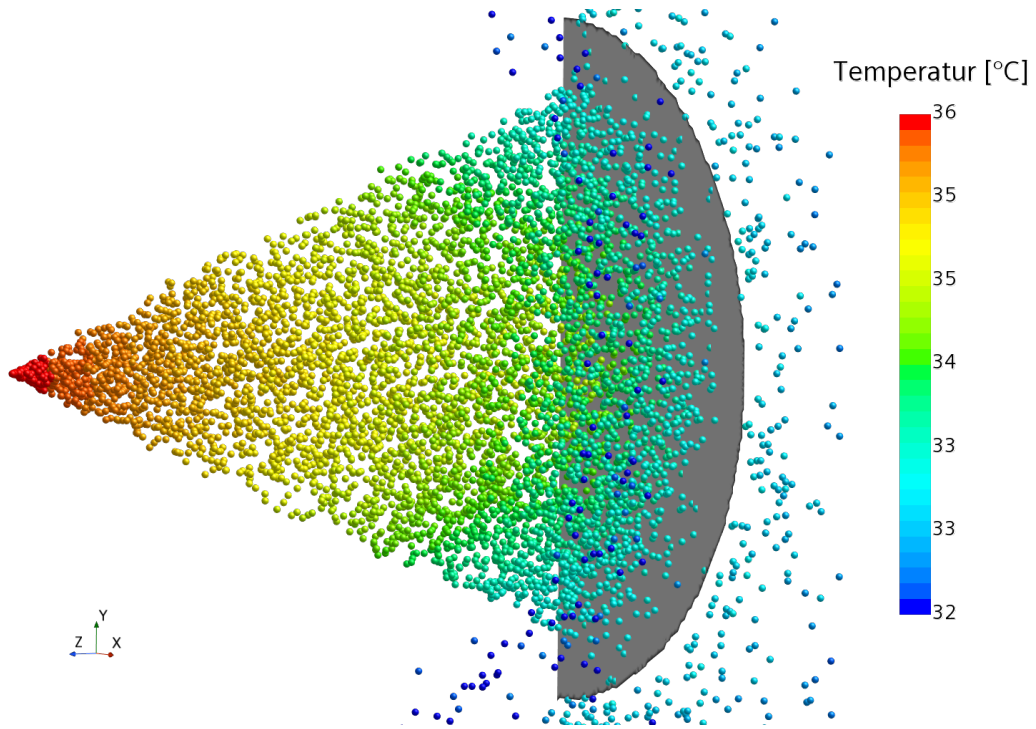
**Abbildung C.6:** Berechnungsgitter der Abkühlsimulationen

Für die Validierungssimulationen der unbeheizten Betriebspunkte wird an der fein aufgelösten Wand ein 2D-Wandfilmmodell aktiviert. Sobald sich ein Parcel der Lagrange-Phase diesem Film nähert, wird das Parcel aus dem Rechenggebiet entfernt und geht als

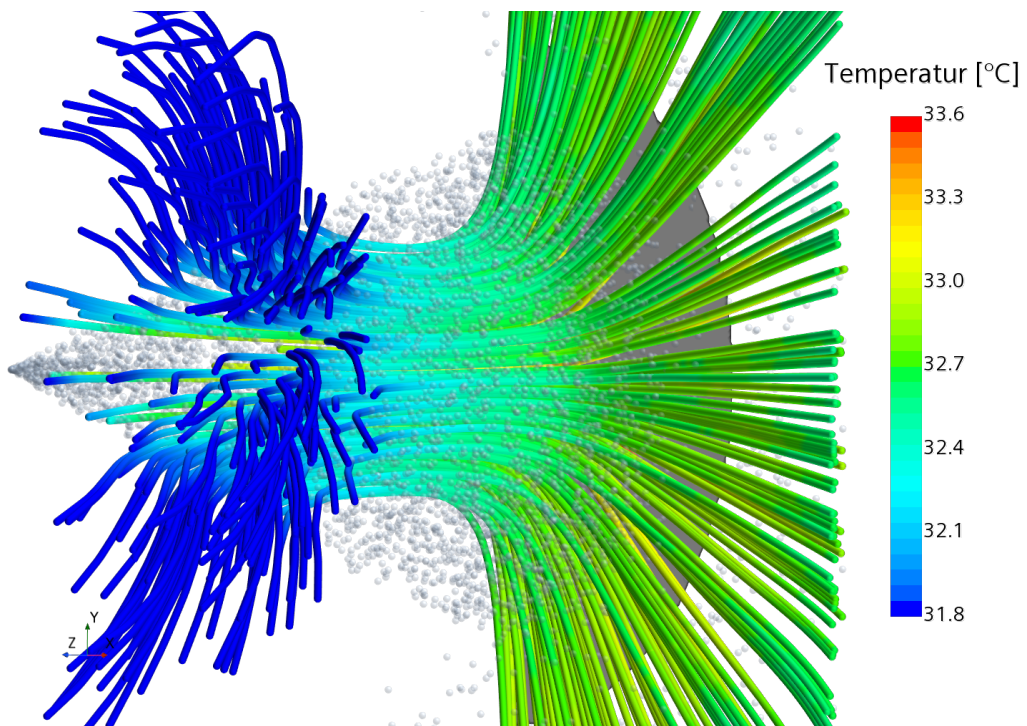
Massen-, Impuls- und Energie-Quelle in den 2D-Film über. Es wird davon ausgegangen, dass die Masse des Parcels vollständig in den Film übergeht. Ausgewertet wird die Temperatur an der adiabaten Wand an den Stellen, an welchen sich im realen Versuch rückseitig die TEs befinden. Ein quasi-stationärer Zustand bezüglich dieser Temperaturen konnte nach ca. 1 s realer Zeit festgestellt werden. Das Spray war abhängig vom Betriebspunkt nach 0,01 – 0,05 s quasi-stationär. Der Zeitschritt lag bei  $5 \cdot 10^{-5}$  s.

Abbildung C.7a zeigt für einen Düse-2-Betriebspunkt bei  $G = 0,364$  kg/m<sup>2</sup>s und  $T_D = 35,9$  °C den Temperaturverlauf über die Lagrange-Phase. Die Kammertemperatur  $T_K$  beträgt 31,8 °C. Es lässt sich erkennen, dass das Spray bis zur Wand auf unter  $T_D = 34$  °C abkühlt. Die graue kreisförmige Scheibe ist das Gebiet des sich ausbildenden Wandfilms. Abbildung C.7b zeigt Stromlinien in der Euler-Phase der Kammer, ausgehend von einem kreisförmigen Gebiet um die Düse. In der realen Kammer des Prüfstands befindet sich in dieser Region der Temperatursensor zum Erfassen von  $T_K$ . Es lässt sich erkennen, dass die Luft bei anfänglich  $T_L = T_K$  in den Sprühstrahl eingesaugt wird und sich bis zum Ausbilden eines Prallstrahls an der Wand auf ca.  $T_L = 33$  °C erwärmt. Der Austausch von Energie zwischen Kammerluft und Lagrange-Spray ist die Ursache der Abkühlung in der Spraykammer.

Für die Anwendung des Modells auf alle Betriebspunkte mit Düse 3, wurde aus Effizienzgründen nicht die Temperatur an der Wand unter dem Film, sondern die mittlere Temperatur der Parcels beim Erreichen der adiabaten Wand berechnet.



(a) Temperaturverlauf über die Lagrange-Phase



(b) Stromlinien

Abbildung C.7: Lagrange-Phase und Stromlinien in der Spraykammer der Abkühlsimulation

## Ergänzung zu Kapitel 6.4.2

### Unabhängigkeit von $T_D$ im Bereich erhöhter Massenströme

Abbildung C.8 zeigt den  $\alpha_{imp}$ -Verlauf über  $T_D$  bei unterschiedlichen  $G$ .

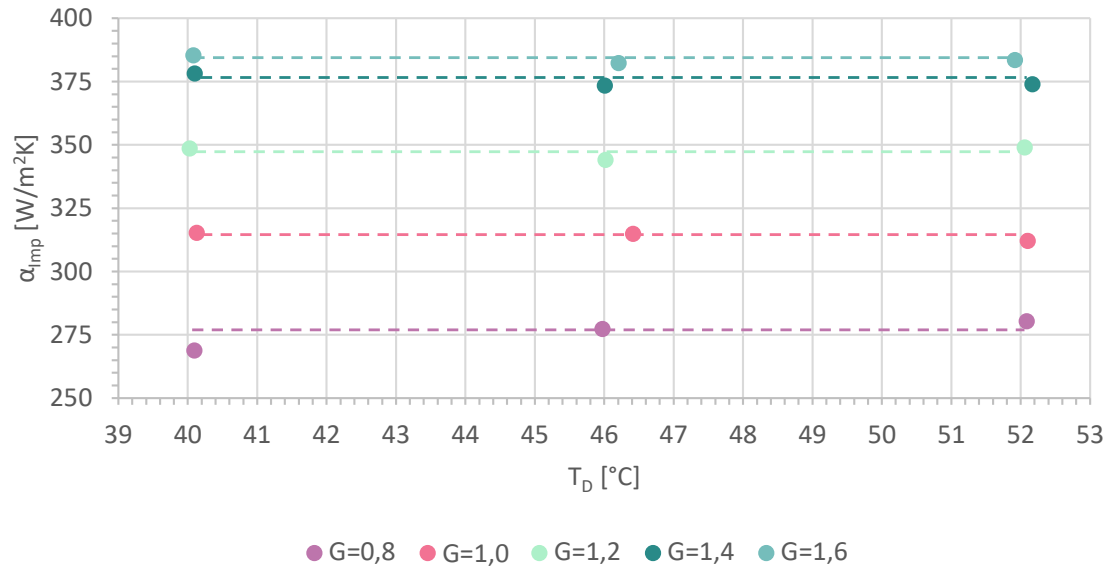


Abbildung C.8: EU4:  $\alpha_{imp}$  über  $T_D$  bei unterschiedlichen  $G$

Analog zu Abb. 6.31 lässt sich erkennen, dass für Düse 3  $\alpha_{Imp}$  unabhängig von  $T_D$  ist.

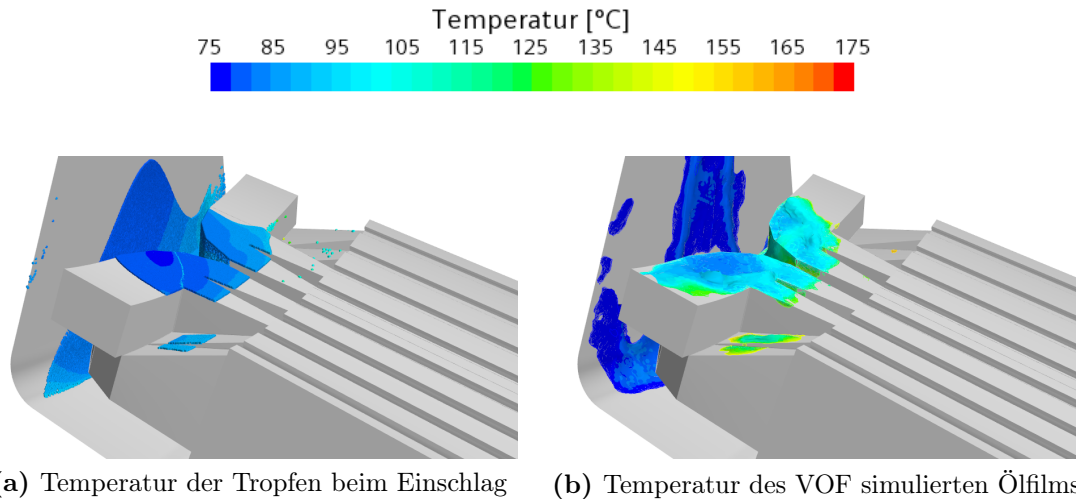
## Anhang D: Ergänzungen zur Simulation von Öl-Sprühstrahlkühlungen

Eine umfangreiche Verbesserung des filmauflösenden Ansatzes M3 wurde bereits im Rahmen dieser Arbeit verfolgt, mangels Validierungsdaten jedoch nicht weitergeführt. Der Ansatz umfasst eine stationäre Sprühstrahlsimulation mit Wärmeübergangsberechnung im transienten VOF-Film bei angepasster Filmgeschwindigkeit. Um trotz instationärer Berechnung des Films eine stationäre Sprühstrahlberechnung analog M2 nutzen zu können, muss die Interaktion zwischen VOF-Film und Lagrange-Tropfen bzw. Euler-Luftströmung des Sprühstrahls in einer eigenen Implementierung erfolgen. In dieser wird der Tropfeneinschlag als Quellterm von Masse, Impuls und Energie in der VOF Phase modelliert. Hierbei erfolgt eine Unterscheidung zwischen:

1. unbenetzte Wand  $\rightarrow$  Quellterme wirken in der wandnächsten Zelle
2. benetzte Wand  $\rightarrow$  Quellterme wirken an der Phasengrenze

Anders als in bestehenden Interaktionsmodellen wird der HTC über eine reduzierte Filmgeschwindigkeit korrekt berechnet. In einer phasenauflösenden Simulation des Films ist der Wärmeübergang an der benetzten Oberfläche das Resultat des sich einstellenden Temperaturgradienten im Fluid. Im Falle der erzwungenen Konvektion ist der Wärmeübergangskoeffizient neben den Stoffdaten nur von der Geschwindigkeit des Films abhängig. Mit dem definierten Ansatz das Spray über Quellterme zu berücksichtigen, ergibt sich die Filmgeschwindigkeit als Überlagerung angreifender Kräfte (z.B. Gravitation) und dem eingebrachten Impuls. Die Überschätzung des Wärmeübergangs kann daher gedämpft werden, indem die Impulsquelle reduziert wird. Der Reduktionsfaktor  $0 < f_R < 1$  wird so gewählt, dass sich im direkt besprühten Bereich im Mittel ein HTC gemäß der entwickelten Nusselt Korrelation einstellt. Mit dieser Maßnahme ergibt sich neben der Berechnung des Wärmeübergangs analog M2 eine korrekte Erwärmung des Films im direkt besprühten Bereich. Die nachgelagerte Berechnung des Wärmeübergangs durch den abfließenden Film findet daher auf dem richtigen Temperaturniveau statt und ist folglich mit dem realen Anwendungsfall vergleichbar.

Abbildung C.1 zeigt erste Ergebnisse dieses Ansatzes für die Variante *ghigh* im Betriebspunkt *Eckpunkt*. In Abb. C.1a ist die simulierte Temperatur der Spraytropfen auf allen getroffenen Oberflächen abgebildet. Es kann erkannt werden, dass die Abkühlung und Ablenkung des Sprays analog zu den Ergebnissen von M2 erfolgt. Abbildung C.1b zeigt den Temperaturverlauf über den in 5,8 s realer Zeit aus den Quelltermen gebildeten Film. Dieser wurde unter dem Einwirken der angreifenden Impulskräfte in Rotationsrichtung gedrückt. Es lässt sich erkennen, dass sich der Film besonders außerhalb des



**Abbildung C.1:** Filmströmung auf der Wickelkopfoberfläche mit reduzierter Impulsquelle

besprühten Bereichs auf bis zu 140 °C erwärmt. Der Film an der Gehäusewand erfährt hingegen keine Erwärmung, da das Gehäuse aufgrund der Mantelkühlung deutlich kälter ist. Die dargestellten Simulationen wurden ohne Konvektion an die Umgebungsluft und ohne periodische Randbedingungen für die VOF Phase gerechnet. Auf eine Auswertung der auftretenden Temperaturen wird daher verzichtet.

Das Potenzial dieser verbesserten Simulationsmethode ist sehr groß, da der gesamte Wirkmechanismus der Öl-Sprühstrahlkühlung berücksichtigt wird und die Ergebnisse des EMOSCE Prüfstands Verwendung finden. Zum belastbaren Einsatz der Methode in der frühen Entwicklungsphase bedarf es jedoch Messdaten des Kühlkonzepts in der betrachteten Referenzmaschine, um das Abfließen des VOF simulierten Ölfilms und die Filmtemperatur zu validieren.

## Aufzählung studentischer Arbeiten

Jahr	Name	Titel	Universität
2016	Maximilian Schröder	Entwicklung einer CFD-Simulationsmethodik zur Auslegung von Öl-Spraykühlungen in elektrischen Antriebsmaschinen	Technische Universität Dresden
2017	Patrick Schulz	Simulation von Heat Pipes zur Verbesserung der axialen Wärmeleitung in elektrischen Maschinen	Technische Universität München
2017	Philipp Söntgerath	Optimierung einer Ölspraykühlung in einer elektrischen Maschine	Technische Universität München
2018	Marlene Denk	Validierung einer Simulationsmethodik zur Kühlung elektrischer Maschinen	Universität Ulm
2018	Marco Reiner	Entwicklung und Aufbau einer Messmethodik eines orientierenden Versuchs für nicht siedende Ölspraykühlungen für den Einsatz in Elektromotoren	Technische Universität München
2018	Leonhard Schuwerk	Entwicklung eines Filmmodells für die numerische Berechnung nicht siedender Spraykühlungen in elektrischen Maschinen	Technische Universität München
2019	Florian Finkeldei	Entwicklung und Validierung einer Simulationsmethode zur Berechnung von Ölspray Kühlungen	RWTH Aachen
2019	Stefan Genuin	Experimentelle Untersuchung einer nicht siedenden Ölspraykühlung für den Einsatz in Elektromotoren	Technische Universität München
2019	Roman Dyachenko	Validierung und Evaluierung der Smoothed Particle Hydrodynamics Methode (SPH) in der CFD-Simulation der Ölprallstrahlkühlung von Elektromotoren	Technische Universität München

2020	Daniel Meyer	Experimentelle Charakterisierung einer nicht siedenden Ölspraykühlung für den Einsatz in Elektromotoren	Technische Universität München
2020	Sebastian Hoelle	Validierung und Bewertung von CFD-Simulationsmethoden für Ölspraykühlungen in elektrischen Maschinen	Universität Stuttgart
2021	Sebastian Mansky	Simulation und Bewertung von Ölspraykonzepten zur Kühlung elektrischer Maschinen	Karlsruhe Institute of Technology
2021	Dominik Zemmler	Modellierung und Berechnung des Wärmeübergangsexperiments EMOSCE (Electrical Machine Oil Spray Cooling Experiment) und messdatengestützte Weiterentwicklung der eingesetzten CFD-Simulationsmethoden	Universität Ulm
2022	Philip Kneißle	Evaluation und Weiterentwicklung von CFD Simulationsmethoden zur Ölspraykühlung einer elektrischen Maschine	Universität Stuttgart

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Elektrischer Antriebsstrang des BMW i3 . . . . .	1
1.2	Spezifische Leistung von EMA nach Einsatzgebiet . . . . .	2
1.3	Auswirkungen des frühen Einsatzes von Simulation im PEP (nach [77]) . . . . .	3
1.4	Einfache Modellierung des Stators einer elektrischen Maschine . . . . .	4
1.5	Schematische Darstellung einer IPSM mit Wassermantelkühlung und des sich im Betrieb einstellenden axialen Temperaturverlaufs der Wicklung . . . . .	5
2.1	Schemata geeigneter EMA für den Fahrzeugansatz (nach [54]) . . . . .	11
2.2	Wirkungsgradkennfeld der BMW Referenzmaschine (nach [89]) . . . . .	13
2.3	Schematische Darstellung der relevanten Verluste einer IPSM . . . . .	14
2.4	Stator der betrachteten Referenzmaschine . . . . .	20
2.5	Schematische Darstellung von mit Harz umschlossenen Kupferdrähten . . . . .	21
2.6	Schematische Darstellung von mit Harz umschlossenen Statorblechen . . . . .	22
2.7	HTCs unterschiedlicher Kühlungskonzepte - eigene Darstellung auf Basis von [12, 13, 69, 92, 97, 120, 122] . . . . .	25
2.8	Für Konvektion relevante Oberflächen einer EMA: Innenwand des Wassermantels (blau), Innenwände des Motorraums (rot), Luftspalt (grün) . . . . .	27
2.9	Für Wärmestrahlung relevante Oberflächen einer EMA . . . . .	29
3.1	Bild und Abbild des Wickelkopfs der betrachteten Referenzmaschine . . . . .	33
3.2	Ableiten eines 20° Segmentmodells über Symmetriebedingungen . . . . .	34
3.3	Hochaufgelöstes 20° Segmentmodell . . . . .	35
3.4	Modellierung der Wicklung als Komposit mit anisotroper Wärmeleitfähigkeit . . . . .	37
3.5	Wärmeleitungszone des abstrakten Referenzmodells [19] . . . . .	38
3.6	Abschnittsweise Linearisierung (grau) des realen Strangverlaufs (schwarz) . . . . .	40
3.7	Eigenschaften des abstrakten 20° Segmentmodells . . . . .	41
3.8	Bevorzugter Wärmefluss der einzelnen Wärmeleitungszone . . . . .	42
3.9	Schnitt durch ein Segment des Aktivteils der Referenzmaschine . . . . .	42
3.10	Überlappung von abstrakter und hochaufgelöster Wicklung . . . . .	43
3.11	Statorblechpaket der 20° Segmentmodelle . . . . .	44
3.12	Rechenetze der 20° Segmentmodelle . . . . .	46
3.13	Randbedingungen des Testfalls <i>Bergfahrt</i> . . . . .	47
3.14	Auswertung der Netzstudie für den Testfall <i>Bergfahrt</i> . . . . .	48
3.15	Experimenteller Aufbau der thermischen Langzeitmessung . . . . .	49
3.16	Zeitlicher Verlauf der genutzten VAL1 Temperaturen . . . . .	50
3.17	Extrapolation am Beispiel eines zentralen Wickelkopfsensors . . . . .	51
3.18	Relevante Statormessstellen und Datenursprung . . . . .	52

3.19	Gitter der zusätzlichen Regionen zur Simulation von VAL1*	54
3.20	Prismenschichten des AMK für VAL1*	56
3.21	Gitter des HMK zur Simulation von VAL1*	57
3.22	Dimensionsloser Wandabstand für VAL1*	58
3.23	Vergleich der Temperaturwerte von Simulation und Messung für VAL1*	59
3.24	Vergleich des Wandwärmestroms	60
3.25	Prallstrahlausbildung durch Ablenkung der Ringströmung	61
3.26	Vergleich des Temperaturverlaufs über $A_Z$	62
4.1	Temperaturverlauf der Wicklung bei Referenzkühlung für <i>Bergfahrt</i>	63
4.2	Auswirkung unterschiedlicher Wärmesenken auf den Temperaturverlauf im Betriebspunkt <i>Bergfahrt</i>	65
4.3	$T_{max}$ bei reiner konvektiver Wickelkopfkühlung und unterschiedlichen $T_{Fl}$	66
4.4	$T_{max}$ bei kombinierter Kühlung und unterschiedlichen $T_{Fl}$	67
4.5	Temperaturverlauf bei Mindestkonfiguration der kombinierten Kühlung	68
4.6	Darstellung geeigneter konvektiver Phänomene zur Kühlung der Wickelköpfe	70
5.1	Einteilung möglicher Sprühbilder, nach [73] mit eigenen Anpassungen	85
5.2	Schema einer Filmströmung unter Einwirkung eines Sprühstrahls	88
5.3	Qualitative Infrarot-Temperaturmessung einer sprühstrahlgekühlten gekrümmten Oberfläche ( $\mathcal{O}(A) = \text{cm}^2$ ) unter verringerter Gravitationswirkung [68]	94
5.4	hydrodynamische und thermische Grenzschicht einer laminaren Strömung bei hohen Prandtl-Zahlen - entnommen aus [112]	98
6.1	Verlauf der Prandtl-Zahlen über die Temperatur für Öl A-C	103
6.2	Direkt benetzbare Wickelkopfflächen im 20°-Segmentmodell	105
6.3	Realer und schematischer Aufbau des EMOSCE Prüstands	108
6.4	Wicklung des EMOSCE	109
6.5	Innerer Aufbau und Sprühbild einer Simplex-Vollkegeldüse [71]	111
6.6	Sprühbilder in Abhängigkeit des Düsendrucks	113
6.7	Positionen der Temperatursensoren in der EMOSCE Spraykammer	115
6.8	Sensoren zur Erfassung von $p_P$ (1), $\dot{V}$ (2), $T_D$ (3) und $p_{\dot{O}l}$ (4)	116
6.9	Modellierung der Wärmeleitung in der Wicklung	117
6.10	Temperaturkorrektur $\Delta T_{korrr}$ über $P_{el}$	119
6.11	Infrarotaufnahme der Wicklung ohne aktive Kühlung	120
6.12	Systemgrenze der ganzheitlichen Betrachtung der Öl-Sprühstrahlkühlung	121
6.13	Systemgrenze <i>Spray</i>	123
6.14	Direkt besprühter Bereich der halben Wicklung	125
6.15	Temperaturverläufe bei $P_{el} = 0$ und $G = 0,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$	128
6.16	Temperaturverläufe eines Aufheizvorgangs bei $G=0,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$	129
6.16	Vergleich der Wicklungstemperaturen $T_{Pxy}$ bei wiederholten Messungen	131
6.16	Vergleich von initialer und um 180° verdrehter Ausrichtung der Wicklung	133

6.17	Wicklungstemperaturen bei unterschiedlichen $H$ . . . . .	134
6.18	BU1: $\alpha_S$ über $G$ für Düse 1 und 2 . . . . .	136
6.19	BU2: Vergleich von $\alpha_S(G)$ bei unterschiedlichen $T_D$ . . . . .	137
6.20	BU3: $\alpha_S$ über $G$ bei unterschiedlichen $\Phi$ . . . . .	138
6.21	BU4: $\alpha_S$ über $Pel$ bei unterschiedlichen $T_D$ . . . . .	138
6.22	BU5: $\alpha_S$ über $T_D$ bei $G = 0,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . . . . .	139
6.23	EU1: $\Delta T_{D,S}$ über $\Delta T_{D,K}$ für Düse 2 . . . . .	141
6.24	EU2: $\alpha_S$ (farbige Füllung) und $\alpha_{Imp}$ (weiße Füllung) über $T_D$ für Düse 2 . . . . .	142
6.25	Einfluss von $T_D$ bei $G = 0,33$ und $G = 0,4$ für Düse 2 . . . . .	143
6.26	Validierung der Abkühlungssimulation für Düse 2 . . . . .	144
6.27	$\Delta T_{D,S}$ über $\Delta T_{D,K}$ für Düse 3 . . . . .	145
6.28	EU3: $\alpha_{Imp}$ über $G$ für Düse 2 und 3 bei $T_D = 35^\circ\text{C}$ . . . . .	145
6.29	EU3: Vergleich von $T_F$ , $u_0$ , $d_{32}$ und $We_{d32}$ bei $T_D = 35^\circ\text{C}$ . . . . .	146
6.30	EU4: $\alpha_{Imp}$ über $G$ bei unterschiedlichen $T_D$ für Düse 3 . . . . .	147
6.31	U4: $T_F$ und $We_{d32}$ über $T_D$ bei unterschiedlichen $G$ für Düse 3 . . . . .	148
6.32	$\alpha_{Imp}$ über $G$ bei unterschiedlichen $T_D$ für Düse 3 . . . . .	149
6.33	Modellvorstellung des Wärmeübergangs im Ölfilm des EMOSCE . . . . .	150
6.34	Vergleich von $\alpha_{global}$ über $G$ mit den Daten von SLEITI und KAPAT [123] . . . . .	152
6.35	Nusselt-Korrelation mit Fokus auf die tropfeninduzierte Filmströmung . . . . .	154
6.36	Nusselt-Korrelation mit Fokus auf den Sprühstrahl . . . . .	155
7.1	M1: korrelationsbasierter Wärmeübergang als Randbedingung 3. Art . . . . .	160
7.2	M3: Berücksichtigung des Ölfilms auf dem Wickelkopf . . . . .	161
7.3	M3: Anwendung der Simulationsmethode für die Sprühstrahlsimulation . . . . .	162
7.4	Ablauf der korrelationsbasierten Wärmeübergangsberechnung . . . . .	164
7.5	Düsenposition und Sprühkegelausrichtung der untersuchten Konfigurationen . . . . .	166
7.6	Temperaturverlauf im Betriebspunkt <i>Eckpunkt</i> bei Referenzkühlung . . . . .	167
7.7	<i>Eckpunkt</i> : HTC's und $T_{ref}$ für alle Sprühstrahlkonfigurationen . . . . .	168
7.8	<i>36 low</i> : Geschwindigkeitsvektoren im Wickelkopfraum . . . . .	169
7.9	<i>Eckpunkt</i> : Temperaturen für verschiedene Konfigurationen . . . . .	169
7.10	<i>Eckpunkt</i> : Wärmestrombilanz am Wickelkopf pro Variante . . . . .	171
7.11	Temperaturverlauf im Betriebspunkt <i>Maximalleistung</i> bei Referenzkühlung . . . . .	171
7.12	<i>Maximalleistung</i> : HTC's und $T_{ref}$ für alle Sprühstrahlkonfigurationen . . . . .	172
7.13	<i>Maximalleistung</i> : Temperaturen für verschiedene Konfigurationen . . . . .	173
7.14	<i>Maximalleistung</i> : Zellen mit $T \geq (T_{max} - 2 \text{ K})$ pro Variante . . . . .	174
7.15	<i>Maximalleistung</i> : Wärmestrombilanz und -verläufe am Wickelkopf . . . . .	175
7.16	<i>Eckpunkt</i> : Auswirkung einer $\pm 20\%$ Abweichung des HTSs für <i>9high</i> . . . . .	177
A.1	Einfaches Beispiel eines thermischen Netzwerks einer EM . . . . .	200
A.2	Konvergenzverlauf der maximalen Wicklungstemperatur . . . . .	209
A.3	Extrapolation der Temperaturmesswerte für VAL1 . . . . .	212
A.3	Extrapolation der Temperaturmesswerte für VAL1 . . . . .	213

C.1	BU2: $T_{Pxy}$ bei $T_D = 35^\circ\text{C}$ . . . . .	239
C.2	BU3: $T_{Pxy}$ bei $T_D = 35^\circ\text{C}$ und unterschiedlichen $\Theta$ . . . . .	240
C.3	BU3: $\alpha_S$ über $G$ bei $T_D = 30^\circ\text{C}$ für unterschiedliche $\Theta$ . . . . .	241
C.4	EU1: $d_{32}$ über $u_0$ . . . . .	242
C.5	Aufheizvorgang bei $G=0,4 \text{ kg/m}^2\text{K}$ , $P_{el}=40,3 \text{ W}$ und $T_D=30-35^\circ\text{C}$ . . . . .	243
C.6	Berechnungsgitter der Abkühlsimulationen . . . . .	244
C.7	Lagrange-Phase und Stromlinien in der Spraykammer der Abkühlsimulation	246
C.8	EU4: $\alpha_{imp}$ über $T_D$ bei unterschiedlichen $G$ . . . . .	247
C.1	Filmströmung auf der Wickelkopfoberfläche mit reduzierter Impulsquelle	249

# Tabellenverzeichnis

3.1	Materialien und Wärmeleitfähigkeiten des hochaufgelösten Modells . . .	33
3.2	Ableiten von Vergleichstemperaturen aus VAL1* . . . . .	53
3.3	VAL1*: Zusammenfassung genutzter Messwerte . . . . .	55
4.1	Vergleich wichtiger Stoffwerte von Luft und Öl . . . . .	71
4.3	Literaturgestützte Auswahlliste des geeigneten Ölspritzkonzepts . . . . .	80
5.1	Einschlagscharakteristik von Tropfen in einen Wandfilm in STAR-CCM+ [119] . . . . .	93
5.2	Vergleich der Stoffeigenschaften zwischen Wasser und Prototypen-Öl . . . . .	98
6.1	Flammpunkte der in Frage kommenden Öle . . . . .	104
6.2	Volumenstrombereiche in Veröffentlichungen zum Thema Öl-Spritzkühlungen	104
6.3	Oberflächenspannungen der Öle in Experiment und Anwendung . . . . .	106
6.4	Eigenschaften der Düsen des EMOSCE Prüfstands . . . . .	112
6.5	EMOSCE: Erfasste Messgrößen und genutzte Sensoren . . . . .	113
6.6	Messungen der grundlegenden Analyse des EMOSCE Prüfstands im Messbe- trieb . . . . .	127
6.7	Überblick der durchgeführten Basisuntersuchungen . . . . .	135
6.8	Überblick der erweiterten Untersuchungen . . . . .	140
6.9	EU1: Parameterbereich der unbeheizten Messungen . . . . .	140
7.1	RMSE und MAPE für die genäherte Abhängigkeit zwischen $\Delta p$ und $\dot{V}$ .	158
7.2	Überblick der untersuchten Sprühstrahlkonfigurationen . . . . .	166
7.3	Überblick der untersuchten Sprühstrahlkonfigurationen . . . . .	166
7.4	Bewertung der Öl-Sprühstrahlkonzepte mittels Auswahlliste nach [135] .	178
A.1	Elektrisch-thermische Analogie . . . . .	199
A.2	Übersicht thermischer Widerstände . . . . .	201
A.4	Wertesystem des paarweisen Vergleichs . . . . .	206
A.5	Paarweiser Vergleich grundlegender Berechnungsmethoden . . . . .	206
B.1	Verbaute Controller im Messcomputer . . . . .	217