Wärmemanagement im Automobilscheinwerfer

vorgelegt von:
Diplom-Ingenieurin
Ewa Ponca
aus Kozienice

von der Fakultät III – Prozesswissenschaften
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Matthias Kraume
1. Berichterstatter: Frau Prof. Dr. rer. nat. habil. Sabine Enders
2. Berichterstatter: Dr.-Ing. Stefan Danner

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 30.09.2010

Berlin 2011
D 83

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen der Kooperation zwischen der Technischen Universität Berlin und der Firma BMW Group.

Das Institut für Prozess- und Verfahrenstechnik der Technischen Universität Berlin unter der Leitung von Frau Prof. Enders beschäftigt sich seit mehreren Jahren mit Wärmetransportmechanismen und thermodynamischen Prozessen.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich ganz herzlich bei all denjenigen bedanken, die zum Entstehen und Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ich bedanke mich besonders bei Frau Prof. Dr. rer. nat. habil. Sabine Enders für das starke Interesse an meiner Arbeit sowie der Möglichkeit, meine Dissertation in ihrem Institut durchführen zu dürfen. Frau Prof. Dr. rer. nat. habil. Sabine Enders möchte ich mich zusätzlich für all dies, was im Rahmen einer Dissertation nicht selbstverständlich war, für alles was sie für mich getan hat und für das Vertrauen, welches sie in mich gesteckt hat, ganz herzlich bedanken.

Ich danke meinen Betreuern Dr.-Ing. Stefan Danner, Dr.-Ing. Martin Pinsker und Dr.-Ing. Katrin Ludwig für die Fachdiskussionen, Ratschläge und wertvollen Tipps im Laufe meiner Arbeit. Besonders möchte ich Herrn Dr.-Ing. Stefan Danner meinen Dank aussprechen. Mit seinem persönlichen Engagement hat er mir die Promotion bei der BMW Group Abteilung Licht- und Sichtsysteme ermöglicht.

Für die Unterstützung meiner Arbeit sowie für die interessanten fachlichen Diskussionen bedanke ich mich bei vielen Kollegen aus der Abteilung Licht- und Sichtsysteme, besonders bei Herrn Dr. rer. nat. Helmut Erdl für viel Geduld und für seine Zeit. Für die Hilfe beim Aufbau der experimentellen Anlage möchte ich Stefan Weissenböck sowie Stefan Klabl danken. Meiner Arbeitskollegin Andrea Brandmeier danke ich für die wertvollen Korrekturhinweise.

Für die freundliche Aufnahme im Institut für Prozess- und Verfahrenstechnik kann ich mich nicht genug bedanken. Hier habe ich nicht nur hilfsbereite Kollegen kennengelernt, sondern auch Freunde. Ganz besonders möchte ich meinen Kollegen K. Poschlad, R. Abbas, K. Daniel, J. Mamic, T. Zeiner und G. Niño meinen Dank aussprechen.

Ich danke den Studenten, die durch ihre Arbeit eine schöne Atmosphäre für das wissenschaftliche Arbeiten gegeben haben: Ch. Betz und R. Böhm. Ich danke Herr M. Stein für die gemeinsamen Messungen, die für die Verifizierung mit den numerischen Methoden beigetragen haben. Ich bedanke mich ganz herzlich bei Herrn Dr. T. Weber und Herrn Dr. M. Albers für die Unterstützung bei der numerischen Methodenentwicklung.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinen ehemaligen Kollegen Dr. A. Ebert, Dr. C. Gießler, Dr. S. Senin und Dr. J. Langebach bedanken. Die gemeinsamen Gespräche und Aktivitäten halfen mir, das Ziel nie aufzugeben. Mein besonderer Dank gilt meiner Familie und meinen Freunden, besonders meinem Mann Marek, der mich in allen Etappen dieser Arbeit mit all seiner Kraft, Lebensfreude und Ermutigung unterstützt hat.

Diese Arbeit widme ich meinem Vater, dessen gutes "Bauchgefühl" mich auf diesen Weg geleitet hat.

Abstract

The present work aims at predicting and highlighting the mechanisms leading to the undesired water condensation in serial headlamps as well as investigating methods for hot spots reduction. The headlamps under consideration are compact (less than 9l) with an esthetic volume distribution and include different types of radiation sources: thermal, plasma and solid-state.

In doing so, thermal modeling of water condensation and transient simulation on real head lamps (Volume 8-10l) using water film model is introduced. Theoretical investigation of the temperature limits and the relative humidity leading to condensation trough a convection process (3D steady state mode) are analyzed under the following conditions: constant temperature of the housing (40 °C) and time-varying temperature of the outer-lens ranging (from 20 °C to -2 °C; (2 K/min)). Different values of the relative air humidity were considered (50 %, 70 % and 90 %). The approaches to avoid water condensation and hot spots consisted in achieving a desired leakage in the cover, anti-fog coating and integrating ventilation tube.

These approaches were tested using two types of serial headlamps applying a condensation cycle for the simulation of the urban conditions. During this condensation cycle the thermodynamic parameters, like relative air humidity and temperature, were measured at different places in the head lamp and as function of time. The approach using the integrated ventilation tube proved efficient in avoiding water condensation and reduce significantly the hot spot. The performances of the anti-fog coating approach depends on the number of cooling cycles. However, the desired leakage approach does not show any improvement.

On the contrary, the condensation of water is more pronounced then in the serial headlamp. Optimization of thermal modeling of water film condensation and reducing transient simulation time were on a simple 2D-geometry. The optimizing results of water film model and reduced iteration time were used on real head lamp for 15 min. transient simulation of water condensation process and 10min. transient simulation of water evaporation. With the optimization of the iteration time for transient simulation, we could reduce time of the simulation of about 60% in comparison to commercial solution software. The measurements comply in space and time with the results of the numerical simulation. Key parameters for a best practice scenario that complies with automotive constrains such as position of the sources and distance to the lens were identified. The simulation method is integrated into the design workflow of a serial headlamp.

All in all, it is shown through this work how water condensation heat- and mass-transfer in a compact headlamp are not only influenced by the velocity and temperature distribution in and around the headlamp, but also by the water humidity around it.

Key words: CFD, water condensation, evaporation, defogging, heat- and mass-transfer, radiation, headlamp, automotive

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**

1.1 Einleitung und Problemstellung 1

2 Thermodynamische Grundlagen **5**

2.1 Grundgleichungen der Thermofluiddynamik 5

2.2 Mechanismen des Wärmetransportes 7

2.2.1 Konvektion und Wärmeleitung 7

2.2.2 Wärmestrahlung 10

2.3 Zustandsgrößen der feuchten Luft 12

2.4 Kondensation 14

2.4.1 Filmkondensation 16

2.4.2 Tropfenkondensation 20

2.5 Navier-Stokes-Gleichungen 21

3 Thermomanagement im Automobilscheinwerfer **24**

3.1 Besonderheiten im Automobilscheinwerfer 24

3.1.1 Maßnahmen zur Be- und Enttauung im Scheinwerfer 25

3.2 Stand des Wissens 27

3.3 Übersicht 30

4 Experiment **32**

4.1 Serienscheinwerfer 32

4.2 Messtechnik 32

4.2.1 Temperaturmessung 32

4.2.2 Feuchtigkeitsmessung . . . 33
4.2.3 Betauungsmessung . . . 34
4.2.4 Infrarot-Sensor . . . 35
4.2.5 Strömungsmessung . . . 35
4.2.6 Optische Bewertung . . . 36
4.2.7 Abbildung der realen Verhältnisse . . . 36
4.3 Musterscheinwerfer . . . 37

5 Experimentelle Ergebnisse 44
5.1 Serienscheinwerfer und deren Modifikationen . . . 44
5.1.1 Einfluss der natürlichen und gemischten Konvektion auf die Kondensatbildung 44
5.1.2 Betauungsregistrierung mittels IR-Sensor . . . 58
5.1.3 Temperaturmessung mit der Wärmebildkamera . . . 59
5.1.4 Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse . . . 60
5.2 Experimente zur Validierung der Simulation mit dem Musterscheinwerfer . . . 61

6 CFD-Simulation und Simulationsergebnisse 69
6.1 Modellbildung . . . 69
6.2 Simulation der freien Konvektion . . . 70
6.3 Simulation der gemischten Konvektion . . . 76
6.4 Be- und Enttauungssimulation . . . 78

7 Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen 86
7.1 Einfluss der freien Konvektion . . . 86
7.2 Einfluss der gemischten Konvektion . . . 91

8 Zusammenfassung und Ausblick 93

Abbildungsverzeichnis

1.1 Wärmeübertragungsmechanismen in Scheinwerfern mit Temperaturstrahler und LED-Lichtquelle . . . 2

1.2 Kondensatbildung an der Abschlussscheibe eines Kfz Scheinwerfers . . . 3

2.1 Strahlungstransport bei halbtransparenten Körpern . . . 11

2.2 Mollier-Diagramm . . . 14

2.3 Kräftediagramm am Tropfen . . . 15

2.4 Temperaturabhängigkeit der Oberflächenspannung des Wassers . . . 16

2.5 Qualitative Verhältnisse bei einer Filmkondensation an einer senkrechten Wand . 17

2.6 Kräftegleichgewicht am Tropfen . . . 20

2.7 Mechanismus der Tropfenkondensation nach Eucklen . . . 21

2.8 Mechanismus der Tropfenkondensation nach Emmaus . . . 21

3.1 Vergleich der Strömungsverhältnisse in einem geschlossenen, offenen und durchströmten System . . . 26

3.2 Verschiedene Ausführungen von Scheinwerfersystemen . . . 27

4.1 Untersuchte Serienscheinwerfer-Geometrien (SW1 und SW2) . . . 33

4.2 Streufeldkapazität . . . 34

4.3 Doppelklimakammer . . . 37

4.4 Skizze des experimentellen und numerischen Modells des Scheinwerfers (MSW1) . 38

4.5 Position der Thermoelemente am Musterscheinwerfer (MSW1) . . . 39

4.6 Skizze des experimentellen und numerischen Modells des Scheinwerfers (MSW2) . 39

4.7 Position der Thermoelemente am Musterscheinwerfer (MSW2) . . . 40

4.8 Schematische Darstellung des Musterscheinwerfers (MSW3) für experimentelle und numerische Untersuchungen . . . 41

4.9 Schematische Darstellung der Luftführung im Musterscheinwerfer (MSW3) mit radialen Lüftern 41

4.10 Schematische Darstellung der Messstellen zur Bestimmung des Geschwindigkeitsprofils in der Nähe der inneren Wand der Abschlussscheibe für MSW3 42

4.11 Position der Temperatursensoren am Musterscheinwerfer (MSW3) 43

5.1 Untersuchte Scheinwerfergeometrien und deren Modifikationen 45

5.2 Undichtigkeit am Deckel 46

5.3 Experimentelle Werte der relativen Feuchtigkeit während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW1 47

5.4 Experimentelle Werte der Temperatur während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW1 48

5.5 Experimentelle Werte der relativen Feuchtigkeit während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW2 49

5.6 Experimentelle Werte der Temperatur während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW2 50

5.7 Verlauf der relativen Feuchtigkeiten während der ersten Kühlphase (50% RF) . . . 51

5.8 Verlauf der Temperaturen während der ersten Kühlphase (50 % RF) 52

5.9 Verlauf der relativen Feuchtigkeiten während der zweiten Kühlphase (70 % RF) . 52

5.10 Verlauf der Temperaturen während der zweiten Kühlphase (70 % RF) 53

5.11 Verlauf der relativen Feuchtigkeiten während der dritten Kühlphase (90 % RF) . . 53

5.12 Verlauf der Temperaturen während der dritten Kühlphase (90 % RF) 54

5.13 Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW1-1 mit diagonalen Öffnungen am Gehäuse 54

5.14 Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW1-2 mit einer Undichtigkeit am Deckel 55

5.15 Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des SW1-4 mit angeschlossenem Schlauch 55

5.16 Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW2-1 mit drei Öffnungen am Gehäuse 56

5.17 Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW2-2 mit einer Undichtigkeit am Deckel 56

5.18 Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des SW2-4 mit angeschlossenem Schlauch 57

5.19 Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW1-3 unter dem Einfluss der Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe mittels Anti-Fog-Beschichtung 57

5.20 Verlauf IR-Sensor bei experimentell erzeugter Betauung 59

5.21 Gemessene Temperaturverteilung (Thermokamera) an der Scheibe des Scheinwerfers SW2 bei einer Kühlphase 60

5.22 Gemessene Temperaturverteilung im Musterscheinwerfer MSW1 im Falle der reinen Konvektion 62

5.23 Gemessene Temperaturverteilung im Musterscheinwerfer MSW2 im Falle der reinen Konvektion sowie der Umgebungseinflüsse 63

5.24 Messergebnisse für die Temperatur- und rel. Feuchtigkeitsverteilung während Kondensatbildung und deren Rückbildung im MSW2 64

5.25 Kondensatbildung an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment unter dem Einfluss freier Konvektion im MSW2 65

5.26 Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment unter dem Einfluss freier Konvektion im MSW2 65

5.27 Wärmesenke mit Stiften und einer Wärmequelle 66

5.28 Temperaturverläufe an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 40 mm und mit einer Wärmequelle 67

5.29 Temperaturverläufe an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 20 mm und mit einer Wärmequelle 67

6.1 Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW1 für Gr_{Q1} 71

6.2 Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW1 für Gr_{Q2} 72

6.3 Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW1 für Gr_{Q3} 73

6.4 Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmemodule im Musterscheinwerfer MSW2 für Gr_1 74

6.5 Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW2 für Gr_2 75

6.6 Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW2 für Gr_3 75

6.7 Das Strömungsverhalten im Musterscheinwerfer MSW2 über alle Gr-Zahlen. . . . 76

6.8 Temperatur- und Strömungsprofil an der Abschlussscheibe vom Musterscheinwerfer MSW3 a) 2D-Ansicht für die innere Wärmesenke; b) 2D-Ansicht für die äußere Wärmesenke 77

6.9 Untersuchte Varianten für die Luftführung unter dem Einfluss gemischter Konvektion (MSW3) 78

6.10 Verlauf der Strom- und Temperaturlinien beim Ausgangszustand für MSW3 . . . 79

6.11 Verlauf der Strom- und Temperaturlinien für die Variante 1 für MSW3 80

6.12 Verlauf der Strom- und Temperaturlinien für die Variante 2 für MSW3 81

6.13 Temperaturprofil an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 20 mm und 40 mm und mit einer Wärmequelle 82

6.14 Temperaturprofil an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 80 mm und mit einer Wärmequelle 83

6.15 2D-Modell für die Rechenzeitoptimierung 83

6.16 Filmkondensationsdicke in Abhängigkeit von der Zeitfunktion 84

6.17 Vergleich der Geschwindigkeit in der Wandnähe in Abhängigkeit von der Zeitfunktion für untersuchte Simulationsfälle 84

6.18 Kondensatbildung an der Innenseite der Abschlussscheibe in der Simulation unter dem Einfluss freier Konvektion. 85

6.19 Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe in der Simulation unter dem Einfluss freier Konvektion 85

7.1 Kondensatbildung an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment und in der Simulation MSW2 88

7.2 Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment und in der Simulation MSW2 89

7.3 Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment und in der Simulation MSW2 90

Tabellenverzeichnis

4.1 Technische Daten des Flügelrad-Anemometers Testo 416 35

4.2 Kondensationszyklus in der Doppelklimakammer 38

4.3 Einstellungen der Temperaturen in der Doppelklimakammer 40

5.1 Messbedingungen in der Doppelklimakammer zur Kondensatbildung 58

5.2 Messergebnisse für die Temperaturverteilung in°C für die freie Konvektion im Musterscheinwerfer MSW1 63

5.3 Messergebnisse für die Temperaturverteilung bei freier Konvektion sowie der Umgebungseinflüsse im Musterscheinwerfer MSW2 64

5.4 Gemessene Temperaturen für verschiedene Messstellen im Musterscheinwerfer MSW3 unter dem Einfluss gemischter Konvektion 68

5.5 Gemessene Geschwindigkeiten im Bereich der Abschlussscheibe auf unterschiedlichen Ebenen im MSW3 68

6.1 Dimensionslose Kennzahl und Wärmeübergangskoeffizient für den MSW1 und die entsprechenden Wärmequellen 70

6.2 Dimensionslose Kennzahl und Wärmeübergangskoeffizient für MSW2 72

6.3 Vergleich der Rechenzeit für untersuchte Simulationsfälle 80

7.1 Experimentelle und numerische Ergebnisse bzgl. der Temperatur für den Musterscheinwerfer MSW1 87

7.2 Experimentelle und numerische Ergebnisse bzgl. der Temperatur für den Musterscheinwerfer MSW2 87

7.3 Vergleich der Geschwindigkeitsprofile aus dem Experiment und CFD-Simulation für Sensorpositionen in der Nähe der Abschlussscheibe MSW3 91

7.4 Vergleich der Temperaturprofile aus dem Experiment und CFD-Simulation für verschiedene Messstellen im Musterscheinwerfer MSW3 92

Abkürzungsverzeichnis

α ..... Absorptionsgrad $[m^{-1}]$
β ..... thermischer Ausdehnungskoeffizient$[K^{-1}]$
Δ ..... Laplace-Operator
$\delta(x,t)$ ..... Filmdicke $[m]$
$\dot{\nu}$ ..... Beschleunigung eines Volumenelementes in der Strömung $[m/s^2]$
$\dot{q}(x,t)$ ..... Wärmestromdichte $[W/m^2]$
η ..... dynamische Viskosität $[N\frac{s}{m^2}]$
κ ..... Temperaturleitfähigkeit $[K^{-1}]$
λ ..... Wärmeleitfähigkeit $[\frac{W}{m \cdot K}]$
∇ ..... Nabla-Operator
ν ..... kinematische Viskosität $[m/s^2]$
ν_m ..... mittlere Geschwindigkeit parallel zur Wand $[\frac{m}{s}]$
ω ..... Drehzahl des Lüfters $[min^{-1}]$
Φ ..... Dissipation $[\frac{m^2}{s^3}]$
ρ ..... Massendichte $[\frac{kg}{m^3}]$
σ ..... Oberflächenspannung $[N/m^2]$
τ ..... Schubkraft $[N]$
Θ ..... Kontaktwinkel
A ..... Fläche $[m^2]$
B ..... Breite $[m]$
$b, a(1,2,...)$ ..... Dimensionsgrößen $[m]$
Bo ..... Boud Zahl
d ..... Durchmesser $[m]$
d^+ ..... dimensionslose Abstand von der Wand $[m]$
Ec ..... Eckert Zahl
Gr ..... Grashof Zahl
H ..... Höhe $[m]$
h ..... konvektiver Wärmeübertragungskoeffizient $[W/m^2K]$
I ..... Strahlungsintensität $[\frac{W}{m^2}]$
Ja ..... Jacobs Zahl
K ..... dimensionslose Rauheit

$k-\varepsilon$ Modell ..... Kinetische Energie-Dissipation Modell
L ..... Länge $[m]$
n ..... Brechzahlindex
Nu ..... Nusselt Zahl
p ..... Druck $[Pa]$
Pr ..... Prandtl Zahl
$Q(1,2,3,4)$ ..... Wärmequelle $[W]$
Q ..... Wärmestrom $[W]$
R ..... Gaskonstante R=8,315 $[\frac{J}{Kmol}]$
Ra ..... Rayleigh Zahl
Re ..... Reynolds Zahl
RF (φ) ..... relative Feuchte [%]
St ..... Stanton-Zahl
T ..... Temperatur $[K]$
T_{G1} ..... Kontakttemperatur zu der Außentemperatur über die Anschlussscheibe
T_{G2} ..... Kontakttemperatur mit dem Motorraum
u,v,w ..... Geschwindigkeit $[\frac{m}{s}]$
u_τ ..... Schergeschwindigkeit $[\frac{m}{s}]$
V ..... Volumen $[m^3]$
X ..... dimensionslose Länge
x ..... Feuchtebeladung $[kJ/kgK]$
x,y,z ..... Ortskoordinaten $[m]$
C1 ..... Klimakammer: Umgebungsbedingungen
C2 ..... Klimakammer: Motorraumbedingungen
CAD ..... **C**omputer **A**ided **D**esing
CAL ..... **C**omputer **A**ided **L**ighting
CFD ..... **C**omputational-**F**luid-**D**ynamics: numerische Strömungsmechanik
DIN ..... **D**eutsches **I**nstitut für **N**ormung
DKK ..... **D**oppel**k**lima**k**ammer
DTRM ..... **D**iscrete **T**ransfer **M**odel
FEV ..... **F**inite-**E**lemente-**V**erfahren
FVV ..... **F**inite-**V**olumen-**V**erfahren
IR ..... **I**nfra**r**ot
IRED ..... **I**nfra**r**ed **E**mitting **D**iode
LDA ..... **L**aser **D**oppler **A**nnemometer
LED ..... Leuchtdiode, **L**ight **E**mitting **D**iode
MP ..... **M**ess**p**unkt
MPS ..... **M**ess**p**unkt an der Abschluss**s**cheibe
MSW1 ..... **M**uster**s**chein**w**erfer 1

MSW2 ..... **M**uster**s**chein**w**erfer 2
MSW3 ..... **M**uster**s**chein**w**erfer 3
NSG ..... **N**avier-**S**tokes-**G**leichung
PC ..... **P**oly**c**arbonat
PIV ..... **P**article **I**mage **V**elocimetry
PP ..... Polypropylen
SW1 ..... **S**chein**w**erfermodell 1
SW2 ..... **S**chein**w**erfermodell 2

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Einleitung und Problemstellung

Im Automobilbereich werden in den nächsten Jahren die Ansprüche an Innovationen und Qualität immer höher. Damit wächst auch die Herausforderung an die Ingenieure, Technik und Funktionalität mit modernstem Design zu verbinden. Derzeit sind die Frontscheinwerfer ein Markenzeichen des Herstellers, die dem Fahrzeug ein sofort erkennbares und unverwechselbares Erscheinungsbild geben. Heutige Scheinwerfer werden aus Kunststoffmaterialien wie Polycarbonat für die Abschlussscheibe oder Polypropylen für das Gehäuse hergestellt.

Als Leuchtmittel in den Scheinwerfern werden zum größten Teil Glühlampen eingesetzt. In einer Glühlampe (Halogenlampe) wird ein elektrischer Leiter durch Stromfluss so stark erhitzt, dass er zu glühen beginnt und dadurch neben thermischer Strahlung auch Licht emittiert. Bei Xenon-Gasentladungslampen brennt zwischen zwei Wolfram-Elektroden ein konzentrierter Plasmabogen. Xenon-Lampen haben gegenüber Halogenlampen einen deutlich geringeren Energieverbrauch – sie benötigen anstelle von 65 Watt lediglich ca. 35 Watt. Dabei liefern sie mit 3200 Lumen den doppelten Lichtstrom und besitzen auch etwa die doppelte Lebensdauer. Beide Lichtquellen erzeugen neben sichtbarem Licht große Anteile von Wärmestrahlung im Infrarot-Bereich.

Das Zusammenwirken von Wärmestrahlung, Wärmeleitung und Konvektion kann, insbesondere bei ungünstiger räumlicher Anordnung, zu hohen Temperaturen im Scheinwerfer führen. Die Konsequenzen daraus sind, dass Bauteile beschädigt werden können und die Materialalterung beschleunigt wird.

Neben den bekannten Glühlampen und Xenon-Brennern gewinnt der Einsatz von Leuchtdioden (Light Emitting Diode, kurz LED) als Leuchtmittel für Frontscheinwerfer in der Zukunft immer mehr Bedeutung. Eine LED ist ein elektronisches Halbleiter-Bauelement, das aus zwei Bereichen, einem n-leitenden Bereich mit Elektronenüberschuss und einem p-leitenden Bereich mit Elektronenmangel besteht. In einem Übergangsbereich, bekannt als *PN-Übergang* oder *Sperrschicht* entsteht Licht, wenn eine Gleichspannung so an den Kristall angelegt wird, dass ein Stromfluss erzeugt wird. Das Emissionsspektrum einer LED ist schmalbandig, wobei die Farbe des Lichts sehr stark vom Halbleitermaterial und von der Dotierung abhängt. Im Vergleich zu Glüh- und Gasentladungslampen sind die LEDs keine Temperaturstrahler, da sie keine UV- und keine IR-Strahlung enthalten. Die Lebensdauer hängt vom Halbleitermaterial und den Betriebsbedingungen

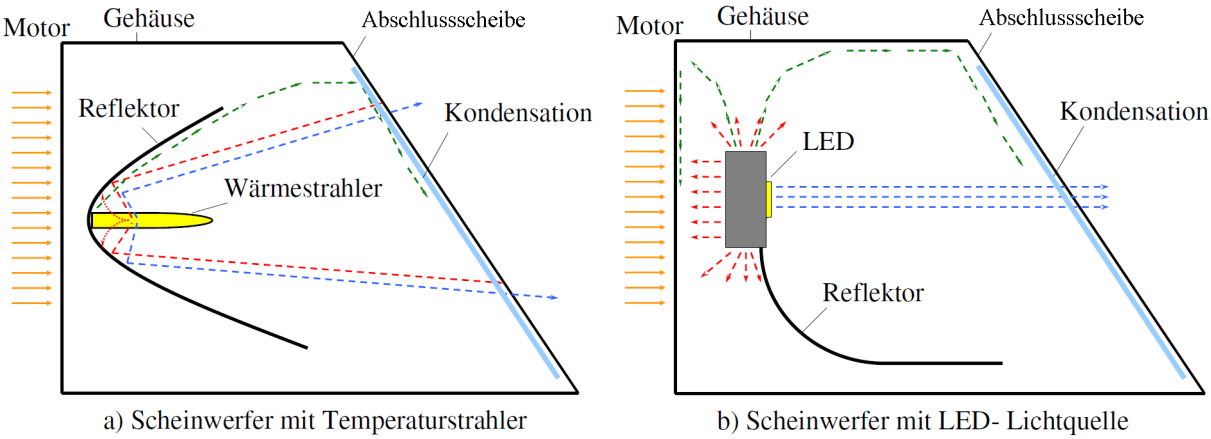


Abbildung 1.1: *Wärmeübertragungsmechanismen in Scheinwerfern mit Temperaturstrahler und LED-Lichtquelle: freie Konvektion (grün), Wärmestrahlung im infraroten Bereich (rot), Strahlung im sichtbaren Bereich (blau). Die eventuelle Kondensation an der Innenseite der Abschlussscheibe wurde als blaue durchgehende Linie dargestellt.*

wie Wärme oder Strom ab. Hohe Temperaturen, die beispielsweise durch einen hohen Stromfluss erzeugt werden, können die Lebensdauer von LEDs drastisch verkürzen. Aus diesem Grund muss die unerwünschte Wärme mithilfe eines möglichst effizienten Kühlkonzepts abgeführt werden.

Alle drei Lichtquellen haben einen vergleichbaren prozentualen Anteil der Strahlungsleistung im sichtbaren Spektrum bezogen auf die zugeführte Eingangsleistung, wobei bei der LED der Strahlungsanteil vernachlässigt werden kann und mehr Wärme über Wärmeleitung abgeführt werden muss.

Betrachtet man den Scheinwerfer aus thermischer Sicht ergeben sich zwei unterschiedliche Wärmeübertragungs-Mechanismen. Glüh- und Gasentladungslampen geben die Wärme zum Großteil in Form von Strahlung ab. Diese Strahlung wird von den Scheinwerferbauteilen absorbiert und in Wärme umgewandelt. Hierbei können sogenannte Hot Spots, also lokale Überhitzungen auftreten. Dies kann dazu führen, dass maximal zulässige Materialtemperaturen überschritten werden. Damit kristallisiert sich ein Ziel des Wärmemanagements im Scheinwerfer heraus, die einzelnen Bauteile so auszulegen, dass ein optimaler Wärmeaustausch stattfinden kann. Die Wärmestrahlung der Leuchtdioden dagegen ist ausschließlich im sichtbaren Spektrum vorhanden. In diesem Fall entstehen im Scheinwerfer keine durch Strahlung verursachten lokalen Überhitzungen. Leuchtdioden, insbesondere Hochleistungsleuchtdioden mit einer erhöhten Lichtstärke, die in Automobilen eingesetzt werden, dürfen nur einer maximalen Temperatur von 150 °C ausgesetzt werden, ohne die Lebensdauer signifikant negativ zu beeinflussen. Aufgrund des geringen Volumens der LED muss die entstehende Wärme schnellstmöglich an eine Wärmesenke abgeleitet werden (Kühlkörper). Die korrekte Dimensionierung dieser Wärmesenke ist entscheidend für die Funktion und Lebensdauer des Halbleiters. Die Auslegung des Scheinwerfers hängt von den unterschiedlichen Wärmetransportmechanismen für Temperaturstrahler und Leuchtdioden ab (Abb. 1.1).

Im Auto, also unter realen Bedingungen, ist der Scheinwerfer einem Temperaturgradienten, der einerseits vom Motor und andererseits von den klimatischen Umweltbedingungen erzeugt wird, ausgesetzt. Diese unterschiedlichen Randbedingungen haben einen enormen Einfluss auf die Temperaturverteilung, den Wärmetransport und die Strömungsverhältnisse im Scheinwerfer. Der Einsatz von leistungsstärkeren Beleuchtungstechniken erfordert aufgrund der stärker ausgeprägten Temperaturunterschiede ein offenes System, das im Stoff- und Energieaustausch mit den

Abbildung 1.2: *Kondensatbildung an der Abschlussscheibe eines Kfz Scheinwerfers*

beiden Umgebungen steht. In Abhängigkeit der klimatischen Bedingungen kann somit feuchte Luft in den Scheinwerfer eindringen, die wiederum eine unerwünschte Kondensation verursachen kann. Diese Kondensation führt zur Beeinträchtigung der Sichtverhältnisse und zur Beeinträchtigung der Qualität (Abb. 1.2).

Das Phänomen der Betauung hängt von den durch komplexe Strömungsmechanismen auftretenden zeitlichen und örtlichen Gradienten der physikalischen Eigenschaften, insbesondere der Temperatur und der Luftfeuchtigkeit ab. Zusätzlich beeinflussen die geometrischen Anordnungen im Scheinwerfer, wie z.B. zusätzlich angebrachte Lüftungsöffnungen, der Ort und die Anzahl der Wärmequellen sowie die Materialien und die Strömungsverhältnisse. Das bis jetzt noch nicht vollständig verstandene Zusammenspiel aller dieser Einflussgrößen auf die unerwünschte Kondensation bildet jedoch die wissenschaftliche Grundlage für die Entwicklung von Strategien zur Verhinderung der Kondensatbildung. Für die effektive Entwicklung solcher Strategien wäre eine Simulationsmethode wünschenswert, die das Phänomen der Kondensatbildung vorhersagen, und die die vorgeschlagenen Strategien hinsichtlich der Vermeidung der Kondensatbildung beurteilen kann. Jedoch sind für die Erstellung eines Simulationswerkzeuges noch grundlegende Experimente zur Aufklärung der zeitlichen und örtlichen Gradienten, der Temperatur und der Luftfeuchtigkeit und deren Abhängigkeit von den äußeren Randbedingungen (z.B. Klima, Motorleistung) notwendig. Die vorliegende Dissertationsschrift widmet sich dem Wärmemanagement in Automobilscheinwerfern, welches einerseits die Vermeidung der lokalen Überhitzung und andererseits die Vermeidung der Kondensatbildung erlaubt.

Für die detaillierte Untersuchung des Wärmemanagements leiten sich drei wesentliche Aufgaben ab:

A) Für die Verbesserung des grundlegenden Verständnisses der zeitlichen und örtlichen Variati-

on der physikalischen Größen durch freie und erzwungene Konvektion im Automobilscheinwerfer ist eine geeignete experimentelle Anordnung zu entwickeln, die auch die Beobachtung eines eventuell gebildeten Kondensates ermöglicht. Diese Gradienten, und somit die Kondensatbildung im Scheinwerfer, werden durch die äußeren Umstände, die einerseits durch die Eigenschaften im Motorraum in Abhängigkeit von der Motorleistung und -kühlung und andererseits durch die klimatischen Bedingungen (Temperatur, rel. Luftfeuchtigkeit) etabliert. Demzufolge müssen die örtlichen und zeitlichen Gradienten in Abhängigkeit des Wärmemanagements im Motor und der äußeren Bedingungen experimentell erfasst werden. Diese Experimente sollen so konzipiert werden, dass die realen Bedingungen im öffentlichen Straßenverkehr bei allen Wetterlagen möglichst genau nachgebildet werden. Für solche neuartigen Experimente ist ebenfalls eine geeignete Versuchsanordnung zu entwickeln und anhand von Serienscheinwerfern umfangreich zu testen.

B) Die experimentellen Arbeiten zielen auf die Erkennung von geeigneter konstruktiver Optimierung im Automobilscheinwerfer oder auf die Entwicklung alternativer Strategien zur gleichzeitigen Verhinderung von lokalen Überhitzungen sowie von Kondensatbildung. Die entwickelten experimentellen Anordnungen sollen für die Untersuchungen der Optimierungsmöglichkeiten angewendet werden. Eine Möglichkeit für die Verhinderung der Kondensatbildung könnte die Beeinflussung der Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe sein. Die Oberflächeneigenschaften können mithilfe eines geeigneten Benetzungsmittels derart variiert werden, sodass keine Wassertröpfchen an der Polycarbonatscheibe haften. Eine direkte Beeinflussung der thermodynamischen Zustände im Scheinwerfer wäre prinzipiell auch durch eine geeignete Kombination der Wärmeabfuhr des Motors mit dem Wärmemanagement im Scheinwerfer möglich. Die Realisierung dieses Konzeptes kann durch zwei konstruktive Veränderungen erzielt werden. Die Überführung der Abwärme des Motors in den Scheinwerfer gelingt einerseits durch das Anbringen einer zusätzlichen Öffnung oder andererseits durch das Anbringen eines zusätzlichen Schlauches. Mithilfe der Experimente können auch Aussagen gewonnen werden, die zu einer optimalen Anordnung des Schlauches oder der Öffnungen führen. Für die beiden konstruktiven Alternativen und die Beeinflussung der Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe soll anhand der Experimente die wechselseitige Beeinflussung der Strömungs- und Temperaturfelder studiert werden.

C) Für die Verbesserung des grundlegenden Verständnisses der komplexen Verhältnisse im Scheinwerfer und der Wechselwirkungen mit der Umgebung ist eine Simulationsmethode hilfreich, die eine möglichst detailgetreue Nachbildung der realen Verhältnisse gestattet und somit ein umfangreiches Studium der äußeren Einflüsse auf das Wärmemanagement und die Kondensatbildung ermöglicht. Als Simulationsmethode soll hier die kommerzielle CFD (Computational Fluid Dynamic) Software, die auf der Finite-Element- und der Finite-Volumen Methode beruht, angewendet werden. Nach der Erarbeitung einer Berechnungsvorschrift und deren Validierung durch einen Vergleich mit experimentellen Ergebnissen sollen die Simulationen für die weitere Verbesserung des Wärmemanagements Einsatz finden. Hierbei sollen die zu entwickelnden Simulationsverfahren die Möglichkeit eröffnen, konstruktive Vorschläge vorab unter Berücksichtigung der Bedingungen auf der Straße zu testen bzw. zur Optimierung der Straßentestverfahren beitragen. Es sollte zusätzlich geprüft werden, ob aus den Simulationsergebnissen Konstruktionsempfehlungen abgeleitet werden können.

Kapitel 2

Thermodynamische Grundlagen

Nach der Darstellung der theoretischen Grundlagen des Wärmemanagements und der Be- und Enttauungsvorgänge erfolgt deren Anwendung auf die besonderen Verhältnisse im Scheinwerfer. Ausgehend von den Grundgleichungen der Thermofluiddynamik werden die Mechanismen des Wärmetransportes und die Theorie der turbulenten Strömung (Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung) diskutiert. Nach Einführung der Zustandsgrößen für feuchte Luft schließt sich die Einführung der thermodynamischen Bedingungen für die Be- und Enttauungsvorgänge an. Letztlich werden die grundlegenden Simulationsstrategien vorgestellt.

2.1 Grundgleichungen der Thermofluiddynamik

Um die Be- und Enttauungsvorgänge im Scheinwerfer zu definieren, ist eine genaue Kenntnis der lokalen Temperaturen, der Feuchtigkeit und der Strömungen erforderlich. Diese Wärmetransportprozesse lassen sich mithilfe von dimensionslosen Parametern definieren und miteinander vergleichen [1]. Die Wärme kann durch drei Mechanismen übertragen werden:

1. Wärmeleitung
2. Konvektion
3. Strahlung

Diese Mechanismen können durch Grundgleichungen der Thermofluiddynamik beschrieben werden, die hier in zwei Raumrichtungen angewendet werden. Dazu gehören der Massenerhaltungsatz, der aus der Kontinuitätsgleichung (Gl. 2.1) folgt, die Impulsgleichung, die auch als Navier-Stokes-Gleichung (Gl. 2.2) bekannt ist, die Energieerhaltung, der erste Hauptsatz der Thermodynamik (Gl. 2.3) und die Strahlungstransportgleichung (Gl. 2.4). Die hier aufgeführten Gleichungen beschreiben ein inkompressibles Fluid ($\rho(p,T) = \rho(T)$) und eine stationäre, ebene Strömung [2], [3]:

- Kontinuitäts-Gleichung

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{2.1}$$

- Impulsgleichung

$$\underbrace{\rho(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y})}_{Trägheitskraft}=\underbrace{-\frac{\partial p}{\partial y}}_{Druckkraft}+\underbrace{\eta(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2})}_{Zähigkeitskraft}+\underbrace{\rho f_y}_{Feldkraft} \tag{2.2}$$

- Energiegleichung

$$\underbrace{\rho c_p(u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y})}_{Konvektion}=\underbrace{\lambda(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2})}_{Wärmeleitung}+\underbrace{u\frac{\partial p}{\partial x}+v\frac{\partial p}{\partial y}}_{Kompression}+\underbrace{\eta\phi}_{Dissipation} \tag{2.3}$$

- Strahlungstransportgleichung

$$\frac{dI(\overrightarrow{x},\overrightarrow{y})}{dy}+\alpha I(\overrightarrow{x},\overrightarrow{y})=\alpha n^2\frac{\sigma T^4}{\pi} \tag{2.4}$$

mit:

x, y - Ortskoordinaten
$\rho(\overrightarrow{x}, T)$ - Dichte
u, v - Geschwindigkeitsfelder
$p(\overrightarrow{x})$ - Druckfeld
$T(\overrightarrow{x})$ - Temperaturfeld
η - dynamische Viskosität
Φ - Dissipationsfunktion
f_y - Feldfunktion
λ - Wärmeleitfähigkeit
I - Strahlungsintensität
α - Absorptionsgrad
n - Brechzahl

Die Anwendung der oben genannten Bilanzgleichungen (2.1 - 2.4) auf die Verhältnisse im Scheinwerfer und deren numerische Lösungen bilden den Hauptinhalt der vorliegenden Arbeit. Durch die Massenerhaltung wird festgelegt, dass die im Volumen eingeschlossene Masse abnimmt, wenn durch Konvektion Masse nach draußen abgegeben wird. Die Navier-Stokes-Gleichung beschreibt die Impulsbilanz innerhalb eines Fluids. Die Gleichung sagt aus, dass sich der Gesamtimpuls im Volumen ändert, wenn durch Konvektion ein Impuls zu- oder abgeführt wird oder wenn Spannungen an der Oberfläche bzw. Volumenkräfte im Volumen wirken.

2.2 Mechanismen des Wärmetransportes

2.2.1 Konvektion und Wärmeleitung

Bei der Untersuchung der thermischen Konvektion können zwei Formen (freie und erzwungene) unterschieden werden. Im Falle der freien Konvektion erfolgt eine Strömung des Fluids aufgrund eines Temperaturgradienten. Sie ist der am häufigsten anzutreffende Strömungszustand in der Natur und spielt eine entscheidende Rolle im Thermomanagement. Für die Beschreibung der freien Konvektion mithilfe von dimensionslosen Kennzahlen werden zunächst die relevanten Kennzahlen eingeführt. Durch den Vergleich der Rayleigh-Zahl Ra mit ihrem kritischen Wert Ra_k lässt sich feststellen, ob die betrachtete Strömung laminarer oder turbulenter Art ist. Dabei gilt:

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{2.5}$$

Die Prandtl-Zahl Pr beschreibt die Stoffeigenschaften des Fluiden. Die Pr-Zahl ist das Verhältnis von der Impuls- zur Temperaturdiffusion des Fluids und wird wie folgt definiert:

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} \tag{2.6}$$

mit:

ν - kinematische Viskosität

κ - Temperaturleitfähigkeit

$\kappa = \frac{\lambda}{\varrho_f c_p}$ - Stoffparameter

Für Luft gilt die Prandtl-Zahl $Pr = 0,71$ und für Wasser wird diese Zahl als Funktion des Druckes und der Temperatur ausgedrückt $Pr(p, T)$.

Die Grashof-Zahl Gr beschreibt das Verhältnis der Auftriebs- zu den Reibungskräften:

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \left(T_{SW} - T_U\right)}{\nu^2} \tag{2.7}$$

mit:

$\boldsymbol{L}$ - charakteristische Länge in Strömungsrichtung

β - thermischer Ausdehnungskoeffizient des Fluids

T_{SW} - Temperatur im Scheinwerfer 1/K

T_U - Temperatur der Umgebung 1/K

$$\beta = -\frac{1}{\varrho}\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{p=const} \tag{2.8}$$

Die in der Gl. 2.7 auftretende Temperaturdifferenz kann auch mit dem auftretenden Wärmestrom angegeben werden:

$$Gr = \frac{g\beta\dot{q}L^4}{\lambda\nu^2} \tag{2.9}$$

Für Ra-Zahl $Ra < 10^8$ spricht man von laminaren Strömungen. Der Bereich für $Ra < 10^{10}$ entspricht einer turbulenter Strömung. Das Einsetzen der Gl. 2.6 und 2.9 in die Gl. 2.5 ergibt:

$$Ra = \frac{g\beta\dot{Q}_L L^4 c_p p^2}{\lambda^2 \eta R^2 T_{SW}^3 A} \tag{2.10}$$

mit:

$\dot{Q}_L$ - Wärmestrom an der Leuchte

R - Gaskonstante

T_{SW} - Temperatur im Scheinwerfervolumen

A - Charakteristische Fläche

Ein Verhältnis von Trägheits- zu Viskositätskräften in einer strömenden Flüssigkeit beschreibt die Reynolds-Zahl R:

$$Re = \frac{\upsilon L}{\nu} = \frac{\upsilon \rho L}{\mu} \tag{2.11}$$

mit:

υ - Strömungsgeschwindigkeit m/s,

L - kennzeichnende Länge bei unregelmäßigen Kanälen, der hydraulische Durchmesser D_h.

Mithilfe der Reynolds-Zahl können die Übergangsbereichangaben über die Art der Strömung gemacht werden. Im Falle einer Rohrströmung [4] gilt:

- $Re < 2320$ laminare Strömung
- $2320 < Re < 3000$ Übergangsbereich
- $Re > 3000$ turbulente Strömung

Für die Außenströmung liegt der Übergangsbereich bei $5 \cdot 10^5$. Wegen der Komplexität der Außen- und Innenströmung ist die Re-Zahl als Richtwert zu verstehen. Die lokale Re-Zahl wird definiert, wenn die Re-Zahl mit dem lokalen charakteristischen Abstand und der lokalen Geschwindigkeit an einer bestimmten Position der Strömung gebildet wird. Sie wird dann zur Bewertung von komplexen Strömungen eingesetzt.

Im Falle einer erzwungenen Konvektion, bei der der Ausgleich des Temperaturgradienten durch eine überlagerte Strömung beeinflusst wird, muss zur Berechnung der erzwungenen Konvektion die lokale Reynolds-Zahl berechnet sein. Die konvektive Wärmeübertragung wird durch die Nusselt-Zahl Nu beschrieben. Sie spiegelt das Verhältnis aus konvektivem und diffusivem Wärmeübergang und ist wie folgt definiert:

$$Nu = \frac{\dot{q_{ges}}}{\dot{q_{leit}}} = \frac{hL}{\lambda} \tag{2.12}$$

mit folgenden Größen:

h - konvektiver Wärmeübertragungskoeffizient

L - charakteristische Länge (hier Dicke der Schicht durch die der Wärmetransport erfolgt) m,

λ - Wärmeleitfähigkeit des Fluids W/mK

Bei der praktischen Anwendung bestimmt man den konvektiven Wärmeübertragungskoeffizienten in Abhängigkeit der betrachteten Geometrie und der Strömung experimentell [5], [6]. Die allgemeine Definition lautet wie folgt:

Freie Konvektion

$$Nu = C \cdot Ra^j \tag{2.13}$$

Erzwungene Konvektion

$$Nu = C \cdot Re^j \cdot Pr^i \tag{2.14}$$

Die Korrelationen für C, j und i wurden aus analytischen und experimentellen Ergebnissen zusammengestellt und sind bei Incropera [7] ausführlich beschrieben. Diese Koeffizienten in der Gl. 2.13 und in der Gl. 2.14 hängen von der Art der Strömung (laminar oder turbulent) ab. In Abhängigkeit von der Ra-Zahl (Gl. 2.10) lässt sich die Nusselt-Zahl für die laminare freie Konvektion in Kanälen von Elenbaas [8] und Churchill [9] wie folgt beschreiben:

$$Nu = \frac{1}{24} Ra (1 - e^{-35/Ra})^{3/4} \tag{2.15}$$

$$Nu = \left(\frac{576}{Ra^2} + \frac{2,873}{\sqrt{Ra}} \right)^{-1/2} \tag{2.16}$$

Anhand der Reynolds-Analogie lässt sich ein Bezug zwischen der Wandschubspannung und dem konvektiven Wärmeübergang herstellen und als Stanton-Zahl definieren:

$$St = \frac{c_f}{2} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \tag{2.17}$$

mit dem Reibungskoeffizient c_f.

In Abhängigkeit von der Art der Strömung können die Ergebnisse durch folgende Korrelation beschrieben werden:

$$\frac{c_f}{2} = St Pr^{2/3} \tag{2.18}$$

$$\frac{c_f}{2} = \left(1 + 12,8 (Pr^{0,68} - 1) \sqrt{\frac{c_f}{2}} \right) \cdot St \tag{2.19}$$

Mithilfe der Stanton-Zahl wird der Zusammenhang zwischen der Wärmeübertragung und der Strömungsart beschrieben.

Reale Strömungen können aus freier und erzwungener Strömung bestehen und werden als gemischte Strömungen bezeichnet. Für eine gemischte Strömung gilt für die Nusselt-Zahl:

$$Nu = \sqrt[i]{Nu_{frei}^i + Nu_{erzw}^j} \tag{2.20}$$

Für den Parameter i wurden Werte zwischen *2* bis *3* gefunden [10]. Der Parameter j hängt von der Art des Stoffes ab.

2.2.2 Wärmestrahlung

Der physikalische Mechanismus eines strahlungsbasierten Wärmeüberganges unterscheidet sich grundsätzlich von den bisherigen behandelten Wärmeübergängen [11]. Der Wärmeübergang durch Strahlung erfolgt auf dem elektromagnetischen Weg. Jeder Körper tauscht mit der Umgebung in Form von Emission oder Absorption mittels elektromagnetischer Strahlung Wärme aus. Die von ihm ausgehende Wärmestrahlung φ $[W]$ ist von seiner Oberfläche $A[m^2]$ und von der absoluten Temperatur $T[K]$ abhängig:

$$\varphi = \sigma A T^4 \tag{2.21}$$

wobei $\sigma = 5,67051 \cdot 10^{-8}$ die Bolzmann-Konstante ist. Dieses Gesetz gilt für einen idealen Strahler, dessen Oberfläche die Ausstrahlung nicht behindert. Den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit kennzeichnet man durch den Emissionsgrad ε, der das Verhältnis der tatsächlichen Strahlungsleistung φ_r zur ideal möglichen φ_i angibt:

$$\varepsilon = \frac{\varphi_r}{\varphi_i} \tag{2.22}$$

Nimmt der Körper Wärme aus der Umgebung auf, wenn er kälter ist als diese, so wird er einen Teil φ_{abs} der gesamten einfallenden Wärmeleistung φ_{ges} absorbieren. Das Verhältnis ist als Absorptionsgrad α bekannt:

$$\alpha = \frac{\varphi_{abs}}{\varphi_{ges}} \tag{2.23}$$

Der restliche Anteil wird entweder mit dem Transmissionsgrad τ hindurch gelassen oder mit dem Reflexionsgrad ρ reflektiert. Dabei gilt:

$$\alpha + \tau + \varrho = 1 \tag{2.24}$$

Anhand der Werte der physikalischen Größe in der Gl. 2.24 unterscheidet man zwischen dem schwarzen und dem grauen (bunten) Strahler.

Der schwarze Strahler ist ein Körper, der den Absorptionsgrad $\alpha = 1$ hat. Dies bedeutet, dass er alle auftreffenden Strahlen zu 100 Prozent absorbiert und in Wärme umsetzt. Technisch realisiert man den schwarzen Strahler als Hohlzylinder, wobei hier der Absorptionsgrad α zwischen 95 Prozent und 98 Prozent liegt. Die spektrale Strahlungsdichte $E_\lambda(T)$ des schwarzen Körpers wird mithilfe des Planckschen Gesetzes definiert:

$$E_\lambda(T) = \frac{2hc^2}{\lambda^5(e^{hc/k\lambda T} - 1)} \tag{2.25}$$

mit:

$h = 6.62517 \cdot 10^{-34}$ - Plancksches Wirkungsquantum $[Js]$

$k = 1.38054 \cdot 10^{-23}$ - Boltzmann-Konstante $[J/K]$

$c = 2.998 \cdot 10^8$ - Lichtgeschwindigkeit $[m/s]$

T - absolute Temperatur $[K]$

λ - Wellenlänge $[m]$.

Für kleine Wellenlängen gilt das Wiensche Strahlungsgesetz:

$$E_\lambda(T) = \frac{2hc^2}{\lambda^5} e^{-hc/k\lambda T} \tag{2.26}$$

für

$$\frac{hc}{\lambda} \gg kT \tag{2.27}$$

Das Stefan-Boltzmann-Gesetz liefert die Gesamtenergie eines schwarzen Körpers:

$$E(T) = \int_0^\infty E_\lambda(T) d\lambda = \int_0^\infty \frac{2hc^2\lambda^{-5}}{(e^{hc/k\lambda T} - 1)} d\lambda \tag{2.28}$$

Der graue / bunte Strahler ist eine Spezialform eines undurchsichtigen Körpers und eine abgeschwächte Form eines schwarzen Strahlers. Alle in der Natur vorkommenden Körper sind graue / bunte Strahler, jedoch können einige als schwarze Strahler theoretisch behandelt werden ([12], [13], [14], [15], [16], [17]). Während für einen grauen Strahler angenommen wird, dass der Emissionsgrad nicht von der Wellenlänge abhängig ist, ist die Wellenlängenabhängigkeit des bunten Strahlers anzunehmen. Der Unterschied zwischen grauen und bunten Strahlern besteht demzufolge aus der Wellenlängenabhängigkeit des Emissionsgrades. Die im Folgenden dargestellten Berechnungsmethoden für durch Strahlung erzeugte Wärmeflüsse beziehen sich auf eine grau strahlende Oberfläche ([18], [19], [20], [21], [22]). Jede Strahlung, die von der Oberfläche ausgesendet wird, wird als Ausstrahlung J_λ definiert. Die an die Oberfläche ausgesendete Strahlung J_λ (Abb. 2.1) besteht aus dem Anteil der Reflexion ρH_λ und der Emission E_λ. Der Anteil, der auf die Emission zurückgeht, wird Oberflächenstrahlung genannt. Der durch die Strahlung verursachte Wärmetransport ist durch

$$\dot{Q}_\lambda = A(J_\lambda - H_\lambda) \tag{2.29}$$

gegeben, wobei A die Oberfläche ist.

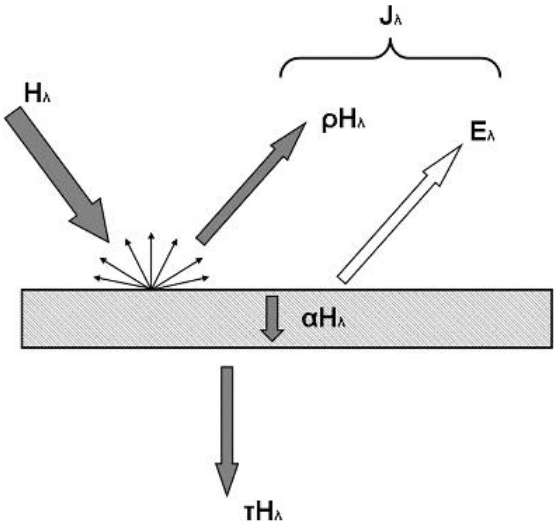


Abbildung 2.1: *Strahlungstransport bei halbtransparenten Körpern. Die anfallende Strahlung H_λ wird teilweise reflektiert ρH_λ, absorbiert αH_λ und transmittiert τH_λ.*

Die Ausstrahlung einer Oberfläche J_λ bildet die einfallende Strahlung für eine Oberfläche A_j ($H_{\lambda j}$) [23]. Die Größe $H_{\lambda j}$ hängt von dem Winkel θ_j ab, der von der ausgesendeten Strahlung $J_{\lambda i}$

mit der Oberfläche A_i gebildet wird, und von dem Winkel der von der einfallenden Strahlung $H_{\lambda j}$ und der Oberfläche A_j gebildet wird. Demzufolge benötigt man für die Berechnungen von $H_{\lambda j}$ den sogenannten Sichtfaktor F_{ij}, der nach der folgenden Gleichung berechnet werden kann:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cos\theta_j}{\pi D^2} dA_i dA_j \tag{2.30}$$

wobei D der Abstand zwischen beiden Oberflächen ist. Diese Vorstellung kann auf die Beschreibung des mit der Strahlung verbundenen Wärmeaustausches zwischen der Lampe und der Abschlussscheibe im Scheinwerfer angewendet werden ([24], [25], [26], [27]).

2.3 Zustandsgrößen der feuchten Luft

Feuchte Luft ist ein Gemisch aus Luft und Wasser. Wasser kann als Dampf, als Flüssigkeit und als Festkörper vorliegen. Die Gasphase besteht aus Luft und Wasserdampf. Die flüssige oder feste Phase ist reines Wasser [4].
Bei den meisten praktischen Anwendungen kann die Gasphase als ideales Gasgemisch betrachtet werden. Die auftretenden Größen werden auf die Masse der trockenen Luft bezogen. Die Feuchtebeladung (nur Gasphase) beschreibt man mit [4]:

$$x = \frac{m_W}{m_L} \tag{2.31}$$

wobei x die Masse des Wassers (Index W) bezogen auf die Masse der trockenen Luft (Index L) ist. Die Partialdrücke der Gase sind jeweils durch die Idealgasgleichung gegeben:

- Luft
$$p_L V = n_L R_L T \tag{2.32}$$
- Wasserdampf
$$p_W V = n_W R_W T \tag{2.33}$$

mit:

V - Volumen
p_L - Partialdruck der Luft
p_W - Partialdruck des Wassersdampfes
n - Stoffmenge
R_L = 287 J/kg/K, Gaskonstante der Luft
R_W = 461 J/kg/K, Gaskonstante des Wasserdampfs

Das ideale Gemisch beschreibt man mit:

$$p = p_W + p_L \tag{2.34}$$

Der Druck des Wassers bezogen auf den Gesamtdruck wird als Konzentrationsmaß bezeichnet. Der Partialdruck und die Wasserbeladung sind verknüpft über die Beziehung:

$$x = \frac{m_W}{m_L} = \frac{M_W(p_W V/R_W T)}{M_L(p_L V/R_L T)} = \frac{n_W M_W}{n_L M_L} = \frac{M_W}{M_L}\frac{p_W}{p - p_W} \tag{2.35}$$

Mit dem Verhältnis der Molmassen sieht die Gl. 2.35 wie folgt aus:

$$x = 0,622\frac{p_W}{p - p_W} \tag{2.36}$$

Bei vorgegebener Temperatur T muss der Partialdruck des Wasser p_W kleiner oder gleich dem Dampfdruck $p_s(T)$ sein. Demzufolge gilt für die Wasserbeladung bei der Sättigung:

$$x = 0,622\frac{p_s(T)}{p - p_s(T)} \tag{2.37}$$

Wenn $p_W < p_s(T)$, dann heißt der Phasenübergang flüssig $\leftarrow$ gasförmig: Verdunsten. Wenn $p_W > p_s(T)$, dann heißt der Phasenübergang Verdampfen. Relative Feuchte ist das Verhältnis des Partialdrucks des Wassers zum Dampfdruck des Wassers bei der herrschenden Temperatur:

$$\varphi = \frac{p_W}{p_s(T)} \tag{2.38}$$

Wenn $p_W \ll p$, dann:

$$\varphi = \frac{x}{x_s(T)} \tag{2.39}$$

Für feuchte Luft mit der Feuchtebeladung bezogen auf das Feuchtevolumen gilt die Dichtedefinition wie folgt:

$$\rho_f = \frac{M_W + M_L}{V} = \frac{p}{R_L T} \cdot \frac{1 + x}{1 + \frac{R_W}{R_L}x} \tag{2.40}$$

Für trockene Luft mit der Feuchtebeladung bezogen auf das Feuchtevolumen gilt die Dichtedefinition wie folgt:

$$\rho_t = \frac{M_L}{V} = \frac{\rho_f}{1 + x} = \frac{p}{R_L T} \cdot \frac{1}{1 + \frac{R_W}{R_L}x} \tag{2.41}$$

Im ungesättigten Gebiet spricht man über die spezifische Enthalpie feuchter Luft mit der Feuchtebeladung x. Für die Enthalpie gilt:

$$h = c_{pL}T + x(\Delta h_{v0} + c_{pW}T) \tag{2.42}$$

mit:

$$\begin{aligned} c_{pL} &= 1\ kJ/kgK \\ c_{pW} &= 1{,}86\ kJ/kgK \\ \Delta h_{v0} &= 2500\ kJ/kg, \end{aligned}$$

wobei als Bezugstemperatur ist 0 °C gewählt ist.

Im sogennanten *Nebelgebiet* entsteht in der übersättigten Luft flüssiges Wasser in Tropfenform. In diesem Fall wird die spezifische Enthalpie wie folgt ausgedrückt:

$$h = h_S + (x - x_S c_W T) \tag{2.43}$$

wobei h_S die Enthalpie, x_S die Feuchtebeladung bei Sättigung und $c_W = 4,19 kJ/kgK$ ist.

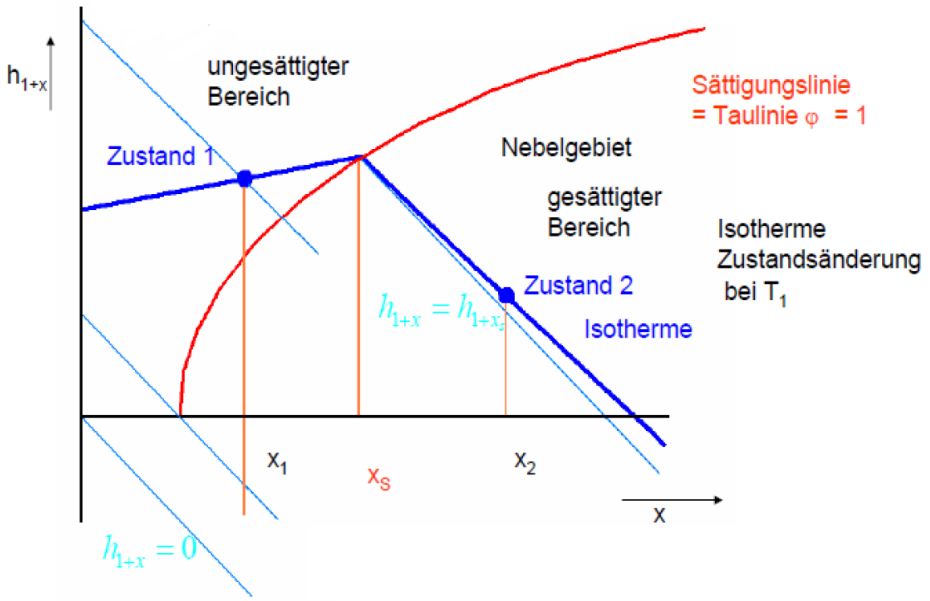


Abbildung 2.2: *Mollier-h_{1+x}-Diagramm*

Die Zustandsänderungen feuchter Luft können mit dem Mollier-h_{1+x}-Diagramm [4] diskutiert werden. Dieses Mollierdiagramm gilt bei atmosphärischem Druck. Abbildung 2.2 zeigt die Enthalpieanteile für zwei unterschiedliche Zustände bei gleicher Temperatur. Der Zustand *1* auf der blau gekennzeichnete Isotherme liegt im Gebiet der ungesättigten Luft und der Zustand *2* im Nebelgebiet. Auf der horizontalen Achse befindet sich die Wassermenge x in kg pro kg trockene Luft. Auf der vertikalen Achse wird die Enthalpie der Luft h in kJ/kg aufgetragen. Mit dem Index $1+x$ ist der Wert für 1 kg trockene Luft und x kg Wasser gemeint. Im Bereich der ungesättigten Luft existieren Kurven gleicher relativer Luftfeuchte φ. Bei konstanter Wassermenge x nimmt die relative Luftfeuchtigkeit mit steigender Temperatur ab.

2.4 Kondensation

Bei der Kondensation bzw. bei der Verdampfung tritt ein Zwei-Phasen-Wärmeübergang auf, hierbei findet ein Phasenwechsel gasförmig ↔ flüssig statt. Die damit verbundene innere Energie wird der Wand ab- bzw. zugeführt, damit zeichnet sich der Zwei-Phasen-Wärmeübergang durch größere Wandwärmestromdichten im Vergleich zum Wärmeübergang des Phasenwechsel aus ([28], [29], [5]). Eine solche Form des Wärmeüberganges lässt sich durch einen Wärmeübergangskoeffizienten α oder die Nusselt-Zahl bewerten. Die Berechnung von α stößt auf Schwierigkeiten, da hier nicht

nur eine Temperaturänderung, sondern auch ein Phasenübergang, der mit der latenten Wärme verbunden ist, auftritt [30], [31].

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Kondensationsvorgang unter unterschiedlichen Randbedingungen (z.B. Oberflächeneigenschaften der Wand, Temperaturfelder und Strömungsfelder), die die verschiedenen Arten von Kondensation beeinflussen, untersucht. Die Kondensation kann prinzipiell in drei verschiedenen Formen auftreten:

1. Filmkondensation
2. Tropfenkondensation
3. Strömungskondensation.

Der Phasenwechsel findet zunächst an der Wand statt. Hier bilden sich bei der Kondensation Tropfen. Wenn die Tropfen dicht nebeneinander liegen, kann sich ein Kondensatfilm ausbilden. Mit fortschreitender Kondensation wächst der Kondensatfilm an der Wand. Der Wärmestrom von der Wand bzw. zur Wand muss diesen Kondensatfilm durch Wärmeleitung überwinden. Um dies zu erreichen, ist eine Temperaturdifferenz erforderlich. Bei konstanter Motorleistung führt ein Absinken der Außentemperatur zu einem größeren Temperaturgradienten im Scheinwerfer. Bei einem ausreichend hohen Feuchtigkeitsgehalt der Außenluft resultiert durch einen größeren Temperaturgradienten entsprechend dem Mollier-Diagramm (Abb. 2.2) eine verstärkte Kondensation und somit eine Vergrößerung der Kondensatfilmdicke, die wiederum zu einer Verringerung der Wärmeleitfähigkeit λ führt. Die Oberflächenspannung des Fluids spielt bei der Filmbildung eine große Rolle, denn sie beeinflusst den Kontaktwinkel der gebildeten Tropfen auf der Wand (Abb. 2.3).

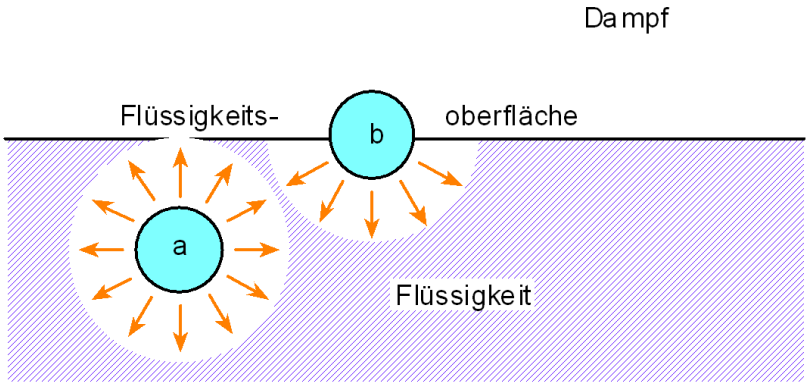


Abbildung 2.3: *Kräftediagramm am Tropfen*

Beim Kontakt einer flüssigen Phase an einer festen Oberfläche gilt die Kräftebilanz, die auch durch die Young'sche Gleichung ausgedrückt werden kann. Für den Kondensationsmechanismus ist der Benetzungswinkel entscheidend. Eine Filmbildung kann nur bei einem sehr kleinen Kontaktwinkel (Abb. 2.6) auftreten. Die Filmkondensation ist im Vergleich zur Tropfenkondensation durch höhere Widerstände gegenüber dem Wärmetransport gekennzeichnet [32], [33]. Aus diesem Grund ist Kenntnis über die Oberflächenspannung des Wassers und deren Temperaturabhängigkeit, die in der Abbildung 2.4 dargestellt ist, für die Untersuchung der Be- und Enttauungsvorgänge im Scheinwerfer zwingend notwendig.

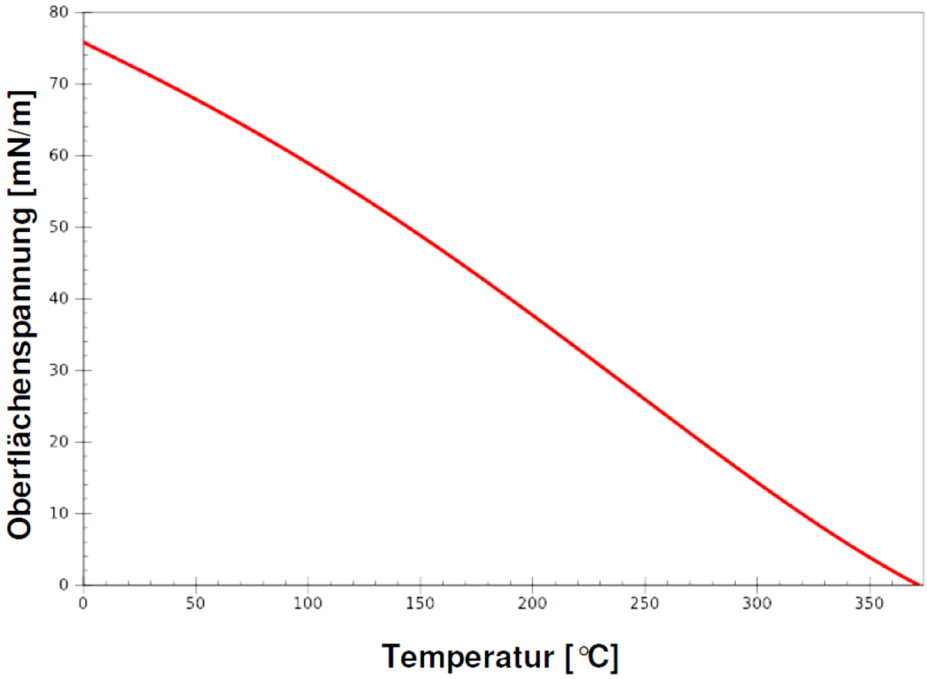


Abbildung 2.4: *Temperaturabhängigkeit der Oberflächenspannung des Wassers [Wikipedia, S.J.Klimas]*

Die dimensionslose Darstellung des Zwei-Phasen-Wärmeübergangs ist für das grundlegende Verständnis von großer Bedeutung. Für den Zwei-Phasen-Wärmeübergang sind folgende Größen zu beachten:

1. die Auftriebskraft pro Volumen $g(\varrho_f - \varrho_g)$
2. die Oberflächenspannung σ
3. die spezifische Verdampfungsenthalpie Δh_v

Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten auf Basis der Nusselt-Zahl kann die Nusselt-Zahl als Funktion anderer Kennzahlen aufgefasst werden:

$$Nu = (X, K, Re, Pr, Gr, Ja, Ec, Bo, Geometrie,\ thermodynamische\ Randbedingungen)$$

wobei

$X = x/L$ - dimensionslose Länge
$K = k/L$ - dimensionslose Rauheit
$Ja = c_p \Delta T / \Delta h_v$ - Jacobs Zahl,
$Ec = u^2 / c_p \Delta T$ - Eckert Zahl
$Bo = g(\varrho_f - \varrho_g) L^2 / \sigma$ - Boud Zahl

2.4.1 Filmkondensation

Fasst man die Abschlussscheibe (Abb. 1.1) als senkrechte durch die Außenluft gekühlte Wand mit der Temperatur T_W auf, so kann dieser Vorgang durch die Wasserhauttheorie [11], [34], [35]

beschrieben werden. Die Abbildung 2.5 zeigt einen solchen stationären Film. Die Filmbildung beginnt an der Vorderkante der senkrechten Platte, wenn die Wandtemperatur T_W unterhalb der Sättigungstemperatur T_S liegt. Die Skizze (Abb. 2.5) enthält sowohl ein Geschwindigkeitsprofil u(x, y) des abfließenden Films als auch eine Temperaturverteilung im Film. Nach dem Fourier'schen Gesetz der Wärmeleitung gilt für die Wärmestromdichte im Kondensationsfilm:

$$\dot{q}(x,t) = -\lambda_f grad T(x,t) = -\lambda_f \frac{T_W - T_S}{\delta(x,t)} \tag{2.44}$$

Bei konstanter Temperaturdifferenz $(T_W - T_S)$ gilt:

$$\dot{q}(x,t) \sim \frac{1}{\delta(x,t)} \tag{2.45}$$

Die Wärmestromdichte $\dot{q}(x,t)$ nimmt daher mit ansteigender Filmdicke $\delta(x,t)$ ab. Entsprechend der Wasserhauttheorie nach Nusselt [11], [34], [35] werden folgende Annahmen getroffen:

- das Geschwindigkeitsprofil ist laminar
- an der Phasengrenze wirkt keine Schubspannung auf den Geschwindigkeitsgradienten
- für das Temperaturprofil gilt: $T(x,0) = T_W = const$ und $T(x,\delta) = T_S = const$
- zwischen den Auftriebs- und Reibungskräften herrscht ein Kräftegleichgewicht

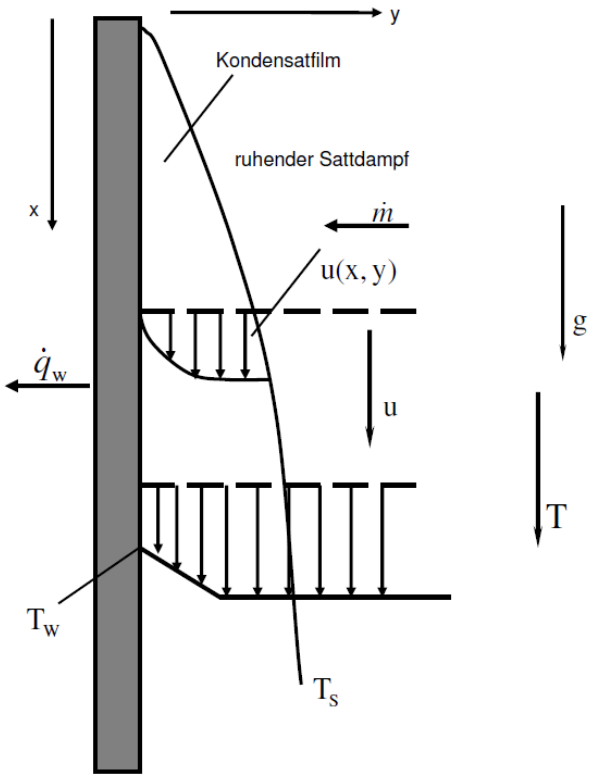


Abbildung 2.5: *Qualitative Verhältnisse bei einer Filmkondensation an einer senkrechten Wand*

Die Filmdicke $\delta(x,t)$ folgt aus der Massenbilanz, da das entstandene Kondensat auf der senkrechten Wand entlang der x Achse abfließt (Abb. 2.5):

$$\int_0^x \dot{m} b dx = \int_0^{\delta(x)} \rho_f b u dy \tag{2.46}$$

wobei b die Wandbreite ist. Für die Massenstromdichte gilt:

$$\dot{m} = \rho_f \frac{d}{dx} \int_0^{\delta(x)} u dy \tag{2.47}$$

Mit der Gl. 2.44 und der Gl. 2.47 folgt:

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta(x)} u dy = \frac{\lambda_f (T_S - T_W)}{\rho_f \Delta h_v \delta(x)} \tag{2.48}$$

Die unbekannte Geschwindigkeit u als Funktion von y wird mittels der Kräftebilanz bestimmt:

$$g\rho_f b dx dy + b dx \tau_{y+dy} = b dx \tau_y \tag{2.49}$$

Mit der Schubkraft τ :

$$\tau_{y+dy} = \tau_y + \frac{d\tau}{dy} dy \tag{2.50}$$

folgt aus Gl. 2.49

$$\frac{d\tau}{dy} = g\rho_f (\delta(x) - y) \tag{2.51}$$

Die Differentialgleichung für das Geschwindigkeitsfeld $u(y)$ resultiert aus dem Kräftegleichgewicht zwischen Reibungskraft und Auftriebskraft:

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = -\frac{g}{\nu_f} \tag{2.52}$$

wobei ν_f die kinematische Viskosität ist. Die analytische Lösung der Differentialgleichung Gl. 2.52 gelingt unter folgenden Anfangsbedingungen:

$$u(0) = u(\delta) = 0 \tag{2.53}$$

$u(\delta) = 0$ bedeutet, dass keine Kräfte an der Filmoberfläche wirken.

Für die allgemeine Lösung der Gl. 2.52 ergibt sich:

$$u = -\frac{1}{2} \frac{g}{\nu_f} y^2 + C_1 y + C_2 \tag{2.54}$$

wobei die Koeffizienten C_1 und C_2 aus den oben genannten Anfangsbedingungen $u(0) = 0$ und $u(\delta) = 0$ bestimmt werden können:

$$C_1 = \frac{g\delta(x)}{\nu_f} \tag{2.55}$$

und

$$C_2 = 0. \tag{2.56}$$

Das Einsetzen der Gl. 2.55, 2.56 in die Gl. 2.54 liefert für das Geschwindigkeitsprofil:

$$u(y) = \frac{g}{\nu_f} (\delta(x) y - \frac{1}{2} y^2) \tag{2.57}$$

Führt man die Integration von *u(y)* über y und anschließend die Differentiation nach x durch:

$$\int_0^{\delta(x)} u dy = \frac{1}{3}\frac{g}{\nu_f}\delta^3(x) \tag{2.58}$$

$$\frac{d}{dx}\int_0^{\delta(x)} u dy = \frac{g}{\nu_f}\delta^2(x)\frac{d\delta(x)}{dy} \tag{2.59}$$

und setzt die Gln. 2.58, 2.59 in die Gl. 2.48 ein, erhält man:

$$\delta^2(x)\frac{d\delta(x)}{dx} = \frac{\lambda_f(T_S - T_W)\nu_f}{\rho_f \Delta h_v g} \tag{2.60}$$

Die Integration der Gl. 2.60 über x ergibt die Filmdicke $\delta(x)$ als Funktion der Länge x:

$$\frac{\delta^4(x)}{4} = \frac{\lambda_f(T_S - T_W)\nu_f x}{\rho_f \Delta h_v g} \tag{2.61}$$

Damit resultiert für den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{x,lam}$ für die laminare Strömung als Funktion von x:

$$\alpha_{x,lam} = \sqrt[4]{\frac{g\rho_f \Delta h_v \lambda_f^3}{4\nu_f(T_S - T_W)x}} \tag{2.62}$$

Der integrale Mittelwert über die Länge des Kondensatfilms X ist:

$$\alpha_{lam} = \frac{1}{X}\int_0^X \alpha_x dx \Rightarrow \alpha_{lam} = \frac{2\sqrt{2}}{3}\sqrt[4]{\frac{g\rho_f \Delta h_v \lambda_f^3}{\nu_f(T_S - T_W)X}} \tag{2.63}$$

Mithilfe der Gl. 2.63 und dem Ausdruck $\sqrt[3]{\frac{\nu_f^2}{g}}$, der die Dimension einer Länge hat, kann die laminare Nusselt-Zahl bestimmt werden:

$$Nu_{lam} = \frac{\alpha_{lam}}{\lambda_f}\sqrt[3]{\frac{\nu_f^2}{g}} \tag{2.64}$$

Definiert man die dimensionslose Länge D_L und die dimensionslose Temperaturdifferenz D_T nach:

$$D_L = \sqrt[3]{\frac{g}{\nu_f}X} \tag{2.65}$$

$$D_T = \frac{\lambda_f(T_S - T_W)}{\eta_f \Delta h_v} \tag{2.66}$$

ergibt sich Nusselt-Zahl für die laminare Filmströmung:

$$Nu_{lam} = \frac{2\sqrt{2}}{3}\frac{1}{\sqrt[4]{D_L D_T}} \tag{2.67}$$

Im Falle einer laminaren Filmströmung nimmt der Wärmeübergangskoeffizient mit der Länge des Kondensatfilms X an der gekühlten Fläche und mit einem Temperaturunterschied $(T_S - T_W)$ ab.

2.4.2 Tropfenkondensation

Eine Tropfenkondensation tritt auf, wenn die flüssige Phase die Oberfläche der Wand nicht vollständig benetzt, d.h. wenn der Benetzungswinkel größer als 90° ist (Abb. 2.6).

Entsprechend der Young'schen Gleichung nimmt der Kontaktwinkel mit steigender Oberflächenspannung der Flüssigkeit ab. Im Falle von Wasser ist die Oberflächenspannung (Abb. 2.4) ungewöhnlich hoch. Weiterhin wird der Benetzungswinkel stark von den Eigenschaften der Wand (z.B. Polarität, Oberflächenrauheit) beeinflusst. Daraus folgt, dass sich die Art der Kondensation zeitlich ändern kann. Beispielsweise führen Verunreinigungen zu einer modifizierten Oberflächenrauheit und erlauben somit den Übergang von der Film- zu einer Tropfenkondensation. Im Scheinwerfer besteht die Kühlfläche oft aus Polycarbonat. Nach der Young'schen Gleichung tritt in diesem Falle bei der Kondensation von Wasser mit einer hohen Oberflächenspannung ein kleiner Kontaktwinkel, der unterhalb von 90° liegt [36], auf und somit liegt überwiegend Filmkondensation vor. Nur durch die Beeinflussung der Oberflächeneigenschaften, z.B. durch Verunreinigungen, kann die Tropfenkondensation beobachtet werden. Bei der Tropfenkondensation treten Wärmeübergangskoeffizienten auf, die fünf- bis zehnmal größer sind als die bei der Filmkondensation ([33], [36], [37]). Bezüglich der Tropfenkondensation bestehen verschiedene Modellvorstellungen

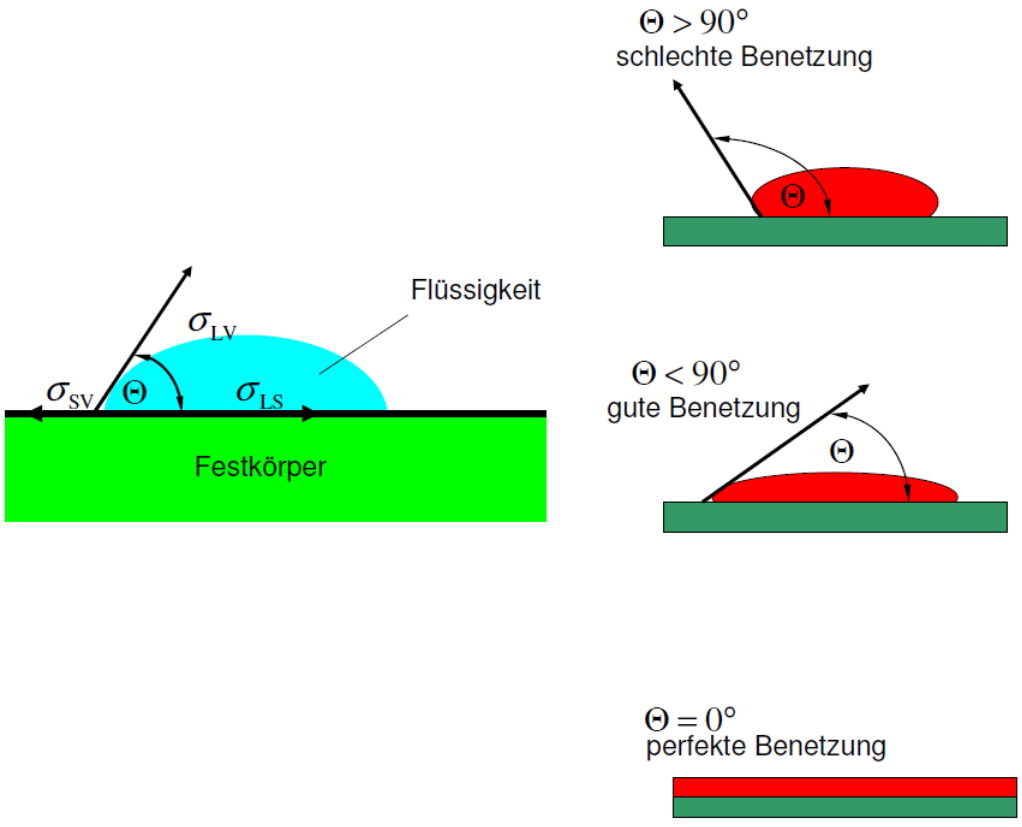


Abbildung 2.6: *Kräftegleichgewicht am Tropfen σ_{SV}: Oberflächenenergie der Kühlflächen in Kontakt mit Dampf, σ_{LS}: Oberflächenenergie der Kühlflächen in Kontakt mit der flüssigen Phase, σ_{LV}: Oberflächenspannung des Kondensats und Θ: Kontaktwinkel*

[4], [31], [38], [39], die jeweils zu unterschiedlichen Aussagen bzgl. der Wärmeübertragung führen. Zwei verschiedene Modellvorstellungen sind in den Abbildungen. 2.7 und 2.8 schematisch dargestellt.

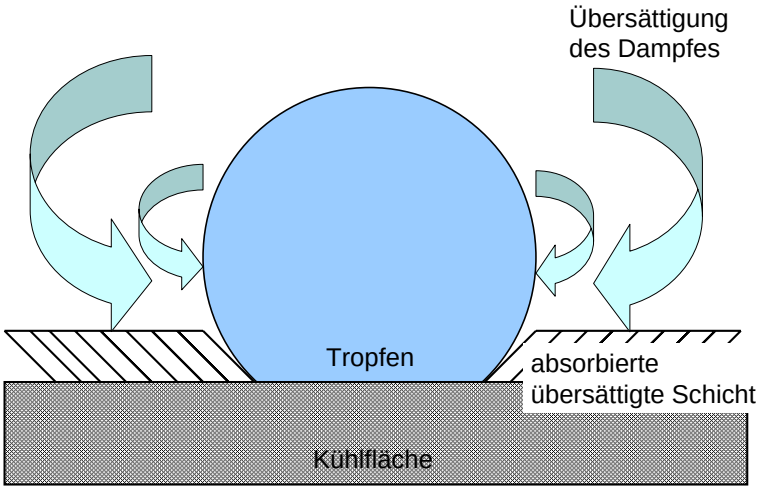


Abbildung 2.7: *Mechanismus der Tropfenkondensation nach Eucklen*

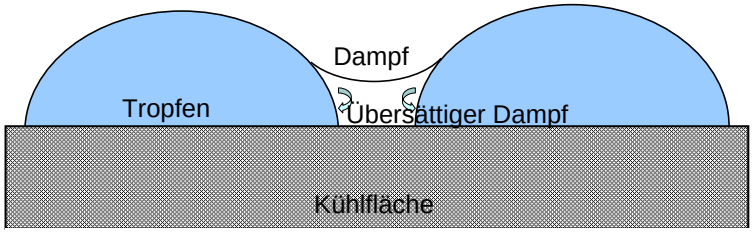


Abbildung 2.8: *Mechanismus der Tropfenkondensation nach Emmaus*

Bei beiden Modellvorstellungen befindet sich ein Tropfen auf der gekühlten Fläche. Nach dem Modell von Eucken können sich Moleküle aus der Gasphase sowohl an den bereits gebildeten Tropfen anlagern oder an der Kühlfläche kondensieren. Das Wachstum des Tropfens geht mit einer Zunahme des Wärmeleitwiderstandes einher. Nach Emmaus [4] können die Moleküle aus der Gasphase ausschließlich zum Wachstum der Tropfen beitragen. Die dabei auftretenden Strömungen beeinflussen den Wärmeübergang signifikant.

2.5 Navier-Stokes-Gleichungen

Turbulente Strömungen sind durch dreidimensionale, instationäre Wirbelbewegungen charakterisiert. Um solche komplexe Vorgänge zu beschreiben, wird eine zeitliche Ableitung der Kontinuitäts-, Navier-Stokes- und Energiegleichung benötigt. Die Navier-Stokes-Gleichung gilt als Grundgleichung der Strömungsmechanik und ist eine nichtlineare, partielle Differentialgleichung 2. Ordnung [40], die den Impulssatz enthält. In Operatorschreibweise lautet die NSG:

$$\rho\dot{\nu} = -\nabla p + \eta\Delta\nu + (\lambda + \eta)\nabla(\nabla\nu) + f \tag{2.68}$$

mit:

$\dot{\nu}$ - Beschleunigung eines Volumenelementes in der Strömung

ρ - Dichte

p - Druck

η - dynamische Viskosität

λ - Stoffkonstante

f - Vektor, der die Volumenkraftdichte (Gravitation bzw. Corioliskraft) beschreibt

∇ - Nabla-Operator,

Δ - Laplace-Operator.

Unter Berücksichtigung der Kettenregel von zwei differenzierbaren Funktionen und dass $\nu = (x, t)$ folgt aus der Gl. 2.68:

$$\rho\frac{\partial\nu}{\partial t} + \rho(\nu\nabla)\nu = -\nabla p + \eta\Delta\nu + (\lambda + \eta)\nabla(\nabla\nu) + f \tag{2.69}$$

Bei der Lösung der Gl. 2.69 müssen die Kontinuitätsgleichung und der Energieerhaltungssatz berücksichtigt werden. Die Lösungseigenschaften der Gl. 2.69 hängen auch von der Modellvorstellung für das Fluid ab. In Rahmen dieser Arbeit wird ein inkompressibles Fluid, dessen Dichte nur von der Temperatur, aber nicht vom Druck abhängt, betrachtet. Aus dieser Modellannahme resultiert die inkompressible Navier-Stokes-Gleichung:

$$\frac{\partial\nu}{\partial t} + (\nu\nabla)\nu = -\nabla p + \upsilon\Delta\nu + f \tag{2.70}$$

wobei υ die kinematische Viskosität ist.

Bis heute existiert keine allgemeine Lösung der NSG. Somit ist man auf eine numerische Lösung unter definierten Anfangs- und Randbedingungen angewiesen. Je nach Anwendungsgebiet können Annahmen getroffen, die die numerische Handhabbarkeit stark vereinfachen. Als Beispiele seien genannt:

*d*ie Euler-Gleichungen in der Aerodynamik

*d*ie Stokes-Gleichungen in der Geodynamik unter Vernachlässigung des Trägheitsterms

*d*ie Boussinesq-Approximation für gravitationsabhängige Strömungen mit kleinen Temperatur- und Dichtevariationen

Eine Möglichkeit für die numerische Lösung besteht in der CFD-Simulation, wobei die NSG mithilfe der Finite-Elemente- und der Finite-Volumen-Verfahren diskretisiert wird. Voraussetzung ist eine hohe und feine Gitterauflösung in Normalrichtung nahe der Wand. Diese feine Auflösung fordert bei expliziter Zeitintegration extrem kleine Zeitschritte, die eine enorme Auswirkung auf die Rechenzeit haben.

Um turbulente Strömungen in dieser Arbeit zu berechnen, wird das kinetische Energie-Dissipation-Modell $k - \varepsilon$ verwendet ([41], [42], [43], [44]), das in das Berechnungsprogramm Star-CD eingebunden ist. Die detaillierte Beschreibung des $k - \varepsilon$-Modells kann der aktuellen Anleitung (StarCD Methodology) entnommen werden. Das $k - \varepsilon$-Modell kann in der unmittelbaren Wandnähe nicht verwendet werden, weil dort die Viskositätseinflüsse in der Nähe der Wand im Modell nicht korrekt beschrieben wurden.

Als Alternative gibt es die Methode einer Dämpfungsfunktion [45], die zur bekannten Entwicklung des Low-Reynolds-Number-Modells führte. Eine Alternative dazu ist die Verwendung einer

Wandfunktion. Die Wandfunktion ermöglicht die Beschreibung des Verlaufes der Turbulenz und der mittleren Geschwindigkeit in der Wandnähe. Alle anderen Zellen werden mit dem $k-\varepsilon$-Modell berechnet. Für die numerischen Berechnungen ist die Wahl der Zellgröße, insbesondere in der Nähe der Wand, von entscheidender Bedeutung, deshalb unterteilt man die Zelle in unmittelbarer Nähe zur Wand in Schichten.

Die Abstände zwischen den einzelnen Berechnungszellen d_i und Geschwindigkeiten d_i^+ in der Nähe einer festen Wand werden durch dimensionslose Größen (d_i^+, u_i^+) ermittelt [46]:

$$d_i^+ = d\frac{u_{\tau,i}}{\nu_i} \tag{2.71}$$

$$u_i^+ = u_i\frac{\nu_{m,i}}{u_{\tau,i}} \tag{2.72}$$

mit:

ν_m - mittlere Geschwindigkeit parallel zur Wand

u_τ - Schergeschwindigkeit

d^+ - dimensionslose Abstand von der Wand

Die Schergeschwindigkeit wird wie folgt beschrieben:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{2.73}$$

wobei τ_w die Scherspannung an der Wand ist.

In den hochviskosen Schichten unmittelbar an der Wand, bei denen für d^+ gilt: $0 < d^+ < 5$, ändert sich die Geschwindigkeit linear zum Abstand von der Wand. Im Bereich von $5 < d^+ < 60$ erfolgt ein Übergang, dieser Bereich wird Pufferschicht genannt. Bei größeren Abständen von der Wand ($d^+ > 60$) dominiert die Wirbelviskosität und somit wird eine turbulente Schicht und folglich eine turbulente Strömung hervorgerufen. In der turbulenten Schicht gilt:

$$u^+ = \frac{\nu_m}{u_\tau} = \frac{1}{k}knd^+ \tag{2.74}$$

Durch die Unterteilung in diese drei verschiedenen Schichten wird eine erhöhte Genauigkeit im Vergleich zum $k-\varepsilon$-Modell erreicht. In jeder Schicht gilt demzufolge eine unterschiedliche Gleichung für die Reynolds-Zahl. Dadurch können innerhalb eines Kondensationsfilms unterschiedliche Strömungsverhalten berücksichtigt werden. Die Berechnungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden, betrachten sowohl den stationären (Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil) als auch den zeitabhängigen (Kondensatbildung) Zustand.

Kapitel 3

Thermomanagement im Automobilscheinwerfer

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Problematik im Automobilscheinwerfer und den technischen Möglichkeiten, die eine Kondensatbildung zu verhindern.

3.1 Besonderheiten im Automobilscheinwerfer

Grundsätzlich ist ein Scheinwerfer ein offenes System, das bedeutet, dass sowohl die Wärme als auch die Luft mit enthaltenem Wasserdampf mit der Umgebung ausgetauscht wird. In der Regel werden Scheinwerfer mit Belüftungsöffnungen im Gehäuse versehen. Auf diese Weise findet ein Luftaustausch zwischen dem Scheinwerfer und dem Motorraum statt. Dadurch wird sowohl der Abtransport als auch die Aufnahme von Feuchtigkeit ermöglicht. Aufgrund dieser Tatsache kann eine Betauung nicht ausgeschlossen werden. Im Scheinwerfer haben verschiedene Faktoren einen Einfluss auf die Be- und Enttauung. Einerseits hängen die Bedingungen im Scheinwerfersystem von den Eigenschaften des Systems selbst ab und anderseits werden diese Bedingungen durch zwei verschiedene Umgebungen (das Klima in der Außenwelt und der Motorraum) beeinflusst. Die Komplexität erhöht sich zusätzlich durch den Stoff- und Energieaustausch mit zwei verschiedenen Umgebungen, die einerseits durch den Motor und anderseits durch das Klima bestimmt werden. Die Erfüllung der thermodynamischen Bedingungen (Temperatur und Luftfeuchtigkeit) im Motorraum hängen dabei sowohl von der Motorleistung als auch den äußeren klimatischen Bedingungen ab.

Zu den Bedingungen im Scheinwerfersystem zählen die Strömungsverhältnisse, die Temperaturfelder, die lokale Feuchtigkeit, das Vorhandensein von Wärmesenken und gegebenenfalls deren geometrische Anordnung und die Beschaffenheit und die Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe. Die Motorraumumgebung beeinflusst die Verhältnisse im Scheinwerferraum durch die vom Motor abgegebene Wärme und durch die im Motorraum vorhandene Luftfeuchtigkeit.

Die physikalischen Größen im Scheinwerfer hängen von den äußeren klimatischen Bedingungen (Niederschläge in Form von Schnee und Regen, Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Sonneneinstrahlung und Windverhältnisse) ab und beeinflussen somit in komplexer Art und Weise die Temperatur-

und Strömungsfelder im Scheinwerfersystem und somit die Be- und Enttauungsvorgänge. Für die Entwicklung von Strategien zur Verhinderung der Betauung oder einer sehr effektiven Enttauung können nur die Verhältnisse im Scheinwerfersystem variiert werden, dabei sind jedoch die Umwelteinflüsse, sowohl die des Motorraums als auch die des Klimas, zu berücksichtigen.

3.1.1 Maßnahmen zur Be- und Enttauung im Scheinwerfer

In einem betauungsfreien Scheinwerfer muss gewährleistet sein, dass an keiner Stelle im Inneren des Scheinwerfers der Taupunkt (Abb. 2.2) erreicht wird. Das momentane Problem bei der Verhinderung der Betauung besteht darin, dass die komplexen Wechselwirkungen des Strömungs- mit dem Temperaturfeld noch nicht ausreichend verstanden sind, somit stößt die Entwicklung von Strategien, die die Betauung verhindern, auf Schwierigkeiten. Diese zu entwickelnden Strategien müssen dazu führen, dass die für die Kondensation notwendigen thermodynamischen Bedingungen im Scheinwerfer lokal nicht erfüllt werden können.

Bei niedrigen Außentemperaturen befinden sich an der Abschlussscheibe die tiefsten Temperaturen und somit die höchste Wahrscheinlichkeit für eine Kondensation. Momentan versucht man dieses Problem durch konstruktive Veränderungen oder durch alternative Bauteile zu lösen. Kann durch die vorgeschlagenen Maßnahmen die Betauung nicht vollständig verhindert werden, würde jedoch auch eine Beschleunigung der Enttauung die Fahrsicherheit erhöhen. Dies gelingt durch eine geeignete Konstruktion, die zu einer Reduzierung der Kondensatfilmdicke beiträgt.

Eine alternative Verbesserung der Fahrsicherheit könnte auch darin bestehen, die optischen Eigenschaften des gebildeten Kondensates positiv zu beeinflussen. Aus optischen Gründen führt die Filmkondensation zu einer geringeren Beeinträchtigung der Transparenz als die Tropfenkondensation. Der Kondensationsmechanismus (Tropfen- oder Filmkondensation) hängt von den Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe ab. Demzufolge besteht eine Möglichkeit, für die Erhöhung der Transparenz die Oberflächeneigenschaften durch eine Anti-Fog-Beschichtung derart zu beeinflussen, dass die Filmkondensation der Tropfenkondensation bevorzugt wird. Für die Verdeutlichung der Strömungsverhältnisse in einem hypothetischen Scheinwerfer können drei Systeme diskutiert werden:

- geschlossen
- offen
- offen mit Durchströmung

die hier kurz vorgestellt werden.

Würde der Scheinwerfer als *geschlossenes* System (Abb. 3.1 a)) konzipiert, würde in der Realität trotzdem ein Stoffaustausch mit der Umgebung aufgrund der verwendeten Materialien für das Gehäuse, die Abschlussscheibe und die Reflektoren erfolgen, da diese Materialien langfristig Wasser aufnehmen können. In diesen geschlossenen Systemen kann von einem Wasserauftritt und damit von einer Betauung ausgegangen werden, jedoch ist die Enttauung praktisch unmöglich. Die vorhandene Feuchtigkeit im Scheinwerfer kann zu einer Korrosion an elektrischen Bauteilen führen. Da der Druckausgleich im geschlossenen System nicht möglich ist, kann sich ein Überdruck und folglich eine Temperaturerhöhung, die sowohl zu einer geringeren Lebensdauer der Dichtung als auch zu Überhitzungen an Bauteilen führt, kommen. Aus diesen Gründen werden die Scheinwerfer prinzipiell als offene Systeme gebaut.

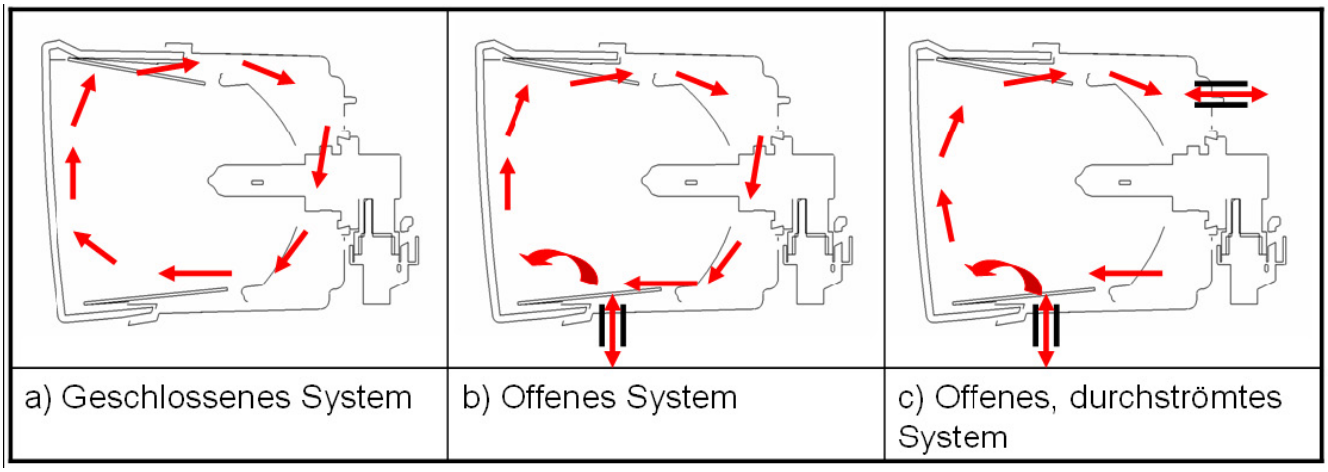


Abbildung 3.1: *Vergleich der Strömungsverhältnisse in einem geschlossenen System a), einem offenen System b) und einem offenen durchströmten System c)*

Ein offenes System (Abb. 3.1 b)) sorgt für einen optimalen Druckausgleich bei Temperaturerhöhung im Scheinwerfer, da hier sowohl Luftaustausch als auch Wasserablauf möglich ist. Wird der Scheinwerfer ausgeschalten und somit die im Scheinwerfer existierende Wärmequelle entfernt, kühlt sich das gesamte System ab. Der entstehende Temperaturgradient führt zu einem verstärkten Stofftransport für die Luft und für den Wasserdampf. Unter ungünstigen Bedingungen kann dadurch der Taupunkt erreicht werden und an der Abschlussscheibe beginnt die Ausbildung eines Kondensatfilms, der gleichzeitig Staubpartikel binden kann. Genau in diesem Zustand ist die Umströmung an der Abschlussscheibe nicht optimal, sodass nur wenig Enttauung stattfindet. Das offene System bietet dennoch ein günstigeres Be- und Enttauungsverhalten als das geschlossene System. Für die optimale Konstruktion zur Vermeidung der Betauung stellt sich die Frage, wie viele und wo die Öffnungen angebracht werden sollten. Die Abbildung 3.2 verdeutlicht drei prinzipielle Möglichkeiten. Sowohl die Anzahl der Öffnungen als auch deren geometrische Ausführungen zeigen einen signifikanten Einfluss auf die Temperatur- und Strömungsfelder im Scheinwerfersystem und somit auf die mögliche Bildung eines Kondensates. Für die Auswahl einer geeigneten Geometrie der Öffnungen am Scheinwerfergehäuse wären detaillierte Erkenntnisse über die quantitativen Zusammenhänge hilfreich.

Ein offenes System kann gezielt durchströmt sein (Abb. 3.1 c)), als Beispiel wird hier die sogenannte "Schlauchlösung" vorgeschlagen. Bei der Schlauchlösung wird das Fluid aus dem Motorraum gezielt in den Scheinwerferraum geleitet und somit die Strömungs- und Temperaturprofile beeinflusst. Im Motorbereich herrschen sehr hohe Druckdifferenzen. Infolgedessen sollen diese Druckverhältnisse die Luftzirkulation und damit die Enttauung im Scheinwerfer beschleunigt werden. Der Nachteil dieser Lösung besteht allerdings darin, dass das Eindringen von verschmutztem Wasser (Spritz- und Schwallwasser) nicht verhindert werden kann. Aus diesem Grund kann die Betauung nicht verhindert werden, aber die Rückbildung des Kondensates könnte deutlich beschleunigt werden, sodass die Fahrsicherheit nicht signifikant beeinflusst wird. Ein Grenzfall zwischen offenem und geschlossenem System ist die Membran-Lösung (Goretex, Nito Element), bei der ein wasserdichtes Gehäuse mit einer großflächigen Belüftungsöffnung mit einer goretex-ähnlichen Membran versehen wird. In diesem System findet im Vergleich zu einfachen Belüftungsöffnungen nur ein langsamer Druckausgleich statt. Schmutzaufnahme, Spritz- und Schwallwassereintritt sind ausgeschlossen, die Permeation von feuchter Luft ist jedoch möglich, der Wasserablauf hingegen nicht.

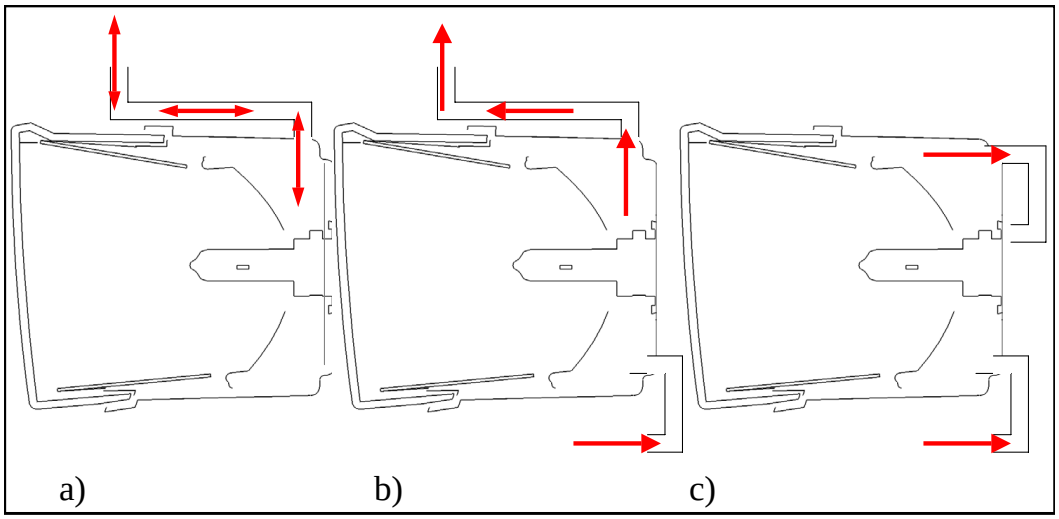


Abbildung 3.2: *Verschiedene geometrische Ausführungen von der Lage und der Zahl der Öffnungen am Scheinwerfergehäuse: a) Ein- und Ausströmen des Fluids mithilfe einer Öffnung, b) Ein- und Ausströmen des Fluids mithilfe zweier Öffnungen, c) Ein- und Ausströmen der Luft mithilfe zweier Öffnungen*

3.2 Stand des Wissens

Das Wärmemanagement im Automobilscheinwerfer stößt in der aktuellen Forschung, die sich sowohl mit experimentellen als auch mit numerischen Untersuchungen befasst, auf großes Interesse.

In der Arbeit von Senin [27], [47], [48], [49] werden Wärmetransportmechanismen, wie reine Konvektion, Wärmeleitung und Wärmestrahlung in einem Halogenautomobilscheinwerfer sowohl experimentell als auch numerisch untersucht. Für die Messung des Temperaturfeldes schlugen Senin und Reich [50], [51] eine neue Messmethode, die auf dem Nachweis von thermochromen flüssigkristallinen Stoffen mit einer Infrarotkamera beruht, vor. Diese Methode kann nur im Labormaßstab unter Verwendung einer senkrechten Wand als Kühlfläche und unter Beeinflussung der Sichtverhältnisse durch die thermochromen Stoffe angewendet werden.

In Serienscheinwerfern ist die Abschlussscheibe aus optischen Gründen schräg angeordnet. Eine Beeinflussung der Sichtverhältnisse kann im Straßenverkehr auch nicht akzeptiert werden. Die Strömungsverhältnisse wurden mit der PIV-Methode (Particle Image Velocimetry) ermittelt. Der für die Messungen verwendete Modellscheinwerfer verfügt über zwei Öffnungen und ermöglichte so durch das Anlegen eines Druckgradienten die gezielte Variation der Strömungsgeschwindigkeit im Scheinwerfer. Das Anlegen eines Druckgradienten ermöglicht eine Einstellung der Strömungsgeschwindigkeit im optimalen Messbereich für die PIV- Methode. Für die Untersuchungen der freien Konvektion wurde das Experiment zunächst mit einer ausgeschalteten Lampe durchgeführt und anschließend der Einfluss einer zusätzlichen Wärme- und Lichtquelle durch das Einschalten der Lampe studiert. Die numerischen Rechnungen mittels CFD beruhen auf der Beschreibung des Wärmetransportes, wobei erstmalig bei der Berechnung des lokalen Temperaturfeldes neben der Konvektion und der Wärmeleitung zusätzlich die Wärmestrahlung berücksichtigt wurde. Dafür werden zwei- und dreidimensionale numerische Modelle mittels CFD entworfen. Diese Modelle basieren auf einer Kopplung zwischen DTRM-Methode und Ray-Tracing-Methode für gerichtete Strahlung. Zunächst wurden anhand eines 2D-Modell die Wärmetransportmechanismen in ver-

schiedenen Kombinationen (reine Konvektion, reine Strahlung und Kopplung der Konvektion und der Strahlung) untersucht. Die gewonnenen Ergebnisse werden anschließend in die 3D-Simulation übertragen. Die Auswertung der berechneten Temperaturfelder erlaubt eine Lokalisierung der lokalen Überhitzungen, den sogenannten Hot Spots, im Scheinwerferraum. Die experimentellen Untersuchungen der Temperatur- und der Strömungsfelder führte zu einer qualitativen Verifizierung der numerischen Ergebnisse.

Nolte [52] befasste sich auch mit der experimentellen und numerischen Untersuchung der Wärmetransportmechanismen im Automobilscheinwerfer. Die experimentellen Untersuchungen fanden erstmalig in einer Klimakammer statt, um den Einfluss der Außentemperatur zu simulieren. Während die Messung der Temperaturfelder mithilfe von Thermoelementen und der Thermografie erfolgte, wurde das Strömungsfeld ebenfalls mit der PIV-Methode ermittelt. Für die numerische Simulation unter Berücksichtigung der Wärmestrahlung fand die CFD in Kombination mit der CAL-Software Verwendung. Bei der Berücksichtigung der Wärmestrahlung wurde besondere Aufmerksamkeit auf die Simulation der Glühlampe und deren Wechselwirkungen mit dem Scheinwerferraum gelegt. Die Simulation der Temperaturgradienten stimmt mit dem Experiment qualitativ und quantitativ überein. Die Validierung der Strömungsergebnisse mit der PIV-Methode erweist sich als sehr aufwendig und liefert deshalb nur eine qualitative Aussage.

Ähnliche Ergebnisse erzielten Chenevier [53] und Sousa [54], [55] und [56]. Für das Studium des Einflusses der Wärme- und Lichtquelle, die durch eine H11 Glühlampe repräsentiert wird, auf die Temperaturprofile in einem Modellscheinwerfer, verwendete Fischer [57] die Monte-Carlo-Simulation zur Berechnung der Wärmestrahlung, wobei diese Ergebnisse direkt in der CFD-Simulation berücksichtigt wurden. Mit dieser Vorgehensweise konnte eine Übereinstimmung mit dem experimentell ermittelten Temperaturprofil mit einer Genauigkeit von $+/-4K$ erzielt werden.

Langebach [25], [58] verwendete erstmalig als Lichtquelle eine LED-Leuchtdiode, die sich in einem Modellscheinwerfer ohne Klimakammer befindet. Neben der LED-Leuchtdiode ist ein Lüfter angebracht, der eine erzwungene Konvektion verursacht. Diese Anordnung ermöglicht nicht die Untersuchung von Umwelteinflüssen. Mithilfe der numerischen Simulation ohne Wärmestrahlung konnte das Temperaturfeld in Abhängigkeit des Neigungswinkels der Abschlussscheibe berechnet werden. Weiterhin untersuchte Langebach [59] den Einfluss des Ortes der LED-Leuchtdiode mit dem Lüfter innerhalb des Scheinwerferraums auf die Temperatur- und Strömungsprofile. Der nächste wesentliche Schritt hinsichtlich des Verständnisses der Be-und Enttauung stellt die Arbeit von Okada et. al [60] dar, da hier erstmalig die Temperatur- und Strömungsprofile mit feuchter Luft anstelle von trockener Luft experimentell und theoretisch untersucht wurden. Jedoch wurden die thermodynamischen Bedingungen so gewählt, dass keine Kondensation auftrat.

Meines Wissens befasst sich Hoines [61] erstmalig mit der Kondensation des Wasserdampfes im Automobilscheinwerfer, der mit zwei Belüftungsöffnungen versehen sind. Eine dieser Öffnungen wurde als Einlass von feuchter Luft mit einer genau bekannten Wassermenge benutzt. Die zweite Öffnung diente als Auslass. Die Luftfeuchtigkeit am Auslass wurde aufgezeichnet. Aus der Differenz der beiden Wassergehalte wurde auf die Wassermenge im Scheinwerferraum geschlossen. Hoines [61] untersucht das Temperaturprofil im Scheinwerfer, wenn der Betriebszustand der Lichtquelle geändert wird. Das Experiment wurde mit verschiedenen Wassergehalten der einströmenden Luft durchgeführt.

Weiterhin beschäftigte sich Hoines [61], [62] mit der optimalen Positionierung der Lüftungsöffnungen, um die Strömungsverhältnisse, die wiederum den Wassergehalt im Scheinwerfer beeinflussen, optimal zu gestalten. Bielecki et. al [63], [64], [65] und [66] untersuchte das Wasseraufnahme-

vermögen von Polymeren, die oft als Materialien für Gehäuse, Abschlussscheiben oder Reflektoren Verwendung finden.

Deane [67] führte eine optische Bewertung des Betauungsverhaltens von verschiedenen Serienscheinwerfern im Fahrbetrieb mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (Stadt, Land und Autobahn) unter realen klimatischen Verhältnissen (z.B. Regen, Wind und Schneefall) durch. Zusätzlich wurde das Betauungsverhalten in der Waschanlage untersucht. Dabei stellte er signifikante Unterschiede für den rechten und den linken Scheinwerfer fest. Diese Unterschiede können aus dem unterschiedlichen Abstand vom Motorraum und der unterschiedlichen Belüftung erklärt werden. Während seiner Experimente hat Deane [67] festgestellt, dass die Betauung meist dann auftritt, wenn das Auto geparkt wird, denn hierbei kommt es zu einer Verstärkung des Wärme- und Stoffaustausches zwischen dem Scheinwerfer und der Umgebung.

Herrige [68] analysiert mithilfe der CFD-Simulation von trockener Luft das Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil für einen Modellscheinwerfer, der eine Lichtquelle enthielt und mit zwei Lüftungsöffnungen ausgestattet war. Anhand des erhaltenen Temperaturprofils wurde ein Ort mit einer hohen Betauungswahrscheinlichkeit festgelegt. In der Arbeit von Maschkio et. al [36], [69] wird erstmalig eine Kondensation in einem Autoscheinwerfer mithilfe der CFD (Star-CD) simuliert. Ausgangspunkt war die Simulation einer Polycarbonatplatte, über die Luft mit einer vorgegebenen Temperatur und Luftfeuchtigkeit strömt. Mithilfe der CFD wurde die Bildung von Tropfen nachgebildet, jedoch wurde eine mögliche Filmkondensation ausgeschlossen. Die Berechnungsergebnisse konnten durch ein Experiment, in dem die Tropfengrößenverteilung mikroskopisch erfasst worden war, verifiziert werden. Anschließend gelang die Übertragung der Methode auf einen Halogenscheinwerfer. Die Umgebungsbedingungen dieses Scheinwerfers waren sowohl von der Temperatur als auch vom Wassergehalt beeinflusst.

Aus Temperatur- und Strömungsprofilen, die von Nolte [52] bereitgestellt wurden, gelang mit der an einer Polycarbonat-Platte entwickelten Methode die Simulation der Tropfenbildung im Anfangsstadium. Aufgrund der aufwendigen Rechnungen, die eine lange Rechenzeit erfordern, konnte die vollständige Ausbildung des Kondensatfilms nicht abgebildet werden. Auch für den seriellen Scheinwerfer wurden die numerischen Ergebnisse experimentell durch eine optische Bewertung bestätigt. Alle bisher erwähnten Arbeiten beschäftigten sich mit dem Frontscheinwerfer am Auto. Ähnliche Arbeiten erzielten Gray [70], Yoshihiro [71] und Fadi [72].

Aoki [73] wendete CFD-Methoden zur Simulation der Betauung auch auf die Heckleuchte an. Aufbauend auf den genannten Arbeiten kann nun im Rahmen dieser Arbeit die Simulationsmethode weiter entwickelt werden, wobei der Einfluss von zwei unterschiedlichen Umgebungen (Motorraum und Außenklima) von besonderem Interesse ist. Mit einer Berechnungsmethode, die die Untersuchung der Kondensation in Abhängigkeit der äußeren Bedingungen erlaubt, wird ein wertvolles Werkzeug für die konstruktive Verbesserung im Scheinwerferraum zur Verfügung stehen.

3.3 Übersicht

Im Rahmen dieser Arbeit werden sowohl experimentelle als auch numerische Methoden zum effektiven Wärmemanagement untersucht. Ein effektives Wärmemanagement bedeutet Verhinderung der lokalen Überhitzungen im Scheinwerfer mit gleichzeitiger Verhinderung der Kondensation an der Abschlussscheibe. Mithilfe einer Simulationsmethode soll ein umfangreiches Studium der inneren und der äußeren Einflüsse, sowie der Einflüsse der Einbauten im Scheinwerfer auf das Wärmemanagement und die Kondensatbildung erfolgen. Der erste Teil der Arbeit widmet sich den experimentellen Untersuchungen, wo der Einfluss der Temperatur, der relativen Feuchtigkeit und der Scheinwerfergeometrie auf die Kondensatbildung untersucht wird. In den nächsten Schritten findet die numerische Abbildung des Einflusses der freien und der gemischten Konvektion auf den Wärmetransport im Kfz-Scheinwerfer und dessen experimentelle Verifizierung statt. Im letzten Teil der Arbeit wird die numerische Untersuchung des Be- und Enttauungsprozesses im Kfz-Scheinwerfer entwickelt und experimentell verifiziert.

Der Einfluss der Temperatur, der relativen Feuchtigkeit und der Scheinwerfergeometrie auf die Kondensatbildung wird mithilfe von zwei Xenon-Serienscheinwerfern und deren Modifikationen zur Verhinderung der Kondensation untersucht. Zu den Modifikationen zählen:

- zusätzliche Öffnung am Gehäusedeckel
- Anti-Fog-Beschichtung
- Schlauchlösung.

Mit dem Serienstand und der zusätzlichen Öffnung am Gehäusedeckel wird der Einfluss freier Konvektion auf die Kondensatbildung analysiert. Der Einfluss der Oberflächeneigenschaften auf die Kondensatbildung findet mithilfe einer Anti-Fog-Beschichtung statt. Mit der sog. *Schlauchlösung* wird der Einfluss einer gemischten Konvektion untersucht. In diesem Fall wird am Gehäuse des Scheinwerfers ein Schlauch angeschlossen und im Motorraum, wo hohe Druckdifferenzen herrschen, verlegt. Somit werden die Strömungsgeschwindigkeiten im Scheinwerfer signifikant erhöht und das Enttauungsverhalten soll verbessert werden. Beide Xenon-Serienscheinwerfer mit deren Modifikationen werden mithilfe einer Doppelklimakammer, die die Scheinwerferumgebung abbildet, und eines speziell entwickelten Kondensationszyklus untersucht.

Die numerische Abbildung des Einflusses der freien und der gemischten Konvektion auf den Wärmetransport im Kfz-Scheinwerfer und dessen experimentelle Verifizierung ist für ein besseres Verständnis der komplexen Zusammenhänge notwendig. Dafür werden drei unterschiedliche Musterscheinwerfer angewendet. Zuerst werden die Anzahl und die Position der Wärmequellen im Scheinwerfer auf mögliche Überhitzungen untersucht. Weiterhin wird der Einfluss der Motorraumtemperatur auf die Temperatur- und Strömungsfelder im Scheinwerfer analysiert. Für die Untersuchung des Einflusses der gemischten Konvektion auf das Wärmemanagement im Scheinwerfer werden radiale Lüfter eingesetzt.

Die erstmalige Simulation der Be- und Enttauungsprozesse durch Filmkondensation erfolgt im letzten Teil der Arbeit. Die Rechenzeit der instationären CFD-Modellierung der Be- und Enttauungsprozesse wird signifikant reduziert. Das Gitter wird unter vorgegebenen, konstruktiven Randbedingungen generiert. Infolgedessen finden stationäre Berechnungen der Temperatur- und Strömungsfelder für feuchte Luft statt. Abschließend folgen instationäre Berechnungen der eventuell auftretenden Kondensation an ausgewählten Orten im Scheinwerfer und die Berechnung der

Enttauung. Die zeitliche und örtliche Verteilung des Kondensatfilms und der Kondensatrückbildung wird mit experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt.

Kapitel 4

Experiment

Für die Verbesserung des grundlegenden Verständnisses des Wärme- und Stofftransportes im Automobilscheinwerfer werden Experimente zunächst an zwei verschiedenen Serienscheinwerfern durchgeführt. Die experimentellen Ergebnisse dienen gleichzeitig zur Validierung der Simulationsmethode. Der Schwerpunkt der Experimente liegt auf der Messung der Temperatur, der Luftfeuchtigkeit und der eventuell vorkommenden Kondensation an verschiedenen Stellen im Scheinwerfer als Funktion der äußeren Bedingungen, die einerseits vom Motorraum und andererseits von der Umgebung vorgegeben sind.

4.1 Serienscheinwerfer

In Rahmen dieser Arbeit werden zwei Xenon-Serienscheinwerfermodelle von BMW experimentell untersucht (Abb. 4.1). Die Scheinwerfer unterscheiden sich voneinander von der Geometrie der Abschlussscheibe, der Lage und der Zahl der Öffnungen am Gehäuse. Diese geometrischen Eigenschaften werden auf die Kondensatbildung mittels Doppelklimakammer, die die realen Verhältnisse nachbilden soll, untersucht. Die beiden Scheinwerfermodelle werden im Folgenden mit SW1 und SW2 bezeichnet.

4.2 Messtechnik

4.2.1 Temperaturmessung

Für die Messung der Temperaturen werden Pt100-Sensoren angewendet, die den Effekt der Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstandes vom Edelmetall Platin nutzen. Der elektrische Widerstand nimmt mit steigender Temperatur zu, also handelt es sich um einen positiven Temperaturkoeffizienten. Um diesen Effekt während der Temperaturmessungen verwenden zu können, muss das Metall seinen elektrischen Widerstand in Abhängigkeit von der Temperatur auf reproduzierbare Weise ändern. Die Eigenschaften des Metalls dürfen sich während der Messungen nicht verändern, weil es ansonsten zu Messfehlern kommen würde. Der Temperaturkoeffizient sollte möglichst unabhängig von Temperatur, Druck und chemischen Einflüssen sein. Die Temperaturmessungen mit Pt100 werden punktuell ausgeführt. Die Temperaturgenauigkeit der Sensoren be-

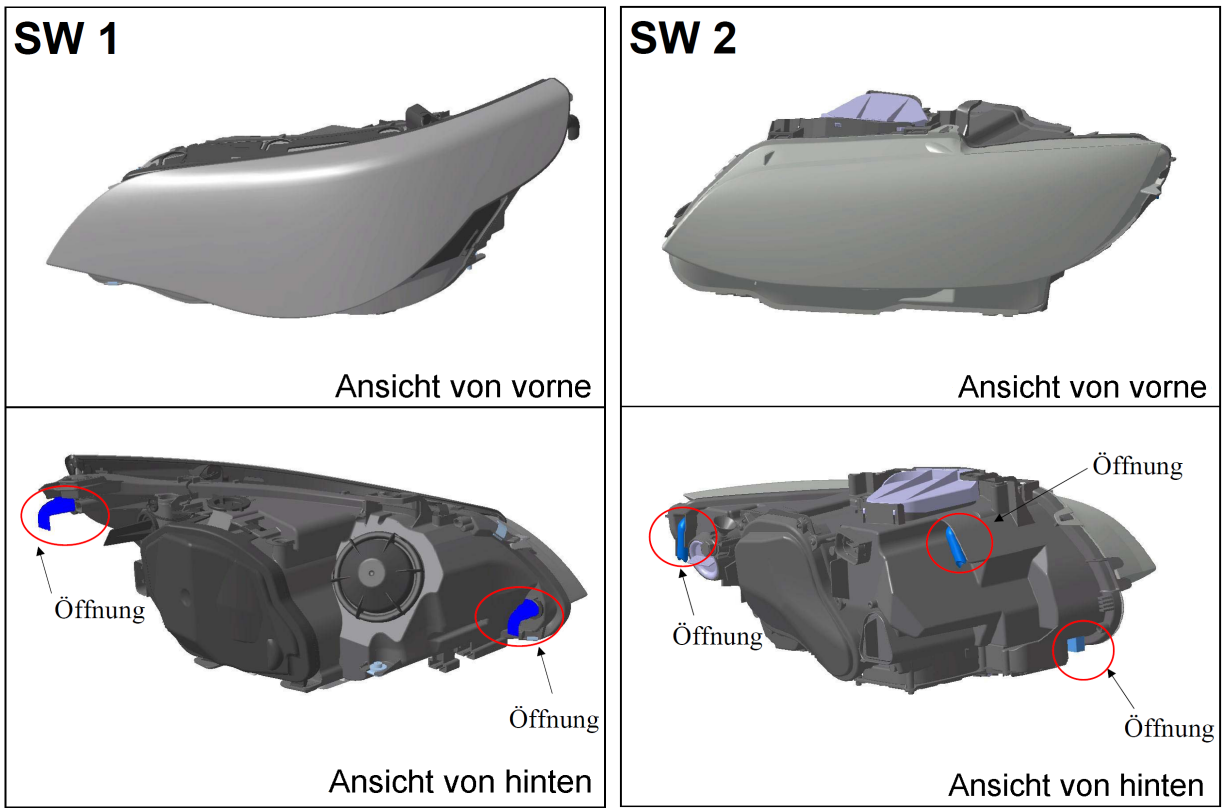


Abbildung 4.1: *Untersuchte Seriencheinwerfer-Geometrien. Die unteren Bilder zeigen die Lage der Belüftungsöffungen. Im Scheinwerfer SW1 sind zwei diagonale Öffnungen vorhanden. Der Scheinwerfer SW2 hat drei Öffnungen, zwei im oberen Bereich und eine weiter unten nahe der Abschlussscheibe.*

trägt $+/-0,2$ K. Das Temperaturfeld auf der Außenseite der Abschlussscheibe wird exemplarisch mit der Infrarotkamera Typ FLIR1004 durchgeführt. Eine Wärmebildkamera empfängt Infrarotstrahlung, die im Wellenlängebereich von 0,7 - 1000 Mikrometer liegt. Die Infrarotkamera nutzt meistens in der Nähe der Umgebungstemperatur den Spektralbereich von 3,5 - 14 Mikrometer, der für die Temperaturmessung gut geeignet ist, wobei der Emissionsgrad bekannt sein muss. Der Emissionsgrad ist materialabhängig, wobei er Werte zwischen 0,012 und 0,98 annehmen sollte, denn außerhalb dieses Bereiches verfälschen Streuungen den Temperaturmesswert. Weiterhin erfolgte die Messung der Temperatur mit dem Feuchtigkeitssensor, der mit einem Temperaturfühler ausgestattet ist.

4.2.2 Feuchtigkeitsmessung

Die Messung der Feuchtigkeit in den Scheinwerfern basiert auf der Erfassung der Kapazität eines feuchteveränderlichen Kondensators ([74], [75]). Zwischen den Elektroden des Kondensators ist hygroskopisches Material eingebracht, das Wassermoleküle aus der Umgebung in Abhängigkeit von der relativen Feuchte aufnimmt. Die Kapazität wird gemessen und gilt als direktes Maß der relativen Feuchte der Umgebung. Technisch gesehen sind die kapazitiven Polymer-Feuchtesensoren zurzeit die am häufigsten eingesetzten Messfühler. Zur Messung der Temperatur und Feuchte werden in dieser Arbeit Rotronic HP 155C/155P-Sensoren mit Pt100 1/3 DIN verwendet. Da die Empfindlichkeit im oberen und unteren Bereich dieser Sensoren geringer wird, liegen die prakti-

schen Einsatzgrenzen im Temperaturbereich von -30 bis 100 °C bei $0,04 < \varphi < 0,98$. In diesem Bereich zeigt die Sensorlinie in Verbindung mit Temperaturkompensation ein lineares Verhalten. Die Messgenauigkeit bei Raumtemperatur beträgt bzgl. der φ +/- 0,015 und bzgl. der Temperatur $+/-0,3$ K (Angabe des Herstellers: Rotronic und Roland Werneke Industriefeuchtemessung). Die Messfühler werden bei der Messung direkt oder in 20 mm Abstand von der Abschlussscheibe im Scheinwerfer angebracht.

4.2.3 Betauungsmessung

Für die Kondensationserkennung wird ein Betauungssensor verwendet. Zum Einsatz kommt hier ein Mikrosensor zur Feuchtedetektion der Firma CiS3. Dieser Mikrosensor mit Abmessungen von $6,5$ mm x 20 mm x $0,5$ mm stellt einen monolithisch integrierten Streufeldkondensator dar, der ein Frequenzausgangssignal proportional zum Grad der Betauung liefert. Die Funktion des Streufeldkondensators wird mit einer Kapazität C eines Plattenkondensators mit der Plattenfläche A, dem Plattenabstand d und der Dielektrizitätskonstante realisiert. Der Streufeldkondensator des Sensors ist aufgebaut aus lithografisch erzeugten Interdigitalstrukturen (zwei ineinander greifende Kammelektroden). In der Abbildung 4.2 ist zu sehen, dass bei diesem Messumformer ein Feldlinienverlauf zwischen den Kondensatorplatten derart realisiert ist, dass diese Feldlinien eine feuchteresistente Passivierungsschicht sowie das zu messende umgebende Medium durchdringen können. Da sich die Feldlinien weit in den Raum erstrecken, bewirkt eine Änderung des Umgebungsmediums eine Änderung der relativen Dielektrizitätskonstante (RF $(\varphi) = 1$ für Luft; RF $(\varphi) = 81$ für Wasser) des Dielektrikums des Streufeldkondensators und damit eine Kapazitätsänderung. Diese Kapazitätsänderung führt im Sensor zu einer Frequenzänderung, die proportional zum Grad der Betauung ist. Die weitere Auswerteelektronik setzt diese Frequenzänderung in eine Spannung in dem Bereich von $0-1$ V um. Die verwendete Sensorbaugruppe (BTF 11356A) ist so in der Lage, die Betauung im Bereich von $1-15$ $\mu g/mm^2$ mit einer Auflösung von $0,1$ $\mu g/mm^2$ anzuzeigen.

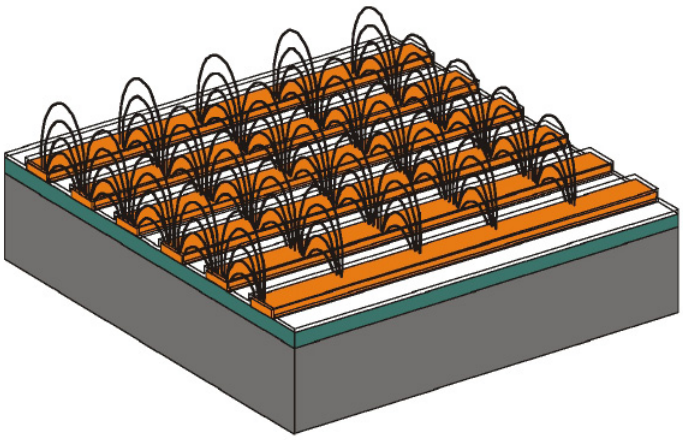


Abbildung 4.2: *Streufeldkapazität*

4.2.4 Infrarot-Sensor

Der Infrarot-Sensor erlaubt die Erkennung der Kondensatbildung durch die Messung des absoluten Wassergehaltes. Der im Scheinwerfermodell verwendete IR-Sensor der Firma Mechaless (MECHALESS Optoelectronic Systems GmbH, Karlsruhe) arbeitet optisch nach dem HALIOS- Prinzip. Die Abkürzung HALIOS steht hier für High Ambient Light Independent Optical System. Diese Systeme stellen eine Kombination aus optischen Sende- und Empfangselementen (IRED und Fotodioden) dar, die in Verbindung mit einem elektronischen Signalauswerteprinzip zur Erkennung der Anwesenheiten von Wasser/Schmutzpartikeln durch eine geschlossene, infrarotdurchlässige Oberfläche hindurch dienen. Das Prinzip arbeitet selbstabgleichend und kompensiert störende Umwelteinflüsse wie wechselnde Umgebungshelligkeiten, Alterung der optischen Komponenten oder Kratzer auf der Oberfläche und parasitäre Reflexionen im gesamten optischen Pfad. Die optischen Komponenten eines HALIOS-Systems bestehen aus einer Sende- IRED für das optische Nutzsignal sowie einer Kompensations-IRED zur Erzeugung eines Referenzsignals. Während das Licht der Kompensations-IRED direkt auf die Fotodiode geleitet wird, und somit keine Wechselwirkung mit dem eigentlichen Objekt (Abschlussscheibe) stattfindet, wird das Licht des Sende-IRED erst zu dem untersuchenden Objekt und anschließend zur Fotodiode geleitet. Da sich die Fotodiode zwischen der Strahlungsquelle und der Abschlussscheibe befindet, wird die durch die Abschlussscheibe selbst und den darauf vorhandenen Molekülen (Wasser oder Staubpartikel) reflektierte Strahlung durch die Fotodiode gemessen. Somit ist die reflektierte Strahlung proportional zu den auf der Abschlussscheibe vorhandenen Molekülen.

4.2.5 Strömungsmessung

Örtliche Geschwindigkeitsmessungen werden in dieser Arbeit mithilfe eines Flügelrad-Anemometers durchgeführt. Die eingesetzten Anemometer sind vom Typ Testo 416. Die technischen Daten der Sensorik sind in der Tabelle 4.1 zu finden. Die Sensoren wurden horizontal durch gebohrte Öffnungen in unterschiedlicher Höhe an der Innenseite der Abschlussscheibe angebracht, um die Geschwindigkeiten für den Wärmeübergang auf der Innenseite zu messen. Das Flügelrad- Anemometer besteht aus einem kleinen Windrad, welches durch seine Drehzahl einen Wert für die Windgeschwindigkeit liefert. Das Flügelrad muss so angeströmt werden, dass die Richtung der Strömung senkrecht zur Achse des Gerätes liegt. Die Strömung des Fluids erzeugt eine zur Strömungsgeschwindigkeit proportionale Drehzahl des Flügelrades. Die Drehzahl ist ein indirektes Maß für die Geschwindigkeit der Strömung in m/s.

Technische Daten Testo 416	
Messbereich	+0,6 ... +40 m/s
absolute und relative Genauigkeit	+/-(0,2 m/s +1.5%)
Auflösung	0,1 m/s
Betriebstemperatur	-20 ... +50°C
Lagertemperatur	-40 ... +85°C

Tabelle 4.1: *Technische Daten des Flügelrad-Anemometers Testo 416*

4.2.6 Optische Bewertung

Zur optischen Bewertung wurden drei verschiedene Systeme herangezogen. Zu Beginn wurde ein Endoskop XL PRO-Basis-System-PXL-Serie der Fa. Everest VIT verwendet. Dieses Verfahren wurde aber aufgrund mangelnder Qualität durch eine hochauflösende Kamera der Fa. Panasonic ausgetauscht. Mithilfe dieser Kamera wurde der zeitliche Ablauf der Entstehung des Kondensates in der Doppelklimakammer aufgenommen. Parallel dazu erfasste die Wärmebildkamera die Temperatur in Bezug auf die Kondensatentstehung an den Außenflächen der Abschlussscheibe.

4.2.7 Abbildung der realen Verhältnisse

Das Erzeugen des Kondensatfilms im Scheinwerfer erfolgt mithilfe einer sog. Doppelklimakammer. Die Doppelklimakammer besteht aus zwei getrennten Klimakammern (Abb. 4.3), in denen unterschiedliche klimatische Zustände wie Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit unabhängig voneinander simuliert werden können. Die Klimaschränke sind mit Pt100-Widerstandsthermometern ausgestattet. Der Scheinwerfer wird in die Trennwand der beiden Kammern (C1 und C2) eingesetzt, sodass eine Kammer den Motorraum (C2) und die zweite Kammer die äußere Umgebung des Fahrzeugs (C1) darstellt (Abb. 4.3). Auf diese Weise lassen sich unterschiedliche Außentemperaturen und unterschiedliche Wassergehalte in der Außenluft realisieren. Um die Kondensation zu erzeugen, müssen definierte Zustände wie Temperatur und Luftfeuchtigkeit in beiden Klimakammern eingestellt werden. Dafür wurde ein spezieller Zyklus (Tab. 4.2) entworfen, mit dessen Hilfe der Einfluss natürlicher und erzwungener Konvektion sowie der Einfluss der Änderung von Temperatur und Feuchte an der Oberfläche auf die Bildung des Kondensates untersucht werden kann. Die untersuchten Scheinwerfer werden mit relativen und absoluten Feuchtigkeitssensoren ausgerüstet. Für die Feuchtigkeitssensoren (absolut und relativ) wäre eine Position möglichst nahe der Scheibe ideal. Aufgrund der Baugröße der relativen Feuchtigkeitssensoren mussten diese in 2 Milimeter Abstand von der Scheibe eingebaut werden, wobei die Sensoren, welche die absolute Feuchte messen, direkt an der Scheibe angebracht werden konnten. Die Wärmequelle wird während den festgelegten Kondensationsphasen angeschaltet (Tab. 4.2).

Der Einfluss der hier dargestellten Parameter wird an zwei Scheinwerfern SW1 und SW2 und deren Modifikationen untersucht. Anhand der beiden Scheinwerfer wird der Einfluss folgender thermodynamischer Randbedingungen und konstruktiver Maßnahmen, die im Kapitel 5.1 beschrieben werden, auf die Betauung untersucht:

1. Freie Konvektion durch Öffnungen am Gehäuse (SW1-1; SW2-1) (Abb. 4.1)
2. Freie Konvektion durch Öffnungen am Gehäuse und präparierte Undichtigkeit am Deckel (SW1-2; SW2-2) (Abb. 5.1)
3. Oberflächenbeschichtung der Abschlussscheibe mittels Anti-Fog-Beschichtung (SW1-3; SW2-3) (Abb. 5.2)
4. Gemischte Konvektion durch Anschluss des Schlauches am SW-Gehäuse (SW1-4; SW2-4) (Abb. 5.1).

Die Datenerfassung der Temperatur und der relativen Feuchtigkeit erfolgt im Sekundentakt über die Messwerterfassungssoftware DIAdem . Zusätzlich wurden jeweils in den Kondensationsphasen der Verlauf der Kondensation sowie die Temperaturverteilung an der Abschlussscheibe

Abbildung 4.3: *Die in den Experimenten verwendete Doppelklimakammer (A) sowie ein Scheinwerfer, der in der Trennwand zwischen beiden Klimakammern positioniert ist (B)*

mithilfe einer Digitalkamera und einer Wärmebildkamera festgehalten. Die finale Dokumentation und Auswertung der Ergebnisse erfolgt mit der Microsoft-Excel-Software. Zur Reduktion des Rauschens wurden mehrere Aufnahmen durchgeführt.

4.3 Musterscheinwerfer

Für die Verifizierung der Simulationsergebnisse wurden zusätzlich drei Musterscheinwerfer experimentell untersucht. Bei den Musterscheinwerfern handelt sich um Prototypen, bei denen die Anzahl der Innenteile, im Vergleich zu Serienscheinwerfern, drastisch reduziert worden sind. Die experimentellen Muster dienen zur Verifizierung und zur Validierung der Simulationsmethoden. Um die numerischen Methoden zu entwickeln, ist es von Vorteil, eine vereinfachte Geometrie zu simulieren. Je mehr Teile in der Geometrie, desto aufwendiger die Vernetzung und die Zahl der Zellen, was einen signifikanten Einfluss auf die Rechenzeit hat. Die experimentellen Muster werden als dreidimensionale Modelle in der CFD-Simulation abgebildet. Die experimentellen Untersuchungen werden ebenfalls in der Doppelklimakammer durchgeführt, jedoch wird der in der Tab. 4.2 dargestellte Kondensationszyklus nicht angewendet, da hier einzelne Effekte studiert werden sollen. Ein Musterscheinwerfer (MSW1) ist mit drei zusätzlichen Wärmequellen, die diskrete Leistungswiderstände bilden und mit einer elektrischen Leistung gespeist werden, ausgestattet (Abb. 4.4). In diesem Modell wird eine Blende integriert, deren Position festgehalten wird. Mithilfe dieses Musterscheinwerfers sollen die simulierten Temperaturfelder, wenn keine erzwungene Konvektion

Kondensationszyklus in der Doppelklimakammer						
Kondensationsphase	t [min]	C1		C2		SW
		T[°C]	φ[%]	T[°C]	φ[%]	
1	120	23	-	40	50	An
	30	23 +/-2	-	40	50	Aus
2	120	23	-	40	50	An
	30	23 +/-2	-	40	50	Aus
3	120	23	-	40	50	An
	30	23 +/-2	-	40	50	Aus

Tabelle 4.2: *Kondensationszyklus C1: Klimakammer 1 (Umgebungsbedingungen); C2:Klimakammer 2 (Motorraumbedingungen); SW:Scheinwerfer; t:Zeit; φ:relative Feuchtigkeit; T:Temperatur*

auftritt und die Luftfeuchtigkeit keine Rolle spielt, experimentell bestätigt werden. Der Scheinwerfer MSW1 wurde in der Klimakammer auf einer konstanten Temperatur gehalten, wobei die Temperatur im Teil C1 30 °C und im Teil C2 40 °C betrug. Während des Experimentes wurden die drei Wärmequellen nacheinander zugeschaltet. Mit diesen Randbedingungen soll die Wirkung der freien Konvektion untersucht werden. Dieser Scheinwerfer hat Kontakt zur Außentemperatur T_{G1} über die Abschlussscheibe und Kontakt mit dem Motorraum T_{G2} über das Gehäuse (Abb. 4.4) . Mit d sind Öffnungen am Gehäuse markiert. Die Öffnungen sind diagonal ausgelegt, sodass

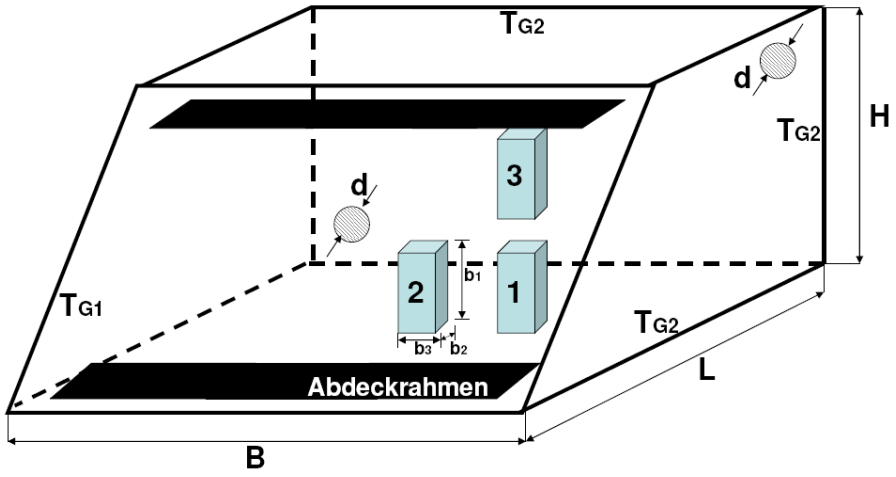


Abbildung 4.4: *Skizze des experimentellen und numerischen Modells des Scheinwerfers (MSW1) B= 570 mm, L= 220 mm, H= 220 mm, d= 10 mm, b1= 27 mm, b2= 14 mm, b3= 14 mm (1,2,3: Wärmequellen Q1, Q2, Q3)*

durch die untere Öffnung die Luft in den Scheinwerfer einströmt und durch die obere Öffnung die Luft ausströmt. Die Abbildung 4.5 zeigt die Orte an, an denen die Temperatur gemessen wurde. Messpunkt MP1 wurde zwischen drei Wärmequellen positioniert und misst die Lufttemperatur. MP2 liegt in der Nähe der Wärmequelle Q1 und misst ebenso die Lufttemperatur. Messpunkt MP3 befindet sich in der Nähe der Wärmequelle Q2 und erfasst die Luftwerte. Messpunkt MP4 wurde im Musterscheinwerfer positioniert, sodass die hier erfasste Lufttemperatur als durchschnittliche Temperatur im Muster definiert werden kann. Messpunkt MP5 befindet sich in der linken Ecke des Musters in der Scheibennähe direkt über der Blende. Die Messpunkte MP6 und MP7 befinden

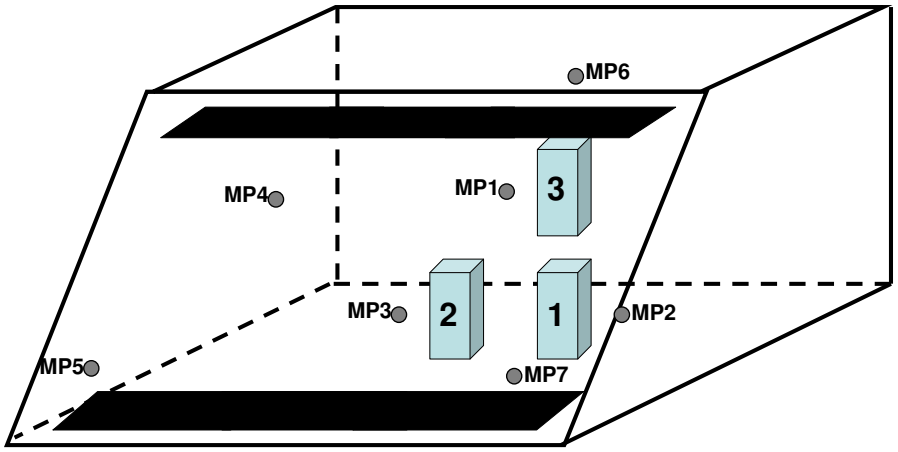


Abbildung 4.5: *Position der Thermoelemente am Musterscheinwerfer (MSW1)*

sich direkt an Bauteilen, MP6 ermittelt die Materialtemperatur des Polypropylen-Gehäuses und MP7 ermittelt die Materialtemperatur der Polycarbonat-Scheibe.

Der zweite Musterscheinwerfer (MSW2) enthält zwei Aluminiumplatten, auf die jeweils vier Wärmequellen montiert sind (Abb. 4.6). Die beiden Aluminiumplatten symbolisieren eine Wär-

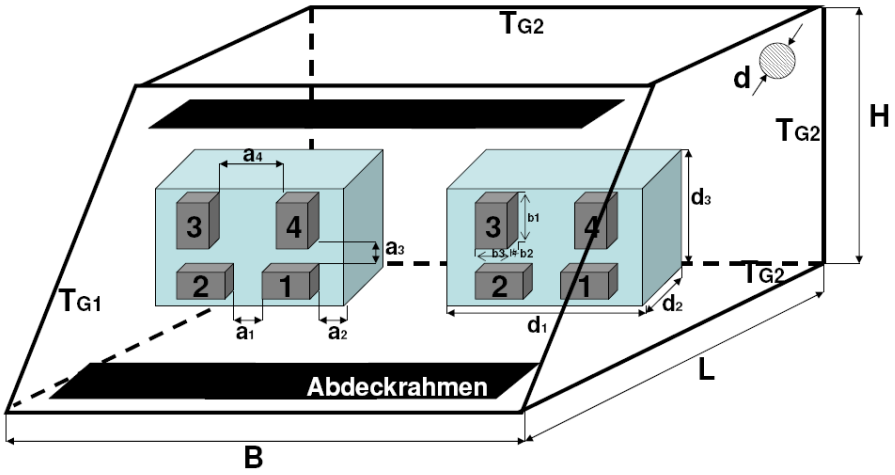


Abbildung 4.6: *Skizze des experimentellen und numerischen Modells des Scheinwerfers (MSW2). B= 570 mm, L= 220 mm, H= 220 mm, d= 10 mm, b1= 27 mm, b2= 14 mm, b3= 14 mm, a1= 68 mm, a2= 24 mm, a3= 5 mm, a4= 95 mm (1,2,3,4: Wärmequellen Q1, Q2, Q3, Q4)*

mesenke, die die Wärme ableitet. Durch diese Anordnung soll der Einfluss der Kühlung auf die Temperaturverteilung studiert werden. Weiterhin soll der Wärmetransport durch eine geeignete Positionierung der Kühlung positiv beeinflusst werden. Im Gegensatz zu den Versuchen mit dem Scheinwerfer MSW1 wurden hier alle vorhandenen Wärmequellen über den gesamten Zeitraum betrieben. Analog zu den Versuchen mit dem Scheinwerfer MSW1 wurden die äußeren Bedingungen in beiden Klimakammern während eines Experiments konstant gehalten.

Das Experiment wurde bei drei verschiedenen Einstellungen, die in der Tab. 4.3 angegeben sind, durchgeführt. Diese Variation ermöglicht die Untersuchung der Umgebungseinflüsse auf die

Temperaturprofile im Scheinwerfer. Die Abb. 4.6 zeigt T_{G1} als die Temperatur der Scheibe und T_{G2} als die Temperatur des Gehäuses. Auch in diesem Scheinwerfer sind zwei Öffnungen angebracht, wobei nur eine dieser Öffnungen in der Abbildung 4.6 sichtbar ist. Die Öffnungen sind diagonal ausgelegt, sodass durch die untere Öffnung die Luft in den Scheinwerfer einströmt und durch die obere Öffnung die Luft ausströmt. Die Temperaturmessstellen sind in der Abbildung 4.7 angeben. Die Temperatur der Luft wurde an mehreren Orten im Scheinwerfer gemessen, wobei sich der

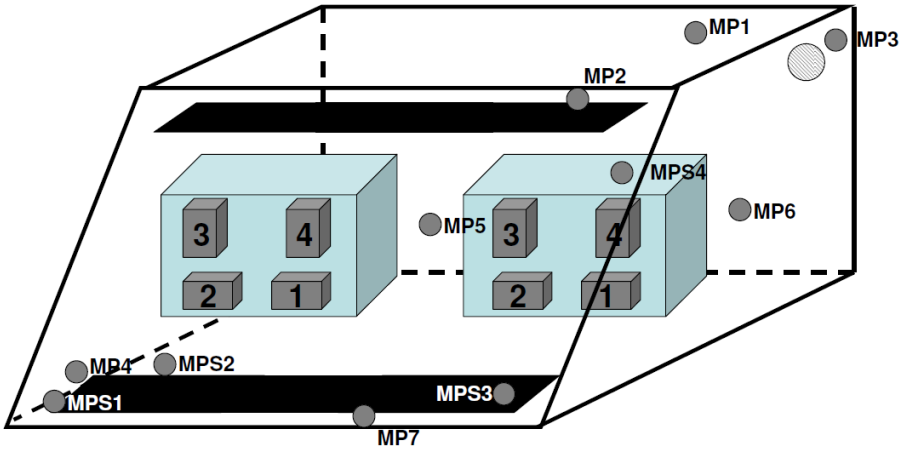


Abbildung 4.7: *Position der Thermoelemente am Musterscheinwerfer (MSW2) (MP: Messpunkt, MPS: Messpunkt an der Scheibe)*

Messpunkt MP1 im hinteren Bereich des Gehäuses, der Messpunkt MP2 im vorderen Bereich des Gehäuses unter der Blende, der Messpunkt MP3 in der Nähe der oberen Öffnung, der Messpunkt MP4 in der linken Ecke des Musters in Scheibennähe direkt über der Blende, der Messpunkt MP5 zwischen beiden Wärmesenken, der Messpunkt MP6 an der linken Seite der rechten Wärmesenke und der Messpunkt MP7 unter der Blende befindet. Die Messpunkte MPS1, MPS2, MPS3 und MPS4 ermitteln die Temperatur an der Abschlussscheibe.

	Klimakammer	Klimakammer
	C1	C2
Verlauf 3	30 °C	40 °C
Verlauf 1	30 °C	60 °C
Verlauf 2	30 °C	90 °C

Tabelle 4.3: *Einstellungen der Temperaturen in der Doppelklimakammer*

Mit dem dritten Musterscheinwerfer (MSW3) wird der Einfluss gemischter Konvektion auf den Wärmetransport im geschlossenen System experimentell und numerisch untersucht. Der Scheinwerfer wurde mit zwei Aluminiumplatten versehen, auf die jeweils drei Wärmequellen montiert sind. Die Wärme aus den Wäremequellen wird über die Kontaktfläche, die sich zwischen der Wärmequelle und der Aluminiumplatte verteilt, geleitet. Für die Erzeugung einer gemischten Konvektion, die eine erzwungene Konvektion erfordert, wurden beide Aluminiumplatten mit jeweils einem radialen Lüfter ausgestattet.

Die Abbildung 4.8 stellt den Aufbau des Musters MSW3 schematisch dar. Der gewählte Aufbau führt zu einer Luftbewegung, die in der Abbildung 4.9 demonstriert ist. Die Luftführung erzeugt ein ebenfalls in der Abbildung 4.9 durch die Farbe der Pfeile gezeigtes Temperaturprofil.

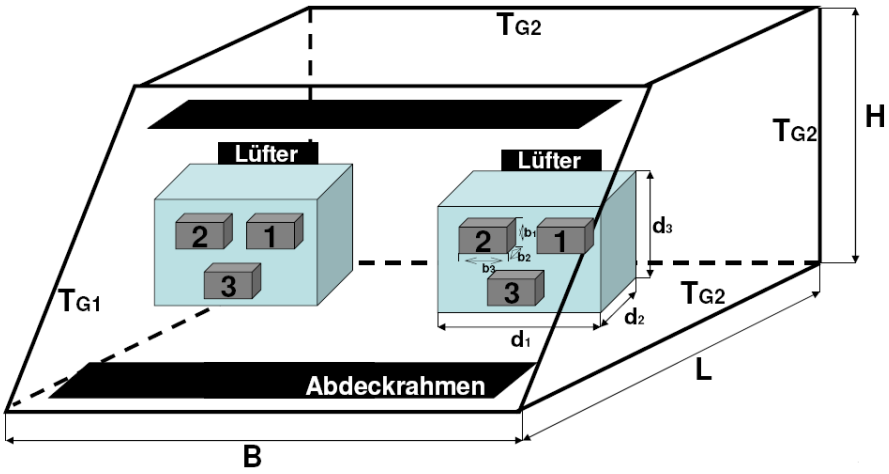
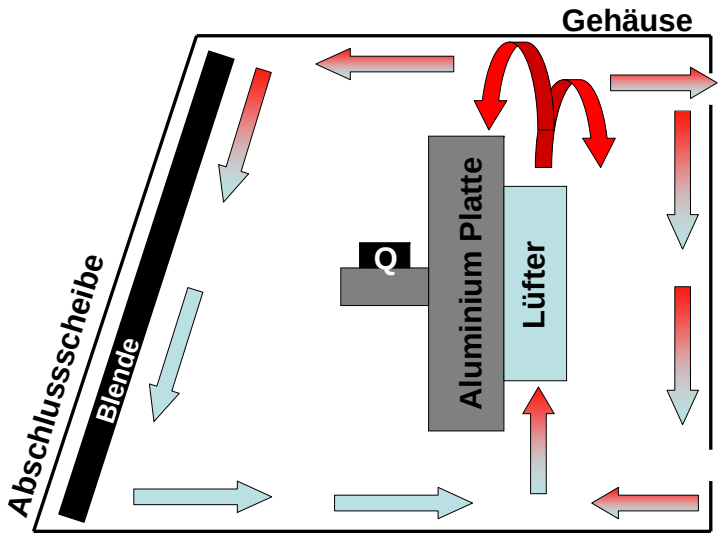


Abbildung 4.8: *Schematische Darstellung des Musterscheinwerfers (MSW3) für experimentelle und numerische Untersuchungen (1,2,3: Wärmequellen Q1, Q2, Q3)*

Da hier ausschließlich die Verhältnisse im Scheinwerfer ohne den Stoffaustausch mit der Umwelt



Q- Wärmequelle

Abbildung 4.9: *Schematische Darstellung der Luftführung im Musterscheinwerfer (MSW3) mit radialen Lüftern für experimentelle und numerische Untersuchungen des Einflusses gemischter Konvektion*

studiert werden sollen, ist ein quasi geschlossenes System erforderlich, welches durch das Verschließen der Ein- und Ausströmungsöffnungen während des Experimentes realisiert werden konnte. Der Hauptgrund für die Durchführung der Experimente mit dem Musterscheinwerfer MSW3 besteht in der Untersuchung des Einflusses der erzwungenen Konvektion. Aus diesem Grund wurden insgesamt vier Simulationen bei unterschiedlichen Volumenströmen durchgeführt. Im Experiment mit variablem Luftstrom wird mit dem Flügelrad-Anemometer *Testo 416* das Strömungsfeld in der Nähe der Abschlussscheibe ermittelt. Die Strömungsgeschwindigkeiten wurden an den in der Abbildung 4.10 gekennzeichneten Orten gemessen. Analog zum Experiment mit dem Scheinwerfer MSW1 wurde bei einer konstanten Temperatur in der Doppelklimakammer gearbeitet, wobei

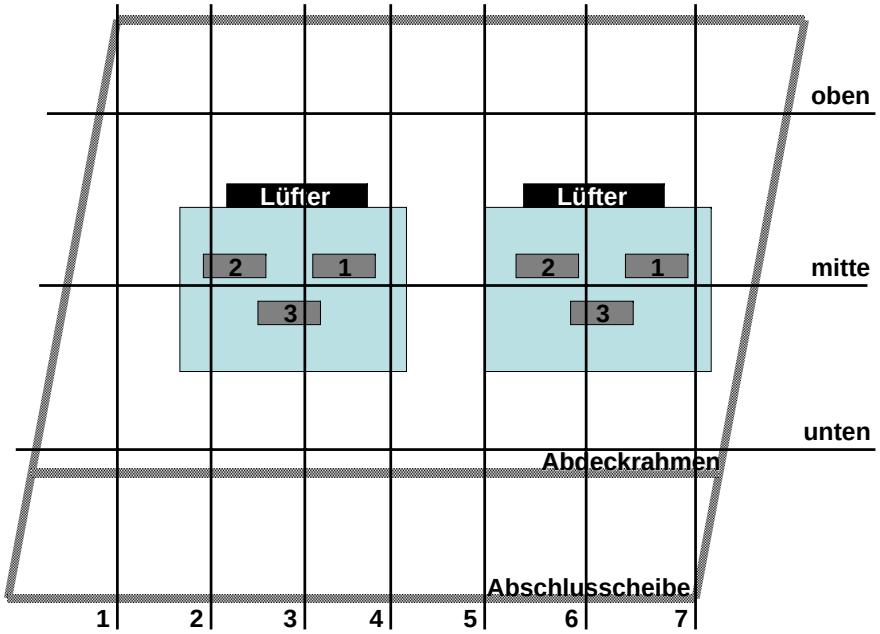


Abbildung 4.10: *Schematische Darstellung der Messstellen zur Bestimmung des Geschwindigkeitsprofils in der Nähe der inneren Wand der Abschlussscheibe für MSW3 (1-7 Messpunkte)*

die Temperatur im Teil C1 30 °C und im Teil C2 90 °C betrug. Diese Variation ermöglicht die Untersuchung der durchschnittlichen Fahrbedingungen und deren Auswirkung auf die Temperaturprofile im Scheinwerfer. Die Wärmequellen sind während des gesamten Verlaufs der Messungen angeschaltet. Die Abbildung 4.11 zeigt die Anordnung der zehn Sensoren für die Messung der Temperatur im Scheinwerferinnenraum, wobei drei Sensoren die Temperatur exemplarisch an einer Aluminiumplatte verfolgen, zwei die Temperatur der Luft messen und fünf an unterschiedlichen Scheinwerferteilen positioniert sind.

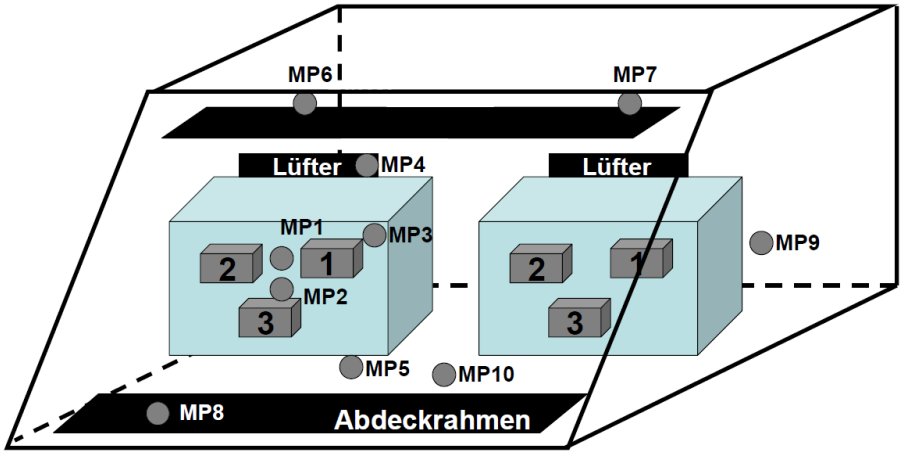


Abbildung 4.11: *Position der Temperatursensoren am Musterscheinwerfer (MSW3) MP-Messpunkt; MP1: Aluminiumplatte Mitte zwischen Wärmequellen 1 und 2 am inneren Modul; MP2: Aluminiumplatte Mitte zwischen drei Wärmequellen am inneren Modul; MP3: Aluminiumplatte Rand am inneren Modul; MP4: Lüftereingang; MP5: Lüfterausgang; MP6: Gehäuse Innenwand über dem Lüftereingang des inneren Moduls; MP7: Gehäuse Innenwand über dem Lüftereingang des äußeren Moduls; MP8: Abdeckrahmen; MP9: Gehäuse Innenwand; MP10: Abschlussscheibe Innenwand*

Kapitel 5

Experimentelle Ergebnisse

Im folgenden Kapitel wird experimentell der Einfluss der Temperatur, der relativen Feuchtigkeit und der Scheinwerfergeometrie auf die Strömung, den Wärmetransport und damit auf die Kondensatbildung studiert.

5.1 Serienscheinwerfer und deren Modifikationen

Der Schwerpunkt dieser Experimente liegt auf dem Wärmetransport von der Wärmequelle in die im Scheinwerfer vorhandene Luft und auf dem damit verbundenen Wärmeübergang zwischen Gas- und Flüssigkeitsphase. Das Eindringen von Feuchtigkeit ins Volumen des Scheinwerfers setzt voraus, dass Luft mit einer bestimmten Menge Wasser zur Verfügung steht, die in das Scheinwerfervolumen eindringt. Die Kondensatbildung auf einer Oberfläche erfolgt, wenn die Temperatur der Luft so weit abgesenkt wird, bis der maximale Sättigungsgrad des Gases (Taupunkt) überschritten wird (Abb. 2.2). Die hier präsentierten Experimente werden anhand zweier Scheinwerfergeometrien (SW1 und SW2) mit unterschiedlichen Modifikationen (SW 1-1, SW 1-2, SW 1-3, SW 1-4, SW 2-1, SW 2-2, SW 2-3 und SW 2-4) durchgeführt (Abbn. 4.1 und 5.1).

5.1.1 Einfluss der natürlichen und gemischten Konvektion auf die Kondensatbildung

Der Einfluss unterschiedlicher Modifikationen der Geometrie des Scheinwerfers (z.B. Belüftungsöffnungen), der Oberfläche der Abschlussscheibe (z.B. Anti-Fog-Beschichtung) auf die Kondensatbildung bei natürlicher und gemischter Konvektion wird hier dargestellt.

Die beiden Scheinwerfer (SW1 und SW2) unterscheiden sich voneinander in der Geometrie und der Lage der Öffnungen, die das Ein- und Ausströmen von Luft und Wasserdampf ermöglichen. Bei beiden Modellen werden drei Modifikationen untersucht:

- präparierte Undichtigkeit am Deckel (Bezeichnung SW1-2 für Scheinwerfermodell SW1 und SW2-2 für Scheinwerfer SW2)

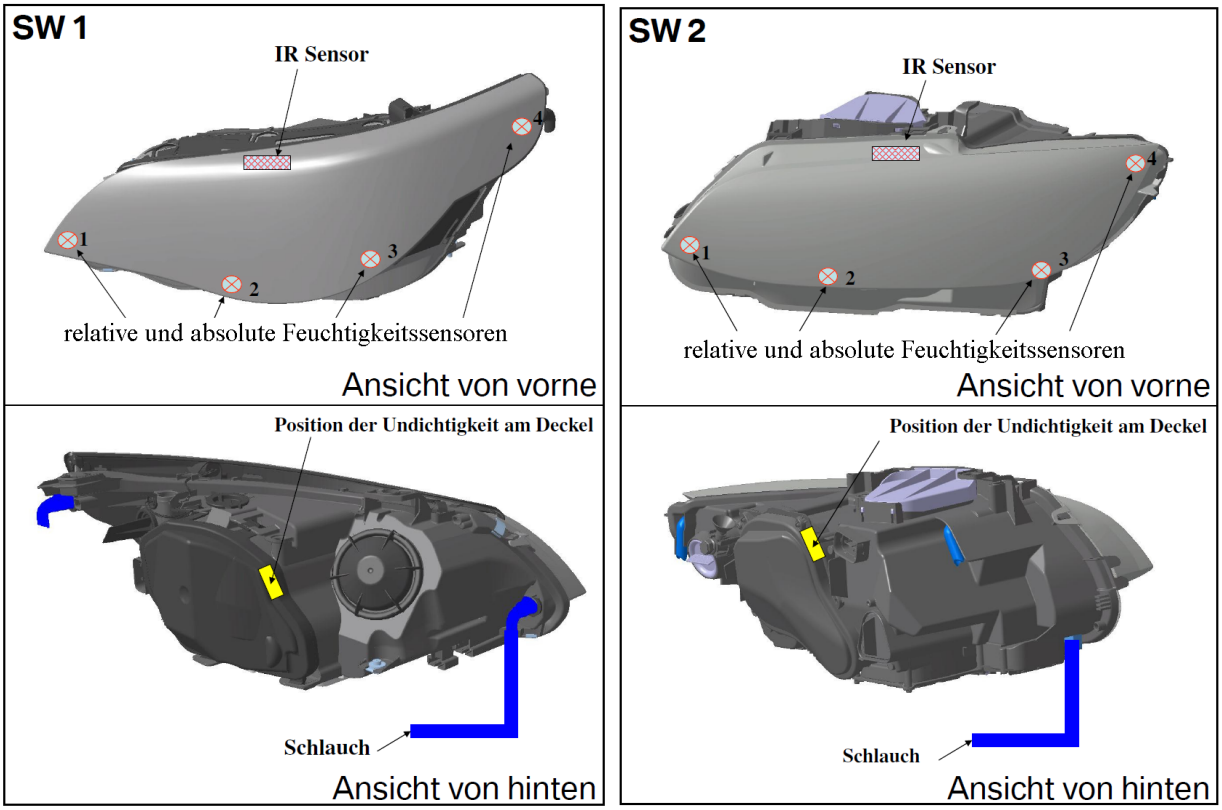


Abbildung 5.1: *Untersuchte Scheinwerfergeometrien In der Ansicht von vorne kann man die Position der Temperatursensoren, der relativen und absoluten Feuchtigkeitssensoren sowie des IR-Sensors sehen. Die Ansicht von hinten zeigt die Belüftungsöffnungen, die Undichtigkeit am Deckel und den Schlauchanschluss, welche das Ein- und Ausströmen von Luft und Wasserdampf aus dem Scheinwerfer ermöglichen.*

- Anti-Fog-Beschichtung (Bezeichnung SW1-3 für Scheinwerfermodell SW1 und SW2-3 für Scheinwerfer SW2)
- angeschlossener Schlauch (Bezeichnung SW1-4 für Scheinwerfermodell SW1 und SW2-4 für Scheinwerfer SW2).

Die Modifikation mit der präparierten Undichtigkeit am Deckel (Abb. 5.2) stellt den Einfluss mit einer zusätzlichen Öffnung auf die natürliche Konvektion und damit auf die Temperaturverteilung und die Kondensatbildung dar. Der Einfluss der gemischten Konvektion wird mittels der Variante mit einem an der unteren Scheinwerferöffnung angeschlossenen Schlauch (Abb. 5.1) untersucht. Durch die Anti-Fog-Beschichtung ändern sich die Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe, diese Änderungen haben eine Änderung des Kontaktwinkels zur Folge (Abb. 2.6) und können somit einen Wechsel des Kondensationsmechanismus hervorrufen. Die Modifikationen ermöglichen eine detaillierte Betauungsstudie, wobei die gewonnenen Ergebnisse gleichzeitig als Basis für die numerische Simulation dienen. Im Folgenden werden Daten der Sensoren an der Position 2 und 3, die die Temperatur und die Luftfeuchtigkeit im Scheinwerfer (Abb. 5.1) messen, diskutiert. Zusätzlich werden die Temperatur- und Feuchtigkeitsverläufe in der Doppelklimakammer (Abb. 4.3) dargestellt. Die Abbildung 5.3 zeigt den Verlauf der relativen Feuchtigkeit für das Modell SW1 und dessen Modifikationen während des gesamten Kondensationszyklus (Tab. 4.2). Der dazugehörige Temperaturverlauf ist in der Abbildung 5.4 zu sehen. Gut zu erkennen ist, dass bei der Modifikation mit dem angeschlossenen Schlauch SW1-4 die relative Feuchtigkeit über den

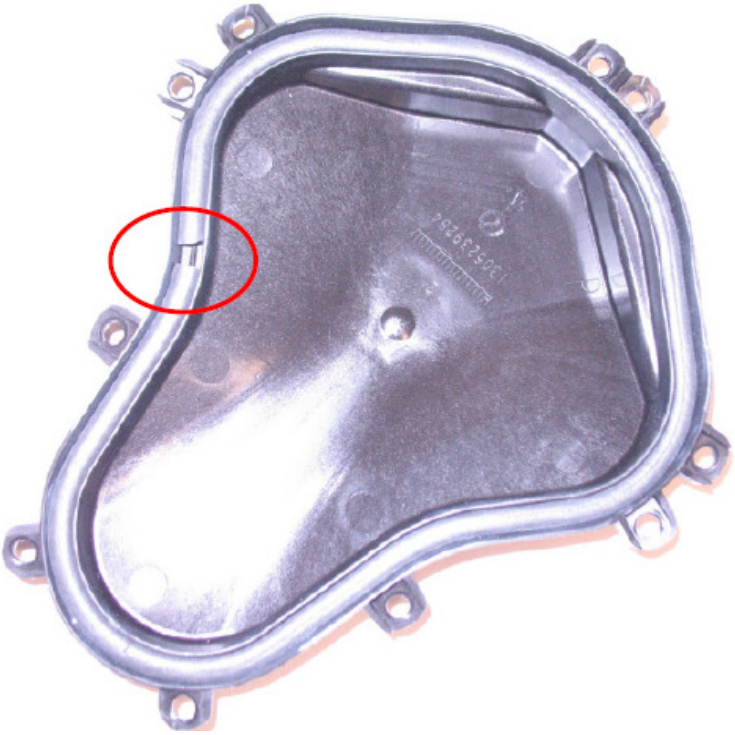


Abbildung 5.2: *Undichtigkeit am Deckel*

gesamten Zyklus signifikant niedriger ist als bei den anderen Modifikationen. In diesem Fall kommt es während des gesamten Zyklus zu keiner Kondensatbildung (Abb. 5.15).

Für die Variante mit der Anti-Fog-Beschichtung (SW1-3) ergibt sich ein konstanter Feuchtigkeitsanstieg, welcher aber immer noch niedrig ist im Vergleich zu den anderen Varianten SW1-1 und SW1-2. Interessant ist dass, obwohl sich beide Modifikationen (SW1-3 und SW1-4) bezüglich des Feuchtigkeitsverlaufs stark voneinander unterscheiden, sich beim Temperaturverlauf nur geringe Unterschiede (Abb. 5.4)zeigen. Der Verlauf der relativen Feuchtigkeit für SW1-1 mit Belüftungsöffnungen folgt dem Verlauf der relativen Feuchtigkeit in der Klimakammer, die den Motorraum simuliert. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Änderungen der Feuchtigkeit in der Klimakammer C2 (Motorraum) die entsprechenden Werte der Modifikation SW1-2 mit gezielter Undichtigkeit am Deckel noch stärker beeinflussen als SW1-1. Aufgrund der großen Abhängigkeit der Kondensatbildung von der Feuchte bei dieser Modifikation (SW1-2) führt dies zu einem deutlichen Anstieg der Feuchtigkeit. Der Sättigungswert wird sowohl in der zweiten als auch in der dritten Kondensationsphase bei einer φ von 70 % in der Klimakammer C2 erreicht. Damit kondensiert Wasser in beiden Phasen aus und folglich sinkt die φ auf 35 % ab. Sobald die Wärmezufuhr in der Kondensationsphase abgeschaltet wird, steigt auch die relative Feuchtigkeit φ im untersuchten Volumen an. Bei der nächsten Abkühlung erreicht die Temperaturkurve den niedrigsten Wert im Vergleich zu den anderen untersuchten Scheinwerfern.

In den Abbildungen 5.5 und 5.6 sind die Verläufe der relativen Feuchtigkeit und der Temperatur während des gesamten Kondensationszyklus für das Modell SW2 und dessen Varianten dargestellt. Wie bereits im Modell SW1-4 erwies sich die Modifikation SW2-4 mit dem an der unteren Öffnung angeschlossen Schlauch als die, bei der die relative Feuchtigkeit im Vergleich zu den anderen Varianten den geringsten Wert aufweist, insbesondere ist der Anstieg in den Kühlphasen am geringsten. Im Unterschied zum Modell SW1-3 erreicht man hier für die Variante SW2-3 mit

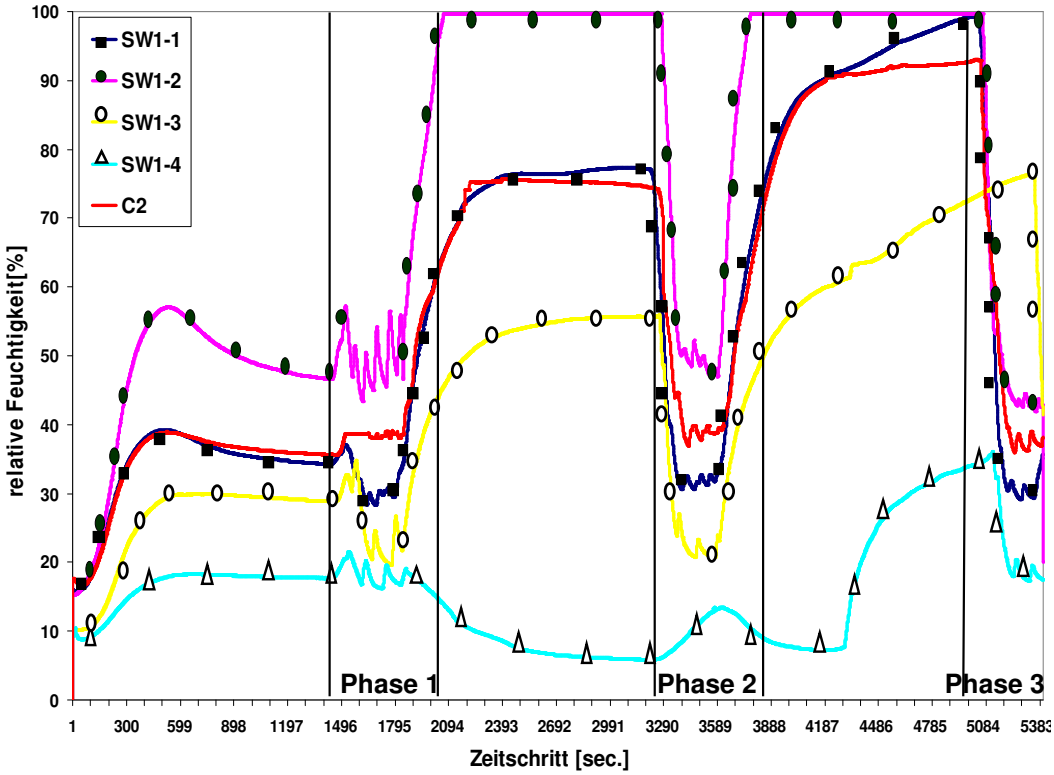


Abbildung 5.3: *Experimentelle Werte der relativen Feuchtigkeit während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW1*

Anti-Fog-Beschichtung den maximalen Anstieg der relativen Feuchtigkeit auf 85 %. Der Verlauf in den Scheinwerfern SW2-1 und SW2-2 ist qualitativ sehr ähnlich. Die relative Feuchtigkeit steigt auf ihren Maximalwert, sobald die Wärmezufuhr abnimmt, und nimmt anschließend kontinuierlich ab. Die in der Abbildung 5.6 erkennbaren Temperaturverläufe für alle Varianten von SW2 sind analog mit den entsprechenden Daten von SW1. Während die Variante SW2-2 mit der gezielten Undichtigkeit am Deckel durch den schnellsten Temperaturabfall bei der Abkühlung charakterisiert ist, weist die Variante SW2-4 bei der Abkühlung den langsamsten Temperaturabfall auf. Im Folgenden werden für die beiden Scheinwerfermodelle SW1 und SW2 mit jeweils der gleichen Modifikation die im Kondensationszyklus (Tab. 4.2) gemessenen Temperatur- und Feuchtigkeitsverläufe miteinander verglichen.

Der Verlauf der relativen Feuchte im Scheinwerfer (Abb. 5.7) und der dazugehörige Temperaturverlauf (Abb. 5.8) in der ersten Kühlphase bei einer vorgegebenen relativen Feuchte von 50 % in der Klimakammer C2 verdeutlicht den großen Einfluss der unterschiedlichen Modifikationen. Anhand der experimentellen Ergebnisse bzgl. der Luftfeuchtigkeit zeigt sich, dass das Anbringen einer Undichtheit den Wassergehalt im Vergleich zu Serienscheinwerfern nicht absenken kann. Bei den Scheinwerfern mit der Anti-Fog-Beschichtung (SW1-3 und SW2-3) können keine eindeutigen Schlussfolgerungen gezogen werden, denn im Falle des SW1 führt die Beschichtung (SW1-3) zu einer geringeren Feuchtigkeit im Vergleich mit dem Serienmodell (SW1-1). Im Gegensatz dazu erhöht sich der Wassergehalt für das serielle Modell (SW2). Diese Effekte können aber auch durch die Einstellung des stationären Zustandes in der ersten Kühlphase bedingt sein. Der geringste Anstieg der Feuchtigkeit während der Kühlphase erfolgte bei der Modifikation mit dem Schlauch (Abb. 5.18). Während anhand der gemessenen Feuchtigkeit signifikante Unterschiede zwischen den Variationen festgestellt wurden, verlaufen die Temperaturprofile (Abb. 5.8) nahezu parallel. Die

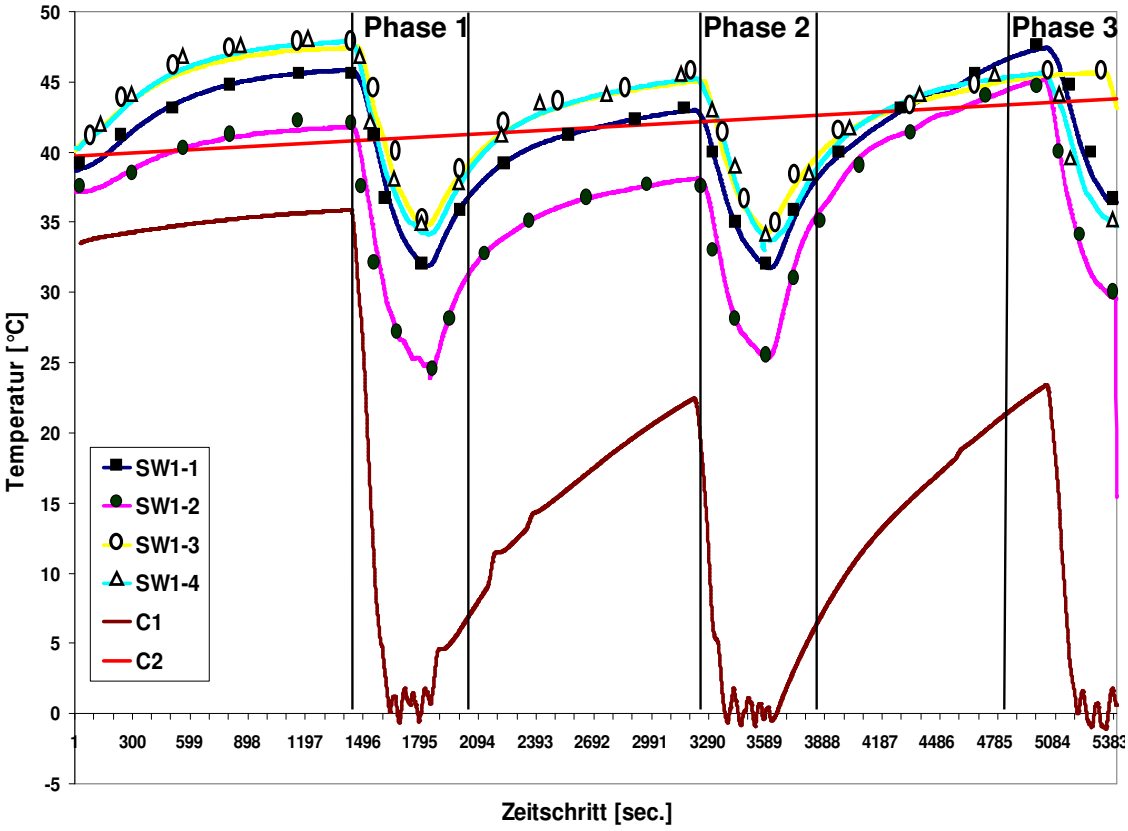


Abbildung 5.4: *Experimentelle Werte der Temperatur während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW1*

Messergebnisse im zweiten Kondensationszyklus bei einer relativen Feuchte von 70 % sind in den Abbildungen 5.9 und 5.10 dargestellt.

Im Gegensatz zur ersten Kühlphase werden im Verlauf der zweiten Kühlphase konstante Werte bzgl. der Temperatur und der Feuchte erzielt, demzufolge kann man hier davon ausgehen, dass sich ein stationärer Zustand eingestellt hat. In dieser zweiten Kühlphase unter Erhöhung der relativen Feuchtigkeit auf 70 % in der Klimakammer C2 konnten die anhand der ersten Kühlphase gezogenen Schlussfolgerungen bzgl. der relativen Feuchte bestätigt, beziehungsweise noch verdeutlicht werden. Jedoch kann aufgrund der Daten bzgl. der relativen Feuchtigkeit die Wirkungsweise der Beschichtung nicht generell bewertet werden. Für den Serienscheinwerfer SW1 ist die relative Feuchtigkeit über den gesamten Zeitraum bei der Beschichtung (SW1-3) niedriger als ohne Beschichtung (SW1).

Für den Serienscheinwerfer SW2 ergibt sich ein anderes Bild. Im Falle der Beschichtung bleibt die relative Luftfeuchtigkeit zunächst konstant, wobei dessen Wert oberhalb des Wertes für den Scheinwerfer SW2-1 liegt. Mit fortschreitender Zeit nimmt die relative Feuchte ab, wobei der Wert immer oberhalb des Wertes für SW2-1 liegt. In dieser Phase des Kondensationszyklus nimmt die Temperatur für den Serienscheinwerfer SW1 um etwa 10 K und für den Serienscheinwerfer SW2 um etwa 12 K ab. Die Abnahme der Temperatur hängt von der Art der Variation ab. Bei dem Vorhandensein einer gezielten Undichtigkeit am Deckel nimmt die Temperatur erwartungsgemäß bei beiden Scheinwerfern am stärksten ab (für SW1-2 um 22 K und für SW2-2 um 18 K). Wenn in beiden Scheinwerfern die Abschlussscheibe beschichtet wird, beobachtet man auch hier ein unterschiedliches Verhalten im Vergleich mit den Serienmodellen. Während die Temperaturabnahme

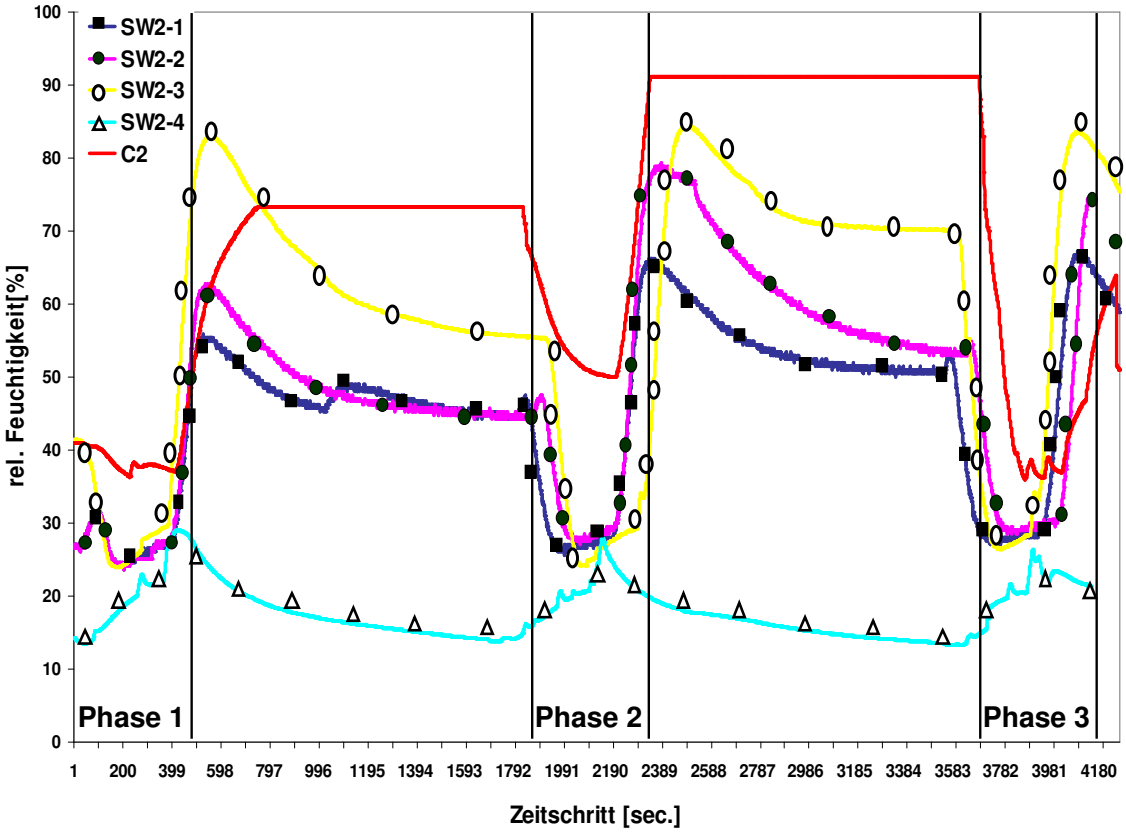


Abbildung 5.5: *Experimentelle Werte der relativen Feuchtigkeit während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW2*

bei der Beschichtung des Modells SW1 geringer ausfällt, steigt die Temperaturabnahme bei der Beschichtung im Modell SW2. Das Anbringen des Schlauchs führt im Scheinwerfer SW1 zu einem geringfügig steileren Abfall (für SW1-4 ΔT= 11 K). In Gegensatz dazu ist die Temperaturabnahme im Modell SW2 deutlich geringer ausgeprägt (für SW2-4 ΔT= 5 K). Die Messergebnisse während der letzten Kühlphase (3) mit der relativen Feuchtigkeit von 90 % in der Klimakammer C2 sind in den Abbildungen 5.11 und 5.12 dargestellt. Im Falle einer relativen Feuchtigkeit von 90 % befindet sich das System nahe der Sättigungsgrenze was mit einer starken Abnahme der relativen Feuchtigkeit im Scheinwerfer verbunden ist. Dieser Effekt ist für den Scheinwerfer SW1-1 besonders deutlich ausgeprägt. Diese Abnahme kann durch eine Kondensation des Wasserdampfes interpretiert werden. Die starke Abnahme der relativen Feuchtigkeit wurde für die beiden Scheinwerfer SW1-4 und SW2-4 nicht beobachtet.

Deshalb kann man davon ausgehen, dass hier keine Kondensation vorliegt. Wie in den vorhergegangenen Kühlphasen auch, kann die Wirkungsweise der Beschichtung nicht aus den Daten bzgl. der Feuchte allgemein beurteilt werden. Besonders auffallend ist allerdings die über einen langen Zeitraum konstante Temperatur im Scheinwerfer SW1-3 (Abb. 5.12). Die Temperaturkonstanz tritt im Scheinwerfer SW2-3 nicht auf. Mithilfe der Daten bzgl. der Feuchte und der Temperatur über den gesamten Kondensationszyklus können die einzelnen Variationen noch nicht abschließend hinsichtlich ihrer Wirkung, die Betauung der Abschlussscheibe zu verhindern, klassifiziert werden. Aus diesem Grund wurde die Abschlussscheibe während der dritten Kühlphase bei einem unterschiedlichen Feuchtigkeitsgehalt in der Klimakammer C2 optisch bewertet. Die dabei erhaltenen Aufnahmen der Abschlussscheibe im Scheinwerfer SW1-1 sind in der Abb. 5.13 und im Scheinwerfer SW1-2 in der Abb. 5.14 bei unterschiedlichen Zeiten dargestellt.

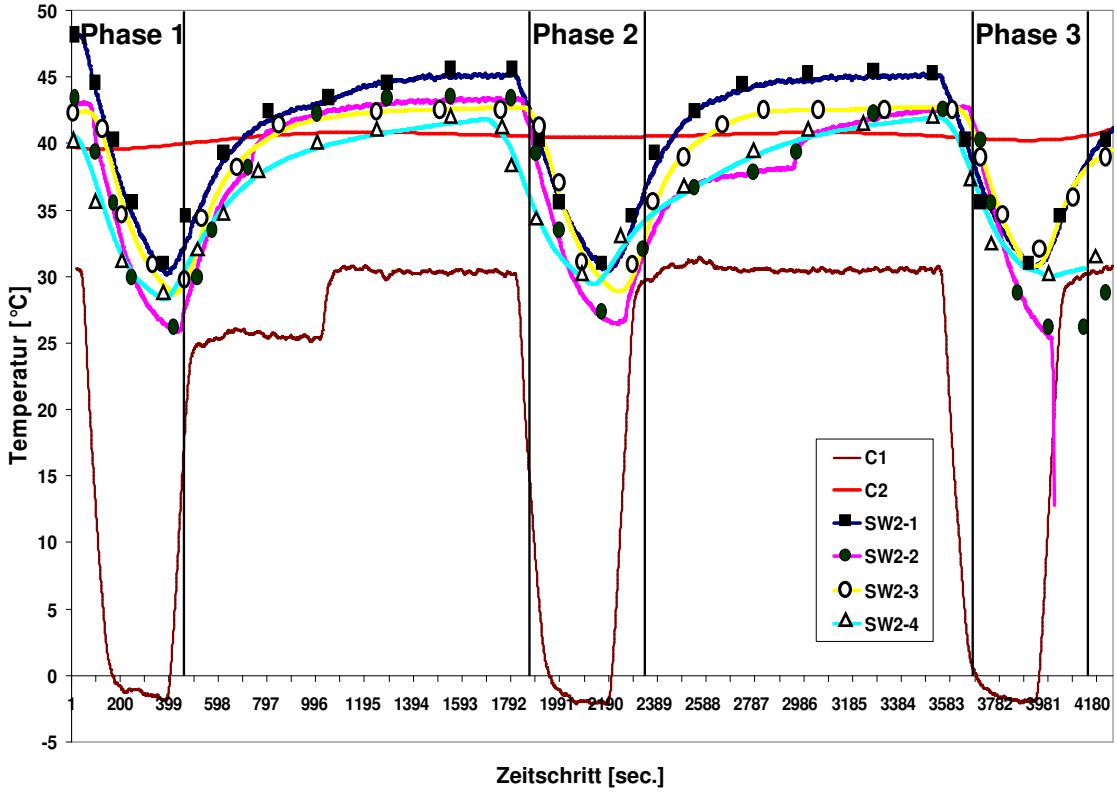


Abbildung 5.6: *Experimentelle Werte der Temperatur während des gesamten Kondensationszyklus für Scheinwerfer SW2*

Aus diesen Abbildungen erkennt man, dass mit steigender Luftfeuchtigkeit in der Klimakammer C2 der Betauungsvorgang erwartungsgemäß schneller einsetzt. Bei 50 % φ beginnt die Betauung schon nach 10 Minuten. Bei Luftfeuchtigkeiten oberhalb 70 % setzt die Kondensation schon innerhalb der ersten 5 Minuten ein. Mit fortschreitender Zeit wird eine immer größere Fläche der Abschlussscheibe mit Feuchtigkeit bedeckt, sodass die Sichtverhältnisse im realen Straßenverkehr immer deutlicher beeinflusst werden. Bringt man eine Undichtheit an, so ergibt sich ein sehr ähnliches Verhalten. Eine detaillierte Analyse zeigt, dass die von der Betauung betroffene Fläche an der Abschlussscheibe geringfügig größer ist (Abb. 5.14).

Ein deutlich anderes Verhalten konnte beim Scheinwerfer SW1-4 beobachtet werden (Abb. 5.15). In diesem Fall tritt keine Betauung auf. Die optischen Aufnahmen bestätigen somit die vorher diskutierten Daten bzgl. der Temperatur- und Feuchtigkeitsverläufe. Dieses Ergebnis veranschaulicht die Bedeutung des Strömungsfeldes, das durch die zusätzlich erzwungene Konvektion mithilfe des Schlauches signifikant beeinflusst wurde.

Diese Phänomene können in den Abbildungen 5.11 - 5.15 deutlich erkannt werden. Im Vergleich zum Scheinwerfer SW1-1 ist die Temperaturabnahme im SW1-4 um 11 K niedriger. Dennoch ergeben sich beim Feuchtigkeitsverlauf deutliche Unterschiede. Die relative Feuchte bei SW1-4 steigt am Anfang der Kühlphase um ca. 7 % an, danach sinkt sie auf den Wert 20 %. Am Ende der letzten Kühlphase ist die Temperaturdifferenz um etwa 10 K niedriger (Abb. 5.12). Die größte Temperaturabnahme ($\Delta T = -16K$) beobachtet man für die Modifikation SW2-2 mit der undichten Stelle. Während der Experimente mit dem Scheinwerfer SW2 und dessen Variationen wurde die Abschlussscheibe ebenfalls optisch bewertet. Analog zu den Aufnahmen der Abschlussscheibe beim Scheinwerfer SW1 zeigen die Aufnahmen der Abschlussscheibe beim Scheinwerfer SW2, dass

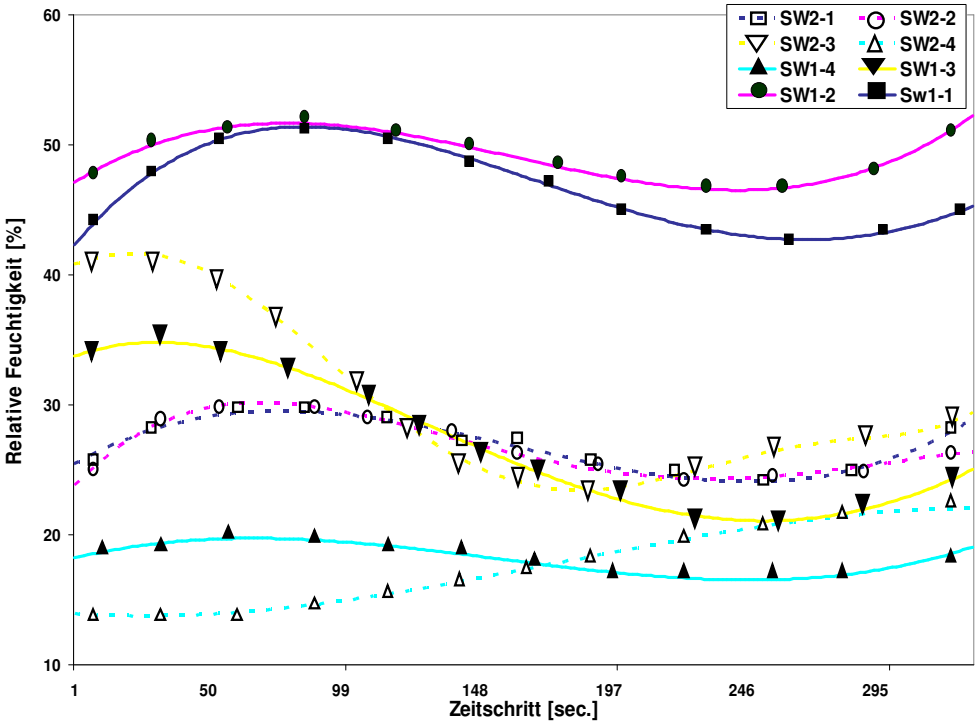


Abbildung 5.7: *Verlauf der relativen Feuchtigkeiten während der ersten Kühlphase (*50% *RF)*

bei der unveränderten Version (Abb. 5.16), unabhängig von der vorgegebenen Luftfeuchtigkeit im Bereich von 50 bis 90 % nach 30 Minuten, eine Betauung stattfindet.

Wie auch beim Scheinwerfer SW1 führt die gezielte Undichtheit beim Scheinwerfer SW2 (Abb. 5.17) zu keiner Verbesserung bzgl. der Kondensatbildung. Auch für den Scheinwerfer SW2 kann mit der Schlauchlösung eine Betauung der Abschlussscheibe im Scheinwerfer SW2-4 (Abb. 5.18) über einen langen Zeitraum wirksam verhindert werden. Aus den experimentellen Daten bzgl. der Temperatur und der Feuchte konnte für die Modifikation durch die Anti Fog Beschichtung keine allgemeine Bewertung beider Serien Scheinwerfer erfolgen. Mithilfe der optischen Bewertung wurden für beide Scheinwerfer (SW1-3 und SW2-3) identische Ergebnisse erhalten, das exemplarisch für den Scheinwerfer SW1-3 in der Abbildung 5.19 dargestellt sind. In der ersten Kühlphase tritt keine Kondensation auf.

In der zweiten Kühlphase lässt sich in beiden Scheinwerfern die Bildung von Tropfen erkennen. Mit steigender Luftfeuchtigkeit in der dritten Kühlphase wachsen die Tropfen, die sich schon in der zweite Phase gebildet haben. Mithilfe des aufgenommenen Videofilms kann man erkennen, dass die Tropfen ab einer bestimmten Größe nach unten ablaufen. Das bedeutet für den Scheinwerfer, dass sich die Kondensatmenge aufgrund des veränderten Kontaktwinkels nicht auf der Abschlussscheibe sammeln kann, sondern sich in anderen Bereichen des Scheinwerfers ansammelt. Das führt zu einer Verbesserung der Sichtverhältnisse. Durch die Veränderung des Kontaktwinkels resultiert auch eine Veränderung des Kondensationsmechanismus. Während in den Scheinwerfern SW1-1, SW1-2, SW2-1 und SW2-2 überwiegend Filmkondensation auftritt, wurde in den Scheinwerfern SW1-3 und SW2-3 hauptsächlich Tropfenkondensation beobachtet. Dieser Mechanismenwechsel ist bzgl. des Wärmetransportes, insbesondere der Wärmeübergangszahl, positiv zu bewerten.

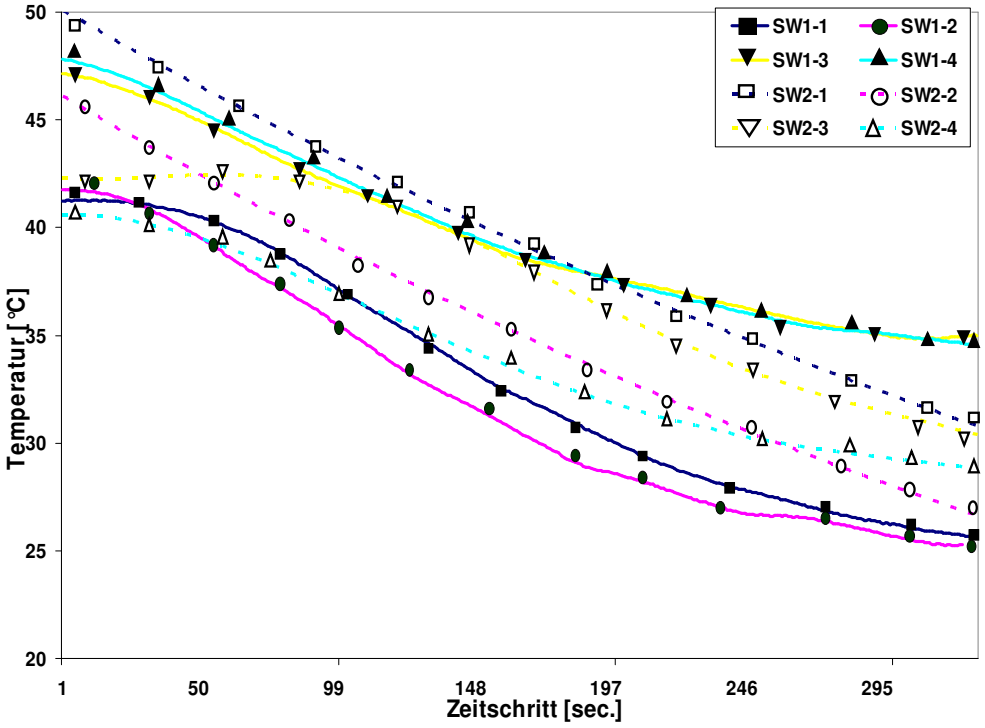


Abbildung 5.8: *Verlauf der Temperaturen während der ersten Kühlphase (50 % RF)*

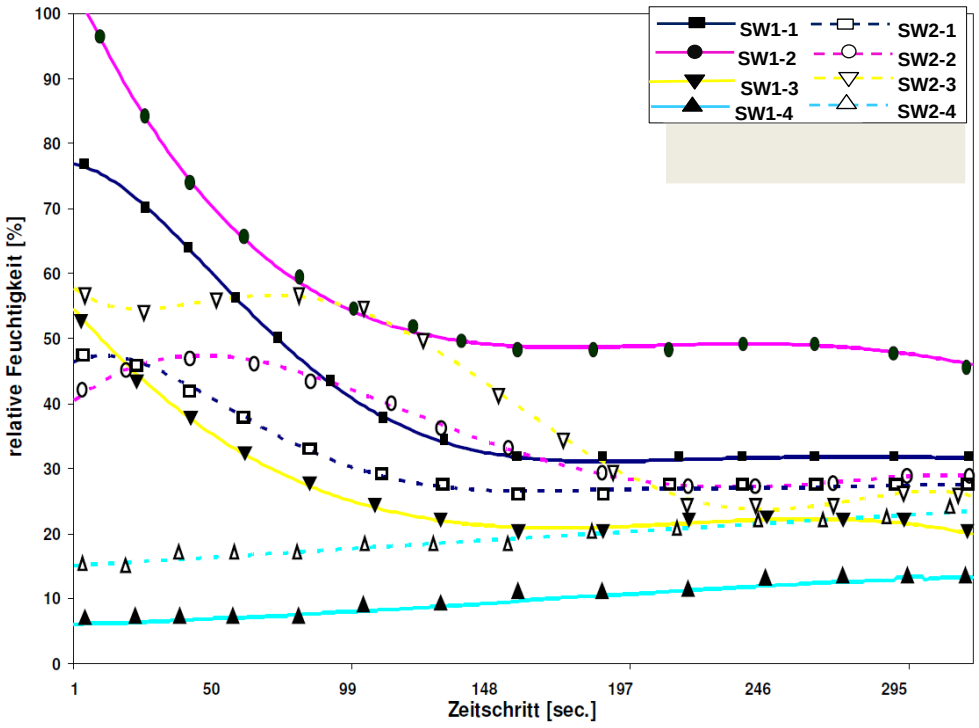


Abbildung 5.9: *Verlauf der relativen Feuchtigkeiten während der zweiten Kühlphase (70 % RF)*

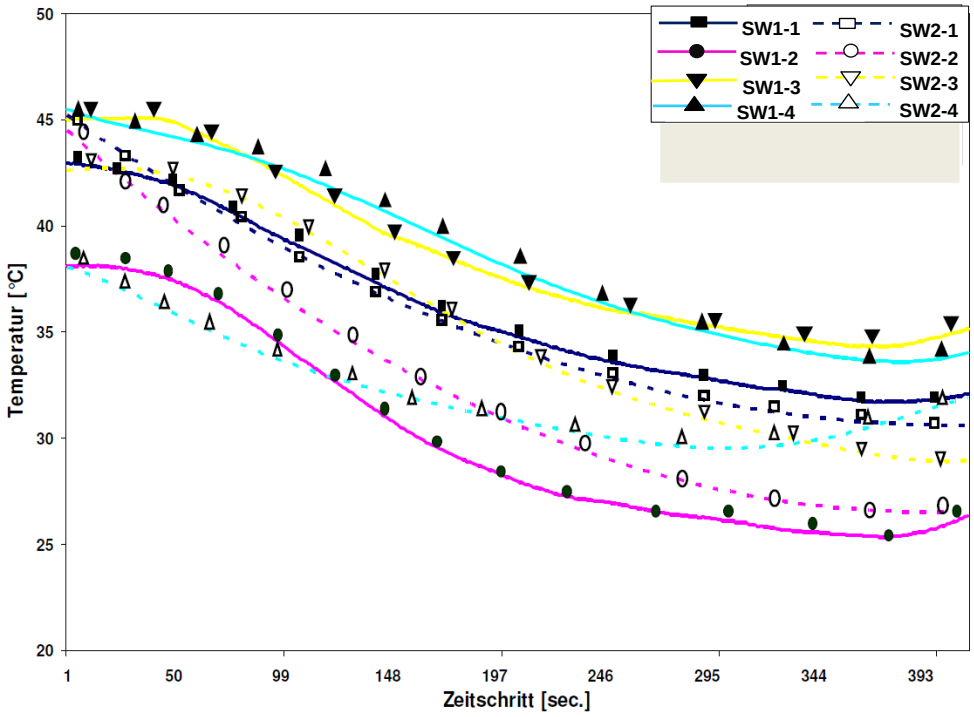


Abbildung 5.10: *Verlauf der Temperaturen während der zweiten Kühlphase (70 % RF)*

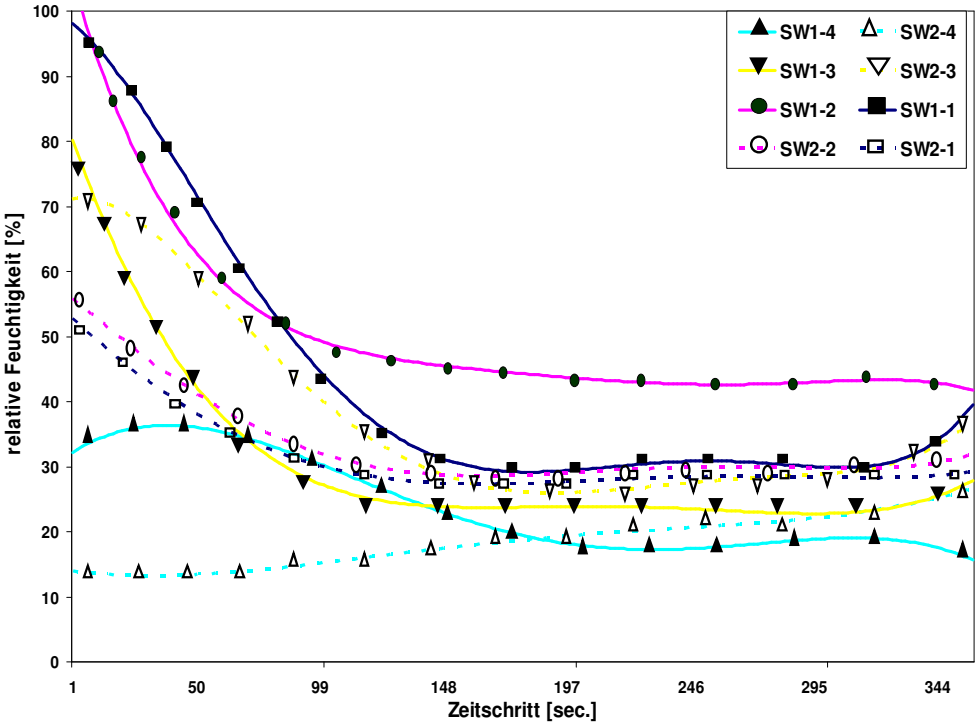


Abbildung 5.11: *Verlauf der relativen Feuchtigkeiten während der dritten Kühlphase (90 % RF)*

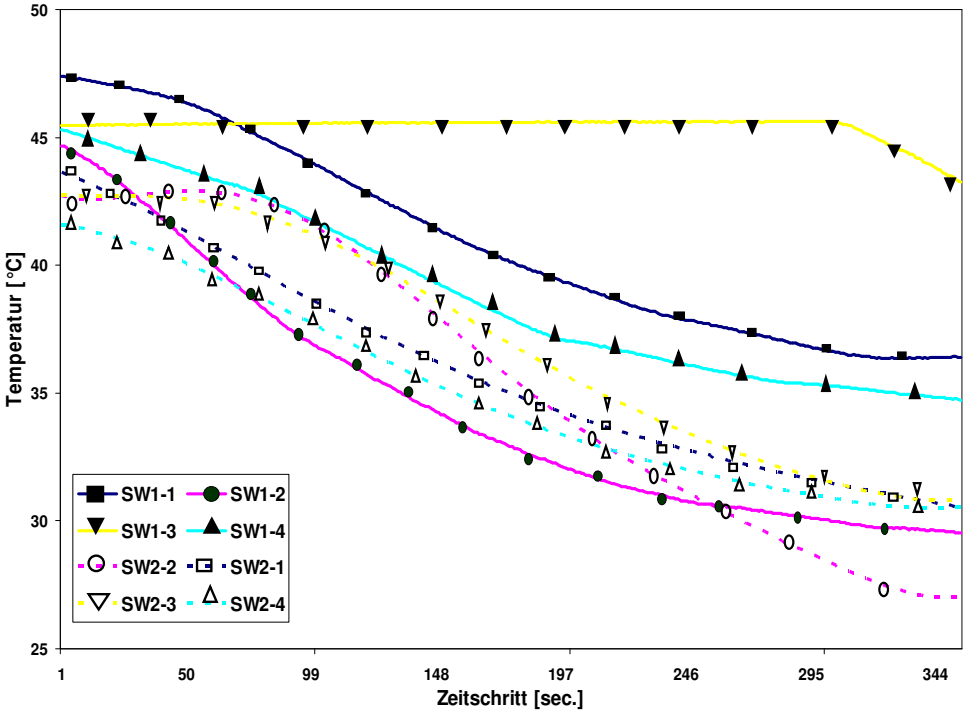


Abbildung 5.12: *Verlauf der Temperaturen während der dritten Kühlphase (90 % RF)*

RF- Relative Luftfeuchtigkeit	C2 RF 50 %	C2 RF 70 %	C2 RF 90 %
Nach 5 Minuten			
Nach 10 Minuten			
Nach 20 Minuten			
Nach 30 Minuten			

Abbildung 5.13: *Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW1-1 mit diagonalen Öffnungen am Gehäuse unter dem Einfluss einer natürlichen Konvektion*

RF- Relative Luftfeuchtigkeit	C2 RF 50 %	C2 RF 70 %	C2 RF 90 %
Nach 5 Minuten			
Nach 10 Minuten			
Nach 20 Minuten			
Nach 30 Minuten			

Abbildung 5.14: *Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW1-2 mit einer Undichtigkeit am Deckel unter dem Einfluss einer natürlichen Konvektion*

RF- Relative Luftfeuchtigkeit	C2 RF 50 %	C2 RF 70 %	C2 RF 90 %
Nach 5 Minuten			
Nach 30 Minuten			

Abbildung 5.15: *Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des SW1-4 mit angeschlossenem Schlauch unter dem Einfluss einer gemischten Konvektion*

RF- Relative Luftfeuchtigkeit	C2 RF 50 %	C2 RF 70 %	C2 RF 90 %
Nach 5 Minuten			
Nach 10 Minuten			
Nach 20 Minuten			
Nach 30 Minuten			

Abbildung 5.16: *Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW2-1 mit drei Öffnungen am Gehäuse unter dem Einfluss einer natürlichen Konvektion*

RF- Relative Luftfeuchtigkeit	C2 RF 50 %	C2 RF 70 %	C2 RF 90 %
Nach 5 Minuten			
Nach 10 Minuten			
Nach 20 Minuten			
Nach 30 Minuten			

Abbildung 5.17: *Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW2-2 mit einer Undichtigkeit am Deckel unter dem Einfluss einer natürlichen Konvektion*

RF- Relative Luftfeuchtigkeit	C2 RF 50 %	C2 RF 70 %	C2 RF 90 %
Nach 5 Minuten			
Nach 30 Minuten			

Abbildung 5.18: *Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des SW2-4 mit angeschlossenem Schlauch unter dem Einfluss einer gemischten Konvektion. Die Stelle im Kreis zeigt einen kaum sichtbaren Auftritt von Betauung.*

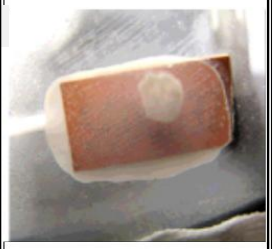
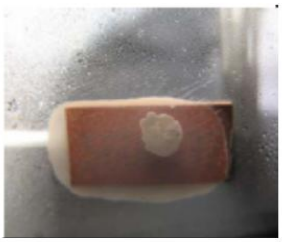
RF- Relative Luftfeuchtigkeit	C2 RF 50%	C2 RF 70%	C2 RF 90%
Nach 5 Minuten			
Nach 30 Minuten			

Abbildung 5.19: *Optische Darstellung der Kondensatbildung an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW1-3 unter dem Einfluss der Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe mittels Anti-Fog-Beschichtung*

5.1.2 Betauungsregistrierung mittels IR-Sensor

Für den Einsatz noch leistungsfähigeren Scheinwerfern im realen Straßenverkehr wäre eine schnelle und zuverlässige Detektion eines eventuell entstehenden Kondensatfilms an der Innenseite der Abschlussscheibe wünschenswert. Diese Detektion gestaltet sich jedoch aufgrund der vielfältigen Störfaktoren im realen Straßenverkehr bei variablen Umgebungen als sehr schwierig. Eine prinzipielle Möglichkeit wäre die Registrierung mithilfe eines IR-Sensors. In diesem Abschnitt werden die Möglichkeiten, aber auch die Grenzen dieser Methode sowohl unter Labor- als auch unter realen Bedingungen diskutiert.

Für den Test des IR-Sensors unter Laborbedingungen wird exemplarisch der serielle Scheinwerfer SW1 ausgewählt. In der Doppelklimakammer wurden zwei Messungen mit definierten Bedingungen bzgl. der Temperatur und der Feuchtigkeit durchgeführt. Die angewendeten Bedingungen für beide Messungen sind in der Tab. 5.1 gegeben. Für diese Testzwecke wurde ein alternativer Kondensationszyklus angewendet (Tab. 5.1). Der Scheinwerferinnenraum wurde mit einem IR-Sensor, sowie einem Sensor für die absolute Feuchtigkeit und einem Sensor, der die Temperatur und die relative Feuchtigkeit misst, ausgestattet. Der IR-Sensor befindet sich unmittelbar hinter der Abschlussscheibe im Inneren des Scheinwerfers unterhalb der Austrittsfläche des Abblendlichts.

Kondensationszyklus in der Doppelklimakammer zur Betauungserkennung mittels IR-Sensor und Wärmebildkamera

Kondensationsphase	t [min]	C1		C2		SW
		T[°C]	φ[%]	T[°C]	φ[%]	
1	60	35	-	40	40	An
	30	35 +/-2	-	40	40	Aus
2	60	35	-	40	80	An
	30	35 +/-2	-	40	80	Aus

Tabelle 5.1: *Messbedingungen in der Doppelklimakammer zur Kondensatbildung*

In der Abbildung 5.20 sind die Ergebnisse für die Messung 1 in der Tab. 5.1 dargestellt. In der ersten Kühlphase nehmen die relative und die absolute Feuchtigkeit mit sinkender Temperatur erwartungsgemäß zu. Der IR-Sensor zeigt ebenfalls einen Anstieg des Messsignals an, jedoch steigt das Signal erst mit einer Verzögerung von etwa zehn Minuten. Bei der Temperaturerhöhung nach der ersten Kühlphase spricht der IR-Sensor zeitnah an und das Messsignal nimmt ab, ähnlich wie die absolute Feuchtigkeit. Unter konstanten Bedingungen bleibt auch das IR-Signal nahezu konstant. Am Beginn der zweiten Kühlphase reagiert das IR-Signal zeitnah, analog zum Signal für die absolute Feuchtigkeit. Aus dem Messverlauf kann geschlossen werden, dass der IR-Sensor ähnlich dem Sensor für die absolute Feuchtigkeit reagiert, jedoch liefert der Sensor für die absolute Feuchte ein deutlich stabileres Signal unter Laborbedingungen.

In dem Experiment wurde die Abschlussscheibe zusätzlich bei sechs verschiedenen Zeitpunkten, die in der Abbildung 5.20 durch Punkte dargestellt sind, optisch bewertet. Am Beginn der Kühlphase (Zeitpunkt 1) ist die Abschlussscheibe trocken. Zu diesem Zeitpunkt zeigt der IR-Sensor eine geringe Spannung an. Zum Zeitpunkt 2 kann bei der optischen Bewertung ein Kondensatfilm beobachtet werden, der zum Zeitpunkt 3 eine noch größere Fläche auf der Abschlussscheibe einnimmt. Gleichzeitig nimmt das IR-Signal zu. Da der IR-Strahl nur auf einen Punkt auf der

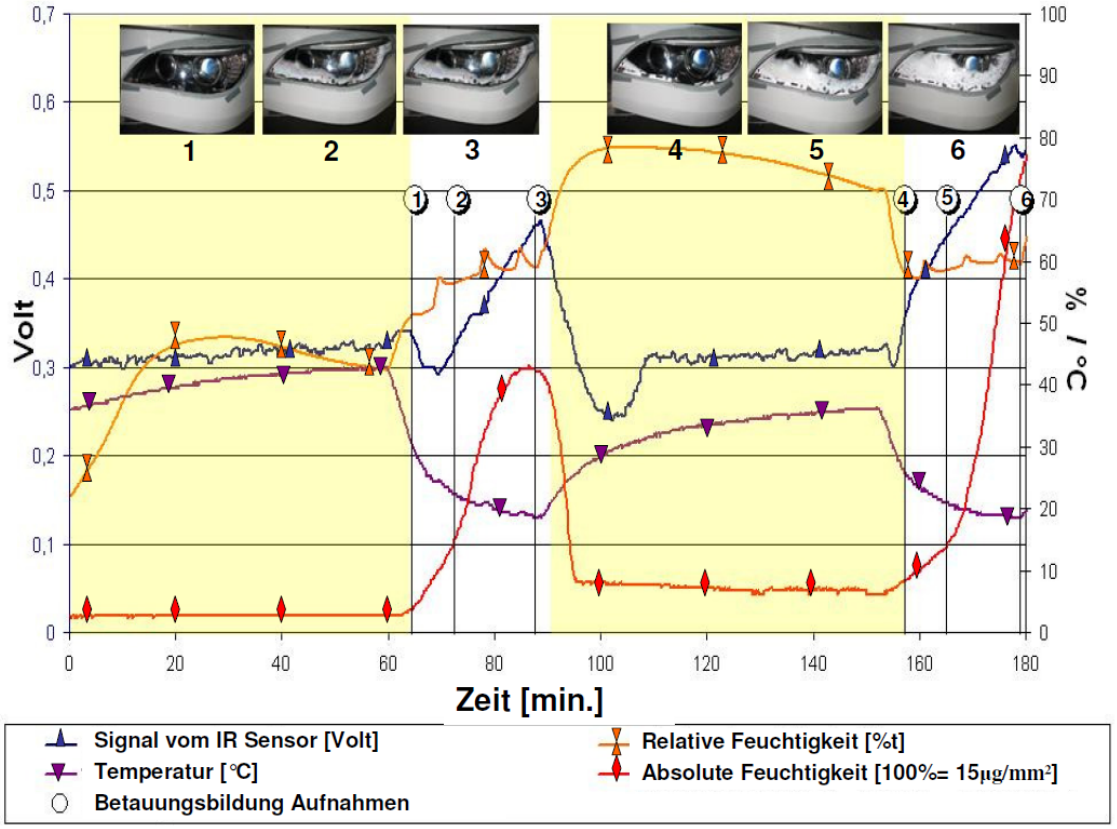


Abbildung 5.20: *Verlauf IR-Sensor bei experimentell erzeugter Betauung*

Abschlussscheibe gerichtet ist, kann die Erhöhung des Messsignals als Zunahme der Dicke des Kondensatfilms interpretiert werden. Zu Beginn der zweiten Kühlphase zum Zeitpunkt 4 zeigt die optische Bewertung, dass sich der Kondensationsfilm sofort bildet. Die sofortige Bildung des Films erkennt auch der IR-Sensor ohne Verzögerungen. Mit fortschreitender Zeit (Zeitpunkt 5 und 6) wird hier ebenfalls eine immer größere Fläche der Abschlussscheibe mit einem Kondensatfilm bedeckt. Analog zur ersten Kühlphase kann der Anstieg des IR-Signals durch eine Zunahme der Filmdicke interpretiert werden. Die zweite Messung ergab analoge Ergebnisse.

5.1.3 Temperaturmessung mit der Wärmebildkamera

Bei den vorhergehenden Experimenten, die im Kapitel 5.1.1 beschrieben wurden, wurde die Temperatur ausschließlich im Inneren des Scheinwerfers experimentell verfolgt. Da die Temperaturprofile einerseits von den vorgegebenen Bedingungen in der Doppelklimakammer und andererseits vom Wärmetransport in den Scheinwerfern abhängen, können Informationen über das lokale Temperaturprofil unmittelbar an der Außenseite der Abschlussscheibe des Scheinwerfers hilfreich sein. Die äußeren Temperaturprofile wurden mithilfe der Wärmebildkamera, die unmittelbar vor der Abschlussscheibe positioniert war, aufgenommen. Die Messungen mit der Wärmebildkamera erfolgten an der Abschlussscheibe des Scheinwerfers SW1-1 während der ersten Kühlphase des Kondensationszyklus in der Tab. 5.1. Die mit der Wärmebildkamera erhaltenen Aufnahmen sind in der Abbildung 5.21 dargestellt.

Nach etwa fünf Minuten kann man in der Wärmebildkamera ein deutliches lokales Profil an der

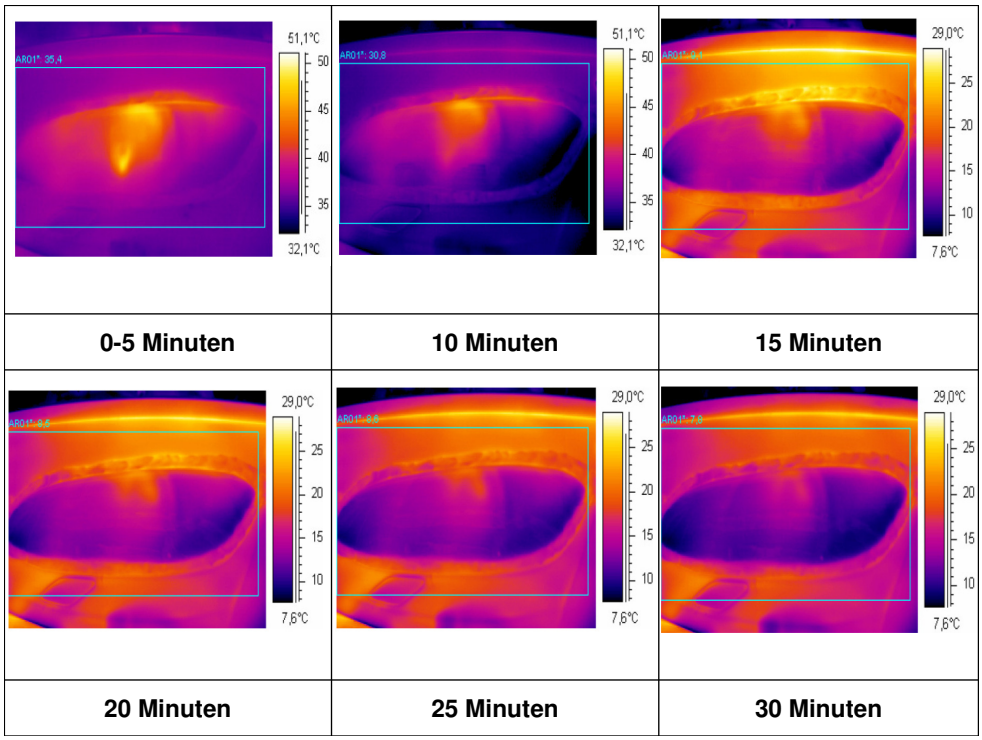


Abbildung 5.21: *Gemessene Temperaturverteilung (Thermokamera) an der Scheibe des Scheinwerfers SW2 bei einer Kühlphase*

Abschlussscheibe erkennen. Da während der Phase 1 im Zyklus (Tab. 5.1) in der Mitte die Lampe angeschaltet war und diese Lampe als Wärmequelle wirkt, treten in der Mitte Temperaturen bis zu 50 °C auf. Dieses Temperaturmaximum ist ein typischer Hot Spot. Nach etwa zehn Minuten ist immer noch ein Maximum zu erkennen, jedoch ist die Temperatur des Hot Spots unterhalb 50 °C. Nach etwa 15 Minuten kühlt sich der Scheinwerferraum und die Temperatur des Hot Spots weiter ab. Von besonderem Interesse ist der lokale Temperaturgradient im Scheinwerfer und kurz unterhalb des Scheinwerfers. Die Temperatur nimmt von links nach rechts signifikant ab, obwohl die Außentemperatur örtlich konstant ist.

Der Temperaturgradient kann durch unterschiedliche Wärmeleitungen im Scheinwerfer erklärt werden. Im realen Scheinwerfer befindet sich am rechten Rand innerhalb des Scheinwerfers der Blinker, der vom Scheinwerferraum durch ein hochwertiges Plasteteil abgetrennt ist. Dieses Plasteteil bildet bzgl. der Wärmeübertragung einen Isolator und bildet demzufolge den beobachteten Temperaturgradienten aus. Vergleicht man das örtliche Temperaturprofil (Abb. 5.21) mit der optischen Bewertung der Scheinwerfer (z.B. Abb. 5.13), so beginnt die Kondensatfilmbildung genau an dieser Stelle. Der lokale Temperaturgradient bildet sich mit fortschreitender Zeit weiter aus, wobei nun die Flächen mit einer Temperatur, die eine Kondensatbildung fördert, immer größer werden. Die Wärmebildkamera gibt somit Informationen, wo unter geeigneten Bedingungen bzgl. der Temperatur und der Feuchtigkeit die Kondensation beginnt.

5.1.4 Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse

In den durchgeführten Experimenten ist es gelungen, den Einfluss der Temperatur und der relativen Feuchtigkeit zusammen mit der Geometrieart auf die Bildung des Kondensat zu analysieren.

Der Vergleich von zwei unterschiedlichen Scheinwerfern und deren Modifikationen haben ein Verständnis für die Komplexität dieses Betauungsphänomens gebracht.

Anhand der gemessenen Werte in Scheinwerfern kann man zusammenfassen, dass im Bereich eines Taupunktes schon geringe Temperaturunterschiede ein sehr unterschiedliches Kondensationsverhalten bewirken. Befinden sich auf der Oberfläche chemische, hygroskopische bzw. sorptive Schichten, die zu einer Taupunkttemperaturerhöhung an den Oberflächen führen, kommt es zu einer zeitlichen Verschiebung einer Betauung, bezogen auf das Scheinwerfer-Innenklima. Im Vergleich zu anderen Modifikationen hat sich die Variante, in der der Einfluss von gemischter Konvektion untersucht worden ist, als am wenigsten von klimatischen Einflüssen in der Motorraumklimakammer C2 abhängig erwiesen. Für beide Scheinwerfer-Modelle (SW1-4 und SW2-4) kann man den fast konstanten Verlauf währen des gesamten Experimentes erkennen. Für die Variante mit der undichten Stelle am Deckel beobachtet man die höchsten Werte von relativen Feuchtigkeiten im Volumen, den stärksten Temperaturabfall und damit den intensivsten Betauungsauftritt.

Die andere Lösung mit Öffnungen am Gehäuse, in denen ebenso der Einfluss freier Konvektion untersucht worden ist, zeigt auch starke Anstiege von Feuchtigkeiten im Volumen und einen starken Abfall der Temperaturen. Im Unterschied zu anderen Betauungsbildern zeigt die Modifikation mit der Anti-Fog-Beschichtung eine Tropfendarstellung, welche einen Kondensatfilm bildet und von der Oberfläche abfließt. Die in diesem Kapitel verwendete Messtechnik hat sich nur teilweise als nutzbar erwiesen. Die relativen Feuchtigkeitssensoren wurden aufgrund ihrer Zuverlässigkeit bei jedem Experiment angewendet. Sie lassen sich schnell aus- und umbauen und dank gleichzeitig gemessener Temperatur ist es möglich, schnell den lokalen Taupunkt zu berechnen. Die absoluten Feuchtigkeitssensoren reagieren daher sehr träge, sodass man sehr schnell den 100 %-Sättigungspunkt erreicht hat. Es war nicht möglich den zeitlichen Verlauf der Kondensatbildung darzustellen.

Der sog. Verschmutzungssensor war in der Lage, nur eine begrenzte Fläche, bei der ein Betauungsauftritt stattgefunden hat, zu registrieren. Die komplexe Geometrie des Scheinwerfers ermöglicht keine Montage von mehreren Verschmutzungssensoren. Bei geringerer Betauung ist die Kondensationsbildung aus Sicht des Verschmutzungssensors so gering, dass sie für ihn praktisch nicht erkennbar ist. Mittels Infrarotkamera ist es möglich, an der Oberfläche der Abschlussscheibe die Temperaturverteilung sehr gut zu ermitteln. Damit kann man Flächen mit stark sinkendem Temperaturgradienten gut erkennen und feststellen, ob es an dieser Stelle zu einer Kondensation kommen kann.

5.2 Experimente zur Validierung der Simulation mit dem Musterscheinwerfer

Für die Validierung der zu entwickelnden Simulationsmethoden wurden Experimente mit drei verschiedenen Musterscheinwerfern, die im Kapitel 4.3 beschrieben wurden, durchgeführt. Diese Experimente unter Laborbedingungen zielen auf das bessere Verständnis des Einflusses der freien und erzwungenen Konvektion auf das Thermomanagement im Scheinwerfer.

Um den Einfluss der erzwungenen Konvektion eindeutig zu charakterisieren, wurden zunächst Experimente, bei denen nur eine freie Konvektion stattfindet, mit den Musterscheinwerfern MSW1 und MSW2 durchgeführt. Die mit diesen beiden Scheinwerfern erhaltenen experimentellen Daten werden hier diskutiert. Beide Scheinwerfer unterscheiden sich in der Anzahl der Wärmequellen,

wobei der MSW1 über drei Wärmequellen und der MSW2 über acht Wärmequellen verfügt. Die acht Wärmequellen im MSW2 sind auf zwei Aluminiumplatten montiert. Die unterschiedliche Anzahl der Wärmequellen führt zu unterschiedlichen Temperaturprofilen im Scheinwerfer. Diese Temperaturprofile spielen beim Vergleich mit den Simulationsergebnissen eine besondere Rolle.

Während des Experimentes mit dem Scheinwerfer MSW1 wurden die Wärmequellen nacheinander eingeschaltet (Q1, Q2 und Q3) und jeweils die Temperatur an den sieben Messstellen (Abb. 4.5) nach Einstellung eines zeitlich konstanten Temperaturfeldes gemessen. Bei diesen Experimenten in der Doppelklimakammer entsprach sowohl die Motor- als auch die Umgebungstemperatur der Raumtemperatur von 23 °C. Die Abbildung 5.22 und Tab. 5.2 zeigen die experimentellen Ergebnisse für den Musterscheinwerfer MSW 1. Wie zu erwarten steigt die Temperatur an den meisten Messstellen mit der Anzahl der eingeschalteten Wärmequellen. Die Ausnahme bildet die Messstelle MP1. An dieser Messstelle wurde nach dem Einschalten der Wärmequelle 3 (Q3) eine Abnahme der Temperatur gemessen. Diese Abnahme ist nicht erklärbar, es könnte sich um einen Messfehler handeln. Die höchsten Temperaturwerte wurden am Messpunkt MP6, der sich an der Gehäusewand oberhalb der Wärmequelle Q3 befindet, gemessen. Die niedrigste Temperatur tritt am Messpunkt MP7, der die Temperatur unmittelbar an der Scheibe ermittelt, auf.

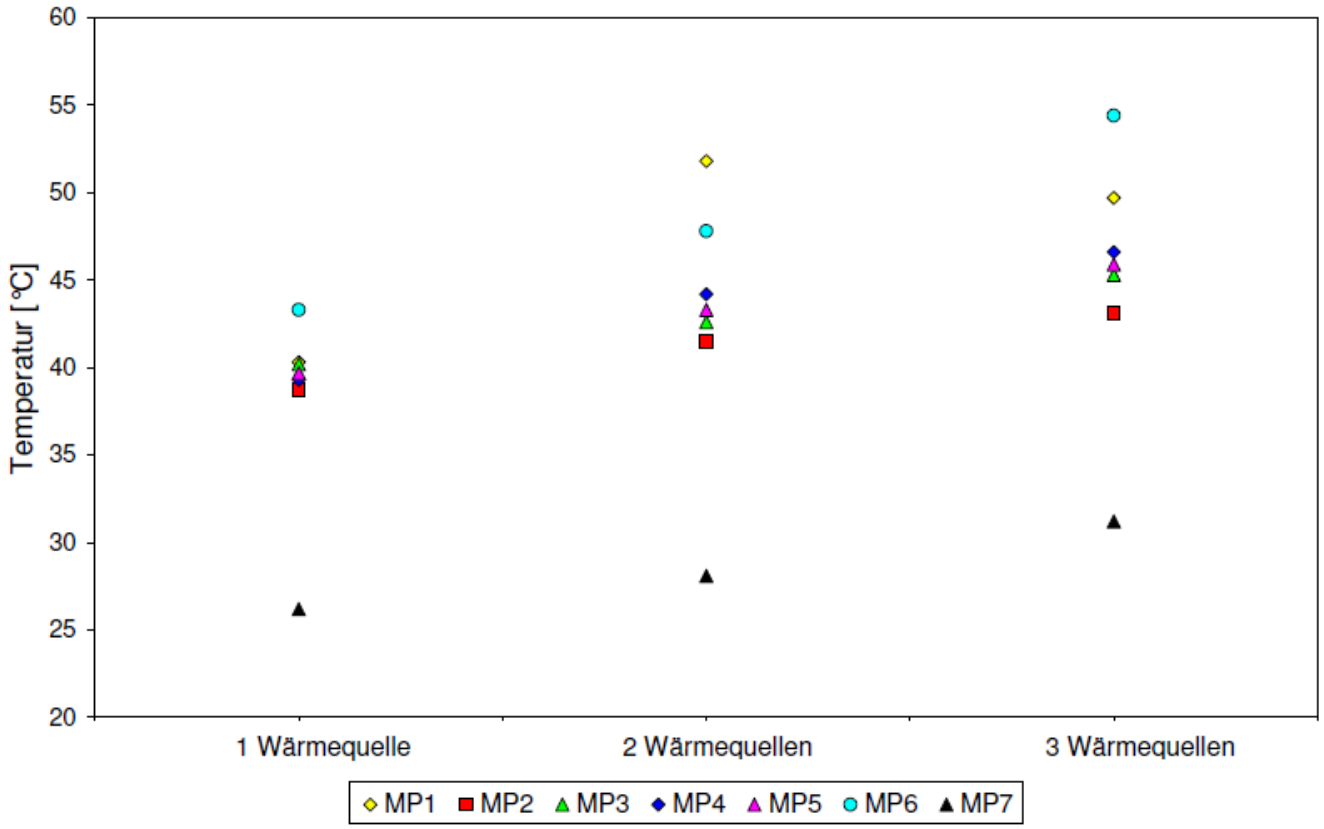


Abbildung 5.22: *Gemessene Temperaturverteilung im Musterscheinwerfer MSW1 im Falle der reinen Konvektion*

Tabelle 5.3 stellt die Ergebnisse unter Verwendung des Musterscheinwerfers MSW1 dar, wobei in diesem Falle der Einfluss der Motorleistung durch die Variation der Temperatur im Teil C2 entsprechend der Tabelle 3.3 variiert wurde. Die Temperatur im Teil C1 blieb während dieser Experimente konstant und betrug 30 °C. Die im Musterscheinwerfer vorhandenen Wärmequellen (Abb. 4.6) wurden nicht benutzt. Während der Messungen wurde beobachtet, dass die zugeführte

	MP1	MP2	MP3	MP4	MP5	MP6	MP7
1 Wärmequelle (Q1)	40,3	38,7	40,2	39,3	39,7	43,3	26,4
2 Wärmequellen (Q2)	51,8	41,5	42,6	44,2	43,3	47,8	28,1
3 Wärmequellen (Q3)	49,7	43,1	45,3	46,6	45,9	54,4	31,2

Tabelle 5.2: *Messergebnisse für die Temperaturverteilung in°C für die freie Konvektion im Musterscheinwerfer MSW1*

Luft aus der Klimakammer (Teil C2) einen großen Einfluss auf die lokale Temperaturverteilung im Scheinwerfer und auf die Temperaturverteilung in der Abschlussscheibe hat. Aufgrund der höheren Temperatur in der Klimakammer nimmt die Temperatur im Scheinwerfer an allen Messstellen zu. Aufgrund der vorgegebenen Strömungsverhältnisse im Motorraum strömt die wärmere Luft mit einer Temperatur, die geringfügig von der vorgegebenen Temperatur im Scheinwerfer abweicht.

Die experimentellen Daten (Abb. 5.23) zeigen, dass die aus dem Motorraum zugeführte Wärme auch zu einer Erhöhung der Temperatur direkt an der Abschlussscheibe (Messstellen MPS1 bis MPS4) führt, obwohl die Außentemperatur konstant gehalten wurde. Die Temperaturunterschiede von bis zu 15 °C direkt an der Scheibe könnten auf Wärmeleiteffekte in der Scheibe und auf unterschiedliche Anströmungen mit kalter Luft aus der Klimakammer (C1) an die Scheibe zurückgeführt werden. Im Folgenden wird ein Be- und Enttauungsexperiment mit dem Muster-

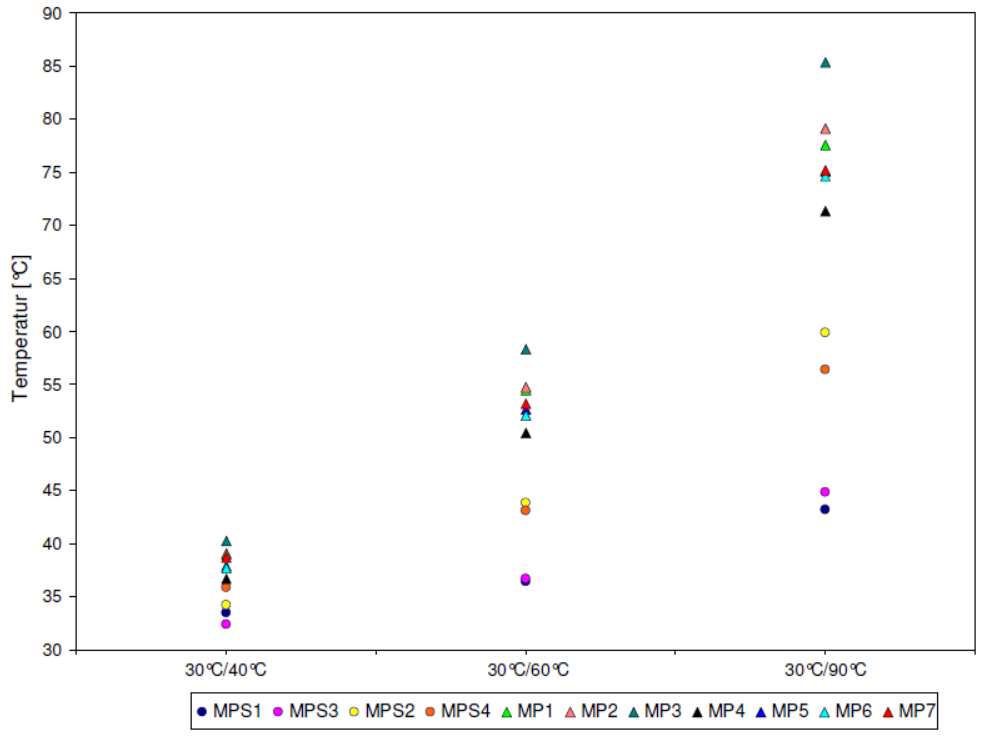


Abbildung 5.23: *Gemessene Temperaturverteilung im Musterscheinwerfer MSW2 im Falle der reinen Konvektion sowie der Umgebungseinflüsse*

scheinwerfer MSW2 erläutert. Die Messungen wurden in der Doppelklimakammer bei definierten Randbedingungen, die an den entwickelten Kondensationszyklus (Tab. 4.2) angelehnt sind, durchgeführt. Zunächst wurden alle Wärmequellen im MSW2 120 Minuten eingeschaltet. Anschließend erfolgte eine fünfzehnminütige Abkühlung und die Bildung eines Kondensatfilms wurde optisch

C2=40°C	MPS1	MPS2	MPS3	MPS4			
	33,5	32,4	34,2	35,9			
	MP1	MP2	MP3	MP4	MP5	MP6	MP7
	39,1	39	40,3	36,7	37,9	37,7	38,7
C2=60°C	MPS1	MPS2	MPS3	MPS4			
	36,4	36,7	43,8	43,1			
	MP1	MP2	MP3	MP4	MP5	MP6	MP7
	54,1	54,7	58,3	50,4	52,6	52,1	53,2
C2=90°C	MPS1	MPS2	MPS3	MPS4			
	43,2	59,9	44,8	56,3			
	MP1	MP2	MP3	MP4	MP5	MP6	MP7
	77,5	79,0	85,3	71,3	75,1	72	72,5

Tabelle 5.3: *Messergebnisse für die Temperaturverteilung bei freier Konvektion sowie der Umgebungseinflüsse im Musterscheinwerfer MSW2*

beobachtet. Die Enttauung wurde durch das erneute Anschalten aller Wärmequellen hervorgerufen. Die experimentellen Daten (Abb. 5.24) zeigen die Temperatur- und rel. Feuchtigkeitsprofile während der Be- und Enttauungsverläufe. Während die Abbildung 5.25 die Kondensatbildung veranschaulicht, zeigt die Abbildung 5.26 deren Rückbildung.

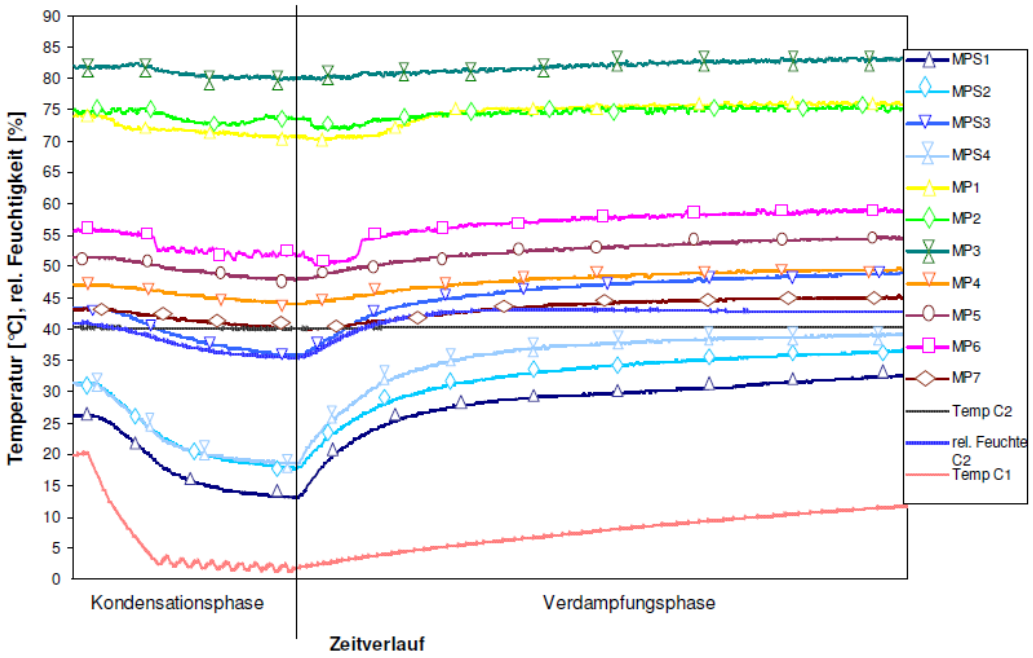


Abbildung 5.24: *Messergebnisse für die Temperatur- und rel. Feuchtigkeitsverteilung während Kondensatbildung und deren Rückbildung im MSW2*

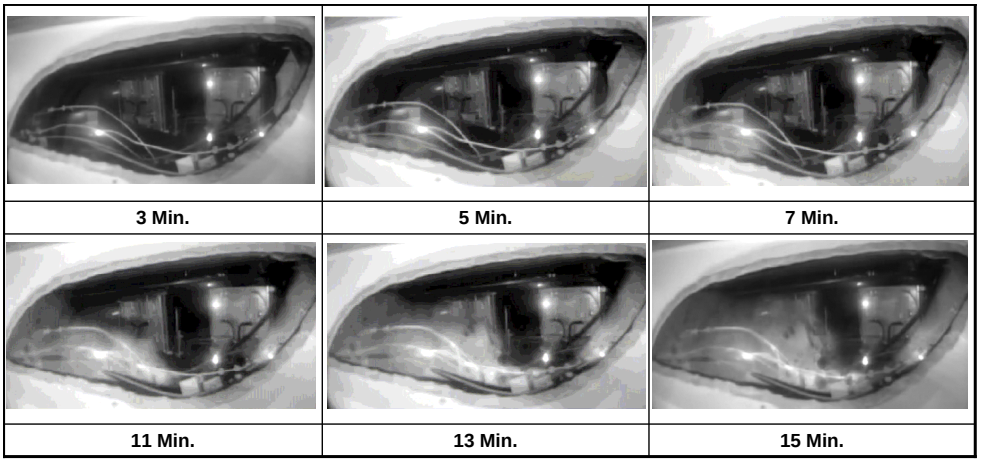


Abbildung 5.25: *Kondensatbildung an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment unter dem Einfluss freier Konvektion im MSW2*

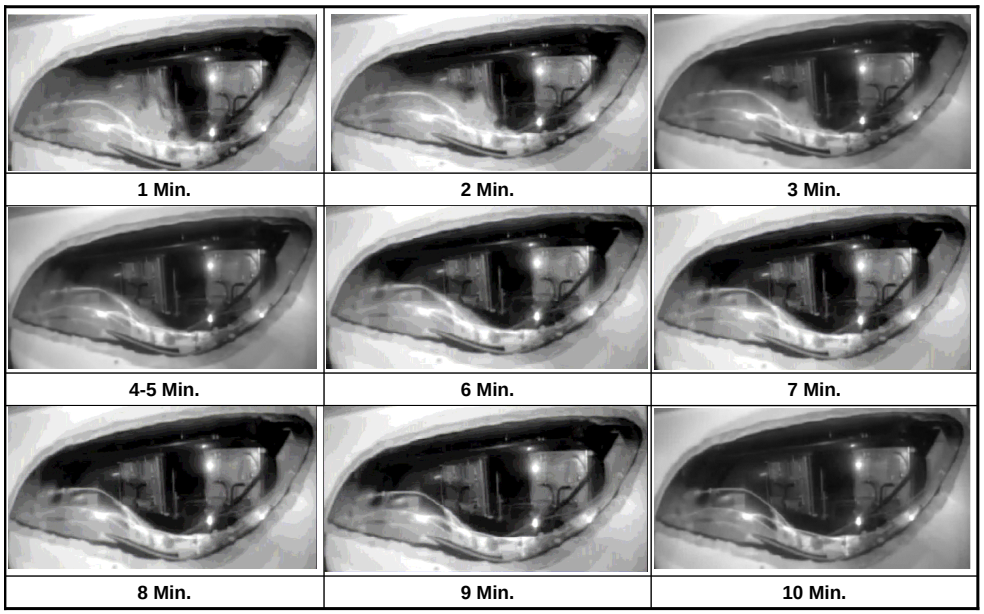


Abbildung 5.26: *Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment unter dem Einfluss freier Konvektion im MSW2*

In den ersten drei Minuten der Kondensatbildung ist optisch kaum ein Kondensat zu erkennen. Mit fortschreitender Zeit wird hier eine immer größere Fläche der Abschlussscheibe mit einem Kondensatfilm bedeckt (Abb. 5.25). Die Kondensatbildung beginnt an den äußeren Bereichen der Scheinwerferabschlussscheibe und wächst kontinuierlich in Richtung Mitte, bis sie die oberen Bereiche der Abschlussscheibe erreicht. Die Ausbreitungsrichtung des Films korreliert mit dem ebenfalls gemessenen Temperaturprofil. Mit fortschreitender Zeit erhöht sich die Kondensatfilmdicke.

Die Abbildung 5.26 veranschaulicht den Enttauungsverlauf über einen Zeitraum von zehn Minuten. Eine signifikante Rückbildung des Kondensatfilms findet innerhalb der ersten fünf Minuten statt. Die Rückbildung des restlichen Films dauert jedoch viel länger. Auch nach zwanzig Minuten ist der Kondensatfilm noch zu erkennen.

Für die Optimierung des Wärmemanagements soll die Rolle der Wärmesenke (Abb. 5.27),

die aus einer Aluminiumplatte mit darauf angebrachten Stiften besteht, am Beispiel des MSW 2 untersucht werden. Auf der Aluminiumplatte sind normalerweise 4 Platinen, die die eigentliche Wärmequelle enthalten, montiert. Für das hier beschriebene Experiment wurde exemplarisch eine Aluminiumplatte mit nur einer Platine untersucht. Die Eignung der Aluminiumplatte als Wärmesenke hängt von der Länge der Stifte ab. Üblicherweise sind die Stifte 40 mm lang. Zusätzlich wurde eine Wärmesenke mit 20 mm langen Stiften hergestellt. Das lokale Temperaturfeld wurde an vier verschiedenen Stellen (direkt an der Wärmequelle, an der Kontaktfläche zwischen dem Kühlkörper und der Wärmequelle, auf der Aluminiumplatte und in der unmittelbaren Umgebung) in Abhängigkeit von der Länge der Stifte gemessen. Die Experimente wurden bei konstanter Umgebungstemperatur von 23 °C durchgeführt. Die Wärmequelle wird mit einer elektrischen Stromstärke 700 mA über den gesamten Beobachtungszeitraum von 90 Minuten betrieben. Die Messung der Temperatur direkt an der Wärmequelle stößt aus sterischen Gründen auf Schwierigkeiten, deshalb sind diese Werte nur Näherungswerte. Die Länge der Stifte beeinflusst signifikant die notwendige Zeit bis sich ein konstantes Temperaturfeld einstellt. Verwendet man die Stifte mit einer Länge von 40 mm dauert die Einstellung des stationären Zustandes etwa 90 Minuten. Diese Zeit verkürzt sich bei Verwendung von Stiften mit einer Länge von 20 mm auf 60 Minuten. Die gemessenen Temperaturen sind in den Abbildungen 5.28 und 5.29 dargestellt. Eine Verkürzung der Stifte führt bei konstanter Heizleistung zu einer deutlich höheren Temperatur direkt an der Wärmequelle. Demzufolge sind auch die anderen Temperaturen deutlich höher.

Für die Verhinderung der Kondensation spielt die Temperatur in unmittelbarer Umgebung der Aluminiumplatte eine besondere Rolle. Bei einer Stiftlänge von 40 mm bleibt diese in guter Näherung konstant. Bei Verwendung der kürzeren Stifte erhöht sich diese Temperatur auf 60 °C.

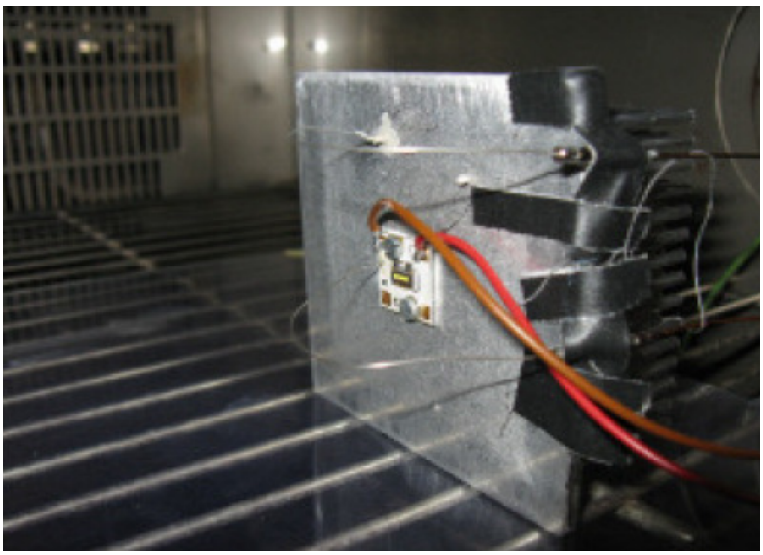


Abbildung 5.27: *Wärmesenke mit Stiften und einer Wärmequelle zur Untersuchung des Einflusses der Länge der Stifte auf den Wärmetransport zwischen Wärmequelle → Wärmesenke → Umgebung*

Der Einfluss gemischter Konvektion auf das Thermomanagement im Scheinwerfer wird mithilfe des Musterscheinwerfers MSW3 (Abb. 4.8) untersucht, wobei das Temperatur- und das Geschwindigkeitsprofil in der Nähe der Abschlussscheibe gemessen wurden. Die ermittelten Temperaturen sind in der Tab. 5.4 aufgelistet. Die höchsten Temperaturen treten wie erwartet direkt an den Wärmequellen auf. Die Temperaturen für die Luft weisen auf die begrenzte Wärmeübertragung zwischen der Aluminiumplatte und die den Lüfter durchströmende Luft hin. Hier eröffnen sich neue

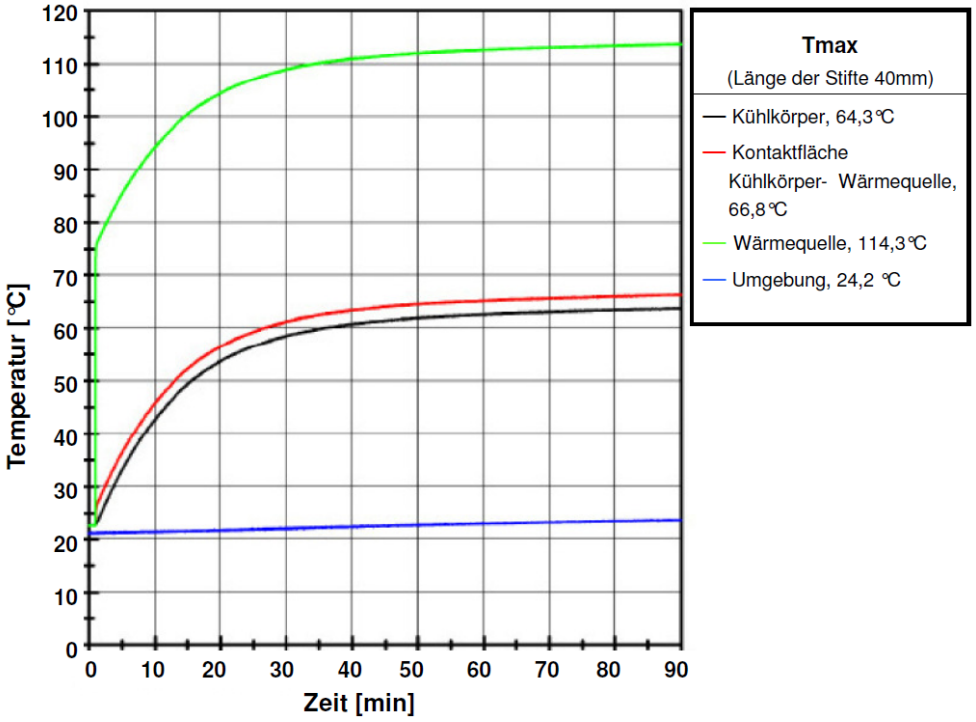


Abbildung 5.28: *Temperaturverläufe an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 40 mm und mit einer Wärmequelle*

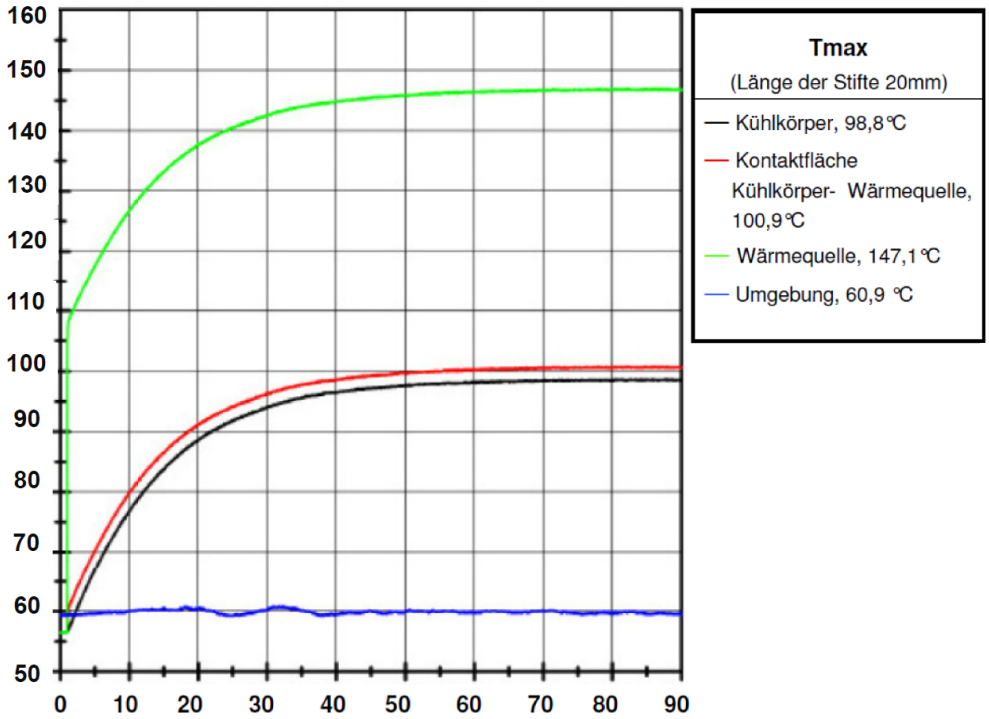


Abbildung 5.29: *Temperaturverläufe an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 20 mm und mit einer Wärmequelle*

konstruktive Möglichkeiten für einen verbesserten Wärmeübergang und somit für ein verbessertes Wärmemanagement in Scheinwerfern.

Position	**Experiment** [°C]
MP1	103,5
MP2	105
MP3	100,3
MP4	92,1
MP5	92,8
MP6	91
MP7	88,1
MP8	85,7
MP9	92,1
MP10	76,5

Tabelle 5.4: *Gemessene Temperaturen für verschiedene Messstellen im Musterscheinwerfer MSW3 unter dem Einfluss gemischter Konvektion*

Das gemessene Strömungsprofil in der Nähe der Abschlussscheibe ist in der Tab. 5.5 angegeben. Die experimentellen Daten geben kein eindeutiges Strömungsprofil wieder. Die Strömung nimmt von der Mitte zu den Rändern ab. Bei alternativen Messmethoden (z.B. PIV und LDA) traten ähnliche Schwierigkeiten auf ([25], [47], [48], [52], [59]).

	1	2	3	4	5	6	7
v **oben [m/s]**	0,15	0,5	1,6	2,4	0,35	1,4	0,65
v **mitte [m/s]**	0,8	0,3	0,9	1,18	0,16	1,67	1,25
v **unten [m/s]**	1,0	1,0	0,9	1,1	$\sim$0	$\sim$0	$\sim$0

Tabelle 5.5: *Gemessene Geschwindigkeiten im Bereich der Abschlussscheibe auf unterschiedlichen Ebenen im MSW3 (1- 7 Messpunkte)*

Kapitel 6

CFD-Simulation und Simulationsergebnisse

Dieses Kapitel widmet sich der numerischen Untersuchung der Strömung, des Temperaturprofils und der Be- und Enttauung exemplarisch für die Musterscheinwerfer. Nach der Modellbildung wird der Einfluss der erzwungenen Konvektion auf das Strömungs- und das Temperaturprofil untersucht. Weiterhin werden konstruktive Maßnahmen vorab mithilfe der Simulation näher untersucht.

6.1 Modellbildung

Für die numerische Lösung der Grundgleichungen (2.1 - 2.3) kam die kommerzielle Software Star CCM+ zum Einsatz. Die detaillierte numerische Umsetzung kann der Literatur [76] entnommen werden. Wenn keine Kondensation auftreten kann, wurde die Strömung als stationär und inkompressibel betrachtet ([77], [78], [79], [80]). Für die Simulation des Kondensats und dessen Rückbildung muss die Strömung instationär, d.h. transient, behandelt werden. Der Anfangszustand des Systems zum Zeitpunkt t_0 wird durch die Vorgabe von Anfangswerten festgelegt. Hierbei handelt es sich um den Druck (1bar), die Geschwindigkeit, die relative Luftfeuchtigkeit und die Temperatur.

Für die gasförmige Phase berechnet sich die temperaturabhängige Dichte mithilfe der Idealgasgleichung. Für die Simulation wurde der Scheinwerfer, analog zum Experiment, abgebildet. Der Austausch der Gasphase erfolgt durch zwei örtlich festgelegte Öffnungen zwischen dem Scheinwerfer und dem Motorraum. Die Lage der Öffnungen ist in den Abbn. 4.4 - 4.8 skizziert. Der Stofftransport erfolgt aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen, die einen Dichtegradienten hervorrufen. Die Wärmestrahlung, ausgehend von der Wärmequelle, berechnet sich mittels dem Discrete-Transfer-Model (DTRM) [81]. Die Kondensationsvorgänge werden durch das Filmkondensationsmodell (siehe Kapitel 2.4.1) beschrieben. Die numerische Lösung der Grundgleichungen (2.1 - 2.3) erfordert eine örtliche Diskretisierung, die durch eine Gittergenerierung erfolgt.

Der Modellscheinwerfer wird in etwa zwei bis vier Millionen Zellen eingeteilt. Die real existierenden Volumenintegrale werden in je sechs Oberflächenintegrale umgewandelt, wobei die entsprechenden Zustandsgrößen im Zellenmittelpunkt gebildet werden. Die Gittergenerierung hängt von den konstruktiven Vorgaben ab (CAD). Während die Vernetzung der Scheinwerferoberfläche mithilfe der Software Ansa Beta CAE Systems S.A. realisiert wird, erfolgt die Vernetzung der

Zellen im Scheinwerfer durch die Software Star-CCM+.

6.2 Simulation der freien Konvektion

Die Simulation der freien Konvektion dient der Untersuchung des Einflusses der Wärmequelle bzw. Wärmequellen, der Scheinwerfergeometrie, und der Umgebungsbedingungen des Motors auf die Strömungsprofile. Die Umgebung, die an die Abschlussscheibe grenzt, hat eine Temperatur von 20 °C. Für das Studium der Wärmequellen wurden anhand des Musterscheinwerfer MSW1 (Abb. 4.4) Simulationen durchgeführt, wobei drei Wärmequellen mit einer Leistung von je 10 Watt nacheinander in Betrieb genommen wurden. Die entsprechenden Kennzahlen der drei Zustände im MSW1 und die daraus ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten sind in der Tab. 6.1 aufgelistet.

	Anzahl Wärmequellen		
	1	2	3
Kennzahl	Q1	Q2 = 2.Q1	Q3 = 3.Q1
Grasshoff-Zahl (Gl. 2.9)	$1,24 \cdot 10^6$	$2,47 \cdot 10^6$	$3,70 \cdot 10^6$
Prandtl-Zahl (Gl. 2.6)	0,71	0,71	0,71
Rayleigh-Zahl (Gl. 2.5)	$0,8 \cdot 10^6$	$1,75 \cdot 10^6$	$2,62 \cdot 10^6$
Nusselt-Zahl (Gl. 2.13)	14,6	29,23	50,11
Wärmeübergangskoeffizient (Gl. 6.1)	1,98	3,97	6,55

Tabelle 6.1: *Dimensionslose Kennzahl und Wärmeübergangskoeffizient [W/m^2K] für den MSW1 und die entsprechenden Wärmequellen*

Mithilfe der Nusselt-Zahl kann der Wärmeübergangskoeffizient definiert werden als:

$$\alpha = \frac{Nu_n \cdot \lambda}{H} \tag{6.1}$$

mit:

H - charakteristische Größe der Geometrie

λ - Wärmeleitfähigkeit.

Vertikale Schnitte der berechneten Geschwindigkeits- und Temperaturprofile für die drei untersuchten Fälle sind in den Abbildungen 6.1 bis 6.3 dargestellt. Bei diesen Simulationen wurde von trockener Luft und von 20 °C in beiden Umgebungen ausgegangen. Die Abbildungen 6.1 a), 6.1 c), 6.2 a), 6.2 c), 6.3 a) und 6.3 c) zeigen senkrechte Schnitte an der Stelle, bei der sich im Scheinwerfer (Abb. 4.4) die Wärmequelle Q2 befindet. Die Abbildungen 6.1 b), 6.1 d), 6.2 b), 6.2 d), 6.3 b) und 6.3 d) zeigen senkrechte Schnitte an der Stelle, bei der sich im Scheinwerfer (Abb. 4.4) die Wärmequellen Q1 und Q3 befinden. Das Einschalten der Wärmequelle Q1 (Abb. 6.1 b)) führt zur Ausbildung einer Strömung von der Wärmequelle Q1 in den oberen Bereich des Scheinwerferraumes. Durch das Vorhandensein der Wärmequelle Q3 wird dieses Strömungsfeld jedoch beeinflusst, da die Luft diese Wärmequelle umströmen muss. Kurz vor dem Erreichen der oberen Gehäusewand spaltet sich der Luftstrom erneut auf, wobei ein Teil nach vorn zur Abschlussscheibe und ein Teil in Richtung Motorraum strömt.

Für das eigentliche Ziel dieser Arbeit, die Kondensation zu verhindern, sollte möglichst ein großer Teil der wärmeren Luft (Abb. 6.1 d)) in Richtung Abschlussscheibe strömen. Die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten treten aufgrund der erhöhten Temperatur zwischen den beiden Wärmequellen Q1 und Q3 auf. Lokale Überhitzungen sind in diesem Fall zwischen den beiden Wärmequellen Q1 und Q3 deutlich zu erkennen. Das Strömungsprofil oberhalb der Wärmequelle Q2 (Abb. 6.1 a)) weist die höchste Geschwindigkeit unmittelbar über der Wärmequelle auf. Unter diesen Umständen ist es nicht möglich, die Abschlussscheibe effektiv mit Luft der erhöhten Temperatur zu versorgen. Mithilfe einer Blende, die etwa auf Höhe der Wärmequelle Q2 angebracht ist, soll die Luftströmung erneut in die Nähe der angeschalteten Wärmequelle Q1 geführt werden. Jedoch ist diese Maßnahme nicht effektiv, denn die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich hat schon deutlich abgenommen.

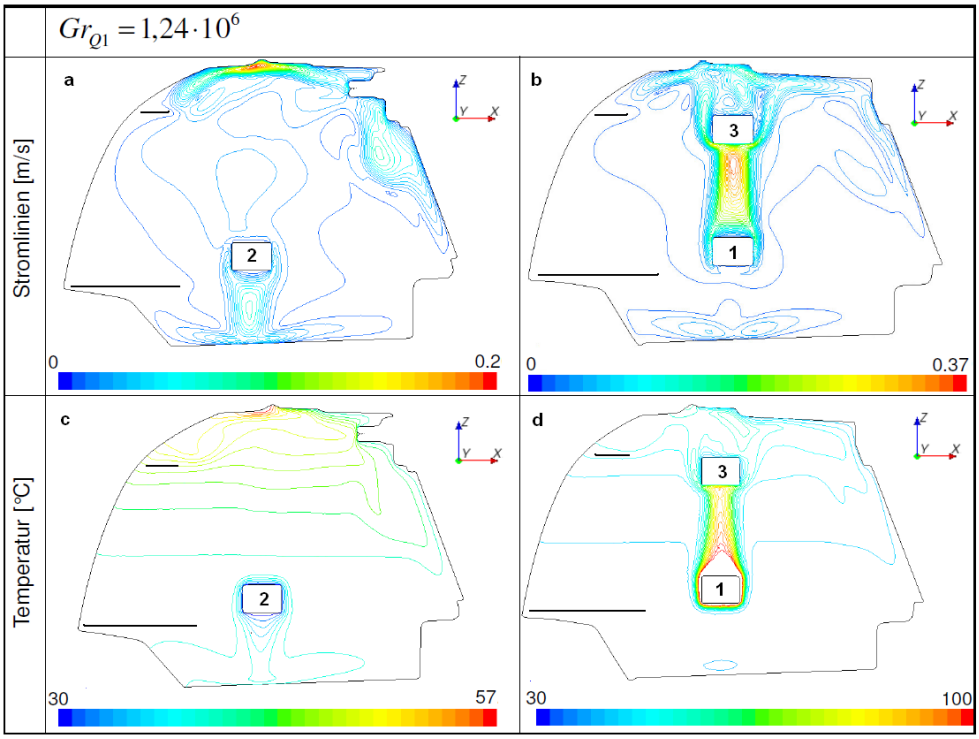


Abbildung 6.1: *Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW1 für Gr_{Q1} (1-3 enspicht Q1-Q3)*

Das Einschalten der Wärmequelle Q2 (Abb. 6.2) führt zu einer erhöhten Temperatur oberhalb dieser Wärmequelle (Abb. 6.2 c)). Damit ist eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit oberhalb der Wärmequelle Q2 verbunden. Die Wärmeleistung der Wärmequelle reicht jedoch nicht aus, um die Luft mit einer ausreichenden Geschwindigkeit durch die Blende im Kreislauf zu den eingeschalteten Wärmequellen zu führen. Die Temperatur- und Strömungsverhältnisse (Abbn. 6.2 b) und d) zwischen den beiden Wärmequellen Q1 und Q3 sind kaum von der Wärmequelle Q2 beeinflusst. In der Abbildung 6.6 sind die Strömungs- und Temperaturfelder, wenn alle drei Wärmequellen eingeschaltet sind, abgebildet. Die zusätzliche Wärmeleistung der Wärmequelle Q3 führt erwartungsgemäß zu einer stark erhöhten Temperatur in der Nähe der oberen Gehäusewand. Bei Temperaturen oberhalb 90 °C können schon Materialprobleme im Scheinwerfer auftreten. Die erhöhte Temperatur führt nicht zu einer gewünschten Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit in der Nähe der Abschlussscheibe. Diese Simulation veranschaulichen die konstruktiven Herausforderungen beim Wärmemanagement, insbesondere wenn im Motorraum verhältnismäßig niedrige Temperaturen herrschen.

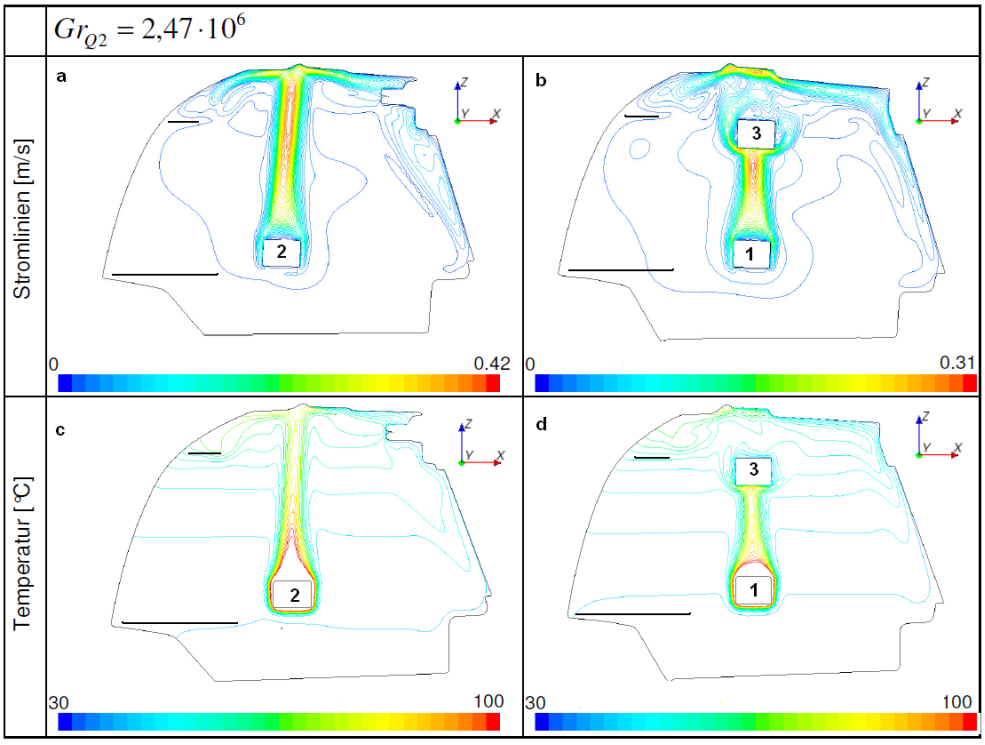


Abbildung 6.2: *Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW1 für Gr_{Q2} (1-3 enspicht Q1-Q3)*

Deshalb wurden drei Simulationen exemplarisch mit dem Scheinwerfer MSW2 (Abb. 4.6) bei unterschiedlichen Temperaturen (40 °C, 60 °C und 90 °C) im Motorraum, wobei die Außentemperatur der Abschlussscheibe 30 °C betrug. Die drei unterschiedlichen Motorraumtemperaturen (40 °C, 60 °C und 90 °C) den ermittelten Temperaturen während Autofahrten, wie Stadt-, Land- und Autobahnfahrt. Bei diesen Simulationen wurde keine Wärmequelle eingeschaltet. Die Öffnung für die einströmende Luft befindet sich im unteren Raum des Scheinwerfers in der Nähe der Wärmesenke 1. Die Öffnung für die austretende Luft befindet sich im oberen Bereich des Scheinwerfers in der Nähe der Wärmesenke 2. Durch diese Öffnungen kann trockene Luft mit dem Motorraum ausgetauscht werden. Die einzelnen dimensionslosen Kennzahlen und die daraus berechneten Wärmeübergangskoeffizienten sind in der Tab.6.2 angegeben.

Kennzahl	**Motorraumtemperatur**		
	TC2= 40 °C	TC2= 60 °C	TC2= 90 °C
Grasshoff-Zahl (Gl. 2.9)	$2,23 \cdot 10^7$	$2,5 \cdot 10^7$	$3,8 \cdot 10^7$
Prandtl-Zahl (Gl. eq:simulation:nr1A)	0,71	0,71	0,71
Rayleigh-Zahl (Gl. 2.5)	$1,58 \cdot 10^7$	$1,78 \cdot 10^7$	$2,7 \cdot 10^7$
Nusselt-Zahl (Gl. 6.2)	35,99	40,34	45,72
Wärmeübergangskoeffizient (Gl. 6.1)	4,62	5,33	6,54

Tabelle 6.2: *Dimensionslose Kennzahl und Wärmeübergangskoeffizient W/m^2K für den MSW2*

Die Nusselt-Zahl in der (Tab.6.2) ergibt sich aus [4]:

$$Nu_n = \{0,825 + 0,387 \cdot [Ran \cdot f_1(Pr)^{1/6}]\}^2 \tag{6.2}$$

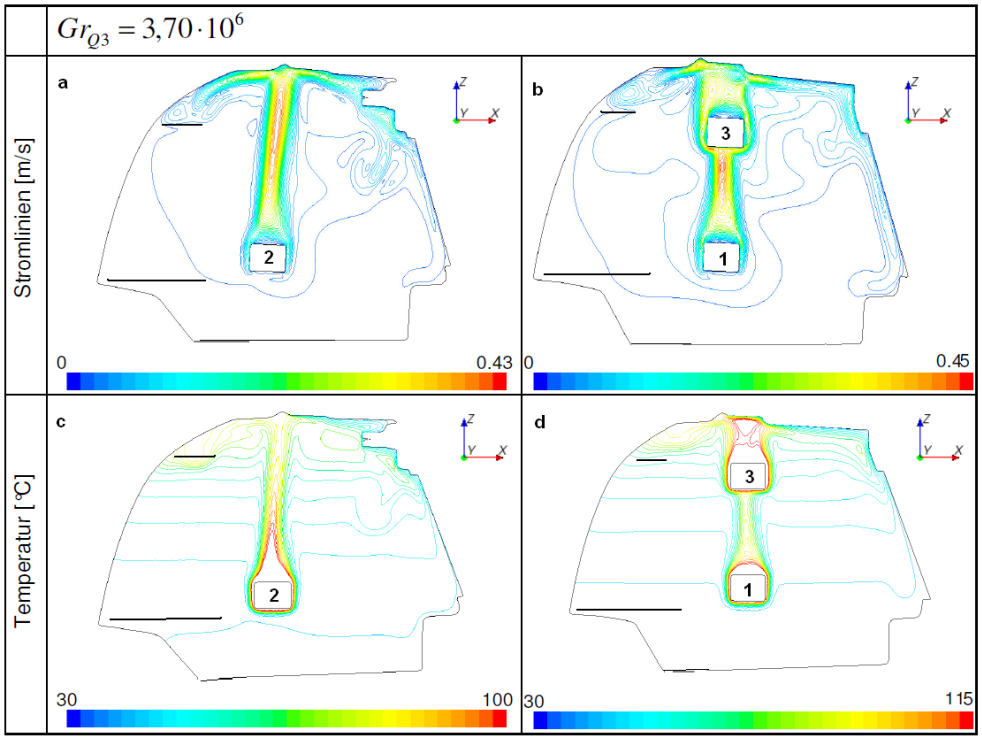


Abbildung 6.3: *Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW1 für Gr_{Q3} (1-3 enspicht Q1-Q3)*

wobei für $f_1(Pr)$ gilt:

$$f_1(Pr) = [1 + (\frac{0,492}{Pr}^{\frac{9}{16}})]^{-\frac{16}{9}} \tag{6.3}$$

Die Berechnungsergebnisse in Form von vertikalen Schnitten jeweils bei den beiden Wärmesenken (Abb. 4.6) sind in den Abbildungen 6.4 bis 6.6 veranschaulicht. Aufgrund der erhöhten Temperatur (40 °C) im angrenzenden Motorraum bildet sich ein Temperaturgradient von der Wand zum Motorraum aus (Abb. 6.4 c und d). Dieser Temperaturgradient und die einströmende Luft bewirken die Ausbildung von mehreren Wirbeln im Strömungsprofil (Abb. 6.4 a) und b)). Die Unterschiede in den Strömungsfeldern in diesen beiden Abbildungen verdeutlichen den Einfluss der zu- und abströmenden trockenen Luft. Aufgrund des relativ kleinen Temperaturunterschiedes zwischen der Umgebung und dem Motorraum treten keine lokalen Überhitzungen auf und es kann sich keine ausreichende Strömungsgeschwindigkeit entwickeln. Deshalb kann sich die beabsichtigte Wirkung der Blende noch nicht vollständig entfalten. Die Lage und Konstruktion der Blende soll die warme Luft optimal an die Abschlussscheibe leiten, sodass an der Abschlussscheibe sowohl keine Hot Spots als auch keine kalte Bereiche, die das Betauungsverhalten begünstigen, auftreten.

Ein größerer Unterschied zwischen den beiden Außentemperaturen (Abb. 6.5) führt zu einer leichten Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit, insbesondere in der Nähe der Abschlussscheibe. Die Erhöhung der Temperatur im Motorraum beeinflusst das qualitative Strömungsprofil kaum. Auch eine weitere Erhöhung der Temperatur im Motorraum auf 90 °C führt zu keiner wesentlichen Änderung der Strömungsverhältnisse (Abb. 6.5). Diese Simulationsergebnisse verdeutlichen, dass eine Wärmeabfuhr vom Motor durch die fluide Phase im Motor, wobei hier maximal 90 °C herrschen dürfen, für ein effektives Wärmemanagement im Scheinwerferraum nicht ausreichend ist. Aufgrund der relativ niedrigen Strömungsgeschwindigkeit kann die Wirkung der Blende auf die

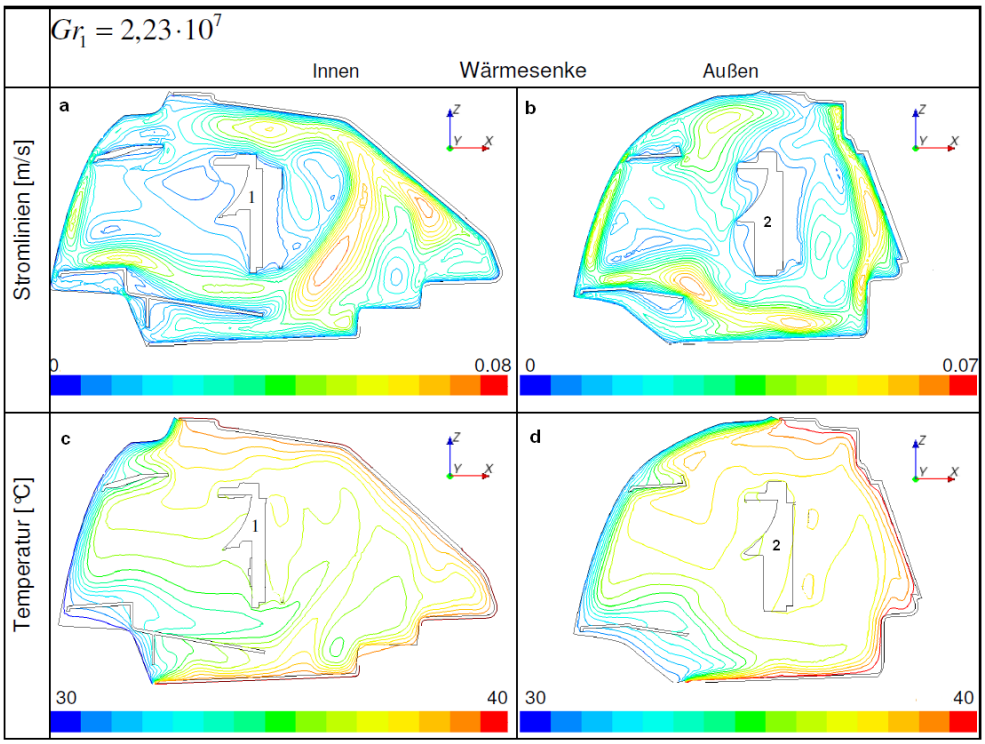


Abbildung 6.4: *Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmemodule im Musterscheinwerfer MSW2 für* Gr_1

Strömungsfelder im Musterscheinwerfer MSW2 nicht optimal ausgenutzt werden. Der Einfluss der Blende auf das Strömungsverhalten in beiden vertikalen Schnitten bei den beiden Wärmesenken ist in der Abbildung 6.7 verdeutlicht. Unabhängig von der Temperatur im Motorraum führt die Blende zu einer Erzeugung eines Wirbels, wobei nur die Strömungsgeschwindigkeit, aber nicht die Art der Strömung, geringfügig von der Temperatur abhängt. Durch den Einbau der Blende bildet sich unterhalb der Blende in der Nähe der Abschlussscheibe eine relativ ruhige Zone mit einer niedrigen Temperatur aus. Hier könnte die Gefahr einer Kondensatbildung bestehen. Aus den bisherigen Simulationen kann geschlussfolgert werden, dass eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit zu einem effektiven Werkzeug zur Verhinderung der Kondensation werden kann, da die Temperaturgradienten im erlaubten Temperaturbereich nicht für eine sichere Verhinderung der Kondensatbildung ausreichen.

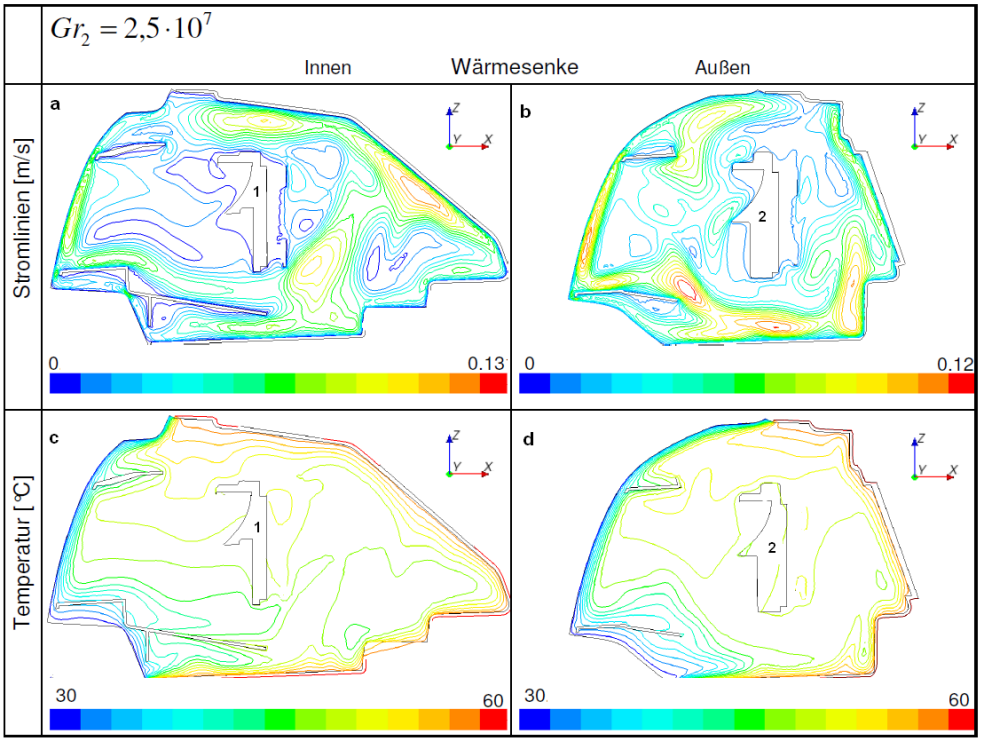


Abbildung 6.5: *Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW2 für* Gr_2

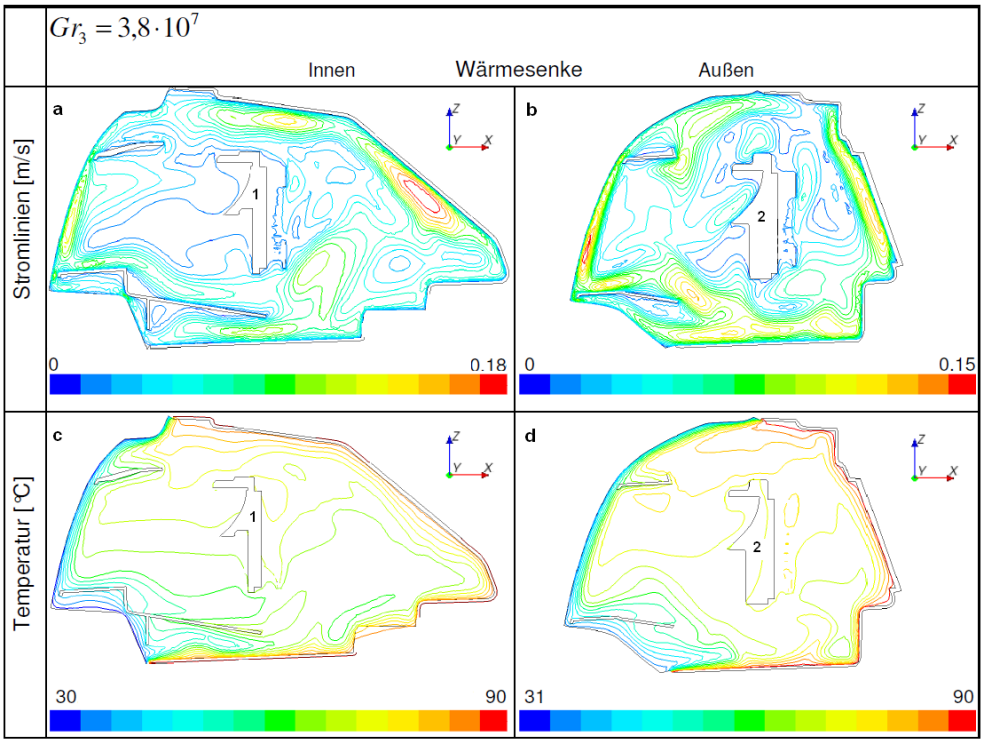


Abbildung 6.6: *Vertikaler Schnitt über ein Strömungs- und Temperaturfeld durch Wärmequellen im Musterscheinwerfer MSW2 für* Gr_3

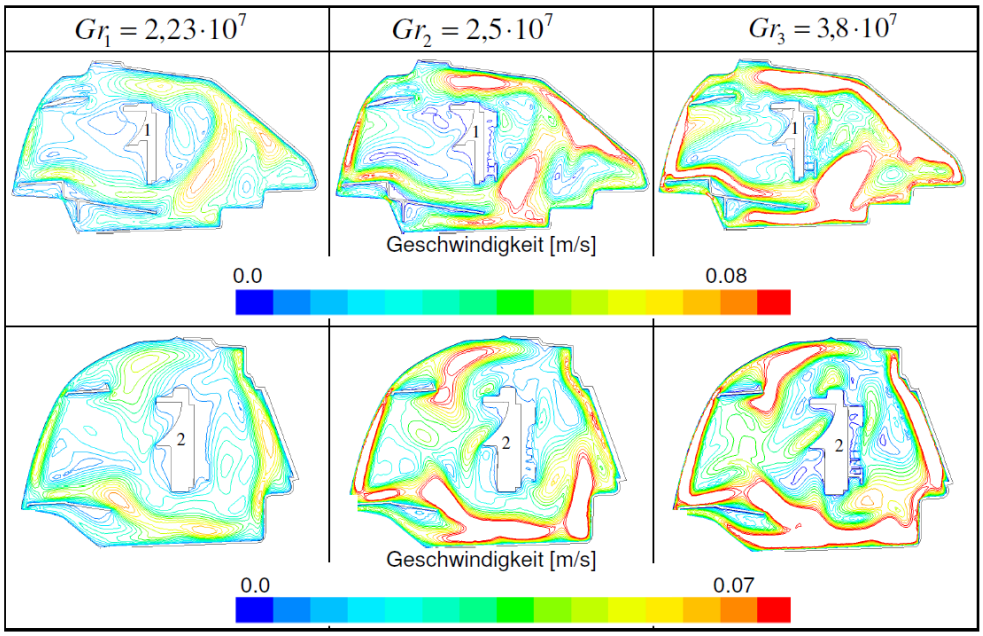


Abbildung 6.7: *Das Strömungsverhalten im Musterscheinwerfer MSW2 über alle Gr-Zahlen.*

6.3 Simulation der gemischten Konvektion

Für die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit, insbesondere in der Nähe der Abschlussscheibe, muss eine Konvektion erzwungen werden. Dies geschieht durch einen zusätzlich installierten radialen Lüfter. Im Scheinwerfer befinden sich die Lüfter hinter den Wärmesenken 1 und 2 (Abbn. 4.8 und 4.9), wobei sich auf jeder Wärmesenke drei Wärmequellen mit einer Leistung von je 15 Watt befinden. Der wesentliche Unterschied beider Wärmesenken besteht in ihrer lokalen Anordnung. Eine Wärmesenke befindet sich in der Nähe zum Fahrzeug und wird im Folgenden mit innerer Wärmesenke bezeichnet. Die zweite Wärmesenke befindet sich näher zur äußeren Umgebung und wird folglich äußere Wärmesenke genannt. Die Wärmesenke besteht aus einer Aluminiumplatte mit darauf befestigten Stiften, die standardmäßig eine Länge von 40 mm aufweisen. In diesem Falle muss in der Simulation von einer gemischten Konvektion ausgegangen werden. Für die Simulation werden die radialen Lüfter mit einer bestimmten Drehzahl ($\omega = 4320\ min^{-1}$) abgebildet. Der Lüfter saugt die Luft unmittelbar an den Wärmesenken, d.h. mit einer relativ hohen Temperatur an, und bläst die Luft nach oben in Richtung der oberen Scheinwerferwand. Bei den Simulationen für die Untersuchung der gemischten Konvektion betrug die Temperatur im Motorraum 90 °C und die Temperatur außerhalb der Abschlussscheibe 30 °C. Der Stoffaustausch erfolgte wiederum durch zwei definierte Öffnungen. Weiterhin wurde angenommen, im Scheinwerfer befindet sich trockene Luft.

In der Abbildung 6.8 sind die erhaltenen Ergebnisse dargestellt. Das Temperaturprofil der Luft, das sich unmittelbar an der Abschlussscheibe aufbaut, weist Temperaturunterschiede bis zu 20 °C auf. Angesichts solcher Darstellungen können nun die bzgl. der Kondensatbildung gefährdeten Bereiche identifiziert werden. Anhand der abgebildeten Strömungsprofile (Abb. 6.8) kann der Einfluss der Lüfter nachvollzogen werden. Die Lüfter sorgen dafür, dass die durch die Wärmequelle aufgewärmte Luft in Richtung der oberen Gehäusewand geleitet wird. Ein Teil der wärmeren Luft wird

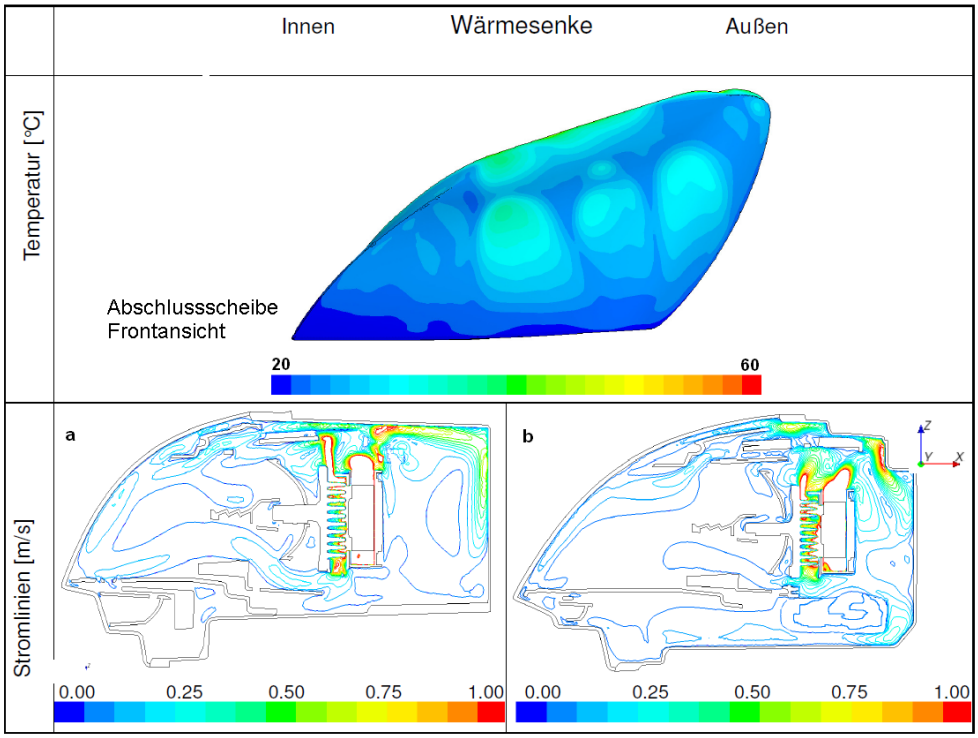


Abbildung 6.8: *Temperatur- und Strömungsprofil an der Abschlussscheibe vom Musterscheinwerfer MSW3 a) 2D-Ansicht für die innere Wärmesenke; b) 2D-Ansicht für die äußere Wärmesenke*

tatsächlich in Richtung der Abschlussscheibe weitergeleitet. Diese warme Luft ist für die Ausbildung des Temperaturgradienten in unmittelbarer Nähe zur Abschlussscheibe verantwortlich. Ein beträchtlicher Teil der erwärmten Luft wird aber in Richtung des Motorraumes abgeleitet und ist somit für ein effektives Wärmemanagement nicht mehr einsetzbar. An dieser Stelle besteht der Optimierungsbedarf, den Anteil der Luft, der nicht in Richtung Abschlussscheibe geleitet wird, zu minimieren. Die Umdrehungsgeschwindigkeit der Lüfter reicht auch in diesem Fall noch nicht aus, um die vorhandene Blende zum Wärmemanagement optimal auszunutzen. Demzufolge sind weitere konstruktive Maßnahmen erforderlich. Mithilfe der Simulation sollen zwei Varianten, die in der Abbildung 6.9 dargestellt sind, untersucht werden.

Die Variante 1 besteht aus dem zusätzlichen Anbringen einer horizontalen Blende in Höhe und hinter der Wärmequelle. Diese Blende soll die erwärmte Luft, die in Richtung des Motorraums strömt, zunächst zurück zur oberen Gehäusewand leiten, und anschließend an die Abschlussscheibe strömen. Einerseits soll die warme Luft zur Abschlussscheibe geleitet werden, andererseits soll die Wärme direkt an der Wärmequelle abgeführt werden um lokale Überhitzungen zu vermeiden. Hinsichtlich der Wärmeabfuhr könnte eine zweite Blende, die direkt vor der Wärmequelle angebracht wird, hilfreich sein. Diese Variante ist ebenfalls in der Abbildung 6.9 skizziert und wird Variante 2 genannt.

Bei der Simulation entsprechend der Variante 1 zeigt sich der Einfluss der angebrachten Blende auf das Strömungs- und das Temperaturprofil (Vergleich der Abbn. 6.11 und 6.12). Die Blende sorgt erwartungsgemäß dafür, dass die erwärmte Luft in Richtung der oberen Gehäusewand aufsteigt. Die Luft wird anschließend verstärkt in Richtung Abschlussscheibe geleitet. Diese Umleitung sorgt für eine geringfügige Erhöhung der Temperatur in unmittelbarer Nähe zur Abschlussscheibe. Dieser Effekt ist in der Nähe der inneren Wärmesenke stärker ausgeprägt.

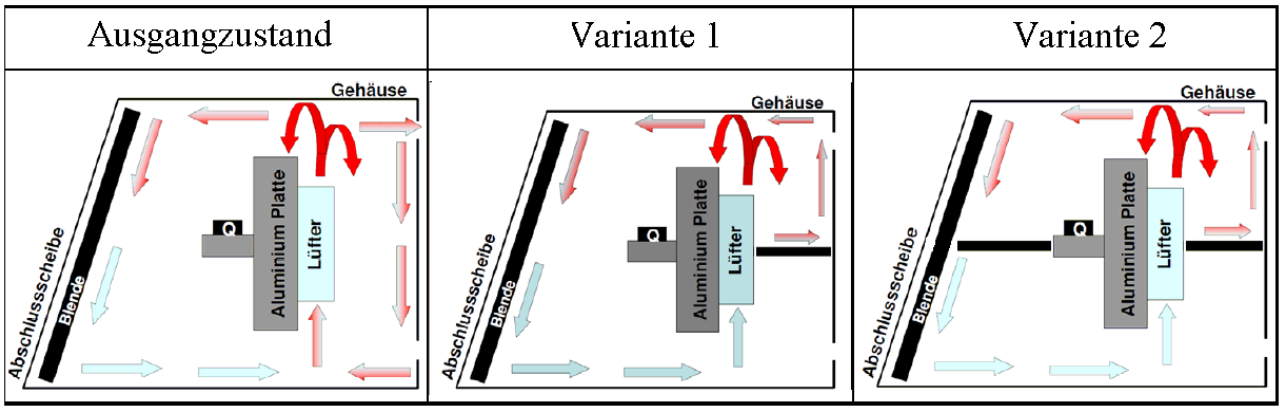


Abbildung 6.9: *Untersuchte Varianten für die Luftführung unter dem Einfluss gemischter Konvektion (MSW3)*

Die Berechnungen für den Einbau der Blende, die lokale Überhitzungen vermeiden soll, sind in der Abbildung 6.5 dargestellt.

Der Vergleich beider Varianten (Abbn. 6.11 und 6.12) zeigt, dass bei der Variante 2 weniger erwärmte Luft in Richtung Abschlussscheibe strömt. Die Wärmeabfuhr wird durch den Einbau der zweiten Blende nicht signifikant verbessert. Eine Weitere Optimierung der Variante 1 kann zur signifikanten Verbesserung der Wärmeabfuhr im hinteren Bereich des Scheinwerfers führen. Eine alternative Möglichkeit zur Verbesserung der Wärmeabfuhr ist die Verlängerung der Stifte an der Wärmesenke. Zur Untersuchung dieses Effektes wurden weitere Simulationen durchgeführt. Besondere Aufmerksamkeit wurde dabei der Temperaturverteilung an der Wärmesenke geschenkt. Die erhaltenen Temperaturprofile sind in den Abbn 6.13 und 6.14 grafisch veranschaulicht. Mithilfe dieser Abbildungen kann klar erkannt werden, dass die Stiftlänge eine signifikante Auswirkung auf die entstehenden Temperaturfelder hat. Die Verdopplung der Stiftlänge führt zu einer Reduktion der maximalen Temperatur um etwa 25 °C. Demzufolge führt eine Verkürzung der Stiftlänge um die Hälfte zu einer maximalen Temperatur von etwa 125 °C. Somit kann durch die Länge der Stifte die maximale Temperatur gezielt eingestellt werden.

6.4 Be- und Enttauungssimulation

Die Strategie für die Berechnung der Kondensation besteht aus vier aufeinanderfolgenden Schritten:

1. Berechnung der Temperatur- und Strömungsfelder für feuchte Luft
2. Definition der Zellen, die nach den berechneten, thermodynamischen Zustandsgrößen einen Wasserfilm aufweisen können
3. instationäre Rechnung der Betauung
4. instationäre Rechnung der Enttauung.

Die Betrachtung der instationären Effekte hat eine signifikante Verlängerung der Rechenzeit zur Folge ([82], [83]). Demzufolge ist die Optimierung der Rechenzeit geboten. Einen wesentlichen

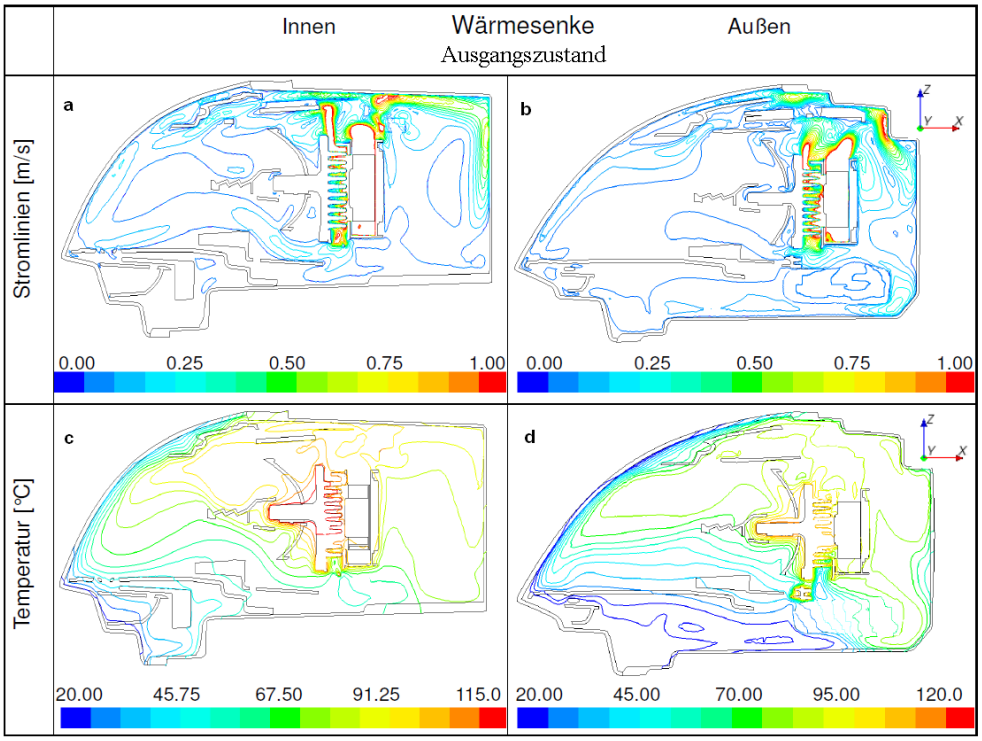


Abbildung 6.10: *Verlauf der Strom- und Temperaturlinien beim Ausgangszustand für MSW3*

Einfluss auf die Rechenzeit hat die zeitliche Schrittweite. Zunächst wurde der Einfluss dieser Schrittweite anhand eines vereinfachten 2D-Modells (Abb. 6.15) untersucht.

In diesem Modell werden zwei isotherme Wände mit einer Temperatur von 25 °C und zwei adiabatischen Wänden angenommen. Ein Stoffaustausch mit der Umgebung ist nicht vorgesehen. Die fluide Phase wird von der isothermen Wand durch eine feste Region abgegrenzt. Die relative Luftfeuchtigkeit in der fluiden Phase beträgt 80 %. Unter diesen thermodynamischen Bedingungen ist die Sättigungsgrenze (Abb. 2.2) überschritten und folglich bildet sich in der Simulationsbox ein Wasserfilm aus. Die berechnete Filmdicke des Kondensatfilms als Funktion der Zeit an der Stelle des Pfeils in der Abbildung 6.15 ist in der Abbildung 6.16 aufgetragen. Generell bildet sich an dieser Stelle mit fortschreitender Zeit ein Kondensationsfilm. Dies erkennt man durch das Wachstum der Kondensationsfilmdicke. Nach etwa 50 Sekunden nimmt die Filmdicke ab. Das kann so interpretiert werden, dass der Kondensatfilm nach unten abläuft oder ein Teil des Filmes verdampft. Eine Verdampfung hätte dann auch aufgrund der Verdampfungsenthalpie eine Auswirkung auf das Temperaturprofil. Die berechnete Kondensation bildet den Ausgangspunkt für die Untersuchung zur Optimierung der Rechenzeit.

Die Zeitschritte für die Simulation der Gasphase wurden konstant gehalten und die Schrittweite beträgt $\Delta t_{Gas} = 0,01\ s$. Bezüglich der flüssigen Phase, d.h. im Kondensationsfilm, wurde die zeitliche Schrittweite (Simulation A: $\Delta t_{Film} = 0,01\ s$, Simulation B: $\Delta t_{Film} = 0,05\ s$, Simulation C: $\Delta t_{Film} = 0,1\ s$ und Simulation D: $\Delta t_{Film} = 0,5\ s$) variiert. Die mit unterschiedlichen zeitlichen Schrittweiten berechneten Strömungsfelder sind in der Abbildung 6.17 als Funktion der Zeit am Ort, der in der Abbildung 6.15 durch einen Pfeil markiert ist, aufgetragen.

Zunächst steigt die Strömungsgeschwindigkeit an. Dieser Anstieg hängt von der Schrittweite ab. Die Vergrößerung der Schrittweite führt zu einer Verzögerung, wobei im Fall D das auftretende

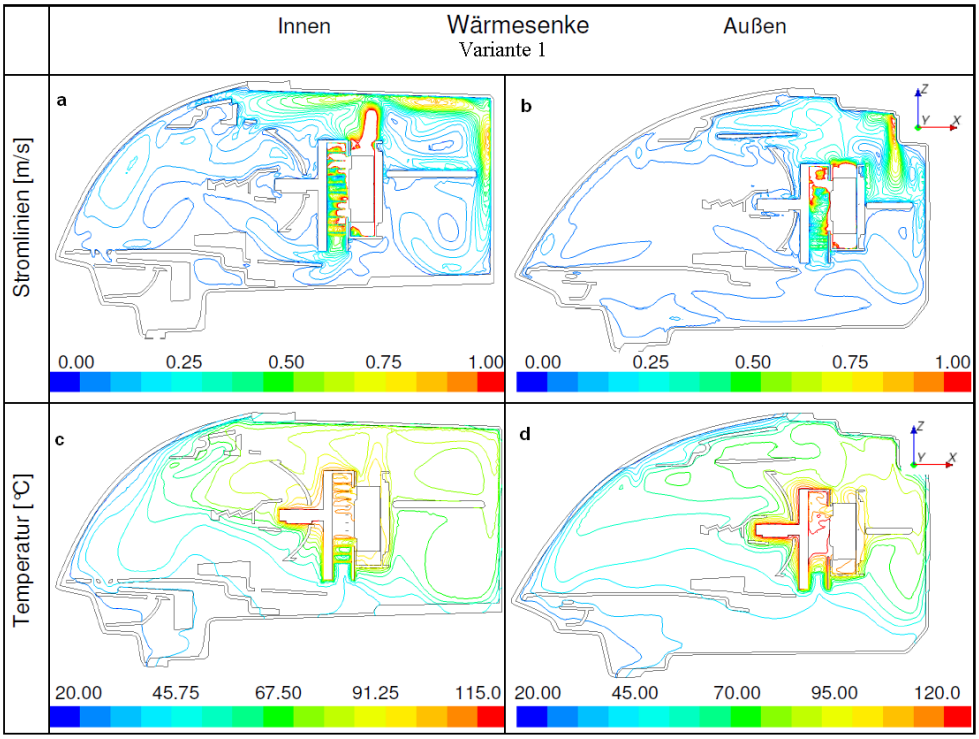


Abbildung 6.11: *Verlauf der Strom- und Temperaturlinien für die Variante 1 für MSW3*

Maximum stark verbreitert wird. Die Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit kann durch die Bildung des Kondensatfilms erklärt werden. Nach etwa 50 Sekunden erreicht der Kondensatfilm an dieser Stelle seine höchste Dicke (Abb. 6.16). Das Ablaufen des Wasserfilms führt zu einem Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit, wobei dieser Anstieg auch von der gewählten Schrittweite abhängt. Nach etwa 60 Sekunden nimmt die Strömungsgeschwindigkeit wiederum ab. Eine mögliche Erklärung wäre der Einfluss des Temperaturprofils, da die lokale Verdampfung zu einer Erniedrigung der lokalen Temperatur führen müsste. Diese Temperaturabnahme kann zu einer Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit führen. Für die Fälle A, B und C sind die berechneten qualitativen Effekte unabhängig von der gewählten Schrittweite. Berücksichtigt man jedoch die Einsparung an Rechenzeit, die exponentiell von der gewählten Schrittweite abhängt (Tab. 6.3), so bildet die Schrittweite, die im Fall B benutzt wurde, einen Kompromiss, der für die meisten Anwendungen tragbar ist. Alle folgenden Simulationen wurden mit einer Schrittweite von 50 Millisekunden, entsprechend Fall B, durchgeführt.

Fall	**Normierte Rechenzeit**
A	1
B	0,35
C	0,2
D	0,15

Tabelle 6.3: *Vergleich der Rechenzeit für untersuchte Simulationsfälle (normiert auf Fall A)*

Die Auswertung einer Betauungssimulation entsprechend der ersten Phase im Kondensationszyklus (Tab. 4.2) ist in der Abbildung 6.18 und der dazugehörige Enttauungsvorgang, der durch das Einschalten der Wärmequelle realisiert wird, in der Abbildung 6.19 dargestellt.

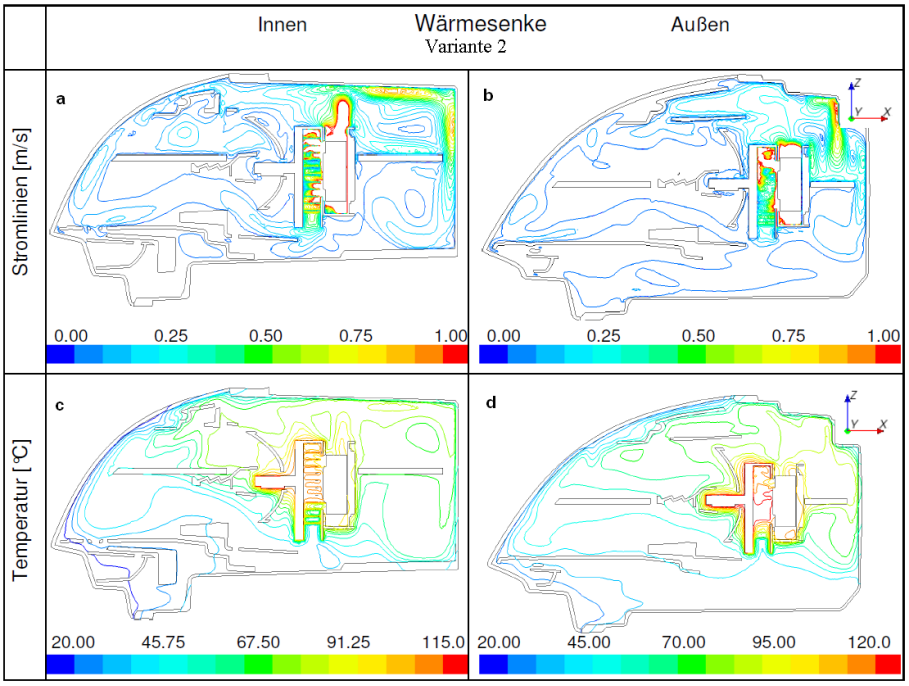


Abbildung 6.12: *Verlauf der Strom- und Temperaturlinien für die Variante 2 für MSW3*

Aufgetragen ist jeweils die Dicke des entstandenen Kondensationsfilms an der Abschlussscheibe zu verschiedenen Zeitpunkten. In der Abbildung 6.18 erkennt man die örtliche Auflösung des entstehenden Films. Die Betauung beginnt nach etwa 5 Minuten an den unteren Ecken der Abschlussscheibe. Mit fortschreitender Zeit wächst dieser Film in die Mitte der Abschlussscheibe. Die Bildung des Kondensatfilms folgt detailliert den vorher berechneten Temperaturprofilen. Mithilfe der Abbildung 6.19 wird die nachfolgende Enttauung analysiert. Die Enttauung beginnt an den oberen Ecken der Abschlussscheibe. Diese Enttauung kann einerseits durch die Verdampfung aufgrund der höheren Temperatur der anströmenden Luft ausgelöst werden. Andererseits kann eine Verringerung der Filmdicke auch durch das Ablaufen des Wasserfilms zustande kommen. Über die gesamte Fläche der Abschlussscheibe nimmt die Dicke des Kondensatfilms nach dem Einschalten der Wärmequelle ab, jedoch erfolgt die Abnahme nicht gleichmäßig. Im unteren Bereich der Abschlussscheibe überlagern sich auch zwei Effekte, einerseits die Verdampfung und andererseits die Zunahme durch das von oben ablaufende Wasser. Da die Kondensatfilmdicke mit fortschreitender Zeit jedoch insgesamt abnimmt, überwiegt die Verdampfung.

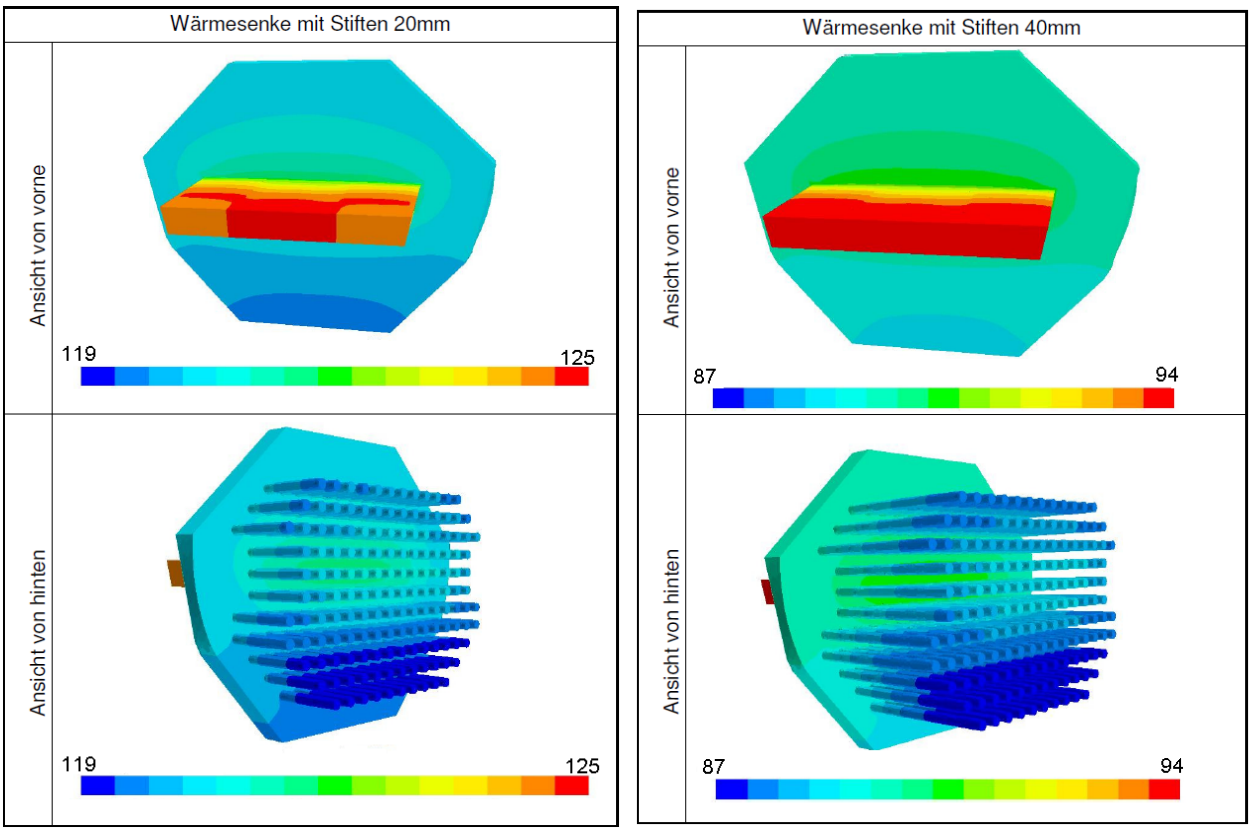


Abbildung 6.13: *Temperaturprofil an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 20 mm und 40 mm und mit einer Wärmequelle*

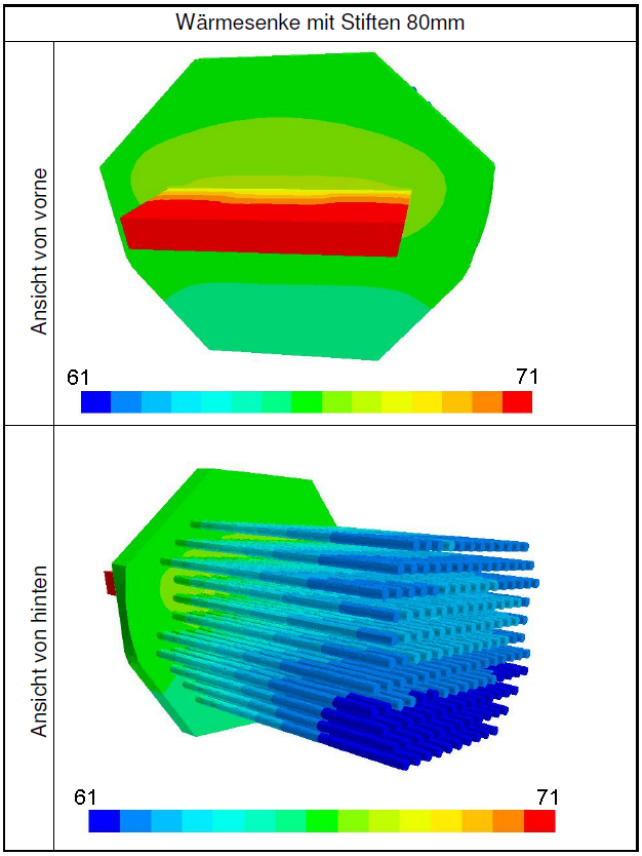


Abbildung 6.14: *Temperaturprofil an der Wärmesenke mit Stiften mit einer Länge von 80 mm und mit einer Wärmequelle*

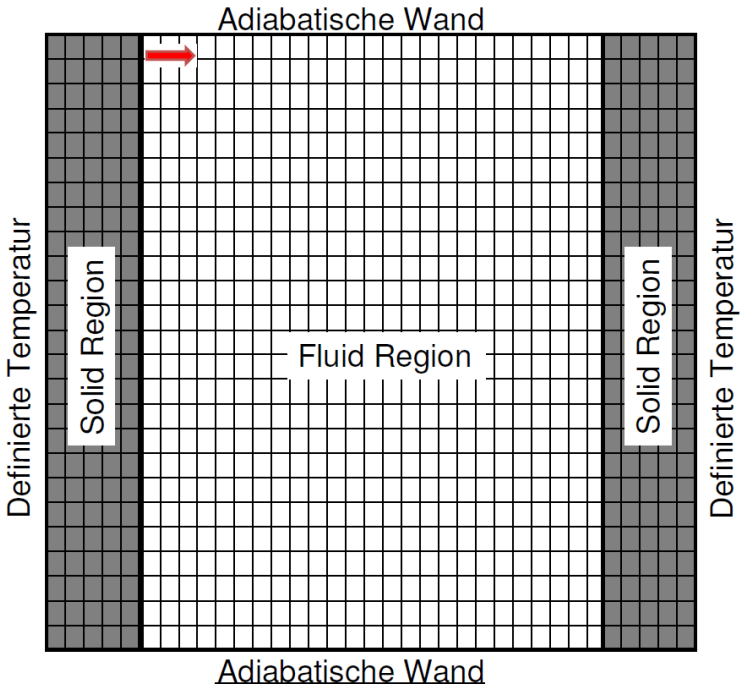


Abbildung 6.15: *2D-Modell für die Rechenzeitoptimierung; Der Pfeil stellt die Koordinaten für die zeitliche Untersuchung der Betauung dar.*

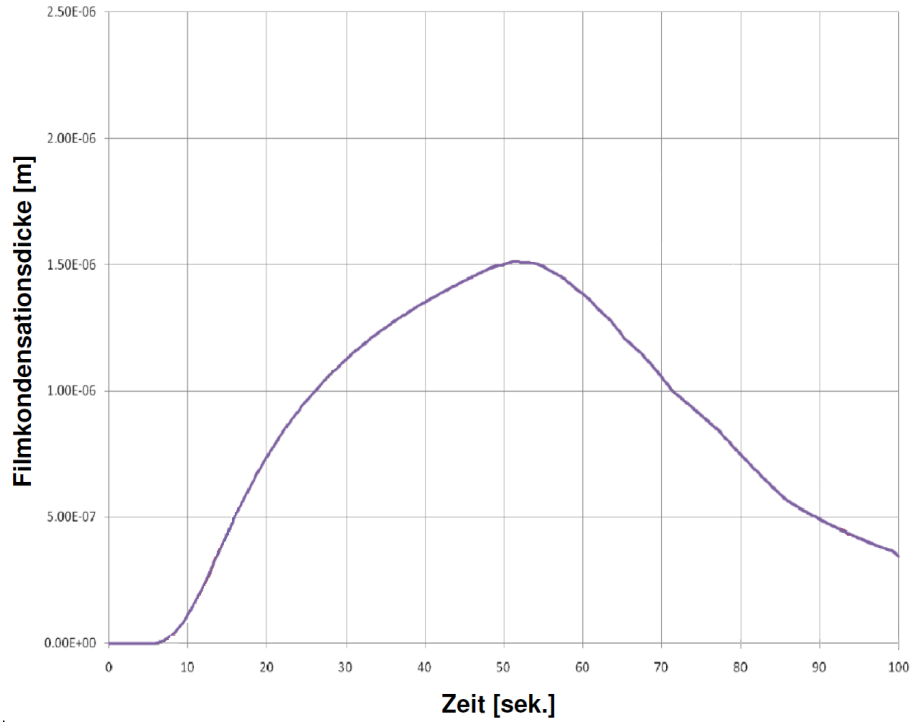


Abbildung 6.16: *Filmkondensationsdicke in Abhängigkeit von der Zeitfunktion*

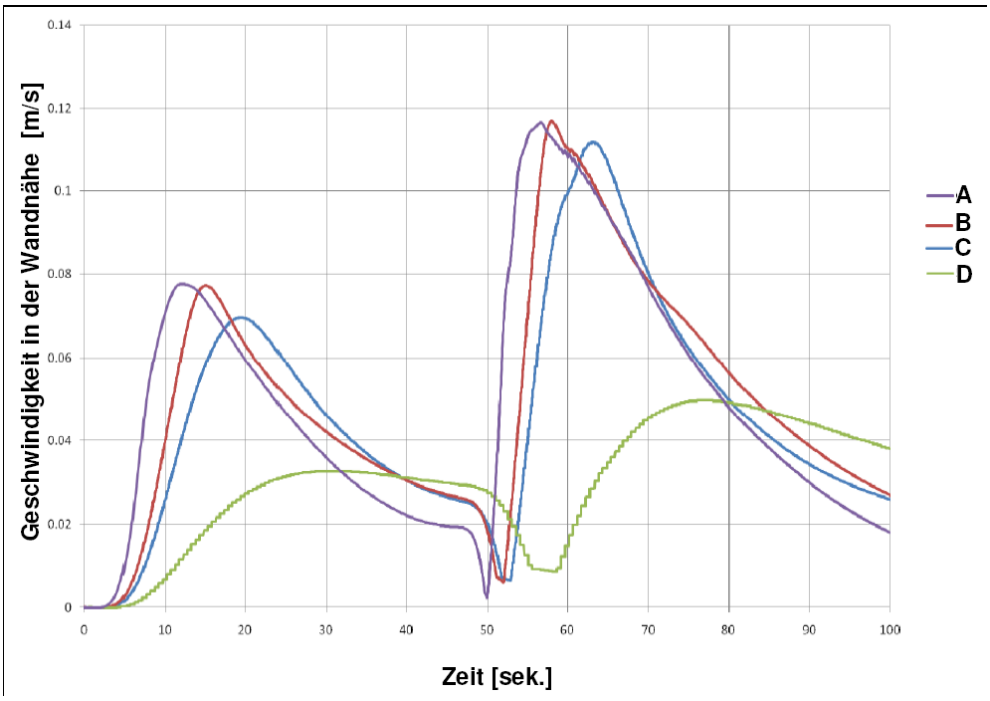


Abbildung 6.17: *Vergleich der Geschwindigkeit in der Wandnähe in Abhängigkeit von der Zeitfunktion für untersuchte Simulationsfälle*

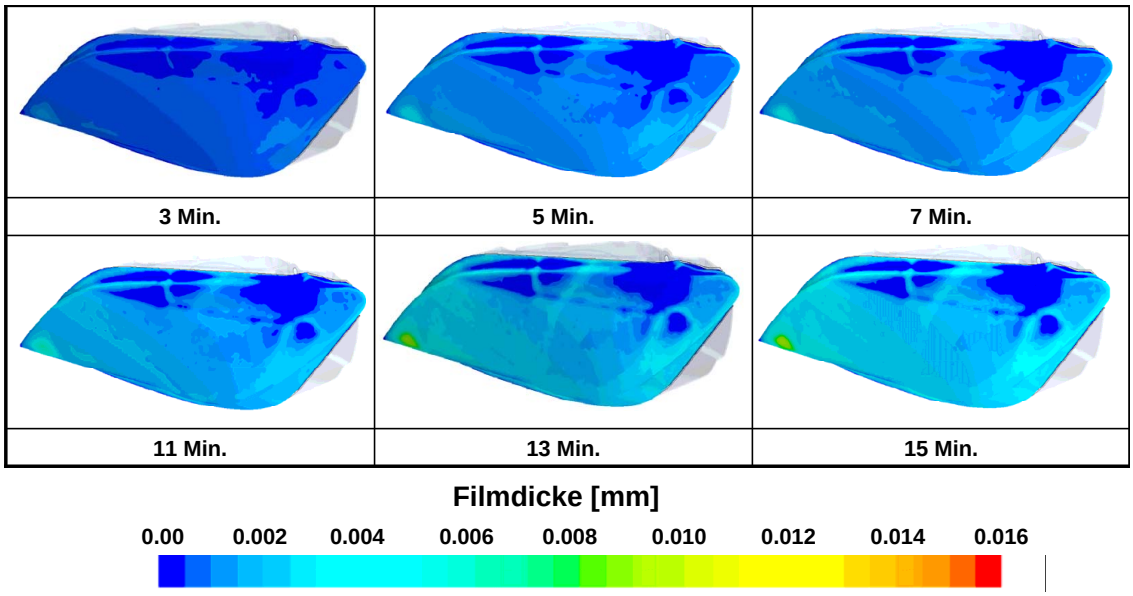


Abbildung 6.18: *Kondensatbildung an der Innenseite der Abschlussscheibe in der Simulation unter dem Einfluss freier Konvektion.*

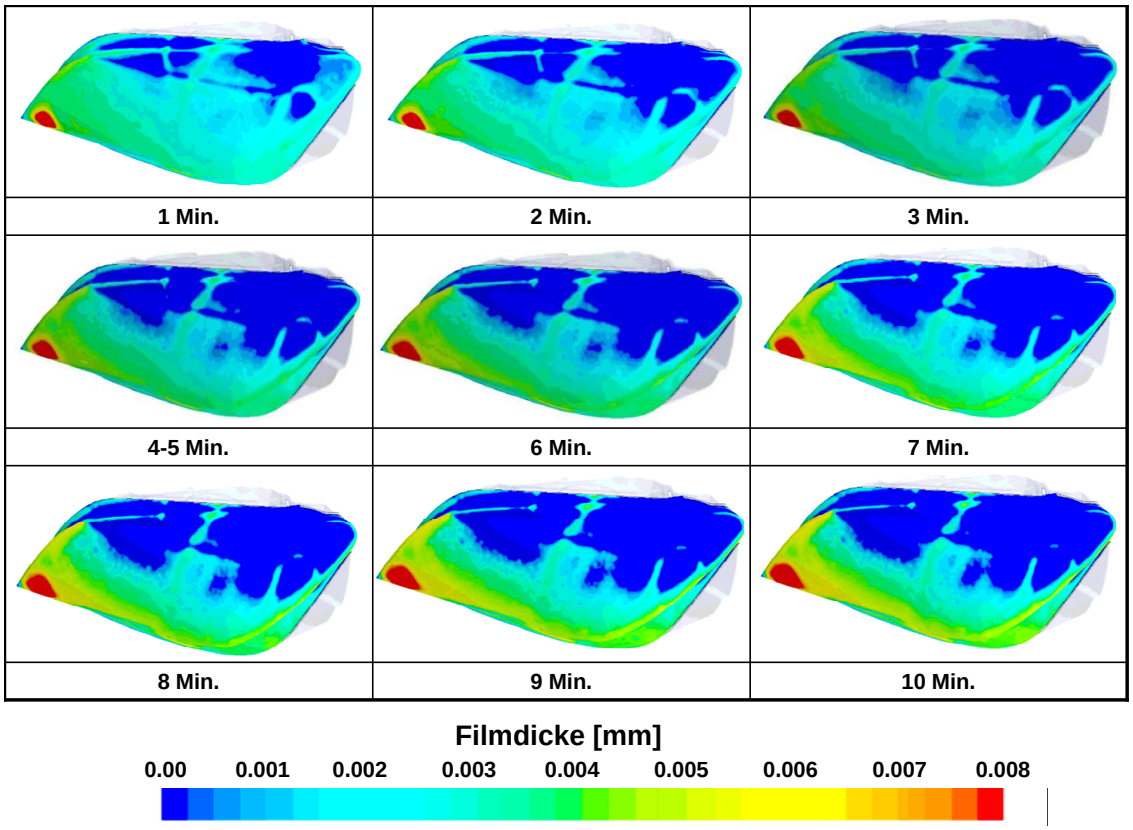


Abbildung 6.19: *Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe in der Simulation unter dem Einfluss freier Konvektion*

Kapitel 7

Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen

Dieses Kapitel widmet sich dem qualitativen und dem quantitativen Vergleich der experimentellen und der simulierten Ergebnisse. Im Mittelpunkt der Betrachtungen steht dabei die Untersuchung der freien und der gemischten Konvektion.

7.1 Einfluss der freien Konvektion

In diesem Kapitel erfolgt der quantitative Vergleich der berechneten und der experimentellen Temperaturfelder exemplarisch für den Musterscheinwerfer MSW1 (Abb. 4.4) und für den Musterscheinwerfer MSW2 (Abb. 4.7). Sowohl die experimentellen als auch die numerischen Werte sind in der Tab. 7.1 für die vorher festgelegten Messpunkte (Abb. 4.5) aufgelistet. Bei diesen Untersuchungen betrug die Umgebungstemperatur 20 °C und die Temperatur im Motorraum 40 °C. Wenn nur eine Wärmequelle eingeschaltet ist, stimmen die experimentellen und die simulierten Temperaturen bis auf 2 Grad überein. Nach dem Einschalten der zusätzlichen Wärmequelle Q2 tritt am Messpunkt MP1, der sich in der Nähe der ausgeschalteten Wärmequelle Q3 befindet, die größte Abweichung auf. Für die Messpunkte MP3 und MP4 konnte eine sehr gute Übereinstimmung erzielt werden. Wird nun zusätzlich noch die Wärmequelle Q3 angeschaltet, erhöht sich die Temperatur sowohl im Experiment als auch in der Simulation weiter. Für diesen Zustand stimmen die Simulationsergebnisse sehr gut mit den gemessenen Temperaturen überein, wobei die Simulation auch den örtlichen Temperaturgradienten in sehr guter Übereinstimmung mit den Messwerten modelliert. Hinsichtlich der Kondensatbildung spielt die Temperatur im Motorraum eine wichtige Rolle. Dieser Effekt wurde exemplarisch mit dem Musterscheinwerfer MSW 2 experimentell und numerisch untersucht. Die Tab. 7.2 stellt das Temperaturprofil in der fluiden Phase und direkt an der Abschlussscheibe für drei verschiedene Motorraumtemperaturen dar.

Die Abweichung zwischen den experimentellen und den numerischen Temperaturen liegen in der gleichen Größenordnung wie bei der Untersuchung des Scheinwerfers MSW 1 (Tab. 7.1). Jedoch treten hier keine signifikant größeren Abweichungen auf. Hieraus kann geschlussfolgert werden, dass es mit der CFD-Simulation gelungen ist, die Temperaturverteilung des Fluids im Scheinwerfer in guter Übereinstimmung zu beschreiben.

Bei den Temperaturen direkt an der Abschlussscheibe müssen an einzelnen Messstellen größe-

		MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]	MP4 [°C]	MP5 [°C]	MP6 [°C]	MP7 [°C]
1 Wärmequelle	Experiment	40,3	38,7	40,2	39,3	39,7	43,3	26,4
	Simulation	41	37	41	39	37	45	24
2 Wärmequellen	Experiment	51,8	41,5	42,6	44,2	43,3	47,8	28,1
	Simulation	45	38	43	44	39	52	33
3 Wärmequellen	Experiment	49,7	43,1	45,3	46,6	45,9	54,4	31,2
	Simulation	49	41	45	45	42	59	32

Tabelle 7.1: *Experimentelle und numerische Ergebnisse bzgl. der Temperatur für den Musterscheinwerfer MSW1*

		MPS1 [°C]	MPS2 [°C]	MPS3 [°C]	MPS4 [°C]
C2=40°C	Experiment	33,5	32,4	34,2	35,9
	Simulation	38,5	31	35	36,5

		MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]	MP4 [°C]	MP5 [°C]	MP6 [°C]	MP7 [°C]
C2=40°C	Experiment	39,1	39	40,3	36,7	37,9	37,7	38,7
	Simulation	39	38	39,5	38	38,5	39	40

		MPS1 [°C]	MPS2 [°C]	MPS3 [°C]	MPS4 [°C]
C2=60°C	Experiment	36,4	36,7	43,8	43,1
	Simulation	42	35	42	44

		MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]	MP4 [°C]	MP5 [°C]	MP6 [°C]	MP7 [°C]
C2=60°C	Experiment	54,1	54,7	58,3	50,4	52,6	52,1	53,2
	Simulation	54	54	55	47	51	47	51

		MPS1 [°C]	MPS2 [°C]	MPS3 [°C]	MPS4 [°C]
C2=90°C	Experiment	43,2	59,9	44,8	56,3
	Simulation	53	57	45	57

		MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]	MP4 [°C]	MP5 [°C]	MP6 [°C]	MP7 [°C]
C2=90°C	Experiment	77,5	79	85,3	71,3	75,1	72	72,5
	Simulation	77	72	81	72	72	72	75

Tabelle 7.2: *Experimentelle und numerische Ergebnisse bzgl. der Temperatur für den Musterscheinwerfer MSW2*

re Abweichungen festgestellt werden. Besonders problematisch ist die Temperatur am Messpunkt MPS1. Generell wird an dieser Stelle eine zu hohe Temperatur berechnet. Die Simulationsergebnisse stimmen jedoch an den anderen Temperaturmessstellen direkt an der Scheibe sehr gut überein. Die Ursachen für diesen Befund konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht eindeutig festgestellt werden. Zusammenfassend kann geschlussfolgert werden, dass die Simulation die im Scheinwerfer auftretenden Temperaturprofile sehr gut wiedergeben kann.

Die simulierte Kondensatbildung kann qualitativ mit den optischen Aufnahmen, die in der Doppelklimakammer angefertigt wurden, verglichen werden. In der Abbildung 7.1 ist die erste Kondensationsphase entsprechend der Tab. 4.2 für den Musterscheinwerfer MSW2 im Vergleich mit der Simulation dargestellt. Für die bessere optische Bewertung wurde eine rote Linie eingezeichnet, die den Umriss der Kondensatbildung auf der Abschlussscheibe nachbildet. Die Kondensatbildung beginnt im Experiment und in der Simulation im unteren Teil der Abschlussscheibe, wobei sich der Kondensatfilm sowohl im Experiment als auch in der Simulation mit näherungsweise der gleichen Geschwindigkeit ausbreitet. Neben der örtlichen Verteilung des Kondensatfilmes auf der Abschlussscheibe kann somit mithilfe der Simulation auch die zeitliche Entwicklung des Kondensationsfilmes in guter Übereinstimmung studiert werden. Ein quantitativer Vergleich der jeweiligen Filmdicke ist im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, da keine geeignete experimentelle Methode gefunden wurde.

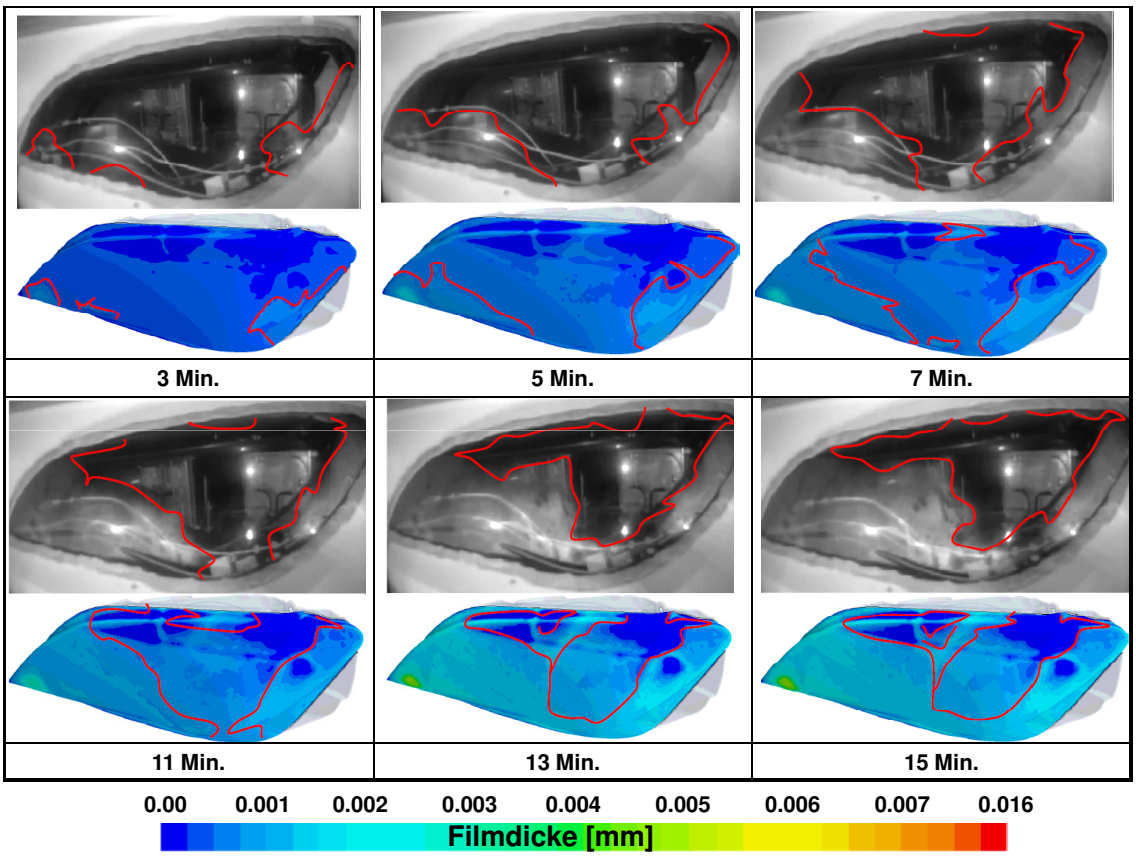


Abbildung 7.1: *Kondensatbildung an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment und in der Simulation unter dem Einfluss freier Konvektion MSW2*

Der Vergleich der experimentell verfolgten Enttauung mit den Simulationsergebnissen ist in

den Abbildungen 7.2 und 7.3 dargestellt. Sowohl im Experiment als auch in der Simulation konnte in den ersten fünf Minuten kaum eine Enttauung beobachtet werden. In den oberen Bereichen auf der Abschlussscheibe verringert sich die Filmdicke. Dieser Effekt könnte zwei Ursachen (Verdampfung und Ablauf des Kondensatfilms) haben. Auch nach etwa 10 Minuten ist noch ein deutlicher Kondensatfilm zu erkennen, wobei die Dicke des Films im unteren Bereich leicht zunimmt.

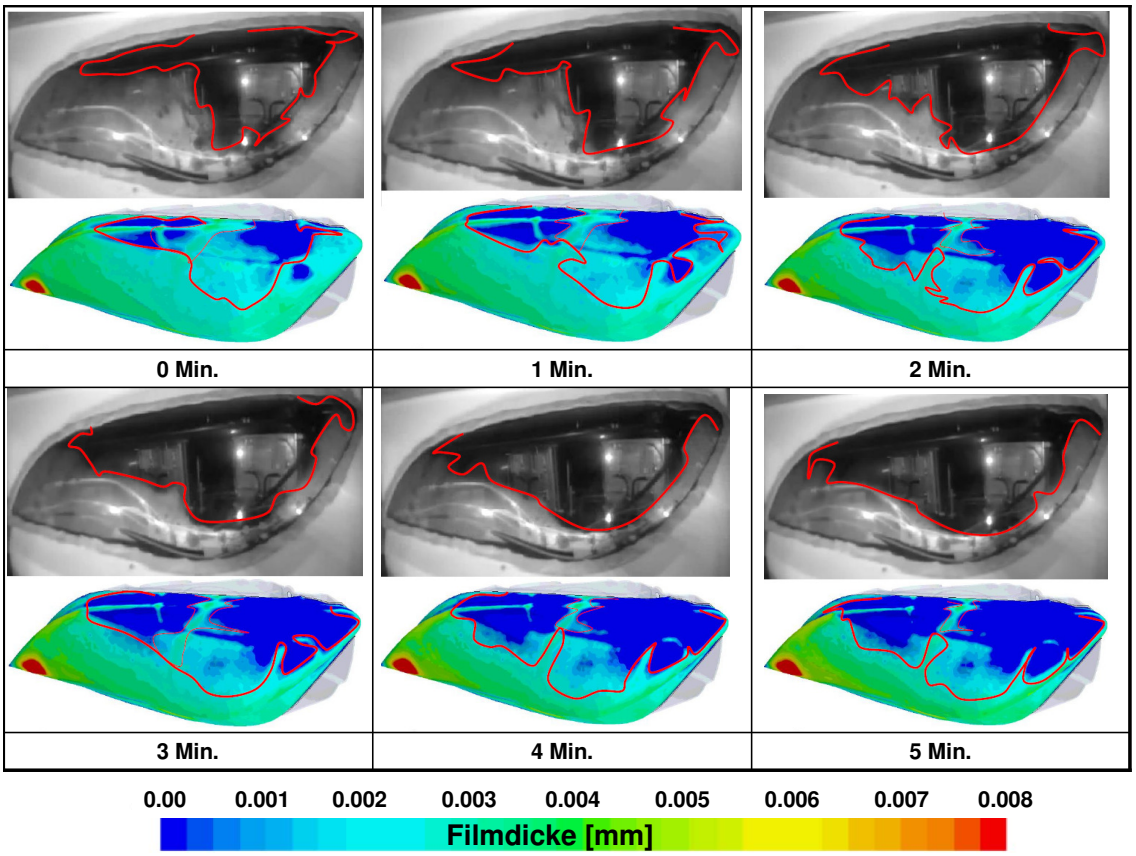


Abbildung 7.2: *Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment und in der Simulation unter dem Einfluss freier Konvektion MSW2*

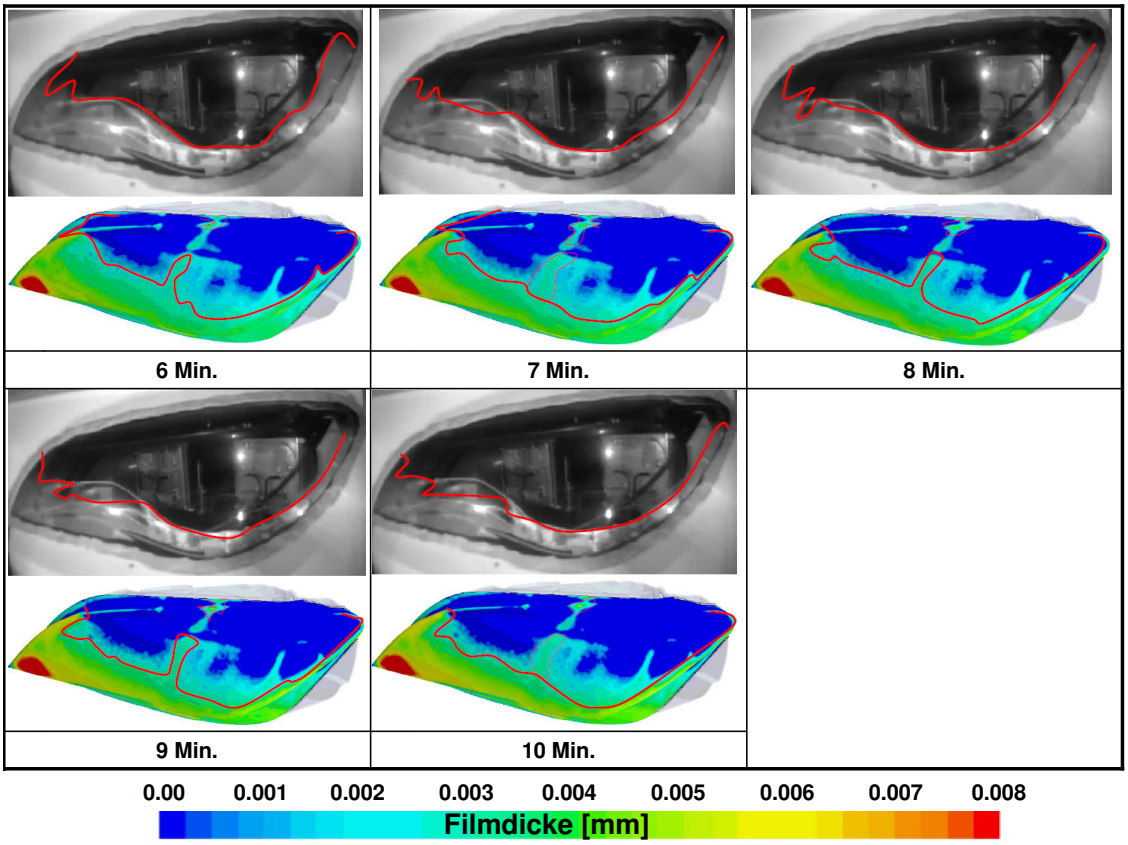


Abbildung 7.3: *Enttauungsverlauf an der Innenseite der Abschlussscheibe im Experiment und in der Simulation unter dem Einfluss freier Konvektion MSW2*

7.2 Einfluss der gemischten Konvektion

Der Einfluss der gemischten Konvektion wird anhand des Musterscheinwerfers MSW3 (Abb. 4.9), der mit zwei Lüftern ausgestattet ist, diskutiert. Die durch die Lüfter erzwungene Konvektion hat einen signifikanten Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit in der Nähe der Abschlussscheibe. Diese Geschwindigkeit wurde experimentell an verschiedenen Stellen (Abb. 4.10) mithilfe eines Flügelrad-Anemometers gemessen. An den gleichen Stellen wurden die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten ausgewertet. Die dabei erhaltenen Ergebnisse sind in der Tab. 7.3 zusammengefasst.

Position		**Oben** [m/s]	**Mitte** [m/s]	**Unten** [m/s]
1	Experiment	0,15	0,8	1,0
	Simulation	0,18-0,25	0,12-0,25	0,06-0,18
2	Experiment	0,5	0,3	1,0
	Simulation	0,18-0,37	0,37-0,56	0,06-0,18
3	Experiment	1,6	0,9	0,9
	Simulation	0,75-0,87	0,37-0,56	0,003-0,009
4	Experiment	2,4	1,18	1,1
	Simulation	0,37-0,5	0,56-0,68	0,06-0,18
5	Experiment	0,35	0,16	∼0
	Simulation	0,6-0,75	0,62-0,68	0,06-0,18
6	Experiment	1,4	1,67	∼0
	Simulation	0,62-0,68	0,31-0,37	0,06-0,18
7	Experiment	0,65	1,25	∼0
	Simulation	0,75-0,93	0,18-0,25	0,06-0,18

Tabelle 7.3: *Vergleich der Geschwindigkeitsprofile aus dem Experiment und CFD-Simulation für Sensorpositionen in der Nähe der Abschlussscheibe unter dem Einfluss gemischter Konvektion MSW3*

Nach den Ergebnissen aus der Simulation nimmt die Strömungsgeschwindigkeit von oben nach unten ab. Dieser Trend ist mit dem Experiment nicht feststellbar. Generell ergeben die Experimente höhere Strömungsgeschwindigkeiten als die Simulation. Bei der Bewertung dieser Ergebnisse müssen die experimentellen Schwierigkeiten und die vergleichbar niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten berücksichtigt werden. Im Gegensatz zu den Problemen beim quantitativen Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten stimmen die simulierten Temperaturen deutlich besser mit den experimentell gefundenen Temperaturen überein (Tab. 7.4). Die entstehenden Temperaturfelder hängen von der Stärke der erzwungenen Strömung ab. Im Experiment und in der Simulation wird diese Stärke durch die Drehzahl der radialen Lüfter festgelegt. Die Drehzahl im Experiment wurde anhand der Kenndaten des Lüfters der Fa. Papst abgeschätzt. Die Drehzahl betrug etwa 4320 min^{-1}. Die Simulation erlaubt nun, den Einfluss der Drehzahl auf das Temperaturfeld zu untersuchen. In der Tab. 7.4 sind die Temperaturfelder für drei verschiedene Drehzahlen angegeben.

Position	**Experiment** Lüfter $\omega = 4320 min^{-1}$ [°C]	**Simulation** Lüfter $\omega = 3800 min^{-1}$ [°C]	Lüfter $\omega = 4000 min^{-1}$ [°C]	Lüfter $\omega = 4320 min^{-1}$ [°C]
MP1	103,5	111	100	98
MP2	105	112	101	100
MP3	100,3	107	96	95
MP4	92,1	82	87	87
MP5	92,8	94	89	89
MP6	91	92	91	87
MP7	88,1	91	88	87
MP8	85,7	83	82	83
MP9	92,1	90	91	89
MP10	76,5	87-90	80	78

Tabelle 7.4: *Vergleich der Temperaturprofile aus dem Experiment und CFD-Simulation für verschiedene Messstellen im Musterscheinwerfer MSW3 unter dem Einfluss gemischter Konvektion*

Die experimentellen Daten befinden sich meist im berechneten Temperaturbereich. Analog zu den Musterscheinwerfern MSW1 und MSW2 kann auch für den Musterscheinwerfer MSW3 festgestellt werden, dass die entwickelten Simulationsmodelle die auftretenden Temperaturfelder nahezu quantitativ wiedergeben.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Für die Meisterung der steigenden Ansprüche bzgl. eines modernen Designs und simultan bzgl. der Qualität ist ein detailliertes Verständnis der einzelnen Bauteile eines Autos und deren Wechselwirkungen von entscheidender Bedeutung. Diese Arbeit beschäftigt sich mit dem Automobilscheinwerfer, wobei die variablen Bedingungen im Motorraum und in der äußeren Umgebung im realen Fahrbetrieb berücksichtigt werden sollten. Dabei ergeben sich aktuell zwei wesentliche Gesichtspunkte. Einerseits soll das Wärmemanagement im Scheinwerfer die Ausbildung von lokalen Überhitzungen, die Materialprobleme hervorrufen können, vermieden werden. Andererseits ist man bestrebt, die Kondensation von Wasser an den jeweilig kühlsten Stellen, die zu Sichtbehinderungen im realen Fahrbetrieb führen können, zu unterbinden. Bei der Untersuchung beider Gesichtspunkte wäre es prinzipiell möglich, die im Scheinwerfer auftretenden Temperatur- und Strömungsprofile gezielt zu steuern. Als Steuerungsmöglichkeiten können konstruktive Veränderungen, die die entsprechenden Profile signifikant beeinflussen, entwickelt werden. Die vorliegende Arbeit zielt auf die Entwicklung eines Simulationswerkzeuges, das für die Bewertung der konstruktiven Veränderungen einsetzbar ist.

Aufgrund der geometrischen Verhältnisse im Scheinwerfer und der Beeinflussung der Temperatur- und Strömungsverhältnisse durch die äußeren Bedingungen müssen für die Entwicklung eines Simulationswerkzeuges sowohl die Geometrie des betrachteten Scheinwerfers durch ein geeignetes Gitter nachgebildet werden als auch die entstehenden Felder numerisch berechnet werden. Die Entwicklung einer Simulationsmethode basiert auf der CFD-Approximation. Der erste Schritt bei der Bearbeitung dieser komplexen Fragestellung ist das Experiment, das anhand von zwei Serien Scheinwerfern konzipiert wurde. Gleichzeitig bieten diese Experimente auch die Möglichkeit, verschiedene Lösungsansätze für die Verhinderung der Kondensatbildung zu studieren. Bei den experimentellen Arbeiten bildete der erste Schritt die Entwicklung und die Optimierung einer Vorgehensweise, die möglichst die realen Verhältnisse auf der Straße darstellen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Kondensationszyklus entworfen, der die experimentelle Erfassung der Betauung und der Enttauung unter variablen Umgebungsbedingungen ermöglicht. Während der Experimente wurden die lokalen Temperaturen und die lokalen relativen Feuchtigkeiten digital aufgezeichnet. Gleichzeitig konnten die Be- und Enttauungsvorgänge mithilfe einer Videokamera aufgenommen werden. Für die Verhinderung der Kondensation oder für die optimale Kondensatfilmrückbildung wurden jeweils drei Modifikationen an den beiden Serienscheinwerfern vorgenommen.

Dabei handelt es sich um:

a) eine zusätzliche Öffnung am Gehäusedeckel, um eine Konvektion zu erzwingen

b) die Verwendung einer Anti-Fog-Beschichtung um die Oberflächeneigenschaften der Abschlussscheibe gezielt zu variieren

c) die Schlauchlösung, die zu einem verbesserten Stoff- und Wärmeaustausch mit dem Motorraum beitragen soll.

Anhand der experimentellen Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass eine zusätzliche Öffnung am Gehäusedeckel zu einer starken und unerwünschten Kondensationsbildung an der Abschlussscheibe führt. Durch die Verwendung einer Anti-Fog-Beschichtung konnte die Kondensation nicht vollständig verhindert werden, aber der Mechanismus der Kondensation änderte sich. Bzgl. der Verhinderung der Kondensation ist die Schlauchlösung die beste Lösung, denn bei dieser Version konnte im üblichen Kondensationszyklus kein Kondensationsfilm nachgewiesen werden. Die erhaltenen Temperaturprofile zeigen deutlich, dass auch keine lokalen Überhitzungen auftreten. Somit stellt die Schlauchlösung ein wesentliches Ergebnis dieser Arbeit dar, denn hiermit konnten die oben formulierten aktuellen Probleme beseitigt werden.

Für ein besseres Verständnis der komplexen physikalischen und geometrischen Zusammenhänge im Kfz-Scheinwerfer wurde eine numerische Methode entwickelt und experimentell verifiziert. Dieses numerische Verfahren untersucht der Einfluss von der freien und von der gemischten Konvektion auf den Wärmetransport im Kfz-Scheinwerfer. Für die qualitative und die quantitative Verifizierung der Simulationsergebnisse wurden zusätzlich Experimente mit drei verschiedenen Musterscheinwerfern konzipiert, die jeweils einen bestimmten Aspekt der komplexen Fragestellung widerspiegeln. Aus den Experimenten mit den Serienscheinwerfer ist bekannt, dass die Beeinflussung der Strömungsprofile und die damit verbundene Beeinflussung der Temperaturprofile und letztlich die Verhinderung der Kondensation möglich ist. Die Strömungsprofile können durch erzwungene Konvektion beeinflusst werden. Demzufolge liegt die Untersuchung von freier und gemischter Konvektion im Schwerpunkt dieser Arbeit. Mithilfe eines Musterscheinwerfers (MSW1) konnte der Einfluss der Wärmeleistung im Scheinwerfer untersucht werden. Die Wärmeleistung repräsentiert die Wärmeabgabe der Lichtquelle. Mit steigender Leistungsabgabe der Lichtquelle muss die Ausbildung von lokalen Überhitzungen vermieden werden. Aus diesem Grunde wurden zusätzliche Wärmesenken angebracht (MSW2). Die Erzeugung einer erzwungenen Konvektion erfolgte durch den Einbau von radialen Lüftern (MSW3). Im Mittelpunkt der Experimente stand die Aufnahme der Temperatur- und der Strömungsprofile, wobei sich die Aufnahme der Strömungsprofile als besonders schwierig herausstellte.

Für die Simulation der komplexen Verhältnisse eignete sich folgende Strategie:

a) die Generierung des Gitters unter den vorgegebenen, konstruktiven Randbedingungen
b) die stationäre Berechnung der Temperatur- und Strömungsfelder mit feuchter Luft
c) die instationäre Berechnung der eventuell auftretenden Kondensation an ausgewählten Orten im Scheinwerfer,
d) die instationäre Berechnung der Enttauung.

Für die Anwendbarkeit der CFD innerhalb einer industriellen Entwicklung ist die benötigte Rechenzeit ein entscheidendes Kriterium. Die Simulation der instationären Vorgänge trägt im besonderen Maße zur Rechenzeit bei. Deshalb wurde eine optimale Rechenzeit durch die Variation

der zeitlichen Auflösung bestimmt. Die optimale zeitliche Auflösung führte zu einer Verkürzung der Rechenzeit auf ein Drittel. Ein quantitativer Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Daten führte zu der Erkenntnis, dass die Temperaturfelder mit einer sehr hohen Genauigkeit (mittlere Abweichung ± 2 °C) modelliert werden konnten.

Der Vergleich der berechneten und der experimentellen Strömungsgeschwindigkeiten ergab ein diffuses Bild, das einerseits auf die relativ niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und anderseits auf die experimentellen Schwierigkeiten zurückzuführen ist. Die Berechnung der relativen Feuchtigkeit gelingt mit einer Genauigkeit von etwa 5 %. Die entwickelte Simulationsmethode gestattet nun, die konstruktive Veränderung zu bewerten. Dieses Vorgehen wurde exemplarisch anhand der Variation der Wärmesenke durch die Veränderung der Stiftlänge und anhand des Einbaus von ein oder zwei Blenden, die die Luftführung beeinflussen sollen, demonstriert. Durch die Länge der Stifte kann gezielt die gewünschte Temperatur eingestellt werden. Daraus folgt, dass die Modifizierung der Stifte eine geeignete Möglichkeit zur Verhinderung von lokalen Überhitzungen ist und Wärmemanagement sorgt für ein optimales. Die Blenden veränderten das Strömungsprofil in die gewünschte Richtung, jedoch war der damit verbundene Effekt zu gering ausgeprägt.

Am Beispiel des Musterscheinwerfers MSW2 wurden schließlich Be- und Enttauungssimulationen erfolgreich durchgeführt. Sowohl in der Simulation als auch bei der visuellen Beobachtung der Kondensatbildung konnte ein analoger Verlauf festgestellt werden. Besonders bemerkenswert ist die sehr gute Übereinstimmung bzgl. der örtlichen Verteilung des Kondensatfilms. Im Experiment erfolgte die Kondensation jedoch schneller als in der Simulation. Die Verzögerung beträgt etwa 2 Minuten. Im Falle der Enttauung ist der konträre Effekt feststellbar, wobei der Unterschied im Bereich von 1 Minute liegt. Ein Vergleich der simulierten Kondensatdicke mit experimentellen Werten scheitert an der fehlenden experimentellen Möglichkeit. Die entwickelte, experimentelle Anordnung und die entwickelte Simulationsmethode können in der industriellen Entwicklung direkt zur weiteren Optimierung des Wärmemanagements eingesetzt werden. Somit wurde ein signifikanter Beitrag geleistet.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit bleiben jedoch auch noch einige Fragen offen, anhand deren sich ein weiterer Forschungsbedarf ableitet. An dieser Stelle sei die Weiterentwicklung der Messtechnik für die Strömungsgeschwindigkeit, insbesondere bei relativ niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten, genannt. Idealerweise sollte diese Messtechnik geeignet sein, die Strömungsgeschwindigkeit unter schwierigen Bedingungen zuverlässig zu ermitteln. Auf experimentellem Gebiet wäre auch eine Messmethode für die Erfassung der Filmdicke an realen Scheinwerfern notwendig. Zusätzlich sollte die Simulationsmethode weiterentwickelt werden. Hierbei wäre eine noch deutlich Reduktion der Rechenzeit wünschenswert. Das Wärmemanagement hängt ebenso signifikant von den Stoffeigenschaften der verwendeten Materialien, insbesondere von deren Wärmeleitfähigkeiten, ab. Für eine Verbesserung der Simulation sollten auch temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeiten, besonders für die Wärmequelle, verwendet werden. Hier liegen jedoch noch nicht ausreichend experimentelle Daten und deshalb auch keine geeigneten Korrelationsfunktionen in der Literatur vor.

Literaturverzeichnis

[1] Polifke W.; Kopitz J.; Editor. *Wärmeübertragung*. München, Pearson Studium, 2005.

[2] Müller U.; Erhard P.; Editor. *Freie Konvektion und Wärmeübertragung*. Müller Verlag, 1999.

[3] Gersten K.; Herwig H.; Editor. *Strömungsmechanik*. Vieweg Verlag, Braunschweig, Kap.7, 1992.

[4] *Verein Deutscher Ingenieure*. VDI Verlag GmbH, VDI Wärmeatlas 7., 1994.

[5] Liu W.; Osmondson B. L.; Bischof O.F.; Sem G. J. Calibration of condensation particle counters. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, 01(0189), 2005.

[6] Venkateshan S.P.; Balaji C. Interaction of surface radiation and free convection in open and closed cavities. *Second ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*, pages 91–101, 1995.

[7] Incropera F.P.; DeWitt D.P.; Editor. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley and Sons Inc., 2001.

[8] Elenbass W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica 9*, Nr.1:1–28, 1942.

[9] Churchill S.W.; Usagi R. A general expression in the entry region of a heated vertical channel. *AIChE Journal 18*, 6:1121–1128, 1972.

[10] Papanicolaou E.; Jaluria Y. Mixed convection from a localized heat source in a cavity with conducting walls: A numerical study. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 23:463–484, 1994.

[11] Baehr H.D.; Karl S.; Editor. *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer-Verlag, Springer Berlin Heidelberg, 1998.

[12] Ramesh N.; Venkateshan S.P. Effect of surface radiation on natural convection in a square enclosure. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13(3):299–301, 1999.

[13] Makino T.; Nakamura A.; Wakabayshi H. Directional characteristics of radiation reflection on rough metal surfaces with desription of heat transfer parameters. *JSME International Journal Fluids and Thermal Engineering*, 42(4):193–199, 1999.

[14] Yang K. T. *Natural convection-radiation interaction in enclosures*. 1986.

[15] Balaji C.; Venkateshan S. P. Combined surface radiation and free convection in cavities. *Journal of Thermophysics*, 8(2):373–376, 1993.

[16] Balaji C.; Venkateshan S. P. Interaction of surface radiation with free convection and surface radiation in a square cavity. *International Journal Heat and Fluid Flow*, 14(3):249–251, 1993.

[17] Balaji C.; Venkateshan S. P. Correlations for free convection and surface radiation in a square cavity. *International Journal Heat and Fluid Flow*, 15(3):249–251, 1994.

[18] Behnia M. ; Reizes J. A.; De Vahl Davis G. Combined radiation and natural convection in a rectangular cavity with a transparent wall and containing a non-participating fluid. 10:305–325, 1990.

[19] Lauriant G. Combined radiation-convection in gray fluid enclosured in vertical cavities. *Journal of Heat Transfer*, 104:609–615, 1982.

[20] Bahalaoui A.; Raji A.; Hasnaoui M. *Combined mixed convection and radiation in a channel discretely heated from below.* PhD thesis, Unit of Formation and Research of Thermics and Fluid Mechanics, Marocco, 2002.

[21] Mahaparta S. K.; Sen S.; Sarkaer A. Interaction of surface radiation and variable property natural convection in a differtially heated square cavity - a finite element analysis. *International Journal Numerical Methods for Heat and Fluid Flows*, 9(4):423–443, 1999.

[22] Velusamy K.; Sundararajan T.; Seetharamu K. N. Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in square and rectangular enclosures. *Journal of Heat Transfer*, 123:1062–1070, 2001.

[23] Modest M.F.; Editor. *Radiative Heat Transfer.* 1. McGraw-Hill Inc, 1993.

[24] Spiga G.; Spiga M. Effects of boundary reflection on radiative heat transfer in participating media. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 6(4):235–240, 1985.

[25] Langebach J.; Senin S.; Karcher Ch. Heat transfer measurements in automotive headlamps. In *50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der TU Ilmenau*, pages 301–302, 2005.

[26] Larson D. W.; Viskanta R. Transient combined laminar free convection and radiation in a rectangular enclosure. *Journal of Fluid Mechanics*, 78:65–85, 1976.

[27] Senin S.; Karcher Ch. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Wärmeübertragung in Scheinwerfern. In *Proceeding of Applied Mathematics Mechanics (PAMM)*, volume 4, pages 496–497, 2004.

[28] Reske R.; Editor. *Experimentelle Untersuchung des Verhaltens frei fallender Wassertropfen beim auftreffen auf duennen Wasserfilm*, volume VDI 7, 115. Springer-Verlag, VDI, 1987.

[29] Kruse H.P. *Fluessigkeitstropfen zwischen parallelen Platten.* PhD thesis, Universität Hamburg, Hamburg, Deutschland, 1992.

[30] Hase M. Numerische Berechnung dreidimensionaler Transportvorgänge an angeströmten, sich verformenden Tropfen. IBN 040071029033 / 0708/65 B 276-7,474, 2004.

[31] Rose J.W. Condensation heat transfer. *HMT*, 35:479–485, 1999.

[32] Werner K. *Theoretische und experimentelle Untersuchung der Waermeuebertragung bei Tropfen Kondensation.* PhD thesis, Technische Universität Düsseldorf, Düsseldorf, Deutschland, 1965.

[33] V. Wasmansdorff. *Messung lokaler Verteilungen von Tropfengroeßen und Tropfengeschwindigkeiten in der Nebelstroemung einer Einstoff-Flachstrahlduese.* PhD thesis, Universität Bremen, Bremen, Deutschland, 1986.

[34] Papanicolaou E.; Jaluria Y. Die oberflaechenkondensation des wasserdampfes. VDI-Z 60:541–546; 569–576, 1916.

[35] White F.M. *Heat and Mass Transfer*. Addison Wesley, 1988.

[36] Maschkio T. *CFD- Simulation der Be- und Enttauungsprozesse in Kfz-Scheinwerfern*. PhD thesis, Universität Göttingen, Göttingen, Deutschland, 2007.

[37] Delprete C.; Bonisoli E.; Rosso C. Comparison between dynamic condensation techniques in automotive application. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, 01(1093), 2006.

[38] Song Y.; Xu D.; Lin J. A study on the mechanism of dropwise condensation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34(11):2827–2831, 1991.

[39] Koch S. Untersuchungen zur feuchtigkeitsaufnahme von polypropylen und polycarbonat in abhaengigkeit der umgebungsbedingungen, studienarbeit. Technical report, Universität Paderborn, 2005.

[40] Schönung B. E.; Editor. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1990.

[41] Launder B.E.; Spalding D.B. Mathematical models of turbulence. 1972.

[42] Launder B.E.; Spalding D.B. Turbulence models and their application to the prediction of internal flows. *Heat and Fluid Flow*, 2:43–54, 1972.

[43] Jones W.P.; Launder B.E. The prediction of laminarisation with a 2-equetion model of turbulence. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 15:310–314, 1972.

[44] Jones W.P.; Launder B.E. The calculation of low-reynolds-number phenomena with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16:1119–1130, 1973.

[45] Launder B. E.; Spalding D. B. *Lectures in mathematical models of turbulence*. Academic Press, London, New York, 1972.

[46] *User Guide pro- Star with Auto Mesh Generation Version 3.20*. CD adapco Group, 2004.

[47] Senin S. *Numerische und Experimentelle Untersuchungen zum Waermetransport in einem Automobilscheinwerfer*. PhD thesis, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, Deutschland, 2007.

[48] Senin S.; Karcher Ch. Thermal analysis in automotive components, ISAL 2005 symposium. Darmstadt University of Technology, 2005.

[49] Senin S.; Langebach J.; Karcher Ch. Determination of interior surface temperature using luminance measuring camera and thermochromic liquid crystals. Measurement Science and Technology, 2006.

[50] Senin S.; Reich A.; Karcher Ch. Anwendung der Lichtsimulation zur Temperaturberechnung in einem Scheinwerfer. Universität Ilmenau, Deutschland, 2006.

[51] Senin S.; Gall D.; Karcher Ch. Einsatz von Leuchtdichtekameras zur Temperaturbestimmung mittels Flüssigkristallen. *Licht*, 58(3):212–215, 2004.

[52] Nolte S. *Eine Methode zur Simulation der Temperatur- und Strömungsverteilung in lichttechnischen Geräten.* PhD thesis, Universität Padernborn, Bad Driburg, Deutschland, 2005.

[53] Chenevier Ch. Thermal simulation in lighting systems- 5 days/ 5 degrees. PAL 2001 Symposium, Darmstadt University of Technology, 2001.

[54] Sousa J.M.M. An experimental investigation of fluid flow and wall temperature distributions in an automotive headlight. International Journal of Heat and Fluid Flow 26:709–721, 2005.

[55] Chang P.Y. Three dimensional natural convection in incandescent lamp. *Journal of Illuminating Engineering Society*, 21(2):21–24, 1992.

[56] Chang P. Y.; Shyy W. A study of three-dimensional natural convection in high-pressure mercury lamps - part 1: Parametric variations with horizontal mounting. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33:483–493, 1990.

[57] Fischer P. CFD- analysis and experimental verification of an automotive fog lamp. *Society of Automotive Engineers International*, 01(1921), 2005.

[58] Langebach J.; Senin S.; Karcher Ch. Influence of varying pressure on natural convection radiation heat transfer in an enclosure. *Proceeding of Applied Mathematics Mechanics (PAMM)*, 5:575–576, 2005.

[59] Langebach J. *Beiträge zur thermodynamischen Auslegung von Automobilscheinwerfern.* PhD thesis, Techniche Universität Ilmenau, Ilmenau, Deutschland, 2008.

[60] Okada Y.; Nouzawa T.; Nakamura T. CFD analysis of the flow in an automotive headlamp. *Japan Society of Automotive Engineers*, 23:95–100, 2001.

[61] Hoines L.; Jiao J. Environment leading to condensation in automotive lamps. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, 107(6):682–685, 1998.

[62] Hoines L.; Bielecki J.; Cohn M. Effect of exterior airflow on automotive lamp venting. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, 108(6):1057–1061, 1999.

[63] Bielecki J.; Chang M.; Poorman T. The effect of moisture absorption in plastic on automotive lamp venting. *Society of Automotive Engineers – Technical Paper*, 01(1875):93–98, 2004.

[64] Bielecki J.W.; Chang M.; Poorman T. The effect of moisture absorption in plastic on automotive lamp venting. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, (2004-01-0663), 2004.

[65] Bielecki J.; Chang M.; Poorman T. Understanding water vapor gradients conducive to condensation in an automotive lamp. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, 01(1448), 2005.

[66] Bielecki J.W.; Chang M.; Poorman T. The effect of environmental conditions on moisture clearing time in automotive lamps. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, (2003-01-0646), 2003.

[67] Deane B.A. ; Gore W. L. Associates Inc. On-car evaluation methods to understand condensation in headlamps. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, 01(1450), 2005.

[68] Herridge M. Condensation simulations of automotive lighting assemblies. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, (2003-01-1211), 2003.

[69] Nolte S.; Maschkio T. Development of software tool for the simulation of formation and clearance of condensation in vehicle headlamps. *PAL 2003 Symposium, Technische Universität Darmstadt*, 2003.

[70] Gray D.G.; Giorgini A. The validity of the boussinesq approximation for liquid and gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 19:545–551, 1976.

[71] Yoshihiro Y.; Takahide N.; Takaki N. CFD analysis of the flow in a automotive headlamp. JSAE Japan(23 (2002) 95-100 2002), 2002.

[72] Fadi E.-K.; Bielecki J.; Poorman T. Design of experiment analysis of thermal variables that affect automotive lighting cfd temperatures. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, 01(0490), 2006.

[73] Aoki K.; Okanaga H.; Ushida T.; Usami A.; Hoshiko K. Flow characteristics and formation of condensation in automotive tail lamp. *Society of Automotive Engineers- Technical Paper*, (920817), 1992.

[74] Althaus K. Messung und Berechnung von Wassergehalten kohlenwasserstoffhaltiger Gasgemische. IBN 040070635422 / 0708/65 B 276-3,590, 2004.

[75] Wernecke R. Industrielle Feuchtemessung. IBN 040050277619 / 1002/MSR 355f 10.2004 A 626, 2004.

[76] *Methodology Star- CD Version 3.20.* CD adapco Group, 2004.

[77] Sun Y.S.; Emery A.F. Effects of wall conduction, internal heat sources and an internal baffle on natural convection heat transfer in a rectangular enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(4):915–929, 1997.

[78] Fusegi T.; Farouk B. Laminar and turbulent natural convection - radiation interactions in a square enclosure filled with nongray gas. *Numerical Heat Transfer: An International Journal of Computation and Methodology*, 15:303–322, 1989.

[79] ElSherbiny S.M.; Hollands K.G.T.; Raithby G. D. Effect of thermal boundary conditions an natural convection in vertical and inlined air layers. *Journal of Heat Transfer*, 104:515–520, 1982.

[80] Cheesewright R.; King K.J.; Ziai S. Experimental data for validation of computer codes for the prediction of two-dimensional buoyant cavity flows. *In ASME Meeting Heat Transfer Division, 20*, pages 75–81, 1986.

[81] *User Guide Star- CD Version 3.20.* CD adapco Group, 2004.

[82] Leonardi E.; Reizes J.A. Convective flows in closed cavities with variable fluid properties. *Numerical Methods in Heat Transfer*, pages 387–412, 1981.

[83] Kuran S.; Vasavada S. *A Conjugate- Condensation Heat Transfer Problem on a Vertical Plate.* PhD thesis, Purdue University 400 Central Drive, West Lafayette, IN 47907 USA, 2002.