

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Michael Fritz

Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen

Michael Fritz

**Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung
von Nutzfahrzeugen**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 37**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den eigenständigen Lehrstühlen für Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen

von
Michael Fritz

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Fakultät für Maschinenbau, 2015

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark of Karlsruhe
Institute of Technology. Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover – is licensed under the
Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License
(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>*



*The cover page is licensed under the Creative Commons
Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE):
<http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>*

Print on Demand 2015

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0384-2

DOI: 10.5445/KSP/1000047128

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist gegenwärtig großen Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und -betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Der vorliegende Band behandelt die Klimatisierung schwerer Nutzfahrzeuge. Sie steigert den Komfort und die Fahrsicherheit und ist daher fester Bestandteil der Fahrzeugausstattung. Erprobung und Absicherung von Klimatisierungssystemen sind aufwändig, da sie von vielen Parametern und Einflussgrößen der Klimaanlage, des Fahrzeugs, des Fahrzeugeinsatzes, der Streckenführung und der Witterung abhängig sind. In Fahrversuchen erzielte Messergebnisse unterliegen damit großen Streuungen, Laborversuche mit dem Gesamtfahrzeug erfordern sehr aufwän-

dige Klimaprüfstände, Laborversuche allein mit der Klimaanlage erlauben keine vollständige Betrachtung, da die Interaktion mit dem Fahrzeug nicht abgebildet ist, vollständig virtuelle Versuche, die auch die Integration des Klimasystems in das Gesamtfahrzeug abdecken, benötigen komplexe Modelle, die einen guten Kompromiss zwischen erzielter Genauigkeit und Berechnungsdauer aufweisen, die jedoch für Nutzfahrzeuge bislang nicht verfügbar waren.

Hier setzt die Arbeit von Herrn Fritz an, in der effiziente Entwicklungswerkzeuge erarbeitet werden. Herr Fritz stellt ein detailliertes Simulationsmodell des Klimasystems schwerer Nutzfahrzeuge sowie einen neuartigen und kostengünstigen Ansatz zur Sommererprobung von Gesamtfahrzeugen auf einem Rollenprüfstand vor.

Frank Gauterin

Karlsruhe, 27.03.2015

**Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung
von Nutzfahrzeugen**

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Michael Fritz

Tag der mündlichen Prüfung: 23.03.2015
Hauptreferent: Herr Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent: Herr Prof. Dr.-Ing. Thomas Wetzel

Kurzfassung

Um die bei steigendem Verkehrs- und Transportaufkommen gleichzeitig angestrebte Verringerung der Treibhausgasemissionen erreichen zu können, werden die durch den Gesetzgeber vorgegebenen Emissionsgrenzwerte für Kraftfahrzeuge stetig strenger. Da auch zukünftig mit einer Steigerung der Transportleistung zu rechnen ist und neben der Emissionsminderung auch der Ressourcenverbrauch verringert werden soll, sind effizienzsteigernde Maßnahmen in allen Baugruppen jeglicher Kraftfahrzeugtypen zwingend erforderlich. Dies trifft auch auf die Nebenaggregate des Antriebsstrangs eines Kraftfahrzeugs zu. Der Kältemittelverdichter des Klimasystems zur Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums stellt beispielsweise ein solches Nebenaggregat dar. Da die Entwicklung von effizienzsteigernden Maßnahmen in Wechselwirkung mit anderen Fahrzeugsystemen oder an das Fahrzeug gestellte Anforderungen stehen, ist eine ganzheitliche Betrachtung bei der Entwicklung erforderlich. Diese ganzheitliche Betrachtung fällt entsprechend komplex aus. Daher müssen dem Entwickler geeignete Werkzeuge zur Verfügung stehen, um die Entwicklungsaufgabe erfolgreich umsetzen zu können. Diese Werkzeuge unterscheiden sich je nach Entwicklungsaufgabe und Fahrzeugtyp.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Betrachtung der Entwicklungswerkzeuge „Simulation“ und „Gesamtfahrzeugprüfstand“ für Klimasysteme allgemein und mit der effizienten Umsetzung und Anpassung dieser beiden Entwicklungswerkzeuge für den Anwendungsfall eines LKWs. Um eine Analyse von solchen Klimasystemen ganzheitlich durchführen zu können, wurden für einen LKW spezifische Teilmodelle entwickelt und zu einem Gesamtsimulationsmodell zusammengeführt. Konventionelle Gesamtfahrzeugprüfstände zur Untersuchung von Klimasystemen

im LKW-Bereich sind aufgrund der Anforderungen mit hohen Investitions- und Unterhaltungskosten verbunden. Um mit geringeren finanziellen Mitteln Untersuchungen von Gesamtfahrzeugen bei unterschiedlichen klimatischen Umgebungsbedingungen und Fahrprofilen zu realisieren, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Prüfstandsansatz konzipiert, der die Konditionierung relevanter Schnittstellen des Gesamtsystems fokussiert. Dieser Prüfstandsansatz wurde an dem Akustik-Allrad-Rollenprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) umgesetzt und das Betriebsverhalten der Klimaanlage sowie das sich einstellende Kabinenklima eines LKWs messtechnisch erfasst.

Der Fokus der Entwicklung dieser beiden Werkzeuge lag dabei auf der ganzheitlichen Betrachtung der Funktion des Klimasystems, um Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz im Kontext des Gesamtfahrzeugs umsetzen zu können. Die entwickelten Werkzeuge wurden mit einer umfangreichen Messdatenbasis von durchgeführten Straßenfahrversuchen verifiziert und abschließend bewertet. Beide im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Werkzeuge sind geeignet, das Betriebsverhalten des Klimasystems innerhalb des Gesamtfahrzeugs bei unterschiedlichen klimatischen Umgebungsbedingungen und Fahrzuständen realitätsnah nachzubilden und können zukünftig für die Entwicklung von Klimasystemen herangezogen werden.

Abstract

To meet the intended reduction in greenhouse gas emissions despite rising traffic and transport volumes, the emission legislation for motor vehicles are being tightened up continuously. As transport volumes are likely to keep increasing, and as not only emissions but also the consumption of resources are to be decreased, measures to boost efficiency are absolutely necessary in all vehicle systems. This also applies to the auxiliary units being driven by the powertrain of a motor vehicle. The refrigerant compressor of the air conditioning system of a vehicle is an auxiliary unit of this type. As the development of measures enhancing efficiency interacts with other vehicle systems, or other requirements to be met by a vehicle, development must be viewed in a holistic approach. This holistic assessment is bound to be complex. Consequently, developers must be equipped with appropriate tools for successful execution of a development task. These tools differ as a function of the development problem at hand and the type of vehicle.

This thesis deals with “simulation” and “complete vehicle test rig” development tools for air conditioning systems in general and the efficient implementation and adaptation of these two development tools for the fields of application of trucks. To allow a holistic analysis of such air conditioning systems, submodels specific to trucks have been developed and implemented into a comprehensive simulation model. Due to specific requirements, conventional full-vehicle test benches for the evaluation of trucks’ air conditioning systems cause significant investment and maintenance costs. To allow more cost-efficient experiments on a complete vehicle exposed to several climatic conditions and driving profiles, a new test bench approach has been designed, conditioning only relevant interfaces of the overall system. This approach has been

implemented on the acoustic all-wheel roller test bench of the Institute for Vehicle System Technology (FAST) at the Karlsruhe Institute of Technology (KIT). Using this test bench, the operating characteristic of a truck's air conditioning system as well as the corresponding cabin climate has been measured.

To implement optimization measures for higher energy efficiency within the complete vehicle concept the focus of the tool development is on a holistic approach of the function of the air conditioning system. The tools developed are verified on the basis of a comprehensive set of measured data collected in road tests, and are subsequently evaluated. Both tools developed within this thesis are suitable to realistically reproduce the operating characteristic of the air conditioning system within the complete vehicle at various climatic conditions and driving statuses, and can be employed for the future development of air conditioning systems.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers.....	i
Kurzfassung.....	v
Abstract.....	vii
Inhaltsverzeichnis	ix
Abbildungsverzeichnis.....	xi
Tabellenverzeichnis	xv
Abkürzungsverzeichnis	xvii
Formelzeichen.....	xix
Indizierungsverzeichnis	xxiii
Vorwort und Danksagung.....	xxv
1 Einleitung.....	1
2 Ziele und Aufbau der Arbeit.....	5
3 Grundlagen der Wärmeübertragung	9
4 Aufbau und Funktion eines Fahrzeugklimasystems	13
5 Entwicklungswerkzeuge zur Untersuchung des Klimasystems.....	19
5.1 Stand der Wissenschaft und Technik.....	19
5.2 Anwendung der Entwicklungswerkzeuge.....	22
5.3 Versuchsfahrzeug, Messtechnik und -verfahren	24
5.3.1 Verfahren zur Bestimmung des Luftstroms.....	26
5.4 Straßenfahrversuche.....	41
5.4.1 Stand der Wissenschaft und Technik.....	41
5.4.2 Ziele und Anforderungen	43
5.4.3 Beschreibung der Versuche	43
5.5 Simulation	45

5.5.1	Stand der Wissenschaft und Technik.....	45
5.5.2	Ziele und Anforderungen	55
5.5.3	Beschreibung des Simulationsmodells.....	57
5.5.4	Ergebnisse.....	102
5.6	Prüfstandsversuche	115
5.6.1	Stand der Wissenschaft und Technik.....	115
5.6.2	Ziele und Anforderungen	121
5.6.3	Abstrahierungen des Klimaprüfstands	126
5.6.4	Beschreibung des Klimaprüfstands.....	137
5.6.5	Versuchsdurchführung.....	151
5.6.6	Ergebnisse.....	166
6	Zusammenfassung und Ausblick	183
	Literaturverzeichnis.....	187
	Anhang.....	197
I.	Fahrzeugsensorik.....	197
II.	Ein- und Ausgangsgrößen des Kältemittelkreislaufkennfelds.....	202
III.	Vernetzung der Teilmodelle des Kältemittelkreislaufs innerhalb der Simulation.....	203
IV.	Übersicht der Messungen: Mittelwerte und Streuungen der Messwerte (RMSE)	204
V.	Technische Informationen: Mobiler Klimaprüfstand und Allrad-Rollenprüfstand (ARP) mit klimatechnischen Erweiterungen.....	209
VI.	Auf Standardbedingungen umgerechnete Luftmassenströme.....	210

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der erarbeiteten Entwicklungsumgebung	6
Abbildung 4.1: a.) Schema einer Kompressionskälteanlage b.) Kältekreisprozess im Zustandsdiagramm des Kältemittels (Darstellung in Anlehnung an [Bau10])	14
Abbildung 4.2: Schematische Darstellung des Klimakastens	17
Abbildung 5.1: V-Modell als Makrozyklus [VDI04] (in eigener Darstellung)	20
Abbildung 5.2: Schematische Darstellung der Werkzeugentwicklung und des Werkzeugeinsatzes	23
Abbildung 5.3: Messstellen der beiden Differenzdrucksensoren	30
Abbildung 5.4: Parametervariation der Straßen- fahrversuche (Darstellung in Anlehnung an [FGW14])	44
Abbildung 5.5: In der Modellbildung dargestellte Aspekte/Kriterien [FGW14]	56
Abbildung 5.6: Aufbau des Simulationsmodells und Vernetzung der Submodelle (erweiterte Darstellung von [FGW14])	58
Abbildung 5.7: Submodell des Klimakastens [FGW14]	64
Abbildung 5.8: Kältemittelkreislauf: Verknüpfung von Kennfeld und Dynamikmodell (erweiterte Darstellung von [FGW14])	68
Abbildung 5.9: Darstellung der luft- und kältemittelseitigen Phasen der Fluide am Kondensator	72
Abbildung 5.10: Kältemittel- und luftseitige Verschaltung der Teilwärmeübertrager im Kondensator	78
Abbildung 5.11: Darstellung der kältemittelseitigen Phasen im Verdampfer	79

Abbildung 5.12: Kältemittel- und luftseitige Verschaltung der Teilwärmeübertrager im Verdampfer	80
Abbildung 5.13: Kontrollvolumen des Kabinenmodells (erweiterte Darstellung von [FGW14, Weiß13])	89
Abbildung 5.14 Darstellung zur Modellbildung der Wärmeleitung durch eine Wandung (Darstellung in Anlehnung an [FGF+13])	91
Abbildung 5.15: Modell zur Bestimmung der Bedingungen der Kabinenluft (erweiterte Darstellung von [FGW14]).....	96
Abbildung 5.16: Abstrahierter Modellansatz der Betriebsstrategie.....	99
Abbildung 5.17: Parametervariation der durchgeführten Messfahrten auf der Straße und Auswahl der dargestellten Gegenüberstellungen von Messfahrt und Simulation	102
Abbildung 5.18: Quaderlinie Temperaturvariation (siehe rote Linie in Abbildung 5.17 rechts)	107
Abbildung 5.19: Quaderlinie Geschwindigkeitsvariation (siehe blaue Linie in Abbildung 5.17 rechts).....	108
Abbildung 5.20: Quaderlinie Gebläsestufenvariation (siehe schwarze Linie in Abbildung 5.17 rechts)	109
Abbildung 5.21: Quaderlinie Diagonale (siehe grüne Linie in Abbildung 5.17 rechts).....	110
Abbildung 5.22: Vergleich der dynamischen Verläufe zwischen Simulations- und Messdaten am Beispiel des Versuchs $G_2T_1S_2$	114
Abbildung 5.23: Unterteilung der Kabinenseite	135
Abbildung 5.24: Darstellung unterschiedlicher Einstrahlwinkel der Sonne auf die Kabine	136
Abbildung 5.25: Schnitt der Luftkonditioniereinheit des Kondensators/Motorkühlers (Darstellung in Anlehnung an [Lut14])	140

Abbildung 5.26: Konditioniereinheit des Luftstroms auf Klimakasteneinlass/Verdampfer:	
a.) Gesamte Einheit	
b.) Untere Kanalführung (horizontaler Schnitt)	
c.) Obere und untere Kanalführung (vertikaler Schnitt)	
(Darstellung in Anlehnung an [Lut14])	142
Abbildung 5.27: Mobiler Klimaprüfstand:	
Luftkonditioniereinheit für Verdampfer und Motorkühler/ Kondensator (gerade Ausführung ohne den Einsatz eines weiteren Prüfstandsgebläses)	
(Darstellung in Anlehnung an [Lut14])	143
Abbildung 5.28: Mobiler Klimaprüfstand:	
Luftkonditioniereinheit für Verdampfer und Motorkühler/Kondensator (gewinkelte Ausführung für den kombinierten Einsatz mit zusätzlichem Prüfstandsgebläse)	
(erweiterte Darstellung von [Lut14]).....	144
Abbildung 5.29: Luftrückführung des Kondensatorluftstroms und Vorrichtung zur Positionierung der Sonnensimulations- und Infrarotstrahler	
(erweiterte Darstellung von [Mus13]).....	145
Abbildung 5.30: Darstellung der Sonnenhöhe in Abhängigkeit des Datums der Messung	148
Abbildung 5.31: CAD-Konstruktion des Klimaprüfstands am Allrad-Rollenprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am KIT	150
Abbildung 5.32: Umsetzung des Klimaprüfstands am Allrad-Rollenprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am KIT (Foto von [Bre14])	150
Abbildung 5.33: Darstellung der für die Luftdurchströmung relevanten Komponenten des vorderen Motorraums	155
Abbildung 5.34: Messstellen an einem Prandtl-Rohr.....	157
Abbildung 5.35: Messstelle für den Staudruck (links), Drucksensoren im Gehäuse (mitte) und Positionierung der Bezugsstelle für die Straßenversuche (rechts)	160

Abbildung 5.36: Quaderlinie Temperaturvariation (siehe rote Linie in Abbildung 5.17 rechts)	172
Abbildung 5.37: Quaderlinie Geschwindigkeitsvariation (siehe blaue Linie in Abbildung 5.17 rechts).....	173
Abbildung 5.38: Quaderlinie Gebläsestufenvariation (siehe schwarze Linie in Abbildung 5.17 rechts)	174
Abbildung 5.39: Quaderlinie Diagonale (siehe grüne Linie in Abbildung 5.17 rechts).....	175

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Verwendete Literaturquellen und Weiterentwicklungen bzw. neue Ansätze zum Stand der Wissenschaft und Technik.....	60
Tabelle 2: Einteilung der Kabinenflächen.....	89
Tabelle 3: Äquivalente Messstellen bei den Straßenfahrversuchen.....	103
Tabelle 4: Eingangsgrößen der Simulation	104
Tabelle 5: Zur Bewertung der Abbildungsgenauigkeit herangezogene Ausgangsgrößen der Simulation.....	105
Tabelle 6: Darstellung relevanter klimatischer Bedingungen (Umgebungsdruck 1013 mbar) (Daten der Tabelle basieren auf [Pie12] und [Lut14]).....	125
Tabelle 7: Spezifische Wärmekapazität in [kJ/(kg·K)] von feuchter Luft [Lut14].....	130
Tabelle 8: Vergleich der gemessenen Staudrücke vor dem Fahrzeug	161
Tabelle 9: Lufttemperaturen am Klimakasteneinlass	161
Tabelle 10: Luftvolumen- und -massenströme durch den Klimakasten (Mischklappenstellung „Low Temperature“) und Kabinendifferenzdrücke für Straßen- und Prüfstandsversuche für die angegebenen Lufttemperaturen aus Tabelle 9	164
Tabelle 11: Relevante Parameter zur Bewertung des Systemverhaltens	166
Tabelle 12: Relevante Parameter zur Bewertung des Systemverhaltens	167
Tabelle 13: Weitere bei der Ergebnisdarstellung angegebene Parameter.....	168
Tabelle 14: Darstellung der mit äquivalenten Messwerten ersetzten Größen	171

Abkürzungsverzeichnis

(A)ARP	(Akustik-)Allrad-Rollenprüfstand
CAD	Computer-Aided Design
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
DWD	Deutscher Wetterdienst
E	Strahlungsintensität Sonne/Strahler (direkte + diffuse)
EV	Einschaltverhältnis
FAST	Institut für Fahrzeugsystemtechnik am KIT
G _i	Geschwindigkeitsklasse
GBL	Gebälsestufe (Verwendung als Einheit)
GR _v	Gebälseregelung nach Strömungsgeschwindigkeit
GR _{SE}	Gebälseregelung nach Strömungsenergie
HIL	Hardware in the Loop
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
KIT	Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
LKW	Lastkraftwagen
MACTP	Mobile Air Conditioning Test Procedure
MEZ	Mitteuropäische Zeit
NEFZ	Neuer europäischer Verbrauchszyklus
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NTU	Number of Transfer-Units
PKW	Personenkraftwagen
RLT	Raum-Luft-Technik
RMSE	Root Mean Square Error

S _i	Gebälsestufenklasse
T _i	Temperaturklasse
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WHSC	World Harmonized Stationary Cycle
WHTC	World Harmonized Transient Cycle
WT	Wärmetauscher

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

<i>A</i>	Angeströmte Fläche/Austauschfläche/ Übertragungsfläche	$[m^2]$
<i>A</i>	Öffnungsquerschnitt	$[m^2]$
<i>a</i>	Relative Umluftklappenstellung; Mischungsverhältnis von Außen- und Umluftstrom	$[-]$
<i>a</i>	Koeffizient für Leckzuluftströme	$[\frac{s \cdot kg}{m^2}]$
<i>b</i>	Koeffizient für den Druckabfall in der Saugleitung	$[\frac{Pa \cdot s}{m^3}]$
<i>C</i>	Verhältnis der Wärmekapazitätsströme	$[-]$
<i>c</i>	Strömungsfaktor	$[-]$
<i>c</i>	Spezifische Wärmekapazität	$[\frac{J}{kg \cdot K}]$
\bar{c}	Mittlere spezifische Wärmekapazität	$[\frac{J}{kg \cdot K}]$
<i>E</i>	Strahlungsintensität Sonne/Strahler	$[\frac{W}{m^2}]$
<i>EV</i>	Einschaltverhältnis	$[-]$
<i>G</i>	Größenverhältnis	$[-]$
<i>g</i>	Schwerebeschleunigung	$[\frac{m}{s^2}]$
<i>h</i>	Spezifische Enthalpie	$[\frac{J}{kg}]$
<i>k</i>	Wärmedurchgangskoeffizient	$[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$
<i>m</i>	Masse	$[kg]$
\dot{m}	Massenstrom	$[\frac{kg}{s}]$

NTU	Dimensionslose Übertragungsfähigkeit (Number of Transfer Units (NTU))	[-]
n	Drehzahl	$[\frac{1}{\text{min}}]$
P	Leistung	[W]
p	Druck	[Pa]
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]
\dot{q}	Wärmestromdichte	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}]$
R	Gaskonstante	$[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}]$
s	Schichtdicke/Wanddicke	[m]
s	Koeffizient des Prandtl-Rohrs	[-]
T	Temperatur	[K]
t	Zeit	[s]
\dot{V}	Volumenstrom	$[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}]$
v	Geschwindigkeit	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$
\dot{W}	Wärmekapazitätsstrom	$[\frac{\text{W}}{\text{K}}]$
X	Absolute Feuchtigkeit/ Wasserbeladung der Luft	$[\frac{\text{kg}}{\text{kg}}]$
x	Dampfgehalt	[-]
Z	Platzhalter für <ul style="list-style-type: none"> • Lufttemperatur • Absolute Luftfeuchte • CO₂-Gehalt • Energiemenge • Stoffmasse 	[°C] $[\frac{\text{kg}}{\text{kg}}]$ $[\frac{\text{kg}}{\text{kg}}]$ [J] [kg]
z	Höhe	[m]

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right]$
Δp	Differenzdruck/Druckänderung	[Pa]
ΔT	Temperaturdifferenz	[K]
ε	Dimensionslose Temperaturänderung	[-]
ε	Emissionsgrad des jeweiligen Oberflächenmaterials	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
ϑ	Temperatur	[°C]
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$
μ	Erwärmungskoeffizient	$\left[\frac{\text{K}}{\text{Pa}}\right]$
ρ	Dichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}\right]$
φ	Relative Feuchtigkeit	[-]

Indizierungsverzeichnis

A	Außen; Außenseite
Blech	Blech der Fahrzeugkabine
C	Kältemittelverdichter (Compressor)
Dach	Kabinendach des Fahrzeugs
DIN	Anwendung einer DIN-Norm
E	Expansionsventil
Eis	Vereisungsfühler
F	„Feucht“ (feuchte Luft)
Fzg	Fahrzeug
Geo	Geometrisch
Ges	Gesamt
h	Hub
HVAC	Klimakasten/-gerät (Heating, Ventilation and Air Conditioning)
Hilfsgebläse	Externes Hilfsgebläse außerhalb des Fahrzeugs
i	Laufvariable
I	Innen; Innenseite
K	Kondensator
K _i	Teilwärmeübertrager des Kondensators
Kabine	Kabine
L	Luft
Leck	Leckage
LOW	Mischklappenstellung „Low Temperature“ (niedrigste einstellbare Luftausblasttemperatur am Bediengerät der Klimaanlage)
M	Medium
p	Isobar
Prüfstand	Messung am Prüfstand

PW	Phasenwechsel
Quelle	Quelle für einen Energie- oder Stoffstrom
R	Kältemittel (Refrigerant)
S	Sättigung
Saug	Saugleitung
Segment	Segment eines Teilwärmeübertragers
Siedelinie	Siedelinie im log p-h-Diagramm des Kältemittels R134a
SE	Strömungsenergie
Stau	Staudruck
Straße	Messung während einer Straßenfahrt
T	„Trocken“ (trockene Luft)
Taulinie	Taulinie im log p-h-Diagramm des Kältemittels R134a
ÜH	Überhitzung
UK	Unterkühlung
V	Verdampfer
V	Volumetrisch
V_i	Teilwärmeübertrager des Verdampfers
v	Strömungsgeschwindigkeit
W	Wand; Wandungsoberfläche
WD	Wasserdampf
∞	In ausreichender Entfernung zu einem Objekt, so dass Störeinflüsse ausgeschlossen werden können

Allgemeine Indizierung:

X Zusatz zum Parameter, Fluid, Zusatz zum Fluid, Komponente/System

Außerdem gilt:

X' : Eingangsparameter

X'' : Ausgangsparameter

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand im Promotionskolleg e-drive, einer Forschungs Kooperation zwischen der Daimler AG und dem Karlsruher Institut für Technologie (KIT) mit finanzieller Unterstützung des Landes Baden-Württemberg.

Besonderen Dank möchte ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin, Leiter des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT, aussprechen, der mich während meiner Doktorandenzeit an seinem Institut in meinen Vorhaben und Ideen stets unterstützte und deren Umsetzung förderte. Sein Engagement und offenes Ohr für neue Ideen trugen maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit bei.

Des Weiteren gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Wetzels, Leiter des Bereichs Wärme- und Stoffübertragung am Institut für Thermische Verfahrenstechnik am KIT, für die Übernahme des Korreferats. Ganz besonders möchte ich ihm für die fachliche Unterstützung und das große entgegengebrachte Interesse an meiner Arbeit danken. Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer, Dekan der Fakultät für Maschinenbau und Leiter des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen am KIT, möchte ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken.

Herrn Dipl.-Ing. Markus Kirschbaum, Abteilungsleiter Systemapplikation und Herrn Dipl.-Ing. Enrico Wohlfarth, Teamleiter Energiemanagementsysteme in der Truck Vorentwicklung der Daimler AG, möchte ich gerne für das entgegengebrachte Vertrauen, die Gestaltungsfreiheit und die Unterstützung innerhalb des Projekts danken.

Ein großes Dankeschön gilt allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik, des Instituts für Kolben-

maschinen, der Daimler AG und der Valeo Klimasysteme GmbH, die meine Arbeit unterstützten sowie zu einem freundschaftlichen und angenehmen Arbeitsumfeld beitrugen. Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Michael Frey, Leiter der Forschungsgruppen Betriebsstrategie und Fahrwerk des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT, für sein stets offenes Ohr und die vielen fachlichen Diskussionen sowie seine außerordentliche Unterstützung, die meine Arbeit sehr beflügelten.

Den Studentinnen und Studenten, die ich Rahmen von Studien-, Bachelor-, Master- und Diplomarbeiten betreuen durfte, möchte ich für die Unterstützung und ihre erfolgreichen Arbeiten danken, mit denen sie einen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben. Besonderer Dank gebührt an dieser Stelle Herrn Justus Weßling, Herrn Bernhard Luttenberger, Herrn Danilo Engelmann, Herrn Stefan Piermaier, Herrn Andreas Musial, Herrn Shuo Wang, Frau Julia Fischer, Herrn Matthias Lägler und Herrn Achim Gauß für Ihr außerordentliches Engagement. Herrn Luttenberger und Herrn Weßling möchte ich außerdem für die tatkräftige Unterstützung während des Prüfstandsbaus und Herrn Engelmann für die Unterstützung während den Straßenmessfahrten danken. Darüber hinaus möchte ich Herrn Justus Weßling für die freundschaftliche Zusammenarbeit und die engagierte Unterstützung im Rahmen seiner mehrjährigen studentischen Tätigkeit in meinem Team ganz besonders danken.

Meiner Familie danke ich ganz herzlich für die jahrelange Unterstützung und Geduld während des Studiums sowie der Doktorarbeit. Ganz besonders herzlich möchte ich mich bei meiner Frau Franziska für die grenzenlose Unterstützung und das entgegengebrachte Verständnis für die zeitintensive Arbeit sowie für all die aufmunternden Worte in den vergangenen Jahren bedanken.

Karlsruhe, im März 2015

Michael Fritz

1 Einleitung

Mit der Entwicklung und dem fortschreitenden Wachstum einer Wirtschaft steigt auch der Transportbedarf an Gütern.

Nach einem aktuellen Bericht des Statistischen Bundesamts [Sta13] wurden im Jahre 2012 insgesamt 4,3 Milliarden Tonnen Güter in Deutschland transportiert. Dabei entfielen knapp 80% des Gütertransports auf Lastkraftwagen auf der Straße. Lastkraftwagen besitzen im direkten Vergleich zu anderen Güterbeförderungsmitteln das größte Verhältnis von Kohlenstoffdioxid-Emission zur Beförderungsleistung, sind aber aufgrund Ihrer hohen Flexibilität hinsichtlich des Transportwegs ein wichtiges Transportmittel. Durch die Globalisierung der Wirtschaft werden die Wegstrecken zur Beförderung von Gütern weiter steigen. Aufgrund des steigenden Transportbedarfs an Gütern und der Forderung des Gesetzgebers, die Emission von Abgasen und den darin enthaltenen Treibhausgasen zu reduzieren, steht neben der Abgasnachbehandlung vor allem die Reduktion des Kraftstoffbedarfs von Lastkraftwagen bei den Herstellern im Fokus der Entwicklung von neuen Fahrzeugen. Seit Anfang 2014 dürfen in Europa keine neuen Nutzfahrzeuge mit einer Bezugsmasse von über 2610 kg mehr zugelassen werden, die nicht die Abgasnorm Euro VI erfüllen [www01].

Um den Kraftstoffbedarf eines Fahrzeugs zu senken, gibt es unterschiedliche Ansätze. Zu den bekanntesten Ansätzen gehören die Reduktion der Fahrwiderstände und die Effizienzsteigerung des Antriebsmotors inkl. des Antriebsstrangs, da diese den größten Anteil am Kraftstoffbedarf haben. Für einen minimalen Kraftstoffeinsatz des gesamten Fahrzeugs bedarf es aber der Betrachtung und Weiterentwicklung aller am Kraftstoffbedarf beteiligten Fahrzeugsysteme. Hier sind unter anderem die Nebenaggregate eines

Fahrzeugs mit ihren dazugehörigen Systemen innerhalb des Fahrzeugs zu erwähnen, ohne die ein Betrieb des Fahrzeugs gar nicht oder nur mit Einschränkungen möglich wäre. Neben der Weiterentwicklung von Komponenten, Teilsystemen oder Gesamtsystemen des Fahrzeugs wird auch die Entwicklung von effizienzsteigernden Betriebsstrategien für diese Systeme betrachtet.

Aus der Literatur sind verschiedene Ansätze bekannt, den Energiebedarf von Nebenaggregaten zu optimieren. Darunter die Arbeiten von Voß [Voß91], Schmidt [Sch03], Büchner [Büc08], Wiesel [Wie10] und Baumgart [Bau10].

Die Arbeit von Voß [Voß91] befasst sich dabei mit der bedarfsgerechten Auslegung der einzelnen Nebenaggregate und ihres Antriebs für den Anwendungsfall eines Stadtliniensbusses. Der Klimakompressor wird allerdings nicht betrachtet. Auf Grundlage von erhobenen Einsatzprofilen eines Stadtliniensbusses werden unterschiedliche Lösungskonzepte für den Antrieb der Nebenaggregate vorgestellt und mit Hilfe einer Rechnersimulation eine mögliche Kraftstoffeinsparung der einzelnen Konzepte ermittelt. Abschließend wird die Übertragbarkeit der Konzepte auf einen Personenkraftwagen diskutiert.

In der Arbeit von Schmidt [Sch03] wird auf die Entwicklung eines Nebenaggregate-Managements eingegangen, das systemübergreifende Optimierungsansätze beschreibt, die über die Verbesserung eines einzelnen Nebenaggregats hinausgehen. Hierbei wird für die Entwicklung dieses Nebenaggregate-Managements ein geeignetes Simulationsmodell vorgestellt.

Büchner [Büc08] beschreibt im Rahmen seiner Arbeit verschiedene Energiemanagement-Strategien für elektrische Bordnetze in Kraftfahrzeugen zur Steigerung der Energieeffizienz. Der Fokus liegt dabei auf der Steigerung der Effizienz bei der Energiebereit-

stellung. Als Entwicklungswerkzeuge werden ein Simulationsmodell des elektrischen Energiesystems und ein Bordnetzprüfstand beschrieben.

In der Arbeit von Wiesel [Wie10] werden ein verbrauchsreduzierendes hybrides Lenksystem im schweren Nutzfahrzeug und eine leistungsgeführte Betriebsstrategie dieses Lenksystems beschrieben.

Baumgart [Bau10] befasst sich im Rahmen seiner Arbeit mit der Steigerung der Energieeffizienz des Fahrzeugklimasystems mittels unterschiedlicher Ansätze. Die Umsetzung und Bewertung dieser Ansätze erfolgt mit Hilfe eines detaillierten Simulationsmodells, auf welches in Kapitel 5.5.1 noch näher eingegangen wird.

Der Betrieb der einzelnen Nebenaggregate erfordert in Abhängigkeit der Energieanforderung und der Betriebshäufigkeit unterschiedliche Kraftstoffbedarfe. Unter den Nebenaggregaten weist der Kältemittelverdichter des Fahrzeugklimasystems in Abhängigkeit der klimatischen Umgebungsbedingungen den größten mittleren Energiebedarf auf. [Lun09]

Die Emissionen und der Kraftstoffbedarf von PKW werden über definierte Testzyklen wie z.B. den neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) auf einem Rollenprüfstand ermittelt. Die Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen und Bussen werden über den World Harmonized Stationary Cycle (WHSC) und den World Harmonized Transient Cycle (WHTC) auf einem Motorenprüfstand bestimmt. Bei allen diesen Testzyklen wurde bisher der Betrieb von Nebenaggregaten nicht berücksichtigt. Daher wird derzeit weltweit an verschiedenen neuen Testprozeduren gearbeitet, die den Einfluss von Nebenaggregaten auf den Gesamtkraftstoffbedarf berücksichtigen. Im konkreten Fall des Klimasystems erarbeiten zurzeit verschiedene Einrichtungen auf Initiative der Europäischen Kommission die sogenannte „Mobile Air Conditioning Test Proce-

dure (MACTP)“ [www05]. Die MACTP definiert Rahmenbedingungen zur Ermittlung des Kraftstoffbedarfs des Klimasystems im Gesamtfahrzeug. Die Europäische Kommission plant diese Testprozedur verpflichtend für Neufahrzeuge im PKW- und leichteren LKW-Segment einzuführen.

Da die Entwicklung von effizienzsteigernden Maßnahmen nicht ohne die Betrachtung der Wechselwirkung mit weiteren Anforderungskriterien wie Fahrsicherheit und Fahrkomfort stattfinden kann, steht der Entwickler vor einem Optimierungsproblem. So führt beispielsweise die Erhöhung des Umluftanteils von Klimasystemen zu einer Reduktion der zum Betrieb des Systems erforderlichen Energie. Es ist aber zu beachten, dass das System nicht fortlaufend in Umluft betrieben werden kann, da durch den Stoffwechsel der Insassen kritische Grenzwerte wie beispielsweise der CO₂-Gehalt der Kabinenluft überschritten werden können. Ein Überschreiten solcher Grenzwerte nimmt Einfluss auf die Sicherheit und den Komfort der Insassen. Solche Wechselwirkungen gestalten die Entwicklung von Maßnahmen entsprechend komplex, weswegen sich der Entwickler im Rahmen des Produktentstehungsprozesses geeigneter Entwicklungswerkzeuge bedienen muss, die ihn bei der Umsetzung seiner Entwicklungsaufgabe unterstützen.

Der Aufbau entsprechender Entwicklungswerkzeuge zur Untersuchung und Steigerung der Energieeffizienz des Klimasystems soll in der vorliegenden Arbeit am konkreten Beispiel eines Lastkraftwagens vorgestellt werden.

Im folgenden Abschnitt werden die Ziele und der Aufbau der Arbeit beschrieben.

2 Ziele und Aufbau der Arbeit

Entwicklungswerkzeuge bzw. Prüfumgebungen für Klimasysteme wie Simulationen und Prüfstände, die den Entwickler bei seiner Entwicklungsaufgabe unterstützen, sind nach dem Stand der Wissenschaft und der Technik für den Anwendungsfall eines PKWs hinreichend bekannt. Allerdings ist der direkte Einsatz dieser Entwicklungswerkzeuge für den Anwendungsfall eines LKWs aufgrund anderer Fahrzeugabmaße und eines anderen Fahrzeugaufbaus nicht immer möglich.

Die Untersuchung von Fahrzeugklimasystemen in Klimawindkanälen ist kostspielig und nicht für alle Problemstellungen erforderlich oder zielführend. Zusätzlich ist die Untersuchung des Klimasystems eines Nutzfahrzeugs (z.B. eines LKWs) aufgrund der entsprechenden Fahrzeugabmaße und -massen nicht in jedem Klimawindkanal möglich. Ein Ziel dieser Arbeit ist daher die Umsetzung und Bewertung eines kostenoptimierten Prüfstandsansatzes für Gesamtfahrzeuge, der im Gegensatz zu herkömmlichen Klimawindkanälen lediglich funktionsrelevante Schnittstellen des Gesamtsystems konditioniert und die Untersuchung sowie Weiterentwicklung von Klimasystemen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen hinreichend genau erlaubt.

Die Anwendung von Simulationsmodellen aus dem PKW-Bereich für Entwicklungsaufgaben der Klimatisierung einer LKW-Kabine bedarf einer genauen Bewertung und einer entsprechenden Weiterentwicklung. Ein weiteres Ziel der vorliegenden Arbeit ist somit die Entwicklung eines Simulationsmodells durch Erweiterung des Stands der Wissenschaft und Technik, um entsprechende Modellierungsansätze und Teilmodelle für den Anwendungsfall eines LKWs, das die ganzheitliche Bewertung von effizienzsteigernden Weiterentwicklungen im Klimasystem erlaubt.

Die vorliegende Arbeit befasst sich somit mit der Betrachtung der Entwicklungswerkzeuge „Simulation“ und „Gesamtfahrzeugprüfstand“ für Klimasysteme allgemein und mit der effizienten Umsetzung und Weiterentwicklung dieser beiden Entwicklungswerkzeuge für den Anwendungsfall eines LKWs. Dabei liegt der Fokus der Werkzeugentwicklung auf der ganzheitlichen Betrachtung der Funktion des Klimasystems, um Steigerungen der Energieeffizienz (z.B. durch veränderte Betriebsstrategien) im Kontext des Gesamtfahrzeugs umsetzen zu können.

Nach einer kurzen Einführung in die Grundlagen der Wärmeübertragung (Kapitel 3) und den Aufbau sowie die Funktionsweise eines Klimasystems (Kapitel 4) werden in Kapitel 5 die Werkzeuge zur Analyse des Klimasystems innerhalb des Entwicklungsprozesses, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, vorgestellt.

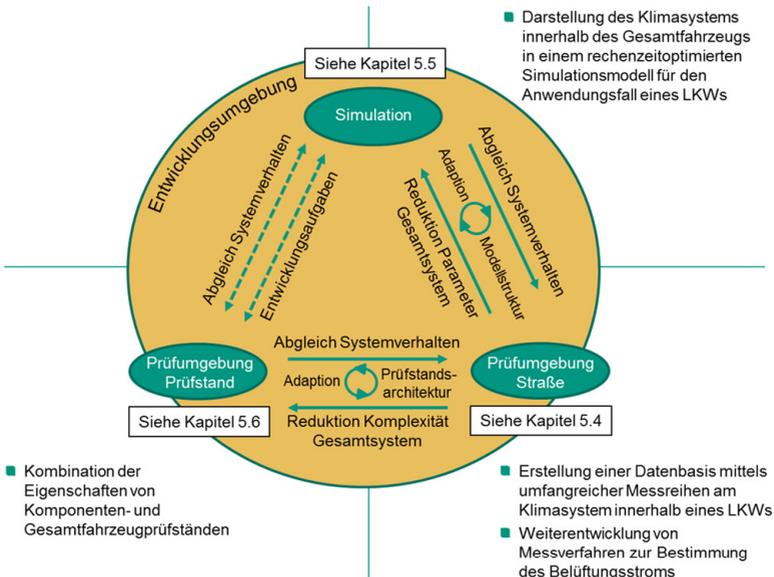


Abbildung 2.1:
Schematische Darstellung der erarbeiteten Entwicklungsumgebung

In Kapitel 5.3 wird auf das Versuchsfahrzeug als Erprobungsträger samt Messtechnik und in Kapitel 5.4 auf die umfangreichen Messreihen im Straßenversuch eingegangen, die zur Validierung und Verifizierung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Werkzeuge herangezogen werden. Dabei wird unter anderem ein im Rahmen dieser Arbeit erweitertes Messverfahren zur Bestimmung des Belüftungsstroms auf Basis der Innendruckmethode (siehe Kapitel 5.3.1) vorgestellt. Dieses Verfahren kommt prinzipiell ohne den Einsatz eines Windkanals aus und erlaubt eine Positionierung der erforderlichen Sensorik im Gesamtfahrzeug ohne aufwändige Umbaumaßnahmen.

In Kapitel 5.5 wird die auf dem Stand der Wissenschaft und Technik basierende Weiterentwicklung des Simulationsmodells beschrieben. Das Simulationsmodell bildet dabei die im Gesamtfahrzeug erforderlichen Systeme zur Untersuchung des Klimasystems ab. Hierbei wird auf die Erweiterungen und Unterschiede bei der Modellbildung für den Anwendungsfall eines LKWs eingegangen. In Kapitel 5.6 wird durch die Kombination des Prinzips von Komponenten- und Gesamtfahrzeugprüfständen ein kostenoptimierter Klimaprüfstand zur Untersuchung von Klimasystemen in Fahrzeugen, insbesondere in Nutzfahrzeugen, vorgestellt.

In den abschließenden Kapiteln werden die wesentlichen Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick gegeben.

3 Grundlagen der Wärmeübertragung

„Die Wärmeübertragung behandelt die Mechanismen, die die Größe des Wärmestromes bzw. der übertragenen Wärme bei den vorhandenen Temperaturdifferenzen und sonstigen physikalischen Bedingungen bestimmen.“ (S. 1 in [BW11])

In der Literatur und in zahlreichen Lehrbüchern sind unterschiedliche Anzahlen an möglichen Mechanismen der Wärmeübertragung genannt. Meistens werden vier Arten der Wärmeübertragung aufgeführt: Wärmeleitung, freie und erzwungene Konvektion sowie Strahlung. Nach Nußelt [Nuß15] können diese vier Arten auf lediglich zwei Mechanismen zurückgeführt werden. Diese sind Wärmeleitung und Strahlung. [BW11]

Wärme wird in Form von Wärmeleitung übertragen, wenn in einem Stoff ein Temperaturgradient vorliegt. Hierbei ist zu unterscheiden, ob es sich um einen ruhenden Stoff (feste Stoffe oder ruhende Fluide) oder um strömende Fluide handelt.

„Bei der Wärmeübertragung zwischen einer festen Wand und einem strömenden Fluid erfolgt durch Wärmeleitung ein Wärmetransport zwischen Wand und Fluid. Außerdem transportiert das bewegte Fluid in der Strömung Enthalpie. Bestimmend für die Wärmeübertragung sind Wärmeleitung und Temperaturgrenzschicht des Fluids, wobei Letztere von der Strömung beeinflusst wird. Zur Unterscheidung der Berechnung nennt man die Wärmeübertragung zwischen einer Wand und einem strömenden Fluid „Wärmeübertragung bei Konvektion“ oder kurz nur Konvektion. Hier wird zwischen freier Konvektion und erzwungener Konvektion unterschieden. Bei freier Konvektion entsteht die Strömung

durch Temperatur- und damit verbundene Dichteunterschiede im Fluid, bei erzwungener Konvektion durch einen äußeren Druckunterschied“. [S. 4 in BW11]

Die Übertragung von Wärme in Form von Strahlung benötigt keinen stofflichen Träger. Insgesamt gibt es zwei Theorien um die Wärmeübertragung durch Strahlung zu beschreiben: die Quantentheorie nach Max Planck und die Theorie der elektromagnetischen Wellen. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Wärmeübertragung durch Strahlung nach der Theorie der elektromagnetischen Wellen herangezogen. Die über die Welle transportierte Energie hängt dabei von der Wellenlänge ab. Diese Wellen werden von einem Körper emittiert und von einem anderen absorbiert. Auf diese Weise wird Wärme in Form von Strahlung von einem auf den anderen Körper übertragen. [BS10, BW11]

Nachfolgend werden noch wesentliche Begrifflichkeiten und Grundgleichungen angeführt, die im Rahmen dieser Arbeit Verwendung finden.

Unter einem Wärmestrom ist die übertragene Wärme pro Zeiteinheit zu verstehen. Bezieht man den Wärmestrom auf die Austauschfläche folgt die Wärmestromdichte. Hierbei wird angenommen, dass die Wärmestromdichte über die gesamte Austauschfläche betrachtet örtlich gleich ist.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad 3.1$$

Mit

\dot{q}	Wärmestromdichte	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right]$
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]
A	Austauschfläche	$[\text{m}^2]$

Die Wärmestromdichte der Strahlung eines nicht schwarzen Körpers ist definiert als:

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad 3.2$$

Mit

ε	Emissionsgrad	[-]
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}\right]$
T	Temperatur der Körperoberfläche	[K]

Für die Wärmestromdichte der Wärmeleitung gilt:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{ds} \quad 3.3$$

Mit

λ	Wärmeleitfähigkeit	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$
$\frac{dT}{ds}$	Treibender Temperaturgradient des Wärmestroms bzw. der Wärmestromdichte	$\left[\frac{\text{K}}{\text{m}}\right]$

Für die Wärmeübertragung bei Konvektion, also für den Wärmeübergang zwischen einer festen Oberfläche und einem strömenden Fluid, gilt:

$$\dot{q} = \alpha \cdot \Delta T \quad 3.4$$

Mit

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right]$
ΔT	Treibende Temperaturdifferenz des Wärmestroms bzw. der Wärmestromdichte	[K]

Bei dem Wärmeübergang durch mehrschichtige, ebene Wände oder bei unbekanntem Schichttemperaturen kann der Wärmedurchgangskoeffizient verwendet werden. Der Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten k ist für den Anwendungsfall einer ebenen, mehrschichtigen Wand definiert als die Summe der Kehrwerte der Wärmeübergangszahlen der beiden außenliegenden Schichten α_I und α_A sowie der Quotienten der dazwischenliegenden Schichtdicken s_i bezogen auf die Wärmeleitfähigkeit λ_i der jeweiligen Schicht i .

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_I} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_A} \quad 3.5$$

Mit

α_I	Wärmeübergangskoeffizient an der Wandinnenseite	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right]$
α_A	Wärmeübergangskoeffizient an der Wandaußenseite	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right]$
s_i	Dicke der jeweiligen Schicht i	$[\text{m}]$
λ_i	Wärmeleitfähigkeit der jeweiligen Schicht i	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$

Für weiterführende Details zur Wärmeübertragung soll an dieser Stelle auf die Vielzahl an Lehrbüchern verwiesen werden. Unter anderem sind hier [BS10], [BW11], [HM09] und speziell am Beispiel des Kraftfahrzeugs [Sta12] zu nennen.

4 Aufbau und Funktion eines Fahrzeugklimasystems

Die meisten Fahrzeuge sind heutzutage mit einer Klimaanlage ausgestattet. Das Fahrzeugklimasystem hat die Aufgabe im Innenraum unabhängig von den klimatischen Umgebungsbedingungen des Fahrzeugs ein zum Führen des Fahrzeugs geeignetes, idealerweise konstantes Klima bereitzustellen. In der DIN 1946-3 [DIN06a] wird unter Berücksichtigung von Aspekten der Klimaphysiologie beschrieben, was unter thermischer Behaglichkeit des Innenraums von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen zu verstehen ist. Die Klimaanlage beeinflusst dabei die Kabinenluft hinsichtlich Temperatur, Feuchte, Luftqualität und Luftströme. Zu der Luftfeuchte sei an dieser Stelle allerdings angemerkt, dass herkömmliche Klimaanlagen in Fahrzeugen die Luft entfeuchten, nicht aber befeuchten können. Beim Betrieb des Klimasystems soll im Rahmen dieser Arbeit zwischen einem Sommer- und Winterbetrieb unterschieden werden. Während im Winterbetrieb die Luft erwärmt wird, wird sie entsprechend im Sommerbetrieb abgekühlt. Wird der Taupunkt der feuchten Luft unterschritten, wird die Luft zusätzlich noch entfeuchtet.

Klimaanlagen in Fahrzeugen sind bis auf seltene Ausnahmen primär Kompressionskälteanlagen, die nach dem Kältekreisprozess arbeiten. In Abbildung 4.1 ist der schematische Aufbau einer Kompressionskälteanlage zu sehen. Das Arbeitsprinzip einer Kompressionskälteanlage lässt sich am besten im Zustandsdiagramm des Kältemittels erläutern.

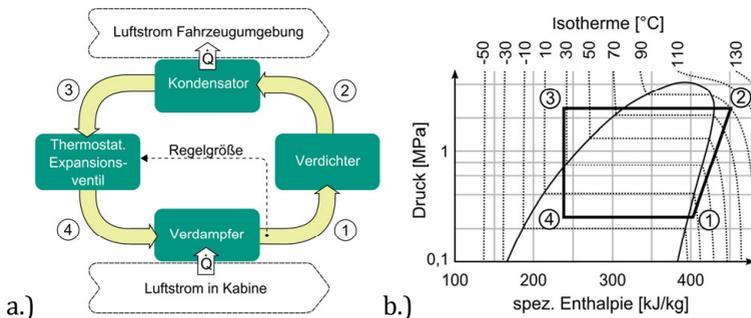


Abbildung 4.1:

- a.) Schema einer Kompressionskälteanlage
- b.) Kältekreisprozess im Zustandsdiagramm des Kältemittels
(Darstellung in Anlehnung an [Bau10])

Der Verdichter saugt das Kältemittel im gasförmigen Zustand an und verdichtet es. Das gasförmige Kältemittel gelangt danach in den Kondensator, der auch als „Verflüssiger“ bezeichnet wird. Dort wird die am Verdampfer und während der Verdichtung in das Kältemittel aufgenommene Wärme (bzw. Enthalpie) wieder vollständig an die Umgebung abgegeben und das gasförmige Kältemittel verflüssigt. Die Wärmeabgabe hängt dabei vom Wirkungsgrad des Kondensators ab. Der Wirkungsgrad hängt zum einen vom Aufbau des Wärmeübertragers und zum anderen von den Massenströmen beider den Kondensator durchströmenden Medien und dem Temperaturgradienten dieser beiden Medien ab. Nach dem Kondensator gelangt das Kältemittel in das Expansionsventil, das das Kältemittel in den Verdampfer entspannt, wo es bei entsprechender Sättigungstemperatur verdampft. Die zum Verdampfen notwendige Energie wird dabei der über den Verdampfer strömenden Luft entzogen, die dadurch abkühlt und bei entsprechender Luftfeuchtigkeit ggf. auch durch Kondensation entfeuchtet wird. Der Verdampfer stellt wie der Kondensator einen Wärmeübertrager dar. Die Sättigungstemperatur ist abhängig von dem sich einstellenden Druck in der Saugleitung zum

Verdichter. Das Expansionsventil ist in den meisten Fällen ein thermostatisch geregeltes Ventil, das die Überhitzung des Kältemittels regelt. Als Überhitzung wird die Temperaturüberhöhung nach der Sättigungstemperatur verstanden. Das Expansionsventil besitzt eine mit einem Fluid gefüllte Kammer, die über eine Membran in thermischen Kontakt mit dem Kältemittel, das aus dem Verdampfer kommt, steht. Durch den vorliegenden Druck und die Temperatur im Kältemittel stellt sich in Abhängigkeit eines Kräftegleichgewichts an dieser Membran ein entsprechender Öffnungsquerschnitt am Ventileingang ein, der die in den Verdampfer eingespritzte Kältemittelmenge regelt.

Als Kältemittelverdichter wird in Kraftfahrzeugen bevorzugt ein Axialkolbenverdichter verwendet. Axialkolbenverdichter können weiter in Verdichter mit variablem und mit fixem Hubvolumen unterteilt werden. Während bei variablen Verdichtern die Kälteleistung über die Schrägstellung einer Kolbenscheibe und damit die geförderte Kältemittelmenge eingestellt wird, wird dies beim Verdichter mit fixen Hubvolumen über die zeitliche Taktung (Einschaltgrad) des Verdichterbetriebs mittels einer elektromagnetisch gesteuerten Kupplung in der Riemenscheibe realisiert. Eingangsgröße für die Aktivierung der Kupplung ist das Signal des sogenannten Vereisungsfühlers, der luftseitig in unmittelbarer Nähe zu dem Verdampfer die Lufttemperatur misst. Hierdurch soll eine mögliche Vereisung des Verdampfers verhindert werden, welche den Wärmeübertrag am Verdampfer in die Luft erheblich reduzieren würde. Je nach vorliegender Topologie des Antriebsstrangs wird der Verdichter entweder elektrisch über einen Hilfsmotor oder mechanisch über den Riemtrieb des Verbrennungsmotors angetrieben. Im Zusammenhang dieser Arbeit soll der Verdichter mit fixem Hubvolumen und mechanischem Riemenantrieb betrachtet werden, da dieser im Versuchsfahrzeug verbaut war. Eine ausführliche Funktionsbeschreibung des Axialkolbenverdichters mit variablem Hubvolumen ist unter anderem der Dissertation von Baumgart [Bau10] zu entnehmen.

Der Verdampfer des Kältemittelkreislaufs ist in einem Klimakasten hinter dem Armaturenbrett mit entsprechenden Luftansaugungs- und Luftführungs Kanälen, welche die Luft im Innenraum verteilen, untergebracht. Der Klimakasten beinhaltet darüber hinaus noch das Gebläse, eine Umluftklappe und den Heizungs-wärmetauscher der Klimaanlage (siehe Abbildung 4.2). Die Umluftklappe ermöglicht die Steuerung der Luftansaugung aus der Umgebung oder aus dem Innenraum des Fahrzeugs. Dies kann entweder aus energetischen Gesichtspunkten z.B. zur Reduktion der erforderlichen Kälteleistung oder zur Sicherstellung einer gewissen Luftqualität im Innenraum erfolgen. Der Luftstrom, der aus der Fahrzeugumgebung durch das Gebläse in den Innenraum gefördert wird, wird als Belüftungs- oder Außenluftstrom bezeichnet. Entsprechend wird der Luftstrom bei einer Ansaugung aus dem Innenraum des Fahrzeugs als Umluftstrom bezeichnet. Im hinteren Teil des Fahrgastraums bzw. der Kabine (an der Rückwand des LKWs) befinden sich konstruktiv vorgesehene Abluftöffnungen, über welche Luft gezielt aus der Kabine austreten kann. Sie sind üblicherweise mit Rückschlagklappen versehen, um ein Einströmen von unkonditionierter Außenluft zu vermeiden. Zusätzlich können aufgrund von Undichtigkeiten der Kabine (u.a. aufgrund erforderlicher Wasserabläufe, Montageverbindungen oder Kabelführungen) Leckzuluft- bzw. Leckabluftröme auftreten.

Der Heizungswärmeübertrager ist in Richtung der Luftströmung durch den Klimakasten hinter dem Verdampfer angeordnet. Zwischen Verdampfer und Heizungswärmeübertrager sitzt eine Mischklappe, die den Anteil des Luftstroms über den Heizungswärmeübertrager vorgibt. Im Sommerbetrieb wird nach einer Abkühlung und ggf. einer Entfeuchtung der Luft durch den Verdampfer ein entsprechender Anteil des Luftstroms über den Wärmeübertrager geleitet, damit die Luft nicht zu kalt in den Innenraum geblasen wird und zu einem möglichen Diskomfort führt. Ein solcher Betrieb wird als Reheat-Betrieb bezeichnet. Im

Winterbetrieb des Klimasystems wird über den Wärmeübertrager die Luft entsprechend erwärmt, um den Innenraum „zu heizen“. Im vorliegenden Fall der Arbeit wird von einem verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeug ausgegangen. Der Verbrennungsmotor erzeugt im betrachteten Fall ausreichend Abwärme, so dass die Umsetzung des Winterbetriebs aus Sicht der Energiebereitstellung als unkritisch angesehen wird. Der Fokus liegt daher auf der Betrachtung des Sommerbetriebs des Klimasystems.

Des Weiteren befinden sich in den Luftführungskanälen zwischen Klimakasten und Innenraum diverse Klappen, die die Luft auf die unterschiedlichen Ausströmdüsen in den Innenraum verteilen.

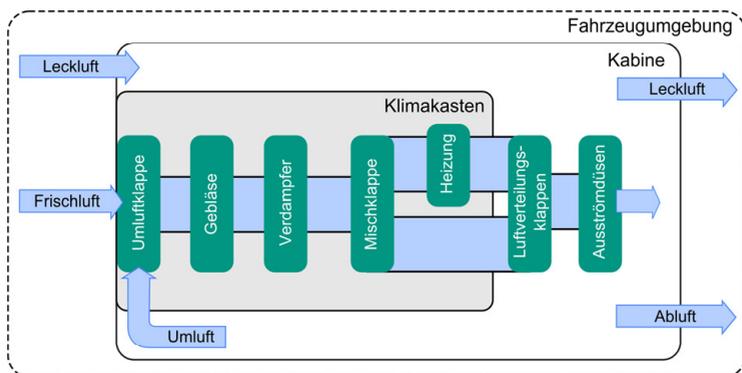


Abbildung 4.2:
Schematische Darstellung des Klimakastens

Bei der Bedienung der Klimaanlage wird zwischen einer durch die Insassen manuell gesteuerten und einer automatisch geregelten Anlage unterschieden. Dabei regelt die Automatik in Abhängigkeit der durch die Insassen eingestellten Solltemperatur und den klimatischen Umgebungsbedingungen die Lufttemperatur, Luftqualität, Luftmenge und -verteilung. Für weiterführende Informationen zu Grundlagen, Vorschriften sowie Funktions- und Aufbaubeschreibungen von Komponenten des Klimasystems soll an dieser Stelle auf [Web00] und [Gro10] verwiesen werden.

5 Entwicklungswerkzeuge zur Untersuchung des Klimasystems

5.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Das Klimasystem eines Fahrzeugs umfasst mechanische, elektrische und informationstechnische Komponenten. Nach Isermann [Ise07] wird das Zusammenwirken der Disziplinen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik als Mechatronik bezeichnet. Nach dieser Begriffsdefinition kann ein Klimasystem als mechatronisches System bezeichnet werden. Die Entwicklung solcher mechatronischer Systeme gestaltet sich aufgrund des Zusammenwirkens dieser drei Disziplinen entsprechend komplex. Aufgrund der stetig steigenden Komplexität bedarf es einer definierten Vorgehensweise, um als Ergebnis ein Produkt zu erhalten, das den gestellten Anforderungen gerecht wird.

In der VDI-Richtlinie 2206 [VDI04] wird auf Basis der VDI-Richtlinie 2221 [VDI93a] eine Methodik für die Entwicklung mechatronischer Systeme beschrieben. Die Entwicklungsmethodik nach VDI-Richtlinie 2206 besteht aus den drei wesentlichen Elementen:

- Problemlösungszyklus auf der Mikroebene
- V-Modell auf der Makroebene (aus dem Bereich der Softwareentwicklung übertragenes Modell)
- Prozessbausteine für wiederkehrende Arbeitsschritte

Als Prozessbausteine werden in der Richtlinie der Systementwurf, die Modellbildung und -analyse, der domänenspezifische Entwurf,

die Systemintegration und die Eigenschaftsabsicherung beschrieben.

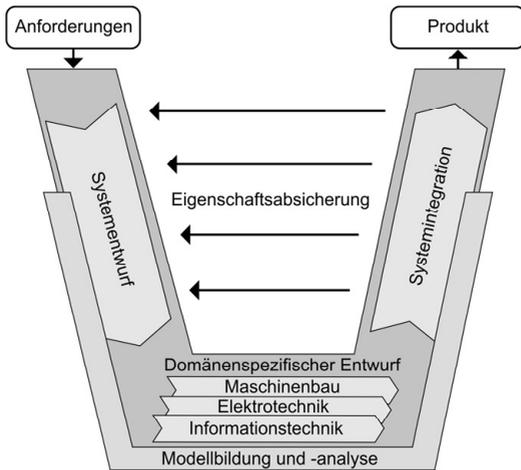


Abbildung 5.1:
V-Modell als Makrozyklus [VDI04] (in eigener Darstellung)

Die Anwendung des V-Modells auf das Klimasystem wurde unter anderem in einer Arbeit von Michalek vorgestellt [MBT03].

Auf der Makroebene des V-Modells werden die Prozessbausteine „Systementwurf, domänenspezifischer Entwurf und Systemintegration“ durchlaufen. Nach jedem Durchlauf ist der aktuelle Stand hinsichtlich der gestellten Anforderungen an das Produkt über eine Eigenschaftsabsicherung (in Form von Verifizierung und Validierung) zu prüfen und bei Bedarf entsprechende Maßnahmen für den nächsten Durchlauf des V-Modells zu definieren. In Abhängigkeit der vorliegenden Entwicklungsphase sowie den Untersuchungszielen und -aufgaben dienen der Eigenschaftsabsicherung unterschiedliche Werkzeuge.

Der Fokus der im Rahmen dieser Arbeit erarbeiteten Entwicklungswerkzeuge liegt dabei auf der Analyse und Weiterentwicklung des Klimasystems im Gesamtfahrzeug als mechatronisches

System. Als Werkzeuge zur Eigenschaftsabsicherung können hier unter anderem Simulationsmodelle und der Einsatz des Klimasystems in einem realen Umfeld angewandt werden. Unter einem realen Umfeld ist in dem Kontext des Klimasystems sowohl der Einsatz des Klimasystems innerhalb eines Fahrzeugs auf der Straße als auch auf einem geeigneten Gesamtfahrzeugprüfstand zu verstehen.

Auf den Stand der Wissenschaft und Technik des jeweiligen Werkzeugs zur Eigenschaftsabsicherung eines Klimasystems im Gesamtfahrzeug wird im entsprechenden Kapitel eingegangen.

5.2 Anwendung der Entwicklungswerkzeuge

In einer Veröffentlichung von Wetzler et al. [WJG+08] wird der Einsatz von Simulation und Prüfständen für die Untersuchung und Entwicklung von Klimasystemen beschrieben. Die Ergebnisse aus den Prüfstandsversuchen werden hierbei unter anderem als Datenbasis für die Erstellung und Validierung von Simulationsmodellen genutzt. Für die Analyse und Bewertung der Funktionsweise eines Klimasystems im Gesamtfahrzeug sind die Modellierung des gesamten Kältemittelkreislaufs mit seinen einzelnen Komponenten und die Modellierung der Fahrgastzelle von entscheidender Bedeutung. Die beiden Werkzeuge „Simulation“ und „Prüfstand“ können in vorteilhafter Weise kombiniert und für die Eigenschaftsabsicherung des Produkts eingesetzt werden.

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf der Entwicklung der beiden Werkzeuge „Simulation“ und „Prüfstand“ für den Anwendungsfall eines LKWs als Gesamtfahrzeug. Die Entwicklungswerkzeuge sollen dabei zeit- und kosteneffizient umsetzbar sein und eine hinreichende Abbildungsgenauigkeit liefern. Unter einer Abbildungsgenauigkeit des jeweiligen Werkzeugs ist die Abweichung des Klimasystemverhaltens zu einem korrespondierenden Straßenfahrversuch zu verstehen. Das Verhalten des Klimasystems wird dabei durch eine Auswahl an repräsentativen Ausgangsparametern beschrieben. Werden mit Hilfe des jeweiligen Werkzeugs Eingangsbedingungen, wie sie bei einem korrespondierenden Straßenversuch vorlagen, dem Klimasystem vorgegeben, so sind über einen Vergleich der sich einstellenden Ausgangsparameter des Klimasystems Aussagen über das Systemverhalten möglich. Eine Definition relevanter Ein- und Ausgangsparameter zum Abgleich des Systemverhaltens folgt im jeweiligen Kapitel zur Werkzeugbeschreibung selbst (siehe Kapitel 5.5.4 bzw. 5.6.6). Die Abbildungsgenauigkeit des jeweiligen Werkzeugs

wurde dabei unter Zuhilfenahme einer im Rahmen dieser Arbeit erstellten Datenbasis, die eine Vielzahl von Messungen des Klimasystems bei Straßenfahrversuchen beinhaltet, bewertet.

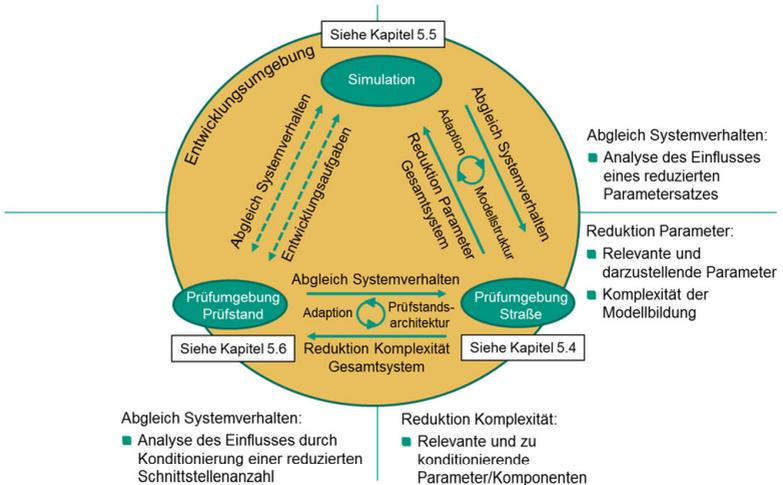


Abbildung 5.2:
Schematische Darstellung der Werkzeugentwicklung und des Werkzeugeinsatzes

Wie eingangs bereits erwähnt, liegt der Fokus der vorliegenden Arbeit auf der konkreten Entwicklung der beiden Werkzeuge „Simulation“ und „Prüfstand“ für den Anwendungsfall eines LKWs. Diese Werkzeuge sollen den Entwicklungs- und Versuchsingenieur bei seiner Arbeit unterstützen, so dass auf den Einsatz von Straßenfahrversuchen weitgehend bzw. idealerweise vollständig verzichtet werden kann.

5.3 Versuchsfahrzeug, Messtechnik und -verfahren

Bei dem verwendeten Versuchsfahrzeug handelt es sich um einen Fernverkehr-LKW des Typs Mercedes-Benz Actros 1845 LS (Baujahr 2012). Das Fahrzeug ist mit einer Klimaautomatik mit zusätzlicher Standklimatisierung ausgestattet. Die Standklimatisierung dieses Serienfahrzeugs ist dabei über einen Kältespeicher realisiert, der auf Wunsch des Fahrers während der Fahrt für den nächsten längeren Fahrzeugstillstand, wie z.B. bei Ruhepausen oder Übernachtungen in der Kabine, geladen werden kann. Im Rahmen dieser Arbeit steht der Kältemittelkreislauf zur Klimatisierung der Kabine während der Fahrt im Vordergrund, so dass der Speicher an dieser Stelle nicht weiter betrachtet werden soll. Der Kältemittelkreislauf verfügt über einen Kältemittelverdichter mit fixem Hubvolumen, der über eine Magnetkupplung mit dem Riementrieb des Verbrennungsmotors verbunden ist. Die erforderliche Kälteleistung wird somit durch das Zu- und Abschalten des Kältemittelverdichters über die Magnetkupplung geregelt. Die Steuerung der Kupplung erfolgt anhand des Signals eines Lufttemperaturfühlers am Verdampfer. Unterschreitet die Lufttemperatur am Verdampfer einen festgelegten Wert, droht also eine mögliche Vereisung des Verdampfers, wird die Magnetkupplung am Verdichter geöffnet. Umgekehrt schließt die Kupplung erneut, wenn ein bestimmter, höherer Wert der Lufttemperatur am Verdampfer wieder erreicht ist. Der Verdichter wird also über Grenzwerte der Lufttemperatur getaktet, woraus sich eine entsprechende Hysterese ergibt. Als Drosselorgan innerhalb des Kreislaufs ist ein thermostatisches Expansionsventil verbaut. Bei dem Kondensator handelt es sich um einen Wärmetauscher, der nach dem Kreuzstromprinzip arbeitet. Der Verdampfer arbeitet nach dem Kreuzgegenstromprinzip (Kombination aus Kreuzstrom- und Gegenstromprinzip).

Für die Erfassung der klimatischen Bedingungen innerhalb und außerhalb der Kabine sowie zur Untersuchung des Kältemittelkreislaufs wurde das Fahrzeug mit umfassender Messtechnik ausgerüstet und relevante Größen des CAN-Buses (CAN: Controller Area Network) aufgezeichnet. Als relevante klimatische Parameter sind dabei die Lufttemperatur und -feuchtigkeit, der CO₂-Gehalt der Luft und die Strahlungsintensität der Sonne zu nennen. Innerhalb des Kältemittelkreislaufs wurden Drücke und Temperaturen des Kältemittels aufgezeichnet sowie die Drehzahl und das Drehmoment des Kältemittelverdichters.

Der in das Fahrzeug verbaute Messtechnikumfang erlaubt die Verifikation der Teil- und Gesamtmodelle der Simulation sowie den Abgleich des Systemverhaltens in unterschiedlichen Prüfumgebungen wie sie bei Straßen- oder Prüfstandsversuchen vorliegen.

Weitere Informationen zu den erfassten Messsignalen und ihren Messstellen sind im Anhang I und unter anderem in der Diplomarbeit von Piermaier [Pie12] zu finden. Die Diplomarbeit von Engelmann [Eng13] befasst sich mit dem verwendeten Messsystem.

5.3.1 Verfahren zur Bestimmung des Luftstroms

5.3.1.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Neben den zuvor genannten Parametern wie Lufttemperatur und -feuchte nimmt der Luftstrom durch den Klimakasten bzw. Verdampfer entscheidenden Einfluss auf den Betriebspunkt der Klimaanlage und auf die klimatischen Bedingungen innerhalb der Kabine. Es soll daher an dieser Stelle explizit auf bekannte Verfahren zur Bestimmung des Luftstroms eingegangen werden und im Anschluss ein im Rahmen dieser Arbeit erweitertes Verfahren vorgestellt werden. Nachfolgend sind unter dem Begriff „Luftstrom“ sowohl ein Luftmassen- als auch ein Luftvolumenstrom zu verstehen.

Großmann [Gro10] erläutert zur Bestimmung des Luftstroms durch die Kabine zwei Verfahren:

- Messung der Konzentration eines Spürgases innerhalb der Kabine (Tracergastechnik)
- Innendruckmethode

Zusätzlich besteht die Möglichkeit der direkten Messung des Belüftungsstroms. Als Belüftungsstrom wird, wie in Kapitel 4 bereits eingeführt, der Außenluftstrom, der aus der Fahrzeugumgebung durch den Klimakasten in die Kabine gelangt, bezeichnet. Unter einer direkten Messung ist der Einbau geeigneter Sensorik direkt in den Luftführungs kanal des Klimakastens zu verstehen. Die direkte Messung des Belüftungsstroms gestaltet sich an einem Gesamtfahrzeug mit Anströmung schwierig, da durch den Einbau entsprechender Sensorik der Luftstrom selbst nicht beeinflusst werden darf. Dabei hat die Positionierung der Sensorik im Luftkanal der Klimaanlage grundlegenden Einfluss auf die Qualität der Messergebnisse.

Die Erfassung des gesamten in die Kabine eingetragenen Luftstroms (Belüftungs- und Leckzuluftströme), stützt sich nach der Spürgasmethodik auf die Messung der sich einstellenden Konzentration einer z.B. stationär in die Kabinenluft eingetragenen Gasmenge pro Zeiteinheit. Die Leckzuluftströme in die Kabine hängen von der Dichtigkeit der Kabine und dem sich unter einer Anströmung einstellenden Differenzdruck des Kabineninnenraums zur Umgebung ab. Der Anteil der Leckzuluftströme am gesamten Luftstrom in die Kabine wird stark vom Fahrzeugtyp beeinflusst. Analog können sogenannte Leckabluftströme auftreten. Diese Leckabluftströme bilden zusammen mit den konstruktiv vorgesehenen Abluftströmen, den aus der Kabine in die Umgebung austretenden Luftstrom. Die konstruktiv vorgesehenen Abluftströme gelangen dabei z.B. über Öffnungen am hinteren Teil der Karosserie, die mit Rückschlagklappen versehen sind, um ein Einströmen unkonditionierter Luft in die Kabine zu vermeiden, in die Fahrzeugumgebung. Diese Öffnungen werden auch als Entlüftungssystem bezeichnet und sind je nach Fahrzeugtyp und Hersteller in unterschiedlicher Anzahl und an unterschiedlichen Positionen an der Karosserie umgesetzt. In Abhängigkeit des in die Kabine eingetragenen Luftstroms stellt sich im Gleichgewichtszustand mit dem ausgetragenen Luftstrom, also bei einem stationären Luftdurchsatz durch die Kabine, eine gewisse Konzentration des Spürgases ein. Diese Konzentration des Gases in der Kabinenluft ist somit ein Maß für den Luftdurchsatz durch die Kabine und damit für den in die Kabine eingetragenen Luftstrom. Die Spürgasmethode eignet sich auch zur Quantifizierung der Leckzuluftströme. Hierzu wird das Klimasystem in Umluft betrieben, um den Belüftungsstrom zu eliminieren. Anschließend wird für die gewünschte Anströmgeschwindigkeit des Fahrzeugs und den Betriebszustand des Klimasystems die sich innerhalb der Kabine einstellende Gaskonzentration gemessen.

Die Ermittlung des Belüftungsstroms der Kabine nach der Innendruckmethode ist ein weit verbreitetes und einfach anwendbares

Verfahren. Dabei wird die Differenz zwischen dem Kabineninnen- und einem Referenzdruck außerhalb der Kabine erfasst. Dieser Referenzdruck kann beispielsweise an den Außenseiten der Abluftöffnungen der Kabine oder bevorzugt außerhalb der Fahrzeugumströmung gemessen werden. Die Erfassung des Referenzdrucks außerhalb der Fahrzeugumströmung weist den Vorteil auf, dass mögliche Druckschwankungen aufgrund von Strömungseffekten ausgeschlossen werden können. Zunächst werden bei dieser Methode die Einlassöffnungen des Klimakastens verschlossen und abgedichtet. Danach wird ein externes Hilfsgebläse z.B. über die Seitenscheibe mit der Kabine verbunden und die verbleibenden Öffnungen um den Einlass des Hilfsgebläses herum abgedichtet. Mit Hilfe dieses Gebläses werden definierte Luftströme in die Kabine eingeleitet. Diese Luftströme sind in der Luftmessstrecke des Hilfsgebläses über eine entsprechende Sensorik, z.B. in Form einer Messblende, bestimmbar. Der in die Kabine eingetragene Luftstrom führt zu einer Veränderung des Kabineninnendrucks bzw. der Druckdifferenz zu der Referenzdruckmessstelle. Bei einer Anströmung des Fahrzeugs, wie sie während einer Fahrt auftritt, verändern sich im Vergleich zum Fahrzeugstillstand die Druckverhältnisse in der direkten Kabinenumgebung, die wiederum Einfluss auf die Luftströme in und aus der Kabine nehmen. Um später Aussagen über den Belüftungsstrom bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten des Fahrzeugs treffen zu können, werden über das Hilfsgebläse unterschiedliche Luftströme in die Kabine bei verschiedenen Anströmgeschwindigkeiten des Fahrzeugs in einem Windkanal eingetragen und die sich einstellenden Druckdifferenzen aufgezeichnet.

Als Ergebnis erhält man eine Zuordnung zwischen dem über das Hilfsgebläse eingetragenen Luftstrom und der sich einstellenden Druckdifferenz der zuvor genannten Drücke bei definierten Anströmgeschwindigkeiten des Fahrzeugs.

Anschließend werden die Einlassöffnungen des Klimakastens wieder geöffnet und das Hilfsgebläse entfernt. Anstelle des Hilfsgebläses wird nun das Gebläse des Klimasystems selbst betrieben. Für die entsprechenden, zuvor erfassten Anströmgeschwindigkeiten kann dem sich einstellenden Differenzdruck ein entsprechender Luftstrom zugeordnet werden, der durch den Klimakasten in die Kabine gelangt. Zwischen den gemessenen Punkten kann falls erforderlich in geeigneter Art und Weise interpoliert werden.

Somit sind Aussagen über den Luftstrom, der durch den Klimakasten des Fahrzeugs in die Kabine eintritt, bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten möglich. Dieser Zusammenhang ist für beliebige Einstellungen der Luftverteilungsklappen des Klimasystems gültig. Allerdings ist die Innendruckmethode lediglich für den Außenluftbetrieb, nicht aber für den Umluftbetrieb einsetzbar. Im Umluftbetrieb wird die Luft lediglich in der Kabine umgewälzt, es kommt aber, abgesehen von Leckzuluft, keine weitere Luft von außen in die Kabine, so dass die Innendruckmethode hier kein Ergebnis für den Belüftungsstrom, also den Luftstrom durch den Klimakasten, liefert. Ermittelte Luftmassen- bzw. Luftvolumenströme lassen sich über die vorliegende Luftdichte ineinander umrechnen.

Die Innendruckmethode weist den Nachteil auf, dass die Zuordnung zwischen einem Differenzdruck und dem Belüftungsstrom praktisch nur in einem Windkanal oder mittels vergleichbarer Prüfstände durchgeführt werden kann.

5.3.1.2 Erweitertes Verfahren zur Bestimmung des Belüftungsstroms

Das im Rahmen dieser Arbeit erweiterte und nachfolgend beschriebene Verfahren zur Bestimmung des Belüftungsstroms verwendet das Prinzip der Innendruckmethode, kommt aber prinzipiell ohne den Einsatz eines Windkanals aus, um Aussagen über den Belüftungsstrom bei unterschiedlichen Anströmungen des Fahrzeugs machen zu können.

Zusätzlich zu dem verwendeten Sensor, der den Differenzdruck zwischen einer Messstelle im Kabineninnenraum und einer Messstelle an der Außenseite der Abluftöffnung der Kabine misst (nachfolgend als Kabinendifferenzdruck $\Delta p_{L,Kabine}$ bezeichnet), wird ein weiterer Sensor verbaut, der den Differenzdruck an einer Messstelle im Klimakasten direkt hinter dem Verdampfer zu derselben Messstelle des Kabineninnenraums erfasst (nachfolgend als Klimakastendifferenzdruck $\Delta p_{L,HVAC}$ bezeichnet) (siehe Abbildung 5.3).

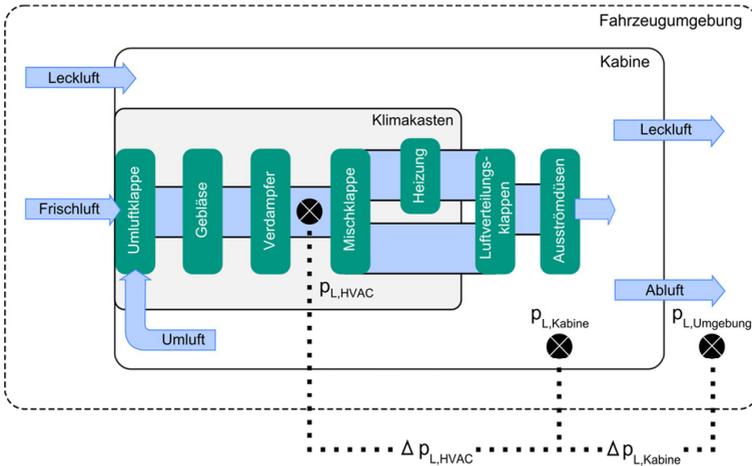


Abbildung 5.3:
Messstellen der beiden Differenzdrucksensoren

In der Dissertation von Michalek [Mic09] wurden innerhalb des Klimakastens mehrere Druckmessstellen appliziert, unter anderem auch eine Messstelle direkt hinter dem Verdampfer. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die Messstelle hinter dem Verdampfer allerdings derart gewählt, dass sie direkt am, aus Servicegründen demontierbaren Vereisungsfühler platziert ist, so dass diese Stelle auch an einem im Fahrzeug verbauten Klimakasten zugänglich ist [Gor13].

Da sich die Differenzdrücke über den Klimakasten in Abhängigkeit der Luftklappenstellungen aufgrund einer Geometrieänderung innerhalb der Luftführungskanäle ändern, sind definierte, während der Luftstrommessung gleichbleibende Klappenstellungen erforderlich. Hierfür wird zum einen das Klimasystem auf die niedrigste einstellbare Luftausblastemperatur (nachfolgend als Mischklappenstellung „Low Temperature“ bezeichnet) gestellt, so dass für die Mischklappe eine definierte Position vorliegt, bei der der gesamte Luftstrom den Heizungswärmetauscher umgeht (siehe hierzu auch Abbildung 5.3). Zum anderen müssen die Positionen der Luftverteilungsklappen und die Ausrichtung der Ausströmdüsen fest definiert werden. Der Kältemittelverdichter sollte hierbei und während des gesamten Messverfahrens idealerweise ausgeschaltet werden, da es durch die Taktung des Verdichters (Verdichter mit festem Hubvolumen) ansonsten zu Lufttemperaturschwankungen am Verdampfer kommt, die Einfluss auf die Luftdichte im Klimakasten und damit auf die Messergebnisse nehmen.

Das Verfahren zur Bestimmung des Belüftungsstroms wird am Beispiel des Luftmassenstroms vorgestellt. Entsprechend kann dieses Verfahren aber auch für die Bestimmung des Luftvolumenstroms angewandt werden.

1. Schritt:

Analog zu der zuvor beschriebenen Innendruckmethode zur Bestimmung des Belüftungsstroms wird unter Verwendung eines externen Hilfsgebläses zusammen mit einer Messstrecke zur Erfassung des Luftmassenstroms bei geschlossener und abgedichteter Einlassöffnung des Klimakastens, ein Zusammenhang zwischen dem sich einstellenden Kabinendifferenzdruck und dem in die Kabine eingebrachten Luftmassenstrom bestimmt.

$$\dot{m}_{L,Hilfsgebläse} = \dot{m}_{L,Kabine} = f(\Delta p_{L,Kabine}, \rho_L) \quad 5.1$$

Mit

\dot{m}_L	Luftmassenstrom	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
$\Delta p_{L,Kabine}$	Kabinendifferenzdruck	[Pa]
ρ_L	Luftdichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

2. Schritt:

Anschließend wird ein Zusammenhang zwischen dem Belüftungsstrom und dem Klimakastendifferenzdruck hergestellt. Hierzu wird die Einlassöffnung des Klimakastens wieder geöffnet sowie das Hilfsgebläse von der Seitenscheibe entfernt und mit dem Klimakasteneinlass verbunden.

Falls das Hilfsgebläse zu dem Klimakasteneinlass in geeigneter Art und Weise abgedichtet und der gesamte durch das Hilfsgebläse geförderte Luftmassenstrom durch den Klimakasten in die Kabine eingetragen werden kann, so kann Schritt 1 ebenfalls in diesem Versuchsaufbau durchgeführt werden.

Um eine definierte, gleichbleibende Geometrie innerhalb der Luftführungskanäle zu gewährleisten, wird die Mischklappe auf die Position „Low Temperature“ und die Luftverteilungsklappen ebenfalls auf eine definierte, gleichbleibende Stellung eingestellt. Im vorliegenden Fall wird eine gleichbleibende Einstellung der Luftverteilungsklappen gewählt, bei welcher alle Luftführungskanäle des Klimakastens durchströmt werden (Defrost-, Zentral-, Tür- und Fußraumkanäle).

Über das externe Hilfsgebläse und das fahrzeugeigene Gebläse des Klimasystems wird nun für unterschiedliche Gebläsestufen ein Luftmassenstrom durch den Klimakasten in die Kabine eingebracht. Das externe Hilfsgebläse wird ergänzend zu dem Gebläse des Fahrzeugs eingesetzt, um höhere Luftmassenströme durch den Klimakasten, als allein durch den Betrieb des Fahrzeuggebläses erreicht werden könnte, zu realisieren und entsprechenden Klimakastendifferenzdrücken zuzuordnen. Dies ist erforderlich, um den Einfluss einer Fahrzeugan- und -umströmung auf den Luftmassenstrom durch den Klimakasten abzudecken.

Alle diese Messungen finden bei Fahrzeugstillstand und ohne eine Anströmung des gesamten Fahrzeugs statt. Der Kabinendifferenzdruck wird dabei fortlaufend mitgemessen und nach Gleichung 5.1 der Luftmassenstrom ermittelt.

Damit ist an dieser Stelle die Zuordnung des vorliegenden Luftmassenstroms, der während dieses Versuchs nur durch den Klimakasten in die Kabine eingetragen wird, zu dem dazugehörigen Signal des Klimakastendifferenzdrucks möglich.

$$\begin{aligned} \Delta p_{L,HVAC,Low} &= f(\dot{m}_{L,Kabine}(\Delta p_{L,Kabine,Low}, \rho_L)) \\ &= f(\dot{m}_{L,HVAC}(\Delta p_{L,Kabine,Low}, \rho_L)) \end{aligned} \quad 5.2$$

Mit

$\Delta p_{L,HVAC,Low}$	Klimakastendifferenzdruck für die Mischklappenstellung „Low Temperature“	[Pa]
\dot{m}_L	Luftmassenstrom	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
ρ_L	Luftdichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Somit ist nachfolgend über den Klimakastendifferenzdruck ebenfalls eine Bestimmung des Belüftungsstroms für die definierten Luftklappenstellungen möglich:

$$\dot{m}_{L,HVAC} = f(\Delta p_{L,HVAC,Low}, \rho_L) \quad 5.3$$

Mit

$\dot{m}_{L,HVAC}$	Luftmassenstrom über Klimakasten	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
$\Delta p_{L,HVAC,Low}$	Klimakastendifferenzdruck für die Mischklappenstellung „Low Temperature“	[Pa]
ρ_L	Luftdichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Wie bereits im Kapitel zum Stand der Wissenschaft und Technik beschrieben, kann aus dem Kabinendifferenzdruck nur dann ein Luftmassenstrom durch den Klimakasten ermittelt werden, wenn zuvor eine Zuordnung bei entsprechender Anströmung des Fahrzeugs durchgeführt wurde.

Durch die Positionierung der Messstelle hinter dem Verdampfer ist die beschriebene Zuordnung zwischen Klimakastendifferenzdruck und Belüftungsstrom auch bei einem angeströmten Fahrzeug gültig. Eine Anströmung des Fahrzeugs, die zu einem höheren Luftmassenstrom durch den Klimakasten führt, ist prinzipiell mit einer höheren Gebläsestufe zu vergleichen.

Die Differenzdruckmessung hinter dem Verdampfer im Klimakasten zur Kabine hat somit gegenüber der Differenzdruckmessung zwischen Kabine und Abluftöffnung den Vorteil, dass unabhängig von der Prüfumgebung (Straße oder Prüfstand) für beliebige Geschwindigkeiten des Fahrzeugs Aussagen über den Belüftungsstrom, ohne eine neue Parametrisierung durchführen zu müssen, möglich sind.

Der Luftmassenstrom durch den Klimakasten ist auf diese Weise für die zuvor definierten Luftklappenstellungen für beliebige Geschwindigkeiten über den Klimakastendifferenzdruck bestimmbar. Hierbei ist allerdings vorauszusetzen, dass die Luftdichte nach Verdampfer bei der Kalibrierung bzw. während der Zuordnung zwischen Differenzdruck und Luftmassenstrom identisch zu der vorliegenden Luftdichte des eigentlichen Versuchs ist. Falls die Luftdichte während des eigentlichen Versuchs abweicht, ist eine entsprechende Korrektur des Luftmassenstroms durchzuführen. Die konkrete Vorgehensweise ist Kapitel 5.3.1.3 zu entnehmen.

Wie schon erwähnt, ist eine direkte Ermittlung des Luftmassenstroms mit Hilfe des Kabinendifferenzdrucks bei einer Anströmung der Fahrzeugkabine innerhalb des Verfahrens nicht möglich. Eine Begründung hierfür ist, dass sich aufgrund der An- und Umströmung der Kabine andere Druckverhältnisse um die Kabine als im Stillstand ausbilden können. Diese führen zu abweichenden Zu- oder Abluftströmen der Kabine, wodurch der Kabineninnen- druck unabhängig vom Belüftungsstrom beeinflusst wird.

Um eine Aussage über den Belüftungsstrom bei unterschiedlichen Luftklappenstellungen treffen zu können, ist noch ein weiterer Schritt innerhalb des Verfahrens erforderlich. Dazu muss das Fahrzeug im nachfolgenden 3. Schritt des Verfahrens den im Rahmen von späteren Untersuchungen vorliegenden Strömungsverhältnissen, wie sie in der jeweiligen Prüfumgebung (Straße

oder Prüfstand) auftreten, ausgesetzt werden. Werden die Strömungsverhältnisse von Straßenmessungen erfasst, sind, um Verfälschungen im Messergebnis auszuschließen, Windstille vorzusetzen und Fremdeinwirkungen durch andere Fahrzeuge oder Bauten am Straßenrand zu vermeiden. Nachfolgend ist generell unter dem Begriff der Fahrzeuggeschwindigkeit die Anströmgeschwindigkeit des Fahrzeugs zu verstehen.

3. Schritt:

Um eine Bestimmung des Belüftungsstroms für beliebige Luftklappenstellungen zu ermöglichen, ist zusätzlich die Berücksichtigung des Kabinendifferenzdrucks erforderlich.

Das Klimasystem wird hierzu auf dieselben Luftklappenstellungen wie in Schritt 2 eingestellt, so dass die konkrete Zuordnung aus Gleichung 5.3 weiterhin anwendbar ist.

Das Fahrzeug wird bei denjenigen Geschwindigkeiten und Gebläsestufen betrieben, die im Rahmen der späteren Untersuchungen von Interesse sind. Dabei werden der nach Gleichung 5.3 über den Klimakastendifferenzdruck bestimmte Belüftungsstrom sowie der jeweils vorliegende Kabinendifferenzdruck aufgezeichnet und anschließend mit der vorliegenden Fahrzeuggeschwindigkeit korreliert, so dass sich folgender Zusammenhang ergibt:

$$\dot{m}_{L,HVAC} = f(\Delta p_{L,Kabine}, v_{Fzg}, \rho_L) \quad 5.4$$

Mit

$\dot{m}_{L,HVAC}$	Luftmassenstrom über Klimakasten	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
$\Delta p_{L,Kabine}$	Kabinendifferenzdruck	$[\text{Pa}]$
v_{Fzg}	Fahrzeuggeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
ρ_L	Luftdichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Zur Erstellung geeigneter Korrelationsgleichungen innerhalb dieses Verfahrens können polynomische Gleichungen herangezogen werden, deren Koeffizienten mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt werden können.

Diese Zuordnung aus Gleichung 5.4 behält ihre Gültigkeit für beliebige Stellungen der Misch- und Luftverteilungsklappen innerhalb der Luftführungskanäle des Klimasystems. Über den Kabinendifferenzdruck kann somit für die zuvor eingestellten Fahrzeuggeschwindigkeiten der vorliegende Belüftungsstrom für beliebige Luftklappenstellungen und Gebläsestufen bestimmt werden. Prinzip bedingt ist dieses Verfahren nur für den Außenluftbetrieb des Klimasystems anwendbar. Die im vorherigen Schritt des Verfahrens beschriebene Korrektur der Luftdichte ist hierbei zu berücksichtigen, falls die Luftdichte während der Messung von der Luftdichte der Kalibrierung abweicht. Unter einer Kalibrierung ist in diesem Zusammenhang die Zuordnung nach Gleichung 5.4 zu verstehen.

5.3.1.3 Berücksichtigung unterschiedlicher Luftdichten bei der Bestimmung des Luftstroms

Bei der Verwendung der Innendruckmethode ist an denjenigen Schritten des Verfahrens, bei denen eine Zuordnung zwischen einer Druckdifferenz und einem Luftmassenstrom bzw. einem Luftvolumenstrom durchgeführt wird, die jeweils vorliegende Luftdichte zu berücksichtigen.

Nachfolgend sind unter dem Begriff „Luftstrom“ wiederum sowohl ein Luftmassen- als auch ein Luftvolumenstrom zu verstehen.

Weicht die Luftdichte bei dem eigentlichen Versuch von derjenigen Luftdichte ab, die während der Kalibrierung bzw. während der Zuordnung zwischen Druckdifferenz und Luftstrom vorgelegen hat, so ist eine Korrektur des Luftstroms vorzunehmen.

Die Korrektur wird in Anlehnung an die Angaben aus [Seite Lac 1, VDI06] für Querschnittsverengungen wie folgt durchgeführt:

$$\dot{m}_{L,korrigiert} = \sqrt{\frac{\rho_{L,Versuch}}{\rho_{L,Kalibrierung}}} \cdot \dot{m}_{L,gemessen} \quad 5.5$$

$$\dot{V}_{L,korrigiert} = \sqrt{\frac{\rho_{L,Kalibrierung}}{\rho_{L,Versuch}}} \cdot \dot{V}_{L,gemessen} \quad 5.6$$

Mit

\dot{m}_L	Luftmassenstrom	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
\dot{V}_L	Luftvolumenstrom	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$
ρ_L	Luftdichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Dabei gilt allgemein für die Dichte feuchter Luft:

$$\rho_{L,F} = \frac{p_{L,F}}{R_{L,F} \cdot T_{L,F}} \quad 5.7$$

Mit

$\rho_{L,F}$	Dichte der feuchten Luft	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
$p_{L,F}$	Statischer Umgebungsdruck	[Pa]
$R_{L,F}$	Gaskonstante für feuchte Luft	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$
$T_{L,F}$	Temperatur der feuchten Luft	[K]

Für die Gaskonstante feuchter Luft gilt der Zusammenhang:

$$R_{L,F} = \frac{R_{L,T}}{1 - \varphi_L \cdot \frac{p_S}{p_L} \cdot \left(1 - \frac{R_{L,T}}{R_{WD}}\right)} \quad 5.8$$

Mit

$R_{L,T}$	Gaskonstante für trockene Luft: 287,12	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$
R_{WD}	Gaskonstante für Wasserdampf: 461,53	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$
φ_L	Relative Luftfeuchtigkeit	[-]
p_S	Sättigungsdampfdruck	[Pa]
p_L	Statischer Luftdruck	[Pa]

Für die korrekte Erfassung des Luftstroms durch den Klimakasten ist in erster Näherung die Luftdichte in Strömungsrichtung betrachtet hinter dem Verdampfer ausschlaggebend.

Die Luftdichte hinter dem Verdampfer wird dabei von der vorliegenden Lufttemperatur, Luftfeuchte und dem Luftdruck hinter dem Verdampfer beeinflusst. Als Lufttemperatur wird der gemessene Wert des Vereisungsfühlers am Verdampfer herangezogen. Auf Grundlage von Messungen ist bekannt, dass der Luftdruck hinter dem Verdampfer hinreichend genau mit dem statischen Umgebungsdruck des Fahrzeugs gleichgesetzt werden kann (Abweichung ist hierbei kleiner 1%). Die Luftfeuchtigkeit hinter dem Verdampfer wurde nicht direkt gemessen und wird daher mit Hilfe des nachfolgend beschriebenen Rechenmodells ermittelt.

Als Eingangsgrößen in das Rechenmodell werden die Lufttemperatur des Vereisungsfühlers und je nach Stellung der Umluftklappe die gemessene Feuchtigkeit im Klimakasteneinlass aus der Fahrzeugumgebung oder im Innenraum der Kabine herangezogen. Wird für eine vorliegende Luftfeuchte die Sättigungstemperatur unterschritten, kondensiert Wasser am Verdampfer aus. Für

diesen Fall ist aus der Literatur, wie beispielsweise aus [Gro10], und aus Gesprächen mit Experten bekannt, dass eine relative Luftfeuchtigkeit von 100% trotz Kondensatbildung hinter dem Verdampfer nicht vorliegt. Im Rahmen dieser Arbeit wird bei einer Kondensatbildung am Verdampfer eine relative Luftfeuchte von 95% nach Verdampfer angenommen. Kondensiert kein Wasser am Verdampfer aus, wird die relative Luftfeuchtigkeit hinter dem Verdampfer nach [Seite Mj 5, VDI06] bestimmt.

Unter Berücksichtigung dieser zwei möglichen Fälle kann die Ermittlung der relativen Luftfeuchtigkeit hinter dem Verdampfer über folgenden Zusammenhang beschrieben werden:

$$\varphi''_{L,V} = \min(\varphi(X'_{L,V}, T''_{L,V}, p''_{L,V}), 95\%) \quad 5.9$$

Mit

$\varphi''_{L,V}$	Relative Luftfeuchtigkeit nach Verdampfer	[-]
$X'_{L,V}$	Absolute Luftfeuchtigkeit vor Verdampfer	$[\frac{g}{kg}]$
$T''_{L,V}$	Lufttemperatur nach Verdampfer (entspricht gemessener Temperatur des Vereisungsfühlers)	[K]
$p''_{L,V}$	Luftdruck nach Verdampfer	[Pa]

Die auf diesen Wegen ermittelten Zustandsgrößen der Luft hinter dem Verdampfer werden zur Ermittlung der vorliegenden Luftdichte in die Gleichungen 5.7 und 5.8 eingesetzt.

Bei der Ermittlung von Luftströmen mit Hilfe des Kabinendifferenzdrucks ist der Luftstrom bei abweichenden Luftdichten ebenfalls entsprechend zu korrigieren. Hierbei wird für die Dichtekorrektur die nach DIN 1946-3 [DIN06a] gemittelte Innenraumtemperatur und die gemessene Luftfeuchte im Innenraum der Kabine herangezogen. Als Luftdruck wird wie zuvor der statische Umgebungsdruck verwendet.

5.4 Straßenfahrversuche

5.4.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Die Untersuchung von Klimasystemen stellt aufgrund der Komplexität des Systems selbst als auch aufgrund des in Abhängigkeit der Fahrzeugumgebung und des Fahrzustands sich einstellenden Betriebspunkts eine große Herausforderung dar. Neben aufwändig konstruierten und kostenintensiven Klimawindkanälen stellt der Fahrversuch auf der Straße eine weitere Möglichkeit für den Versuchingenieur dar, das Klimasystem zu untersuchen. Allerdings ergibt sich hier stets die Abhängigkeit von den zum Versuchszeitpunkt vorliegenden Witterungsbedingungen, so dass sich eine Untersuchung des Klimasystems bei unterschiedlichen klimatischen Bedingungen sehr schwierig gestaltet. Aus diesem Grund nehmen Unternehmen oft den Zeit-, Personal- und Kostenaufwand in Kauf ihre Versuche, bei denen lediglich die Berücksichtigung gewisser klimatischer Aspekte von Relevanz ist, in fernen Ländern durchzuführen, wo die gewünschten klimatischen Bedingungen mit großer Wahrscheinlichkeit vorliegen. Aber auch bei dieser Variante bleibt das Problem bestehen, dass eine große Variation der klimatischen Bedingungen vor Ort nur sehr eingeschränkt und grundsätzlich nur durch einen Ortswechsel in eine andere Klimazone oder zu einer anderen Jahreszeit möglich ist. Trotz dieser Einschränkungen findet der Fahrversuch auf der Straße zur Untersuchung des Klimasystems weiterhin starke Verwendung, da das System unter realen Bedingungen und unter Berücksichtigung sämtlicher Parameter untersucht werden kann.

Die Beurteilung eines veränderten Klimasystems zu dem bisherigen Stand des Klimasystems gestaltet sich unter Verwendung eines Fahrversuchs auf der Straße sehr aufwändig. Unter einem veränderten Klimasystem ist in diesem Kontext jegliche Art von Veränderungen zu verstehen, die entweder das gesamte System in

Form einer vollständig anderen Umsetzung der Klimatisierung der Fahrzeugkabine oder lediglich die Veränderung einer einzelnen Komponente des bisherigen Klimasystems betreffen. Um trotz der sich zeitlich und örtlich ständig ändernden klimatischen Bedingungen Aussagen über die Auswirkungen der durchgeführten Veränderung(en) des Klimasystems treffen zu können, verwendet man den methodischen Ansatz einer zeit- und ortsgleichen Straßenversuchsfahrt, in dem mindestens zwei Versuchsfahrzeuge eingesetzt werden. Dabei ist das eine Fahrzeug mit dem bisherigen Stand des Klimasystems als Referenz und das andere Fahrzeug mit dem veränderten Klimasystem ausgestattet. Beide Fahrzeuge sind identisch mit der notwendigen Messtechnik ausgestattet, um die gewünschten Informationen zur Beantwortung der vorliegenden Fragestellung zu erhalten. Je nach Fokus der vorliegenden Untersuchungen gibt es Richtlinien bzw. Studien diverser internationaler Institutionen, die die Positionierung der erforderlichen Sensorik und/oder die Methodik zur Interpretation der Messdaten vorgeben. Stellvertretend für die Positionierung von Temperatursensoren im Fahrzeuginnenraum sei an dieser Stelle auf die Norm DIN1946-3 [DIN06a] verwiesen. In einer Arbeit von Temming [Tem03] sind geeignete Sensoren und deren Positionierung erläutert, um daraus die Auswirkungen eines sommerlichen Klimas auf die Leistungsfähigkeit eines Fahrers bewerten zu können.

Aufgrund der Vielzahl an möglichen Untersuchungszielen (Effizienzsteigerung des Systems, Bewertung des thermischen Komforts, etc.) werden an dieser Stelle lediglich die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Richtlinien bzw. Studien genannt. Für weitere Anwendungsfälle ist jeweils separat zu prüfen, ob relevante Richtlinien verfügbar sind.

5.4.2 Ziele und Anforderungen

Im Rahmen von Straßenfahrversuchen soll mit dem in Kapitel 5.3 vorgestellten Versuchsfahrzeug eine Datenbasis zu dem Betriebsverhalten des Klimasystems bei unterschiedlichen Umgebungs- und Betriebsbedingungen erarbeitet werden. Diese Datenbasis soll zum einen zur Erweiterung des Systemverständnisses und zum anderen zur Validierung und Verifizierung des erstellten Simulationsmodells sowie des Klimaprüfstands dienen.

5.4.3 Beschreibung der Versuche

Innerhalb eines Jahres konnten Versuchsfahrten auf einem abgesperrten Versuchsgelände bei einer großen Variantenvielfalt der klimatischen Umgebungsbedingungen durchgeführt werden. Hierbei wurden gezielt Versuchstage mit unterschiedlichen Außentemperaturen ausgewählt. Es konnte hierbei allerdings kein Einfluss auf die sonstigen klimatischen Umgebungsbedingungen wie Feuchtigkeit der Luft und Strahlungsintensität der Sonne genommen werden. Das mit umfangreicher Messtechnik ausgestattete Versuchsfahrzeug wurde am jeweiligen Versuchstag bei unterschiedlichen Einstellungen des Klimasystems betrieben. Die Variation der Einstellungen am Klimasystem umfasste dabei die Solltemperatur, die Gebläsestufe sowie den Außen- und Umluftbetrieb. Die Einstellung der Luftverteilung über die einzelnen Luftkanäle wurde während der Versuche konstant gehalten und so gewählt, dass alle Kanäle durchströmt wurden (Defrost-, Zentral-, Tür- und Fußraumkanäle). Darüber hinaus wurden für die jeweilige Einstellung des Klimasystems noch die Fahrgeschwindigkeit und der Gang des Getriebes variiert. Da es sich bei dem Versuchsfahrzeug um eine Sattelzugmaschine für den Fernverkehr handelte, wurde die Schrittweite der Geschwindigkeitsvariation so gewählt, dass für einen LKW relevante Geschwindigkeitsbereiche abgedeckt wurden. Die Wahl des Ganges fiel dabei auf den bei der

jeweiligen Geschwindigkeit höchsten und niedrigsten fahrbaren Gang, um eine große Variation in der Motordrehzahl zu erhalten. Die Versuchsdauer wurde jeweils so gewählt, dass ein eingeschwungener Zustand des Klimasystems erreicht wurde. Eine grafische Darstellung der Parametervariation, die der umfangreichen Messdatenbasis zugrunde liegt, ist in Abbildung 5.4 zu sehen.

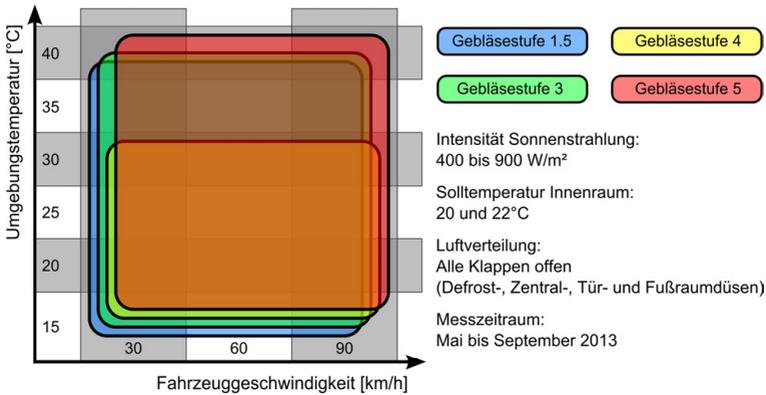


Abbildung 5.4:
Parametervariation der Straßenfahrversuche
(Darstellung in Anlehnung an [FGW14])

5.5 Simulation

5.5.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Um bereits in einer frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses Aussagen über bestimmte Eigenschaften des späteren Produkts treffen zu können, hat sich die Simulation als Entwicklungswerkzeug im Prozess etabliert. Auch für die Weiterentwicklung bestehender Produkte bietet die Simulation dem Entwickler die Möglichkeit kosten- und zeitoptimiert verschiedene Umsetzungsformen des Produkts oder den Produkteinsatz bei unterschiedlichen Randbedingungen zu untersuchen und zu bewerten. Die Fahrzeugindustrie bedient sich schon seit Jahren dieses Entwicklungswerkzeugs, um kürzere Entwicklungszeiten und Kostenreduktionen erreichen zu können.

Der Verband Deutscher Ingenieure (VDI) definiert in seiner Richtlinie 3633 die Simulation als „das Nachbilden eines Systems mit seinen dynamischen Prozessen in einem experimentierbaren Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind“ (S.3 in [VDI93b]). Um ein System in ein experimentierbares Modell überführen zu können, muss das System zunächst in geeigneter Weise abstrahiert werden. Reale Systeme weisen durch ihre Schnittstellen zu anderen Systemen oder ihren Subsystemen eine hohe Anzahl an Informations-, Material- und Energieflüssen auf. Die genaue Kenntnis all dieser Flüsse ist allerdings nicht für jede Problemstellung von Interesse. Durch die Abstraktion wird die Komplexität des realen Systems auf relevante Teilaspekte des Systems reduziert. Der Abstraktionsgrad richtet sich dabei nach der vorliegenden Problemstellung, so dass das abstrahierte Modell in der Lage ist, diese mit dem geforderten Detaillierungsgrad zu beantworten. Der Detaillierungsgrad des in der Modellbildung abgebildeten Systems hat somit entscheidenden Einfluss auf die Aussagefähigkeit der Ergebnisse sowie die

Komplexität und Rechenzeit der Simulation. Nach der VDI Richtlinie 3633 [VDI93b] ist unter dem Begriff „Detaillierungsgrad“ (komplementär als „Abstraktionsgrad“ bezeichnet) die Abbildungsgenauigkeit bei der Umsetzung des Systems in ein Modell zu verstehen.

Das Klimasystem eines Kraftfahrzeugs ist aufgrund seines Aufbaus, der sich durch Teilsysteme beschreiben lässt und der großen Anzahl an Schnittstellen zu anderen Systemen entsprechend komplex. In diesem Kontext ist unter einer Schnittstelle die Verbindung zu anderen Systemen zu verstehen, die den Energie-, Material- und Informationsfluss zwischen diesen Systemen ermöglicht. Die Umgebung des Fahrzeugs bzw. des Klimasystems ist nach dieser Definition ebenfalls als System zu bezeichnen. Die Abbildung des Klimasystems im Rahmen einer Simulation bedarf daher zunächst der Definition relevanter Schnittstellen und entsprechender Abstraktionen bei der Abbildung der relevanten Systeme.

Die Kombination von Simulation und Versuch bietet für die Untersuchung und Entwicklung von Klimasystemen Vorteile. Nachdem das Simulationsmodell gegenüber dem realen System validiert und verifiziert ist, erlaubt die Verwendung des Simulationsmodells die Anzahl von Versuchen am realen System auf ein Minimum zu reduzieren. Darüber hinaus ermöglicht die Simulation die Durchführung einer Vielzahl von unterschiedlichen Szenarien in kurzer Zeit. Gerade für das Klimasystem stellen die vorliegenden klimatischen Bedingungen einen entscheidenden Einfluss auf das Systemverhalten dar und es ist daher essentiell eine Weiterentwicklung des Klimasystems unter allen relevanten klimatischen Bedingungen des Fahrzeugeinsatzes zu betrachten.

Im realen Versuch ist die Untersuchung eines Klimasystems bei unterschiedlichen klimatischen Bedingungen nur mit Hilfe von aufwändigen Prüfstandseinrichtungen möglich. [WJG+08]

In der Literatur sind unterschiedliche Ansätze für die Modellbildung des Klimasystems und der relevanten Schnittstellen bekannt. Das Thema der Modellbildung von Klimasystemen wird schon seit Jahrzehnten von Forschungseinrichtungen und Industrieunternehmen behandelt. Scheiterte vor einigen Jahren die Umsetzung eines entsprechend komplexen Simulationsmodells noch an der begrenzten Rechenleistung von Computern und dem Fehlen geeigneter Software, steigen aktuell die Möglichkeiten stetig, nahezu beliebig komplexe Simulationsmodelle des Klimasystems umzusetzen.

Aufgrund der Komplexität bei der Erstellung von aussagekräftigen Simulationsmodellen des Klimasystems und der relevanten Schnittstellen zu anderen Systemen, gab und gibt es in der Industrie Zusammenschlüsse verschiedener Fahrzeughersteller und Zulieferer, die ihr Wissen und ihre Erfahrungen in die Erstellung von Simulationsmodellen einbringen. Angesichts der Vielzahl an möglichen, einsetzbaren Komponenten bei der Umsetzung des Kältemittelkreislaufs, rückt hier der Aspekt eines einheitlichen Simulationsmodells, das die Austauschbarkeit von Teilmodellen innerhalb der Simulation erlaubt, wie in [SBH⁺06] vorgestellt, in den Vordergrund.

Die aus der Literatur bekannten Modelle besitzen in Abhängigkeit der vorliegenden Problemstellung unterschiedliche Abstraktionsgrade und bilden teilweise nur einzelne Teilsysteme (Subsysteme) des Gesamtsystems ab. Unter einem Gesamtsystem ist im Rahmen dieser Arbeit das Klimasystem innerhalb eines Gesamtfahrzeugs zu verstehen. Da im Kontext dieser Arbeit das Gesamtsystem von Interesse ist, wird nachfolgend nur auf Literaturstellen eingegangen, die sich mit der Modellierung des Gesamtsystems befassen. Das Gesamtsystem umfasst dabei den Verbund aus Kältemittelkreislauf, Klimakasten, Kabine, Fahrzeugumgebung und Antriebsstrang des Fahrzeugs. Weitere Literatur, die sich mit der Modellierung von Komponenten oder Teilsystemen befasst, wurde eben-

falls bei der Entwicklung des Simulationsmodells berücksichtigt und wird im entsprechenden Abschnitt dieser Arbeit beschrieben.

Schmidt [Sch03] beschreibt im Rahmen seiner Arbeit ein hybrides Simulationsmodell, das die theoretische und experimentelle Modellbildung kombiniert, indem Modellparameter aus Messungen der Einzelkomponenten ermittelt werden. Dabei werden die Teilmodelle Kältemittelkreislauf und Fahrzeugkabine, die mit der Fahrzeugumgebung in Wechselwirkung stehen, unterschieden. Die Fahrzeugkabine ist dabei als ein Behältermodell mit einer thermischen Masse zur Nachbildung der thermischen Wärmekapazitäten der Kabineneinbauten realisiert. Die Innenraumluft enthält Informationen über die Lufttemperatur und -feuchtigkeit, die sich aufgrund der Luftmassenströme durch Klimakasten und Kabine und des Einflusses der Sonneneinstrahlung auf die Kabine während des Betriebs der Klimaanlage einstellt. Diese Größen werden über eine theoretische Modellbildung ermittelt. Der Wärmeübergang zwischen Luft und Verdampfer wird experimentell ermittelt. Die Modellierung des Kältemittelkreislaufs erfolgt ebenfalls über eine hybride Modellbildung und orientiert sich an der theoretischen Modellbildung des Kreisprozesses. Dabei werden die Wärmetauscher und das Kältemittel experimentell beschrieben. Das Modell des Verdichters ist eine Kombination von theoretischer und experimenteller Modellbildung. Der Fokus des hybriden Simulationsmodells nach Schmidt liegt auf der Ermittlung der sich einstellenden Zustandsgrößen an einem Verdichter mit variablen Hubvolumen und auf der Bestimmung des erforderlichen Drehmoments am Verdichter, das an ein übergeordnetes Fahrzeugmodell weiter gegeben wird, um den vom Verdichter benötigten Kraftstoffbedarf zu bestimmen. Der Einfluss der Insassen auf das Innenraumklima der Kabine wird nicht beschrieben.

Schröder et. al. [SEW02, SWE02] beschreibt die Kopplung zweier kommerzieller Simulationsprogramme, welche die numerische Berechnung des Kältekreislaufs mit der transienten Simulation

der Fahrgastzelle über den Austausch der Enthalpieänderung der Luft vor und nach Verdampfer verbindet. Innerhalb des Fahrgastzellenmodells wird ebenfalls ein thermophysiologisches Insassenmodell zur objektiven Beurteilung der thermischen Behaglichkeit berücksichtigt. Das Innenraumklima wird dabei unter Berücksichtigung der bekannten Wärmetransportmechanismen und den Erhaltungsgleichungen für Masse und Enthalpie berechnet. Der Kältekreislauf wird mit seinen vier Hauptkomponenten (Verdichter, Kondensator, Expansionsventil und Verdampfer), die nichtlineare Druck- und Temperaturkennlinien aufweisen, für den stationären Systembetrieb über ein nichtlineares Gleichungssystem beschrieben. Das Modell des Kältemittelkreislaufs übergibt an das Modell der Fahrgastzelle bei Anfrage, die zu dem Zeitpunkt der Anfrage berechneten stationären Werte. Nach Schröder et. al. [SEW02, SWE02] sind die Bestimmung von „Temperaturen, Enthalpien, Dampfverhältnissen, Feuchten und Drücken an allen relevanten Knotenpunkten“ sowie die Ermittlung der Kälte- und Verdichterleistung möglich. Die Umsetzung und Verifikation des Modells erfolgt am Beispiel eines PKWs. Zu einer möglichen Anwendbarkeit des Simulationsmodells auf einen LKW und der hierfür erforderlichen Anpassungen des Modells werden keine Angaben gemacht.

In einer Reihe von Veröffentlichungen von Baruschke, Bertram, Finkeldei, Frigge, Gehsat, Hiller, Michalek und Trapp [MBH+02, MBT03, MBT04, MGT+05, FT05, GBT07, TG07, GBT08, TFB08, FF09] wird die Entwicklung eines Simulationsmodells beschrieben, das im Rahmen einer Hardware-in-the-Loop-Simulation die relevanten Schnittstellen für die Entwicklung von Steuer- und Bediengeräten der Klimaanlage in Echtzeit bereitstellt. Das Simulationsmodell beinhaltet dabei mathematische Modelle bzw. Kennfelder (aus Simulationen und Messungen) der Komponenten der Klimaanlage (Kältemittelkreislauf und Klimakasten inkl. Luftkanälen), der Fahrzeugkabine inkl. Insassen (Feuchte-, CO₂- und Wärmeeintrag) und ein Antriebsstrangmodell des Fahrzeugs

(Ermittlung Fahrwiderstände und Motorkennfeld), um Aussagen über die sich einstellenden Temperaturen, Feuchten und CO₂-Konzentrationen innerhalb der Kabine und den Energie- bzw. Kraftstoffbedarf der Klimaanlage treffen zu können. Hierzu werden der Fahrzustand und die klimatische Fahrzeugumgebung berücksichtigt. Der stationäre Arbeitspunkt des Kältemittelkreislaufs wird über die Erhaltungssätze für Masse und Enthalpien bestimmt. Unter anderem wird der Kältemittelkreislauf im Rahmen eines Kennfelds abgebildet. Um dennoch dynamische Effekte ausgewählter Parameter abbilden zu können, werden dem Kennfeld dynamische Modelle ergänzt.

Da dieses Simulationsmodell im Rahmen einer HIL-Simulation für die Entwicklung von Klimaanlagebediengeräten eingesetzt wird, ist das Betriebsstrategie-Modell innerhalb der vorhandenen Hardware in Form des Bediengeräts implementiert. Die Modellierung der Kabine orientiert sich am allgemeinen Aufbau eines PKWs.

Michalek [Mic09] beschreibt im Rahmen seiner Dissertation die Modellierung des Kältemittelkreislaufs und des Ausblastrakts der Klimaanlage, um mit Hilfe des erstellten Gesamtmodells im Rahmen einer Hardware-in-the-Loop-Simulation die Entwicklung von Klimasteuengeräten zu vereinfachen. Die Wärmeübertrager Kondensator, Verdampfer und Heizungswärmeübertrager sind in Form von Kennfeldern abgebildet, die mit Hilfe einer eindimensionalen Simulation ermittelt wurden. Der Verdichter wird über empirisch ermittelte Kennfelder für den isentropen Wirkungsgrad und den Liefergrad dargestellt. Das thermostatische Expansionsventil wird implizit innerhalb des Verdampferkennfelds „durch die isenthalpe Zustandsänderung und die ventilspezifische Überhitzung“ des Kältemittels berücksichtigt. Die Modellierung des Kältemittels wird implizit unter Berücksichtigung der Stoffdaten in den Kennfeldern der Wärmeübertrager dargestellt. Die Saugleitung wird über den resultierenden Druckabfall innerhalb des Modells umgesetzt. Da Michalek im Rahmen seiner Arbeit den

Fokus auf den Ausblastrakt legt, ist hier die Bestimmung der Lufttemperaturen an den Ausblasdüsen von Relevanz. Um trotz der Verwendung von stationären Kennfeldern die Dynamik ausgewählter Parameter (z.B. Lufttemperatur nach Verdampfer) und von Komponenten (z.B. Temperatursensoren) berücksichtigen zu können, verwendet Michalek empirisch ermittelte dynamische Teilmodelle. Die Dynamik des Heizungswärmeübertragers berücksichtigt Michalek indem er den Ansatz des stationären Übertragerkennfelds um eine aus physikalischen Gesetzmäßigkeiten hergeleitete Dynamik erweitert. Fokus der Arbeit von Michalek liegt auf der Modellierung des Ausblastrakts einer Klimaanlage, so dass nicht auf die Modellierung der Kabine oder des Antriebsstrangs eingegangen wird. Eine Betrachtung des Verbrennungsmotors als einflussnehmende Wärmequelle auf den Luftstrom in den Klimakasten oder auf die Kabine selbst erfolgt nicht.

Aufgrund der Komplexität des Gesamtfahrzeugs und seiner Teilsysteme werden die entsprechenden Teilsysteme meist im Verantwortungsbereich unterschiedlicher Abteilungen eines Unternehmens bearbeitet. Kossel et al. [KLB*10] beschreiben in ihrer Arbeit den Vorteil des modularen Aufbaus eines Simulationsmodells mit Hilfe von Teilmodellen hinsichtlich einer möglichen Kosimulation der einzelner Teilsysteme. Kossel et. al. [KLB*10] stellen einen Arbeitsprozess vor, um die Simulation dieser Teilsysteme zu einem Gesamtsystem zu koordinieren. Die Unterteilung des Gesamtsystems in einzelne Teilsysteme erlaubt unter anderem den Einsatz von Modellen mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden und den Einsatz unterschiedlicher Berechnungsprogramme für die einzelnen Teilsysteme. Für die Umsetzung dieser Modularität ist die Definition von Schnittstellen zwischen den Teilsystemen und die über diese Schnittstelle zu übergebenen Parameter entscheidend. Eine entsprechende Anwendung dieses Arbeitsprozesses wird am Beispiel der Klimatisierung eines Reisebusses vorgestellt. Das Gesamtmodell beinhaltet dabei Modelle zu Kältemittelkreislauf, Kühlmittelkreislauf des Verbren-

nungsmotors, Innenraum, Längsdynamik des Antriebsstrangs und Randbedingungen wie Fahrprofil und klimatischen Umgebungsbedingungen. Als Kältemittel innerhalb des Kreislaufs wird R744 (CO₂) betrachtet. Bei dem modellierten Expansionsventil handelt es sich um ein elektronisches Ventil. Der Innenraum der Kabine wird links und rechts der Längsachse des Busses in vier Kontrollvolumina aufgeteilt, so dass sich insgesamt acht Volumina ergeben. Kossel et. al beschreiben im Rahmen ihrer Veröffentlichung, dass Insassen derart innerhalb des Modells dargestellt sind, dass über sie der thermische Komfort berechnet wird, der als Zielgröße der Klimasystemregelung innerhalb der Simulation dient. Zusätzlich wird über das Insassenmodell ein Wärmeeintrag in die Kabine dargestellt. Zu der Modellierung des Feuchteintrags durch die Insassen in die Kabinenluft werden keine Angaben gemacht.

Baumgart [Bau10] beschreibt im Rahmen seiner Arbeit detailliert die Modellierung der einzelnen Komponenten einer PKW-Klimaanlage mittels mathematischer Ansätze im Kontext des Gesamtfahrzeugs. Diese Art der Modellierung ermöglicht die Untersuchung des Einflusses geometrischer Veränderungen an Komponenten auf das Klimasystem. Um die Rechenzeit des Gesamtmodells zu optimieren, werden die rechenzeitintensiven Modelle für den Verdichter und die Wärmeübertrager in Kennfelder überführt und in das Gesamtmodell eingebunden. Darüber hinaus geht Baumgart auf die Modellierung der Fahrgastzelle inkl. der Insassen unter Berücksichtigung der klimatischen Fahrzeugumgebung und des Fahrzustands ein, um Informationen über das sich einstellende Innenraumklima zu erhalten. In einem vereinfachten Ansatz des Antriebsstrangs wird unter Annahme eines konstanten Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors und auf Grundlage des aus der Simulation ermittelten Energiebedarfs der Klimaanlage deren Kraftstoffverbrauch errechnet. Die Berücksichtigung unterschiedlicher Wirkungsgrade des Verbrennungsmotors, wie sie während eines dynamischen Fahrprofils auftreten, wird nicht behandelt.

Zhai [Zha10] geht in seiner Veröffentlichung auf einen mathematischen Ansatz zur abstrahierten Modellierung der Komponenten des Klimasystems und ihrer Wechselwirkungen ein, um die Leistungsfähigkeit des Klimasystems unter dem Aspekt des Einsatzes unterschiedlicher Varianten der einzelnen Komponenten zu untersuchen. Das mehrdimensionale Gleichungssystem wird durch den Einsatz von Informationen aus Kennfeldern zu den einzelnen Komponenten und ihrer Parameter vereinfacht. Zhai sieht von einem thermischen Modell der Kabine ab und beschreibt die Wärmeübergänge der Kabine mit Hilfe von empirischen Daten für ein im Klimawindkanal vermessenes Fahrzeug. Es werden keine Angaben zu der Personenanzahl, die sich während dieser Versuche in der Kabine befanden, gemacht. Aufgrund des Einsatzes von Messdaten, wird auf eine explizite Modellierung des Einflusses der Insassen auf das Innenraumklima verzichtet. Zhai verwendet das im Kontext von thermischen Systemen oft verwendete Newton-Raphson-Verfahren um das resultierende nicht-lineare Gleichungssystem zu lösen.

Kiss et al. [KCM13] beschreiben ein Simulationsmodell des Klimasystems, das über entsprechende Schnittstellen bereits vorhandene Fahrzeugmodelle mit unterschiedlichen Antriebsvarianten um den Aspekt der Fahrzeugklimatisierung erweitern soll. Das Simulationsmodell soll die Entwicklung von Betriebsstrategien von Klimasystemen hinsichtlich Leistung und Effizienz unterstützen. Es stützt sich dabei auf mathematische Ansätze unter Berücksichtigung von Kennfeldern für die einzelnen Komponenten des Kältekreislaufs und unterteilt sich in die Submodelle des Kältemittelkreislaufs und der Kabine. Das vereinfachte Kabinenmodell ohne Insassen dient der Darstellung des sich einstellenden Innenraumklimas und wird über ein Luftvolumen, in welchem sich thermische Massen befinden, dargestellt. Nähere Angaben zu der Anzahl der thermischen Massen werden nicht gemacht. In der Arbeit von Kiss et. al. ist der Einfluss von Abwärme aus dem

Motorraum auf die Innenraumluft schematisch dargestellt, aber nicht weiter ausgeführt. Der thermodynamische Zustand des Kältemittels innerhalb des Kreislaufs wird hierbei über die Finite-Volumen-Methode (0D-Volumenblöcke und 1D-Rohrelemente) dargestellt und physikalische Kenngrößen des Kältemittels werden aus Tabellen entnommen. Der Wärmeübergang an den Wärmeübertragern wird mit Hilfe des NTU-Verfahrens beschrieben. Der Verdichter wird mittels eines mathematischen Modells und unter Zuhilfenahme eines Kennfelds zu dem volumetrischen und isentropen Wirkungsgrad dargestellt. Das Expansionsventil wird ebenfalls über einen mathematischen Ansatz und mit Hilfe von Kennfeldern modelliert. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Entwicklung eines Simulationsmodells des Klimasystems als mögliche Erweiterung bereits vorhandener Fahrzeugmodelle liegt, wird auf eine Modellierung des Antriebsstrangs und des Kühlmittelkreislaufs des Verbrennungsmotors verzichtet.

Die zuvor genannten Literaturstellen befassen sich im PKW-Bereich mit der Umsetzung von Simulationsmodellen des Klimasystems innerhalb des Gesamtfahrzeugs. Durch den von einem PKW stark abweichenden Aufbau und aufgrund eines anderen Nutzungsprofils eines LKWs, ergeben sich andere Anforderungen an die Umsetzung eines entsprechenden Simulationsmodells. So besitzt die Kabine eines LKWs im Gegensatz zu der Fahrgastzelle eines PKWs sowohl eine andere Geometrie und Größe als auch unterschiedliche Verhältnisse der Glas- zu Metalloberflächen. Auch die von einem PKW abweichende Motorlage unterhalb der Fahrzeugkabine ist als mögliche Wärmequelle zu diskutieren. Das für die Berechnung des Kraftstoffbedarfs einer Klimaanlage notwendige Antriebsstrang-/Motormodell ist in den vorgestellten Literaturstellen unterschiedlich umgesetzt. Der Einfluss von Insassen wird ebenfalls unterschiedlich betrachtet oder teilweise gar vernachlässigt. Ein ganzheitliches Simulationsmodell zur Untersuchung der Energieeffizienz der Klimaanlage unter Berücksichtigung der sich einstellenden klimatischen Bedingungen im

Innenraum (inkl. des Einflusses von Insassen) ist im Gesamtkontext eines LKWs bisher nicht bekannt.

Ausgehend von dem aufgezeigten Stand der Wissenschaft und Technik werden im nachfolgenden Kapitel die Ziele und Anforderungen an die Simulation für den Anwendungsfall eines LKWs im Rahmen dieser Arbeit behandelt. In dem Kapitel 5.5.3 wird der Aufbau des Simulationsmodells im Detail beschrieben und eingangs die Erweiterungen zum Stand der Wissenschaft und Technik hervorgehoben.

5.5.2 Ziele und Anforderungen

Aus den Anforderungen des Projekts Weiterentwicklungen an bestehenden Klimasystemen mit dem Ziel der Steigerung der Energieeffizienz ganzheitlich, auch hinsichtlich ihrer Wechselwirkung zu Komfort und Sicherheit, untersuchen zu können, muss das Modell innerhalb der Simulation neben dem Klimasystem auch die relevanten Teilsysteme des Gesamtfahrzeugs berücksichtigen. Unter dem Aspekt Komfort und Sicherheit ist in diesem Kontext das sich einstellende Kabinenklima zu verstehen, welches zum einen Einfluss auf das Wohlbefinden sowie die Konzentrationsfähigkeit des Fahrers und zum anderen auf einen möglichen Scheibenbeschlag nimmt. Im Rahmen des Kabinenklimas soll der Einfluss von Insassen ebenfalls berücksichtigt werden. Der Aspekt der Kosten soll, wie in Abbildung 5.5 dargestellt, außerhalb der Simulation behandelt werden und schränkt lediglich den innerhalb der Simulation zu untersuchenden Rahmen an möglichen Weiterentwicklungen des Klimasystems ein. Die nähere Betrachtung des Kostenaspekts ist nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit.

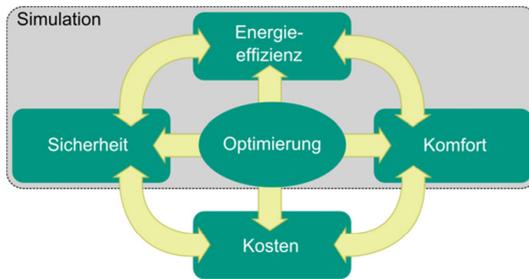


Abbildung 5.5:
In der Modellbildung dargestellte Aspekte/Kriterien [FGW14]

Die Rechenzeit des Modells soll bei gleichzeitig hohem Detaillierungsgrad möglichst gering gehalten werden. Dies soll erreicht werden, indem der Detaillierungsgrad der einzelnen Submodelle unterschiedlich gewählt wird. Da die Rechenzeit des detaillierten Kältemittelkreislaufmodells sehr hoch ist und für unterschiedliche Betriebszustände stets neu berechnet werden muss, wird dieses Modell im Vorfeld in ein Kennfeld überführt und dieses Kennfeld in die Gesamtsimulation eingebunden. Auf diese Weise können bei der Berechnung unterschiedlicher stationärer Betriebspunkte des Klimasystems kurze Zugriffszeiten auf die Informationen aus dem Kältemittelkreislaufmodell gewährleistet werden. Relevante dynamische Vorgänge sollen durch entsprechende nachgeschaltete Simulationsmodelle an den erforderlichen Schnittstellen berücksichtigt werden. Aufbauend auf der Kombination unterschiedlicher Modellierungen aus dem Stand der Wissenschaft und Technik soll durch Erweiterung um zusätzliche Teilmodelle für die vorliegende Problemstellung eines LKWs ein anwendbares Simulationsmodell erarbeitet werden, das die entsprechenden Systeme innerhalb des Gesamtfahrzeugs nachbildet. Auf die entsprechende Umsetzung der Modelle wird im nachfolgenden Kapitel näher eingegangen.

5.5.3 Beschreibung des Simulationsmodells

Um den Einfluss von Weiterentwicklungen des Klimasystems auf die Kriterien Energieeffizienz, Sicherheit und Komfort darstellen zu können, bedarf es der Darstellung der Klimaanlage innerhalb des Fahrzeugs mit ihren Schnittstellen zu Antriebsstrang, Fahrzeugumgebung und Fahrzeugkabine. Das entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung von Fahrzeugklimatisierungen im Gesamtfahrzeugkontext eines LKWs wurde im Rahmen dieser Arbeit unter Berücksichtigung von durchgeführten Messungen am Gesamtfahrzeug fortlaufend optimiert und soll nachfolgend beschrieben werden [FGW14, Weiß13]. Es bildet relevante Systeme des bereits vorgestellten Versuchsfahrzeugs in der Simulationsumgebung Matlab/Simulink ab.

Der strukturelle Aufbau des Simulationsmodells und die Vernetzung der einzelnen Modelle orientieren sich dabei an der Arbeit von Baumgart [Bau10] und an der Struktur des realen Systems. Die Modellierung des Klimasystems erfolgt dabei im Gegensatz zu der Arbeit von Baumgart nicht in einer vollständig geometrie- und prozessbasierten Modellierung der einzelnen Komponenten, sondern bildet die Komponenten des Klimasystems teilweise als empirisch ermittelte Funktionen der Eingangsgrößen der jeweiligen Komponenten nach. Ähnlich wie in den Arbeiten von Schmidt [Sch03], Michalek [Mic09] und Kiss et al. [KCM13] wird damit ein hybrider Modellierungsansatz angewandt, in dem neben theoretischen Ansätzen auch Kennfelder für die Komponenten- und die Systembeschreibung aus Kosimulationen und Messungen verwendet werden.

Im Vordergrund der Entwicklung des Simulationsmodells stehen ganzheitliche Untersuchungen der Betriebsstrategien und Veränderungen der Topologie des Klimasystems, daher ist eine geometrisch akkurate Modellierung, wie in [Bau10] beschrieben, nicht

zwingend erforderlich, sondern in diesem Anwendungsfall eher von Nachteil, da sie zu längeren Rechenzeiten führt.

Das Simulationsmodell wurde in die folgenden Submodelle unterteilt:

- Fahrprofil/Fahrzeugumgebung
- Antriebsstrang (Motor-/Kraftstoffbedarfsmodell)
- Klimakasten (HVAC)
- Kältemittelkreislauf
- Kabine mit Insassen
- Betriebsstrategie

Der Aufbau des Simulationsmodells und die Vernetzung der einzelnen Submodelle sind in Abbildung 5.6 dargestellt. Das Modell des Heizungswärmeübertragers wird an dieser Stelle nicht explizit beschrieben, da es Bestandteil des Klimakastenmodells ist.

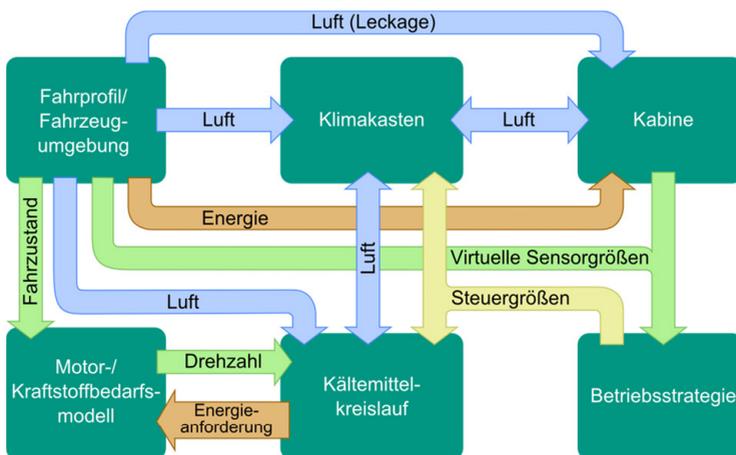


Abbildung 5.6: Aufbau des Simulationsmodells und Vernetzung der Submodelle (erweiterte Darstellung von [FGW14])

Aus Gründen der Übersichtlichkeit stellen in den nachfolgenden Abbildungen die blauen Pfeile mit der Bezeichnung „Luft“ sowohl den Energie- als auch den Materialfluss, der über den Luftstrom transportiert wird, dar. Für den Energiefluss der Luft werden die an der jeweiligen Stelle vorliegenden Luftmassenströme, -temperaturen und -feuchtigkeiten berücksichtigt. Der Materialfluss beinhaltet dabei die Wasserbeladung und die CO₂-Konzentration der Luft.

Der zwischen den Submodellen „Fahrprofil/Fahrzeugumgebung“ und „Kabine“ dargestellte Energiefluss beinhaltet die im Modell übergebenen Informationen zum Wärmetransport in Form von Wärmeleitung (berücksichtigt die Konvektion an der entsprechenden Oberfläche) und Strahlungswärme.

Die Energieanforderung zwischen dem Submodell des „Kältemittelkreislaufs“ und des „Motor-/Kraftstoffbedarfsmodells“ stellt die erforderliche mechanische Antriebsleistung des Kältemittelverdichters dar.

In Tabelle 1 sind die zum Aufbau des Simulationsmodells verwendeten Literaturquellen und deren Inhalte als Übersicht sowie die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Weiterentwicklungen und neuen Ansätze für den Anwendungsfall eines LKWs dargestellt.

Im Anschluss wird auf die einzelnen Submodelle im Detail eingegangen.

Tabelle 1: Verwendete Literaturquellen und Weiterentwicklungen bzw. neue Ansätze zum Stand der Wissenschaft und Technik

Modellblock	Verwendete Literaturquelle(n) und -inhalte	Weiterentwicklungen / Neue Ansätze	
Fahrprofil/ Fahrzeugumgebung		Umfangreiche Messdatenbasis im LKW-Bereich (siehe Kapitel 5.4)	
Motor/ Kraftstoffbedarf	[Dai13]: Kennfeld zu dem Verbrennungsmotor (Verbrauchskennfeld) [Gau13]: Ermittlung Fahrwiderstände		
Klimakasten	[BK09]: Modellierung Luftmischung durch Umluft- und Mischklappe; [BS10], [VDI06]: Modellierung Heizungswärmeübertrager		
Kältemittelkreislauf	Verdichter	[DD12]: Technische Daten des Verdichters und Kennfelder zu Antriebsleistung und Liefergrad; [VDI06]: Materialeigenschaften R134a	Erwärmung des Kältemittels inkl. des thermischen Einflusses der Saugleitung (siehe Kapitel 5.5.3.4.1)
	Kondensator	[BS10], [VDI06]: Modellierung Wärmeübertrager; [VDI06]: Materialeigenschaften R134a; [Bus02]: Materialeigenschaften feuchter Luft; [OBD09]: Modellierung Druckverluste	
	Verdampfer	[BS10], [VDI06]: Modellierung Wärmeübertrager; [VDI06]: Materialeigenschaften R134a; [Bus02]: Materialeigenschaften feuchter Luft; [OBD09]: Modellierung Druckverluste	Kondensation von Luftfeuchtigkeit (siehe Kapitel 5.5.3.4.3)
	Expansions-ventil	[Ege14]: Kennfeld des Öffnungsquerschnitts in Abhängigkeit der Parameter des Steuermediums	
	Saugleitung	[OBD09]: Modellierung Druckverluste	
	Kältemittelverteilung	[VDI06]: Peng-Robinson-Gleichung: Zustandsgleichung des Kältemittels; [LHM10]: Materialeigenschaften R134a	Bestimmung der Kältemittel-drücke innerhalb des Kreislaufs (siehe Kapitel 5.5.3.4.6)
Kabine	[BS10], [VDI06]: Modellierung Wärmeübertragung; [Gro10]: Modellierung Wärme- und Stoffaustausch der Insassen mit Kabinenluft; [Bau10], [Gro10]: Modellierung Sonnenhöhe (Elevation); [BK09]: Modellierung Mischung von Leckzuluftströmen und Kabinenluft	<ul style="list-style-type: none"> • Modellierung LKW-Kabine • Einfluss Motorabwärme auf Kabinenklima • Abstraktion der thermischen Massen des Innenraums (siehe Kapitel 5.5.3.6) 	
Betriebsstrategie		Einführung eines Parameters "Thermischer Faktor" um Betriebsstrategien innerhalb der Simulation umzusetzen (siehe Kapitel 5.5.3.7)	

5.5.3.1 Submodell Fahrprofil/Fahrzeugumgebung

Das Fahrprofil des Fahrzeugs als Abfolge von Fahrzuständen wird in der Simulation genauso berücksichtigt wie die klimatische Umgebung des Fahrzeugs. Dabei wird der jeweilige Fahrzustand an das Motor-/Kraftstoffbedarfsmodell übergeben. Unter einem Fahrzustand ist dabei im übertragenen Sinne die Angabe sämtlicher Informationen zu der Fahrzeugbewegung und dem Fahrzeug selbst (Fahrzeuggeschwindigkeit, Fahrzeugmasse, Stirnfläche, Getriebeübersetzung etc.) zu verstehen, die über die Fahrwiderstände Einfluss auf die mechanische Leistung des Antriebsstrangs nehmen.

In der Simulation wird vereinfacht die Fahrgeschwindigkeit als Luftgeschwindigkeit auf das Fahrzeug angenommen, da von einem bewegten Fahrzeug in ruhender Luft ausgegangen wird.

Die klimatische Umgebung des Fahrzeugs wird innerhalb des Modells durch die vorliegende Lufttemperatur und -feuchtigkeit sowie durch die CO₂-Konzentration beschrieben. Darüber hinaus wird in diesem Kontext auch die Strahlungsintensität und Ausrichtung der Sonne gegenüber dem Fahrzeug berücksichtigt.

Die klimatische Fahrzeugumgebung und das Fahrprofil werden dem Modell in Form von zeitlichen Verläufen übergeben, die entweder aus erhobenen Messdaten stammen oder einem vorgegebenen Profil entsprechen.

Die entsprechenden Material-, Energie- und Informationsflüsse dieses Submodells werden innerhalb der Simulation, wie in Abbildung 5.6 dargestellt, durch ein Bussystem an andere Submodelle übergeben.

5.5.3.2 Submodell Motor/Kraftstoffbedarf

Das Submodell des Motors berücksichtigt die vorliegenden Informationen des Fahrprofils und des Fahrzeugs und ermittelt daraus den vorliegenden Gesamtfahrwiderstand. Die Fahrwiderstände eines Fahrzeugs werden innerhalb des Modells nach den in der Literatur bekannten Formeln und Angaben nach Gauterin [Gau13] ermittelt. Um Aussagen über den Energiebedarf des Fahrzeugs bzw. des Klimasystems treffen zu können, ist im Modell ein entsprechendes Motorkennfeld des Fahrzeugs hinterlegt [Dai13]. Unter Berücksichtigung der entsprechenden Übersetzungen des Antriebsstrangs errechnet sich aus den Fahrwiderständen ein vom Verbrennungsmotor abgerufenes Drehmoment. Gemeinsam mit der dazugehörigen Drehzahl des Verbrennungsmotors ergibt sich der vorliegende Lastpunkt innerhalb des Motorkennfelds. Diesem Lastpunkt lässt sich ein spezifischer Wirkungsgrad bzw. Verbrauch zuordnen, der angibt, wieviel Energie in Form von Kraftstoff eingesetzt werden muss, um eine bestimmte Menge an nutzbarer, mechanischer Energie zu erhalten.

Der Kältemittelverdichter der Klimaanlage wird über einen Riementrieb direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben. Das durch den Verdichter verursachte, zusätzliche Drehmoment wird unter Berücksichtigung der entsprechenden Übersetzung des Riementriebs zu dem durch die Fahrwiderstände verursachten Drehmoment hinzuaddiert, wodurch sich der Lastpunkt des Verbrennungsmotors entsprechend verändert. Das Drehmoment bzw. die Leistung des Verdichters wird als Ausgangsgröße des Kältemittelkreislaufmodells dem Motormodell übergeben. Die elektrische Leistung der Klimaanlage, die über den Generator bezogen wird, wird vernachlässigt. Dies ist in erster Näherung legitim, da der Energiebedarf der Klimaanlage zum größten Teil dem Kältemittelverdichter zugeordnet werden kann [Fri09].

Um den Energiebedarf der Klimaanlage zu errechnen, wird ein Vergleich zwischen zwei Lastpunkten vorgenommen. Der erste Lastpunkt wird bestimmt, in dem für den vorliegenden Fahrzustand die Klimaanlage ausgeschaltet wird. Der zweite Lastpunkt wird entsprechend bei gleichem Fahrzustand mit eingeschalteter Klimaanlage errechnet. Für die daraus resultierenden Lastpunkte und die abgerufenen Leistungen wird jeweils ein Kraftstoffverbrauch ermittelt. Die Differenz beider Kraftstoffverbräuche ist der Kraftstoffbedarf der Klimaanlage. Diese Vorgehensweise wird unter anderem ebenfalls in [Voß91] angewandt.

An dieser Stelle sei kurz auf [FGF+13] verwiesen, in welcher die Ausnutzung unterschiedlicher Lastpunkte bzw. Wirkungsgrade des Verbrennungsmotors zum Betrieb der Klimaanlage eingesetzt wird. Durch eine zeitliche Entkopplung von Energieerzeugung durch den Verbrennungsmotor und Energieverwendung durch das Klimasystem kann dessen Energieeffizienz gesteigert werden. Ein derartiger Ansatz wurde ebenfalls im Rahmen der Arbeit von Büchner [Büc08] am Beispiel des elektrischen Bordnetzes beschrieben. Die zeitliche Entkopplung von Energieerzeugung und –verwendung innerhalb des Klimasystems kann unter Berücksichtigung der gestellten Komfortanforderungen über einen kurzen Zeitraum durch Ausnutzung der thermischen Trägheit des Gesamtsystems erfolgen oder über einen längeren Zeitraum durch den Einsatz geeigneter Kältespeicher. Wie in [FGH+14] erläutert, sind je nach Fahrzeugtyp und Einsatzprofil des Fahrzeugs unterschiedliche Speicherarten und -größen sowie Integrationen innerhalb des Systems denkbar.

Der Einfluss der Motorabwärme auf das Kabinenklima wird im nachfolgenden Kapitel 5.5.3.6 zu dem Kabinenmodell diskutiert.

5.5.3.3 Submodell Klimakasten

Der Klimakasten stellt im realen Fahrzeug luftseitig die Schnittstelle zwischen Umgebungs- und Kabinenluft dar. Über den Verdampfer und den Heizungswärmeübertrager besitzt der Klimakasten eine Schnittstelle zum Kältemittelkreislauf der Klimaanlage und zum Kühlmittelkreislauf des Verbrennungsmotors. Dies ist analog in der Simulation abgebildet. Der Kühlmittelkreislauf ist in Abbildung 5.7 nicht explizit dargestellt, da im vorliegenden Fall lediglich die Kühlmitteltemperatur am Wärmeübertrager innerhalb des Klimakastens von Interesse ist, nicht aber der gesamte Kreislauf. Da das Versuchsfahrzeug über einen mit Thermostat geregelten Kühlmittelkreislauf verfügt, soll vereinfacht eine Kühlmitteltemperatur von 90°C angenommen werden. Der Kältemittelkreislauf ist dahingegen als separates Submodell innerhalb der Simulation dargestellt, da der sich einstellende Betriebspunkt entscheidenden Einfluss auf das gesamte Klimasystem hat.

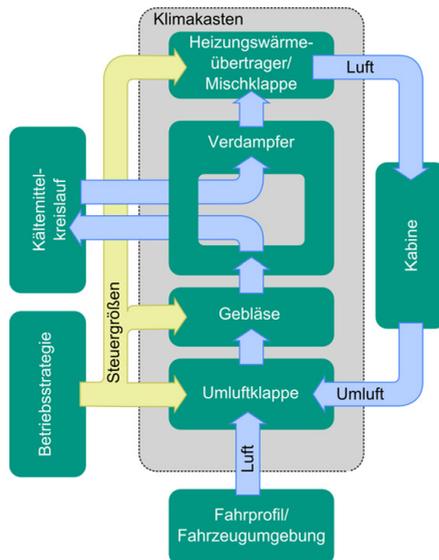


Abbildung 5.7:
Submodell des Klimakastens [FGW14]

Luft, die aus der Fahrzeugumgebung in den Klimakasten oder als Umluft aus der Kabine dem Klimakasten zurückgeführt wird, beinhaltet in Form von Energie- und Materialfluss die relevanten Informationen zu den Größen Lufttemperatur, -massenstrom, -feuchtigkeit und CO₂-Konzentration der Luft. Ob die Luft aus der Umgebung des Fahrzeugs oder der Kabine in den Klimakasten gelangt, wird über das Submodell der Umluftklappe gesteuert.

Die Informationen zum Luftzustand werden innerhalb des Klimakastens durch die Submodelle des Gebläses, des Verdampfers und des Heizungswärmeübertragers weiter verarbeitet, bevor sie dem Submodell der Kabine zugeführt werden. Entsprechend den thermodynamischen Gesetzen wird der Zustand der Luft im jeweiligen Submodell verändert und an das in Flussrichtung folgende Submodell übergeben.

Das Submodell der Umluftklappe hat dabei die Aufgabe in Abhängigkeit einer Vorgabe, die durch das Modell der Betriebsstrategie bereitgestellt wird, das Mischungsverhältnis von Umluft und Außenluft zu steuern. Entsprechend dieser Vorgabe werden die vorliegenden Luftzustände (Lufttemperatur, -feuchtigkeit und CO₂-Konzentration) von Außen- und Umluft nach einem allgemeinen Zusammenhang miteinander verrechnet [BK09].

$$Z''_{Ges} = Z'_1 \cdot (1 - a) + Z'_2 \cdot a \quad 5.10$$

Mit

Z''_{Ges}	Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit oder CO ₂ -Gehalt des gemischten Luftstroms	[°C] $\left[\frac{g}{kg}\right]$
Z'_1	Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit oder CO ₂ -Gehalt des Luftstroms 1; hier: Außenluftstrom	[°C] $\left[\frac{g}{kg}\right]$
Z'_2	Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit oder CO ₂ -Gehalt des Luftstroms 2; hier: Umluftstrom	[°C] $\left[\frac{g}{kg}\right]$
a	Mischungsverhältnis der beiden Luftströme; hier: rel. Umluftklappenstellung	[-]

Prinzipiell sind im Modell beliebige Mischungsverhältnisse durch Zwischenstellungen der Mischklappe denkbar. Die möglichen Stellungen der Mischklappe sind im Modell analog zum Fahrzeug so appliziert, dass die Klappe entweder vollständig geöffnet oder geschlossen ist.

Das Submodell des Gebläses übernimmt den Luftzustand nach dem Submodell der Umluftklappe und stellt den Luftmassenstrom ein, der durch den Klimakasten in die Kabine gelangt. Der Luftmassenstrom kann dabei entweder aus Messungen dem Modell direkt zur Verfügung gestellt oder über das Modell zur Betriebsstrategie vorgegeben werden. Das Modell der Betriebsstrategie berücksichtigt dabei den auftretenden Wertebereich des Luftmassenstroms, der aus Messungen über die Variation der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gebläsestufe ermittelt wurde, und bestimmt in Abhängigkeit der gewünschten und tatsächlich vorliegenden klimatischen Innenraumbedingungen den bereitzustellenden Luftmassenstrom. Innerhalb des Modells wird ein einziger Luftmassenstrom aus dem Klimakasten in die Kabine dargestellt. Die Modellierung einzelner Luftführungskanäle in den Innenraum ist nicht erforderlich, da die zu konditionierende Kabinenluft über ein Einschichtmodell umgesetzt ist (siehe Kapitel 5.5.3.6). Auf das Modell der Betriebsstrategie wird im nachfolgenden Kapitel 5.5.3.7 nochmals detailliert eingegangen.

Analog dem Aufbau eines realen Klimakastens folgt dem Gebläsemodell das Submodell des Verdampfers. Dieses Modell dient als Schnittstelle zum Modell des Kältemittelkreislaufs und wird innerhalb des Kapitels 5.5.3.4 im Detail beschrieben. Es übergibt den Zustand der Luft (Lufttemperatur, -feuchte und -massenstrom) am Eingang des Verdampfers an das Modell des Kältemittelkreislaufs. Innerhalb des Modells des Kältemittelkreislaufs wird der Zustand der Luft nach Verdampfer errechnet und an das Submodell des Verdampfers zurückgegeben.

Im Modell des Heizungswärmeübertragers sind sowohl der Wärmeübertrager als auch die Mischklappe, die den Luftstrom nach Verdampfer in zwei Ströme aufteilt und teilweise oder komplett am Heizungswärmeübertrager vorbeileiten kann, abgebildet. Der Zustand der Luft wird nachfolgend dem Modell der Kabine übergeben. Das Modell „Heizungswärmeübertrager/Mischklappe“ wird im Kapitel 5.5.3.5 noch näher beschrieben.

5.5.3.4 Submodell Kältemittelkreislauf

Das Kältemittel wird wie in Kapitel 4 beschrieben in einem geschlossenen Kreislauf bewegt und durchläuft dabei den Verdichter, den Kondensator, das Expansionsventil und den Verdampfer. Der Ausgleichsbehälter des Kreislaufs ist nicht explizit dargestellt. Bei dem Kältemittel handelt es sich um R134a. Die entsprechenden Stoffdaten sind [VDI06] und [LHM10] entnommen. Der Öl-Anteil innerhalb des Kältemittels wurde vernachlässigt. Das detaillierte Kältemittelkreislaufmodell wird zur Optimierung der Rechenzeit in ein Kennfeld überführt und in das Gesamtmodell eingebunden. Somit sind stationäre Betriebspunkte innerhalb kurzer Rechenzeit innerhalb des Gesamtmodells bestimmbar. Je nach Detaillierungsgrad der Komponenten des Kreislaufs sind verschiedene Ausgangsgrößen verfügbar. Die Eingangsgrößen sind über die Schnittstellen des Kreislaufs mit den anderen Systemen vorgegeben. Im Anhang II ist eine Tabelle mit den im Rahmen dieser Arbeit gewählten Ein- und Ausgangsgrößen des Kennfelds angegeben.

Den relevanten Ausgangsgrößen des Kennfelds, im vorliegenden Fall die Lufttemperatur nach Verdampfer, wird ein dynamisches Modell nachgeschaltet, das die transienten Temperaturverläufe der Luft nach Verdampfer während der Ein- und Ausschaltphase des Verdichters berücksichtigt. Zur Parametrisierung des Dynamikmodells wurden unterschiedliche Lufttemperaturen, -feuchten und -massenströme aus Messungen herangezogen. Diese Para-

metrisierung berücksichtigt sämtliche relevanten dynamischen Effekte, die den transienten Temperaturverlauf nach dem Verdampfer beeinflussen. Dies ist wichtig, um die Taktung des Verdichters, die durch den Vereisungsfühler am Verdampfer gesteuert wird, richtig darzustellen.

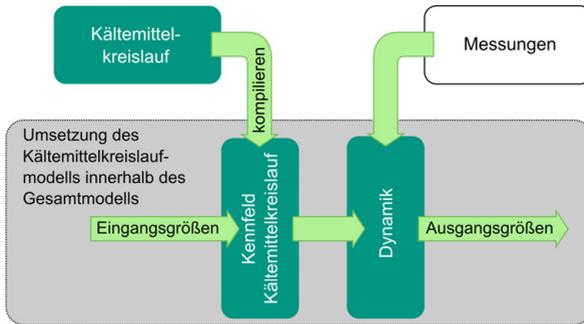


Abbildung 5.8:
Kältemittelkreislauf: Verknüpfung von Kennfeld und Dynamikmodell
(erweiterte Darstellung von [FGW14])

Michalek [Mic09] beschreibt in seiner Arbeit einen Ansatz zur Modellierung der Dynamik der Lufttemperatur nach Verdampfer, in dem vor- und nachgeschaltete Dynamikmodelle verwendet werden. Wichtige Einflussgrößen sind nach Michalek hierbei die Sollsaugdruckänderung am Verdichter, die durch ein vorgeschaltetes Übertragungsverhalten und einem nachgeschalteten, allgemeinen Übertragungsverhalten berücksichtigt wird, sowie die Lufttemperatur vor Verdampfer und der Luftmassenstrom über Verdampfer, die in das nachgeschaltete Übertragungsverhalten miteinfließen.

Die Sollsaugdruckänderung als einflussnehmende Größe kann im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt werden, da das Versuchsfahrzeug über einen Verdichter mit fixem Hubvolumen verfügt. Falls weitere dynamische Aspekte sowie Detailuntersuchungen an Komponenten des Kältemittelkreislaufs erforderlich sind, können

diese aus der Simulation des Kältekreislaufmodells direkt abgeleitet werden und in der Gesamtsimulation implementiert werden.

Das Modell des Klimakastens ist über die Ein- und Ausgangsgrößen des Verdampfermodells (siehe Abbildung 5.7) mit dem Kältemittelkreislaufmodell verbunden. Dieser Ansatz ist ähnlich zu Schmidt [Sch03], unterscheidet sich aber darin, dass das Kältemittelkreislaufmodell nicht fortlaufend durchgerechnet wird, sondern als Kennfeld bereits im Vorfeld für die stationären Betriebspunkte des Kreislaufs einmalig errechnet wird.

Über die Ausgangsgrößen des Verdichters ist das Kältemittelkreislaufmodell mit dem Antriebsstrangmodell vernetzt. Nachfolgend wird auf die Modellierung der einzelnen Komponenten des Kältemittelkreislaufs näher eingegangen. Im Anhang III ist eine Übersicht zu der Vernetzung unter Angabe der Ein- und Ausgangsgrößen der einzelnen Teilmodelle des Kältemittelkreislaufs zu finden.

Die Abstimmung des Komplexitätsgrads des Kennfelds und seiner Komponenten richtet sich nach der vorliegenden Entwicklungsaufgabe.

5.5.3.4.1 Verdichter

Der Verdichter fördert Kältemittel von der Nieder- auf die Hochdruckseite des Kreislaufs und wird im Rahmen dieser Arbeit durch mathematische Zusammenhänge und Kennfelder zu dem volumetrischen Wirkungsgrad und der Antriebsleistung modelliert. Die entsprechenden Kennfelder basieren auf Daten des Herstellers [DD12] und eigens durchgeführten Messungen am Gesamtfahrzeug.

Für den geförderten Volumen- und Massenstrom lassen sich folgende Zusammenhänge aufstellen:

$$\dot{V}_{R,C} = \eta_V (\Delta p_{R,C}, n_C) \cdot V_h \cdot n_C \quad 5.11$$

$$\dot{m}_{R,C} = \rho'_{R,C}(p'_{R,C}, T'_{R,C}) \cdot \dot{V}_{R,C} \quad 5.12$$

Mit

$\dot{V}_{R,C}$	Kältemittelvolumenstrom des Verdichters	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$
$\eta_V (\Delta p_{R,C}, n_C)$	Volumetrischer Wirkungsgrad	[-]
$\Delta p_{R,C}$	Druckänderung des Kältemittels durch Verdichter	[Pa]
n_C	Drehzahl des Verdichters	$\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$
V_h	Gesamthubvolumen (pro Umdrehung)	$[\text{cm}^3]$
$\dot{m}_{R,C}$	Kältemittelmassenstrom des Verdichters	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
$\rho'_{R,C}(p'_{R,C}, T'_{R,C})$	Dichte des Kältemittels in der Einlasskammer des Verdichters (Saugdichte)	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
$p'_{R,C}$	Druck des Kältemittels in der Einlasskammer des Verdichters	[Pa]
$T'_{R,C}$	Temperatur des Kältemittels in der Einlasskammer des Verdichters	[K]

Für den volumetrischen Wirkungsgrad kann unter Berücksichtigung der vorliegenden Kennfelder und Messungen in erster Näherung eine Abhängigkeit allein von der Druckdifferenz des Kältemittels über den Verdichter bzw. bei nahezu gleichem Saugdruck alleine vom Hochdruck hinter dem Verdichter angenommen werden. Der errechnete Massenstrom ist Eingangsgröße in das Kältemittelverteilungsmodell.

Durch die Verdichtung des Kältemittels entsteht Kompressionswärme. Neben diesem Effekt gibt es noch weitere Mechanismen, die zu einer Erwärmung des Kältemittels führen können, wie z.B.

die Reibungswärme aufgrund der Kolbenbewegung. Mit Hilfe eines Koeffizienten, der aus den durchgeführten Messreihen dieser Arbeit ermittelt wurde, lässt sich folgender Zusammenhang für die Temperaturänderung des Kältemittels über den Verdichter aufstellen:

$$\Delta T_R = \mu \cdot \Delta p_R \quad 5.13$$

Mit

ΔT_R	Temperaturänderung des Kältemittels	[K]
μ	Erwärmungskoeffizient	$\left[\frac{\text{K}}{\text{Pa}}\right]$
Δp_R	Druckänderung des Kältemittels	[Pa]

In diesem Zusammenhang sind die auftretenden Wärmeübergänge zwischen Kältemittel und Verdichter sowie der thermische Einfluss der Saugleitung auf die Eingangstemperatur des Kältemittels in den Verdichter berücksichtigt. Unter Berücksichtigung dieser Temperaturänderung des Kältemittels wird die Austrittstemperatur des Kältemittels am Verdichter bestimmt. Die Austrittstemperatur des Kältemittels am Verdichter ist wiederum Eingangsgröße in das Modell des Kondensators.

Die Antriebsleistung des Verdichters lässt sich auf Grundlage von Messungen des Herstellers [DD12] und eigens durchgeführten Messungen vereinfacht über den Hochdruck am Verdichterausgang und die Verdichterdrehzahl beschreiben. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls in Form eines Kennfelds im Modell hinterlegt.

Das Verdichtermodell errechnet somit den Kältemittelmassenstrom, die Austrittstemperatur und Saugdichte des Kältemittels sowie die Antriebsleistung des Verdichters.

5.5.3.4.2 Kondensator

Der Kondensator kühlt und verflüssigt das vom Verdichter kommende überhitzte und gasförmige Kältemittel. Die Abkühlung des Kältemittels innerhalb des Kondensators kann wie in Abbildung 5.9 dargestellt in Abhängigkeit der vorliegenden Phase des Kältemittels in insgesamt drei Bereiche unterteilt werden. Zunächst wird das gasförmige Kältemittel bis zum Erreichen der Taulinie im ersten Bereich des Kondensators abgekühlt. Danach schließt sich das Zweiphasengebiet des Kältemittels als zweiter Bereich an, in welchem das Kältemittel trotz Wärmeabfuhr an die Luft, die über den Kondensator strömt, seine Temperatur solange beibehält bis die Siedelinie des Kältemittels erreicht ist. Ab hier schließt sich der dritte Bereich des Kondensators an, in dem das flüssige Kältemittel unterkühlt wird.

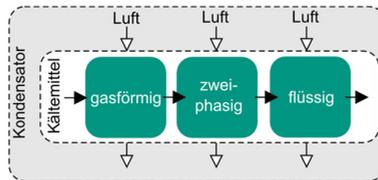


Abbildung 5.9:
Darstellung der luft- und kältemittelseitigen Phasen der Fluide am Kondensator

Eine Unterteilung des Kondensators in diese drei Bereiche mit unterschiedlichen Phasen des Kältemittels ist erforderlich, da für die Modellierung des Wärmeübertragers die unter anderem vom Aggregatzustand abhängige Wärmekapazität des Kältemittels entscheidend ist.

Bei dem im Versuchsfahrzeug verbauten Kondensator handelt es sich um einen Kreuzstromwärmeübertrager. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Wärmeübertrager in Form einer Aneinanderreihung mehrerer Kreuzstromwärmeübertrager (nachfolgend als

Teilwärmeübertrager bezeichnet) modelliert, um die lokale Lage der Phasengrenzen des Kältemittels hinreichend genau berücksichtigen zu können. Für die einzelnen Teilwärmeübertrager wurden entsprechend der real vorliegenden Durchströmung des Kreuzstromwärmeübertragers luftseitig die gleichen Eingangsbedingungen festgelegt. In Anlehnung an die Modellierung des Verdampfers wurde der Kondensator in insgesamt 144 Teilwärmeübertrager aufgeteilt (siehe hierzu auch Kapitel 5.5.3.4.3).

Für jeden Teilwärmeübertrager werden die vorliegenden Austrittstemperaturen der beteiligten Medien mit Hilfe des in der Literatur bekannten NTU-Verfahrens (NTU: Number of Transfer-Units) für Kreuzstromwärmeübertrager bestimmt [VDI06]. Das NTU-Verfahren ist unter anderem in [BS10] detailliert beschrieben, weswegen an dieser Stelle nicht im Detail auf das Verfahren eingegangen wird und auf die entsprechende Quelle verwiesen wird. Nachfolgende Grundgleichungen wurden [BS10] und [VDI06] entnommen.

Für die dimensionslosen Temperaturänderungen der beiden Fluide gilt:

$$\varepsilon_L = \frac{\vartheta'_L - \vartheta''_L}{\vartheta'_L - \vartheta'_R} \quad \varepsilon_R = \frac{\vartheta''_R - \vartheta'_R}{\vartheta'_L - \vartheta'_R} \quad 5.14$$

Mit

ε_i	Dimensionslose Temperaturänderung des jeweiligen Fluids ($i = L, R$)	[-]
ϑ_i	Temperatur des jeweiligen Fluids ($i = L, R$) am Ein- bzw. Austritt des Wärmeübertragers	[K]

Der Wärmekapazitätsstrom ist definiert als:

$$\dot{W}_i = c_i \cdot \dot{m}_i \quad \text{für } i = L, R \quad 5.15$$

Mit

\dot{W}_i	Wärmekapazitätsstrom des jeweiligen Fluids ($i = L, R$)	$\left[\frac{\text{W}}{\text{K}}\right]$
c_i	Spezifische Wärmekapazität des jeweiligen Fluids ($i = L, R$)	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$
\dot{m}_i	Massenstrom des jeweiligen Fluids ($i = L, R$)	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

Weiter ist das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme definiert als:

$$C_L = \frac{\dot{W}_L}{\dot{W}_R} = \frac{1}{C_R} \quad 5.16$$

Aus dem Verhältnis der Übertragungsfähigkeit und dem Wärmekapazitätsstrom ergibt sich die "Number of Transfer-Units (NTU)" (siehe Gleichung 5.17). Nach [BS10] wird diese auch als dimensionslose oder bezogene Übertragungsfähigkeit bezeichnet.

$$NTU_i = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_i} \quad \text{für } i = L, R \quad 5.17$$

Mit

NTU_i	Dimensionslose Übertragungsfähigkeit des jeweiligen Fluidstroms ($i=L, R$)	$[-]$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}\right]$
A	Übertragungsfläche	$[\text{m}^2]$

Darüber hinaus gilt folgender Zusammenhang:

$$\frac{1}{C_R} = \frac{\varepsilon_R}{\varepsilon_L} = \frac{NTU_R}{NTU_L} \quad 5.18$$

Für einen Kreuzstromwärmeübertrager mit einer Rohrreihe gilt:

$$\varepsilon_R = 1 - \exp \left[\frac{\exp(-C_R \cdot NTU_R) - 1}{C_R} \right] \quad 5.19$$

Aus den zuvor genannten Gleichungen 5.14 bis 5.19 folgt:

$$\vartheta_R'' = \vartheta_R' + (\vartheta_L' - \vartheta_R') \cdot \left(1 - \exp \left(\frac{\exp \left(-\frac{k \cdot A}{c_L \cdot \dot{m}_L} \right) - 1}{\frac{c_R \cdot \dot{m}_R}{c_L \cdot \dot{m}_L}} \right) \right) \quad 5.20$$

$$\vartheta_L'' = \vartheta_L' + (\vartheta_R' - \vartheta_L') \cdot \frac{c_R \cdot \dot{m}_R}{c_L \cdot \dot{m}_L} \cdot \left(1 - \exp \left(\frac{\exp \left(-\frac{k \cdot A}{c_L \cdot \dot{m}_L} \right) - 1}{\frac{c_R \cdot \dot{m}_R}{c_L \cdot \dot{m}_L}} \right) \right) \quad 5.21$$

Um aus Gleichung 5.20 und 5.21 die Austrittstemperaturen der beiden Medien bestimmen zu können, müssen die jeweiligen Wärmekapazitätsströme und die Übertragungsfähigkeit bekannt sein oder aus geeigneten Messdaten hergeleitet werden. Unter der Übertragungsfähigkeit des Wärmeübertragers ist dabei das Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient und Übertragungsfläche des Wärmeübertragers zu verstehen. In der Regel wird die Übertragungsfähigkeit des Wärmeübertragers als eine Apparatekonstante angesehen. Hierbei wird angenommen, dass der Wärmeüber-

gangskoeffizient an jeder Stelle des Wärmeübertragers konstant ist [BS10]. Daher kann die Wärmeübertragungsfähigkeit des gesamten Wärmeübertragers durch die Anzahl der Teilwärmeübertrager geteilt werden. Hieraus ergibt sich die Übertragungsfähigkeit eines einzelnen Teilwärmeübertragers.

Der Wärmekapazitätsstrom der Luft lässt sich über die vorliegende Wärmekapazität der Luft (u.a. abhängig von der Luftfeuchte) und den Anteil des Luftmassenstroms für einen Teilwärmeübertrager bestimmen. Die Materialeigenschaften feuchter Luft wurden dabei [Bus02, VDI06] entnommen.

Für die Bestimmung des Wärmekapazitätsstroms des Kältemittels ist zunächst zu ermitteln, in welchem Bereich des Kondensators sich der betrachtete Teilwärmeübertrager befindet bzw. in welcher Phase das Kältemittel innerhalb des betrachteten Teilwärmeübertragers vorliegt. Hierzu wird zusätzlich zur Kältemitteltemperatur am Austritt des betrachteten Teilwärmeübertragers die Enthalpie des Kältemittels berechnet. Über die Enthalpie und den vorliegenden Kältemitteldruck am Eingang des jeweiligen Teilwärmeübertragers kann bestimmt werden, in welcher Phase das Kältemittel vorliegt und welchen Bereich des Kondensators (siehe Abbildung 5.9) der betrachtete Teilwärmeübertrager zugeordnet werden kann.

Im einphasigen Bereich des Kältemittels ist die Wärmekapazität aus der vorliegenden Temperatur und dem vorliegenden Druck des Kältemittels zu bestimmen. Im zweiten Bereich des Kondensators, der das Zweiphasengebiet des Kältemittels beinhaltet, ändert sich bei isobarem Wärmeübertrag die Temperatur des Kältemittels nicht. Da aber innerhalb des Kondensators Druckverluste auftreten, verändert sich im Zweiphasengebiet die Kältemitteltemperatur bzw. Phasenübergangstemperatur des Kältemittels. Die Druckverluste werden hierbei analog zu denen der Saugleitung modelliert (siehe Kapitel 5.5.3.4.5).

Um die bei dem Phasenwechsel abgegebene Wärme für das Zweiphasengebiet berücksichtigen zu können, wird für das Kältemittel im zweiten Bereich eine mittlere spezifische Wärmekapazität definiert [BS10]:

$$\bar{c}_{PW,R,K} = \frac{h_{Taulinie,R}(p'_{R,K}) - h_{Siedelinie,R}(p''_{R,K})}{\vartheta_{Taulinie,R}(p'_{R,K}) - \vartheta_{Siedelinie,R}(p''_{R,K})} \quad 5.22$$

Mit

$\bar{c}_{PW,R,K}$	Mittlere spezifische Wärmekapazität des Kältemittels während des Phasenwechsels	$[\frac{J}{kg \cdot K}]$
$h_{Taulinie,R}$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels an der Taulinie	$[\frac{J}{kg}]$
$h_{Siedelinie,R}$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels an der Siedelinie	$[\frac{J}{kg}]$
$\vartheta_{Taulinie,R}$	Temperatur des Kältemittels an der Taulinie	$[^{\circ}C]$
$\vartheta_{Siedelinie,R}$	Temperatur des Kältemittels an der Siedelinie	$[^{\circ}C]$

Für die kältemittelseitige Betrachtung ist für den Kondensator die Vernetzung der Teilwärmeübertrager als Reihenschaltung anzusehen. Somit sind die Ausgangszustände des Kältemittels gleichzeitig Eingangszustände des Kältemittels in den darauffolgenden Teilwärmeübertrager.

Luftseitig ist die Vernetzung der Teilwärmeübertragung als eine Parallelschaltung anzusehen (siehe Abbildung 5.10). Daraus ergibt sich, dass alle Teilwärmeübertrager die gleichen Luftzustände am Eingang aufweisen.

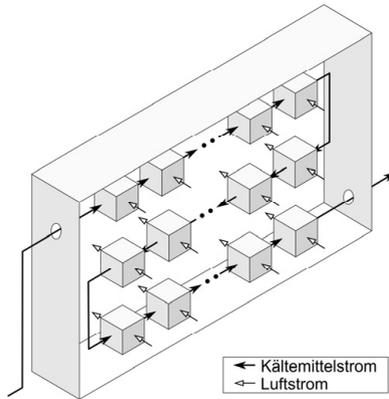


Abbildung 5.10:
Kältemittel- und luftseitige Verschaltung der Teilwärmeübertrager im
Kondensator

Zusätzlich wird im Kondensatormodell das von dem gasförmigen Kältemittel belegte Volumen sowie der Anteil an gasförmiger Kältemittelmasse bestimmt. Hierzu wird die Anzahl der Teilwärmeübertrager ermittelt, die Kältemittel im überhitzten oder zweiphasigen Zustand beinhalten. Es wird weiterhin angenommen, dass in der gasförmigen Phase des Kältemittels der Massenanteil an gasförmigen Kältemittel 100% und in der flüssigen Phase des Kältemittels 0% beträgt. Über das Zweiphasengebiet wird angenommen, dass sich der Massenanteil an gasförmigem Kältemittel aufgrund einer konstanten Wärmeabfuhr linear ändert, so dass sich in diesem Gebiet eine Massenverteilung von jeweils 50% ergibt. Mit dem bekannten Gesamtvolumen des Kondensators und den vorliegenden Dichten des Kältemittels wird über die zuvor ermittelte Anzahl an Teilwärmeübertragern das Volumen an gasförmigen Kältemittel innerhalb des Kondensators bestimmt.

Als Ausgangsgröße des Kondensatormodells werden die Temperatur und der Druck des Kältemittels am Kondensatorausgang, die Massenanteile von gasförmigen und flüssigen Kältemittel sowie

das Volumen und die mittlere Temperatur des gasförmigen Kältemittels innerhalb des Kondensators ausgegeben.

5.5.3.4.3 Verdampfer

Der Verdampfer entzieht dem Luftstrom Wärme. Unterschreitet die Lufttemperatur den Taupunkt, kondensiert Wasser am Verdampfer aus der Luft aus. Luftseitig können aufgrund der möglichen Kondensation insgesamt zwei Phasen auftreten. Das Kältemittel durchläuft am Verdampfer das zweiphasige Nassdampfgebiet bis zur gasförmigen Phase. Kältemittelseitig kann der Verdampfer in nur zwei Bereiche mit unterschiedlichen Kältemittelphasen eingeteilt werden, da im Gegensatz zum Kondensator kein unterkühltes Kältemittel im Verdampfer vorliegt (siehe Abbildung 5.11).

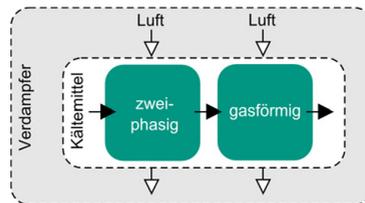


Abbildung 5.11:
Darstellung der kältemittelseitigen Phasen im Verdampfer

Bei dem im Versuchsfahrzeug verbauten Verdampfer handelt es sich um einen Kreuzgegenstromwärmeübertrager. Analog zum Kondensator wird der Verdampfer in Teilwärmeübertrager unterteilt, auf welche das NTU-Verfahren für Kreuzstromwärmeübertrager angewandt wird. Durch den vom Kondensator abweichenden Aufbau des Verdampfers ergibt sich allerdings eine andere Verschaltung der einzelnen Teilwärmeübertrager untereinander (siehe Abbildung 5.12).

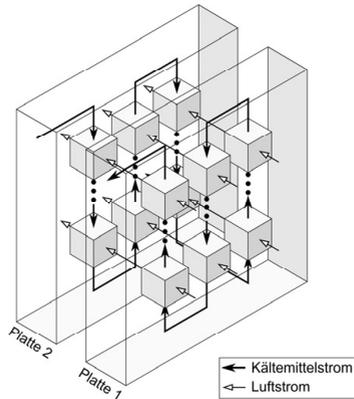


Abbildung 5.12:
Kältemittel- und luftseitige Verschaltung der Teilwärmeübertrager im Verdampfer

Der Verdampfer besteht aus zwei Platten, die luftseitig nacheinander durchströmt werden. Durch diese zwei Platten des Verdampfers kann dieser in zwei Ebenen aufgeteilt werden. Dabei wird zwischen der dem Lufteintritt zugewandten Platte 1 und der in Strömungsrichtung der Luft dahinterliegenden Platte 2 unterschieden. Analog zum Kondensator werden für die Teilwärmeübertrager der Platte 1 die gleichen luftseitigen Eingangsbedingungen angenommen. Die luftseitigen Ausgangsbedingungen des jeweiligen Teilwärmeübertragers sind wiederum Eingangsbedingungen in den in Luftströmungsrichtung direkt dahinter liegenden Teilwärmeübertrager der Platte 2 (siehe Abbildung 5.12).

Aufgrund der Kältemittelführung innerhalb des Verdampfers ergeben sich für die zwei Platten insgesamt sechs Rohrabschnitte. Diese Rohrabschnitte werden jeweils in 24 Teilwärmeübertrager unterteilt. Somit ergeben sich für den gesamten Verdampfer insgesamt 144 Teilwärmeübertrager.

Anders als bei dem Kondensator ist eine mögliche Kondensation der Luftfeuchte am Verdampfer zu berücksichtigen. Hierzu wird jeder Teilwärmeübertrager in zwei Segmente unterteilt. Dabei berücksichtigt das erste Segment den Luftzustand, bei welchem noch keine Kondensation auftritt und das zweite Segment den Luftzustand mit Kondensation. Die beiden Segmente sind luftseitig in Reihe und kältemittelseitig parallel geschaltet. Je nach Luftzustand an dem jeweiligen Teilwärmeübertrager können diese beiden Segmente unterschiedlich groß, gegebenenfalls sogar funktionslos, sein.

Zur Bestimmung der Größenverhältnisse dieser beiden Segmente wird zunächst für den jeweiligen Teilwärmeübertrager aus dem Eingangszustand der Luft (Temperatur und Feuchte) die isobare Wärmekapazität der Luft bestimmt. Über die Gleichung 5.21 wird mit dieser Wärmekapazität die Ausgangslufttemperatur $\hat{\vartheta}_L''$ und daraus bei einem konstant angenommenen Wassergehalt die Ausgangsenthalpie der Luft \hat{h}_L'' errechnet. Durch Vergleich der Ausgangsenthalpien der Luft mit der Sättigungsenthalpie kann ermittelt werden, ob Feuchtigkeit aus der Luft auskondensiert. Dabei kondensiert Feuchtigkeit aus der Luft aus, wenn die Ausgangsenthalpie unterhalb der Sättigungsenthalpie liegt. Die relative Lage der Phasengrenze bzw. die Anteile der beiden Segmente am gesamten Teilwärmeübertrager ergeben sich aus dem Verhältnis der Enthalpiedifferenzen nach Gleichung 5.23. Die entsprechenden Werte für feuchte Luft wurden dabei [Bus02] entnommen.

$$G_{Segment\ 1} = \max\left(0, \min\left(\frac{h'_L - h_{Siedelinie,L}}{h'_L - \hat{h}_L''}, 1\right)\right) \quad 5.23$$

$$G_{Segment\ 2} = 1 - G_{Segment\ 1} \quad 5.24$$

Mit

$G_{Segment\ i}$	Größenverhältnis des jeweiligen Segments zur Gesamtgröße des Teilwärmeübertragers	[-]
h_L	Spezifische Enthalpie der Luft	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$
\hat{h}_L	Spezifische Enthalpie der Luft bei konstant angenommenen Wassergehalt	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$
$h_{Siedelinie,L}$	Spezifische Enthalpie der Luft an der Siedelinie	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$

Die mittlere Wärmekapazität der Luft wird am ersten Segment analog Gleichung 5.36 sowie über die Materialeigenschaften feuchter Luft nach [Bus02] und am zweiten Segment entsprechend nach Gleichung 5.25 bestimmt.

$$\bar{c}_{p,L,Segment\ 2} = \left. \frac{\partial h_{Siedelinie,L}}{\partial \vartheta} \right|_{\vartheta=\hat{\vartheta}_L} \quad 5.25$$

Mit

$\bar{c}_{p,L,Segment\ 2}$	Mittlere spezifische Wärmekapazität der Luft am zweiten Segment bei konstantem Druck von 1 bar	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$
$h_{Siedelinie,L}$	Spezifische Enthalpie der Luft an der Siedelinie	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$
$\hat{\vartheta}_L''$	Lufttemperatur am Ausgang des Teilwärmeübertragers bei konstant angenommenen Wassergehalt	$[\text{°C}]$

Entsprechend der kältemittelseitigen Parallelschaltung dieser beiden Segmente werden die Übertragungsfähigkeit und der Kältemittelmassenstrom anteilig aufgeteilt. Die kältemittelseitigen Ausgangsbedingungen (Temperatur und Enthalpie) des jeweiligen Segments werden jeweils zu einem gewichteten Mittelwert verrechnet. Diese Werte werden an den nachfolgenden Teilwärmeübertrager als Eingangsgrößen übergeben.

Aus den resultierenden Ausgangsgrößen der Luft aller Teilwärmeübertrager der zweiten Platte wird ein über den gesamten Verdampfer gemittelter Ausgangszustand der Luft (Temperatur und Feuchte) bestimmt.

Zusätzlich wird im Verdampfermodell das von dem gasförmigen Kältemittel belegte Volumen sowie der Anteil an gasförmiger Kältemittelmasse analog zum Kondensatormodell bestimmt. Darüber hinaus werden die Druckverluste innerhalb des Verdampfers wie im Kondensator analog zu der Saugleitung modelliert (siehe Kapitel 5.5.3.4.5).

Als Ausgangsgrößen des Verdampfermodells wird die Lufttemperatur und -feuchtigkeit nach Verdampfer, die Temperatur und der Druck des Kältemittels nach Verdampfer, der Massenanteil von gasförmigen und flüssigen Kältemittel, das Volumen und die mittlere Temperatur des gasförmigen Kältemittels berechnet.

5.5.3.4.4 Expansionsventil

Der Öffnungsquerschnitt des Ventils wird unter Berücksichtigung eines Kennfelds des Zulieferers [Ege14], das den Ventilhub in Abhängigkeit von Druck und Temperatur des Kältemittels am Verdampferausgang beschreibt, ermittelt. Näherungsweise wird von einem linearen Zusammenhang zwischen dem Öffnungsquerschnitt und dem Ventilhub ausgegangen. Unter Berücksichtigung der Bernoulli-Gleichung lässt sich der Massenstrom errechnen:

$$\dot{m}_{R,E} = c_{Geo} \cdot A_{Geo,E}(T''_{R,V}, p''_{R,V}) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho''_{R,K} \cdot \Delta p_{R,E}} \quad 5.26$$

Mit

c_{Geo}	Strömungsfaktor am Ventilsitz	[-]
$A_{Geo,E}$	Geometrischer Öffnungsquerschnitt	[m ²]
$T''_{R,V}$	Temperatur des Kältemittels am Verdampferausgang	[K]
$p''_{R,V}$	Druck des Kältemittels am Verdampferausgang	[Pa]
$\rho''_{R,K}$	Dichte des Kältemittels nach Kondensator	[$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]
$\Delta p_{R,E}$	Druckdifferenz des Kältemittels vor und nach Expansionsventil	[Pa]

Der Strömungsfaktor berücksichtigt dabei die Geometrie des Ventils sowie den Strömungseinfluss an der Ventilöffnung und wird empirisch ermittelt.

Der auf diese Weise ermittelte Massenstrom über das Expansionsventil ist Eingangsgröße in das Kältemittelverteilungsmodell. Darüber hinaus wird innerhalb des Modells des Expansionsventils der Dampfgehalt x_R des Kältemittels am Verdampfereingang berechnet. Dazu wird das Kältemittel vom Zustand nach Kondensator isenthalp auf den Verdampfereingangsdruck gedrosselt.

$$x_R = \frac{(h''_{R,K}(p''_{R,K}, T''_{R,K}) - h_{Siedelinie,R}(p'_{R,V}))}{(h_{Taulinie,R}(p''_{R,V}) - h_{Siedelinie,R}(p'_{R,V}))} \quad 5.27$$

Mit

x_R	Dampfgehalt des Kältemittels	[-]
$h''_{R,K}(p''_{R,K}, T''_{R,K})$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels am Kondensatorausgang	$[\frac{J}{kg}]$
$h_{Siedelinie,R}(p'_{R,V})$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels an der Siedelinie unter Annahme des Drucks am Verdampfereingang	$[\frac{J}{kg}]$
$h_{Taulinie,R}(p''_{R,V})$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels an der Taulinie unter Annahme des Drucks am Verdampferausgang	$[\frac{J}{kg}]$

5.5.3.4.5 Saugleitung

Betrachtet man die Verbindungsleitungen zwischen den einzelnen Komponenten des Kreislaufs können die Leitungen des Hochdruckbereichs aufgrund ihrer kurzen Längen und der geringen Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels hinsichtlich eines Druckverlustes in guter Näherung vernachlässigt werden. So wird auch in [KCM13] unter Berücksichtigung von Messdaten erwähnt, dass eine Zustandsänderung des Kältemittels lediglich in der Saugleitung einen relevanten Einfluss hat. Im Niederdruckbereich hat die Saugleitung aufgrund ihrer Leitungslänge und der hohen Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels einen entscheidenden Einfluss auf die sich einstellenden Größen am Verdichtereingang. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit wird durch die geringe Kältemitteldichte und der vorausgesetzten Massenkonservierung verursacht. Die ausschlaggebende Größe stellt der Druckabfall in der Saugleitung dar, der in linearer Näherung wie folgt modelliert wird [OBD09]:

$$\Delta p_{R,Saug} = b \cdot \dot{V}_R = b \cdot \frac{\dot{m}_{R,C}}{\rho''_{R,V}} \quad 5.28$$

Mit

b	Koeffizient	$\left[\frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}^3}\right]$
\dot{V}_R	Volumenstrom des Kältemittels	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$
$\dot{m}_{R,C}$	Kältemittelmassenstrom durch den Verdichter	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
$\rho''_{R,V}$	Dichte des Kältemittels am Verdampferausgang	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Der Koeffizient b wurde dabei mit Hilfe der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messreihen und unter Berücksichtigung des Liefergradkennfelds des Verdichters ermittelt.

5.5.3.4.6 Kältemittelverteilungsmodell

Das Kältemittelverteilungsmodell verknüpft die vorgenannten Submodelle, indem für einen beliebigen Zeitpunkt die Verteilung der Kältemittelmasse auf den Hoch- und Niederdruckbereich des Kreislaufs bestimmt wird. Aus dieser Verteilung werden wie nachfolgend beschrieben die noch unbekanntenen Kältemitteldrücke der Wärmeübertrager ermittelt. Dabei stellen der Verdichter (genauer die Schnittstelle zwischen Einlass- und Auslasskammer) und das Expansionsventil die Trennstellen zwischen Hoch- und Niederdruckbereich dar. Über die Massenströme, die sich am Expansionsventil und am Verdichter ergeben, kann von einer beliebigen Massenverteilung ausgehend durch zeitliche Integration dieser Massenströme die Verteilung der Kältemittelmasse auf den Hoch- und Niederdruckbereich des Kreislaufs errechnet werden. Die entsprechenden Massenanteile des jeweiligen Bereichs werden nachfolgend weiter in die Bereiche mit unterschiedlichen Phasen des Kältemittels unterteilt. Die Phasengrenze des Kältemittels ist im Wärmeübertrager des jeweiligen Bereichs

zu finden und wird im entsprechenden Wärmeübertragermodell bestimmt. Im eingeschwungenen Zustand stellt sich eine Kältemittelverteilung ein, die bei der Kennfelderstellung des Kreislaufs berücksichtigt wird. Die Gesamtmasse des im Kreislauf vorhandenen Kältemittels befindet sich primär in Komponenten, die flüssiges oder zweiphasig vorliegendes Kältemittel beinhalten. Der Anteil an Kältemittel in gasführenden Leitungen ist vernachlässigbar. Somit ist die Kältemittelmasse primär auf Kondensator, Verdampfer und Ausgleichsbehälter konzentriert. Dabei ist die im Ausgleichsbehälter vorliegende Masse vereinfacht in linearer Abhängigkeit zum Kältemitteldruck nach Kondensator modelliert.

Unter Berücksichtigung des Volumenanteils an gasförmigen Kältemittel im Kondensator und Verdampfer kann mit Hilfe der Zustandsgleichung von Peng-Robinson der vorliegende Druck in der gasförmigen Phase des Kältemittels bestimmt werden [VDI06]. Die zur Lösung dieser Gleichung erforderlichen Stoffwerte des Kältemittels R134a wie der azentrische Faktor, die kritische Temperatur und der kritische Druck wurden dabei [LHM10] entnommen. Im Falle des Kondensators entspricht der Druck in der gasförmigen Phase dem Eingangsdruck und für den Verdampfer ist auf diese Weise der Ausgangsdruck ermittelbar. Der entsprechende Druck am Ausgang bzw. Eingang des jeweiligen Wärmeübertragers wird innerhalb des jeweiligen Wärmeübertragermodells über den Druckverlust berechnet.

5.5.3.5 Submodell des Heizungswärmeübertragers/ Mischklappe

Das Modell des Heizungswärmeübertragers ist in das Submodell des Klimakastens eingegliedert. Der Wärmetauscher wird über den Kühlmittelkreislauf des Verbrennungsmotors mit heißem Wasser gespeist und erwärmt die durch ihn strömende Luft. Der Kühlmittelkreislauf stellt zum bereits vorgestellten Kältemittelkreislauf einen weiteren Kreislauf des Klimasystems dar. Aus

diesem Grund soll an dieser Stelle nochmals separat auf das Modell des Heizungswärmeübertragers eingegangen werden.

Das Versuchsfahrzeug verfügt über einen Kühlmittelkreislauf, der über ein Thermostat die Kühlmitteltemperatur auf 90 °C einregelt. Die Lufttemperatur nach Heizungswärmeübertrager wird mit Hilfe des NTU-Verfahrens für einen Gleichstromwärmeübertrager ohne Phasenwechsel der Fluide berechnet. [BS10, VDI06]

Das Kühlmittel ist ein Wasser-Glykol-Gemisch, für welches im Modell die entsprechende Wärmekapazität und eine Eintrittstemperatur von 90 °C berücksichtigt werden. Der Kühlmittelmassenstrom wird als konstant angenommen. Luftseitig wird der durch das Gebläsemodell vorgegebene Luftmassenstrom sowie die Lufteintrittstemperatur und die den Feuchtegehalt der Luft berücksichtigende Wärmekapazität der Luft mit einberechnet. Die Mischklappe nach Verdampfer teilt den Luftstrom in einen Strom über den Heizungswärmeübertrager und einen zweiten Strom, der an dem Wärmeübertrager vorbeigeleitet wird. In Anlehnung an die Funktionsweise der Klappe ist in der Simulation ein Modell implementiert, das in Abhängigkeit der Mischklappenstellung die Luftströme anteilig aufteilt. Diese Luftströme werden hinter dem Heizungswärmeübertrager über ein Luftmischungsmodell wieder zusammengeführt und ein neuer Zustand der Luft berechnet (siehe Gleichung 5.10), welcher in das Kabinenmodell gegeben wird.

5.5.3.6 Submodell Kabine

Das Kabinenmodell stellt Informationen über die sich einstellenden klimatischen Bedingungen im Innenraum bereit und ermöglicht somit eine ganzheitliche Betrachtung und Bewertung der Funktion des Klimasystems. Die Kabine wird innerhalb des Modells durch ein Kontrollvolumen abstrahiert. Innerhalb dieses Kontrollvolumens werden verschiedene Elemente berücksichtigt. Diese Elemente tauschen, wie in Abbildung 5.13 dargestellt, mit der Kabinenluft Energie- und teilweise Stoffströme aus.

Darüber hinaus werden über die Grenzen des Kontrollvolumens Luftströme betrachtet, die Energie- und Stoffströme transportieren.

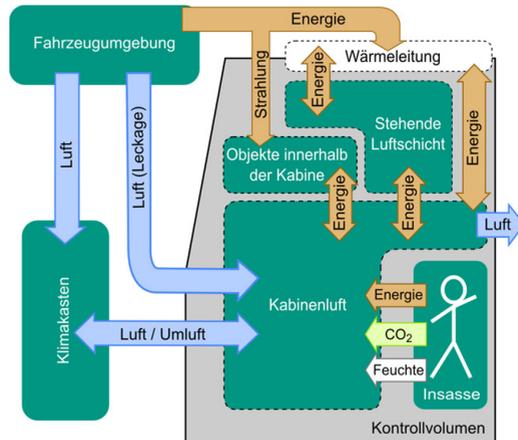


Abbildung 5.13:
Kontrollvolumen des Kabinenmodells (erweiterte Darstellung von [FGW14, Weiß13])

Die Wärmeinträge durch Strahlung und Konvektion an der Kabinenoberfläche (Wand- und Scheibenoberflächen) führen zu einer Änderung der jeweiligen Oberflächentemperatur. Der sich einstellende Temperaturgradient über die Wandung der Kabinengrenze führt zu einem Wärmeeintrag in den Innenraum durch Wärmeleitung. Die Kabine wird in die folgenden Teilflächen unterteilt:

Tabelle 2: Einteilung der Kabinenflächen

<i>Blechflächen</i>	<i>Scheibenflächen</i>
Kabinenboden	Frontscheibe
Front	Rechte Seitenscheibe
Rechte Fahrzeugseite	Linke Seitenscheibe
Linke Fahrzeugseite	
Rückwand	
Dach	

Die resultierende Oberflächentemperatur kann über eine Bilanzierung der Wärmeströme bzw. wie nachfolgend durchgeführt über die Wärmestromdichten unter Berücksichtigung der in [BS10] und [VDI06] angegebenen Zusammenhänge ermittelt werden (siehe Abbildung 5.14):

$$\varepsilon \cdot E_{\text{Ges,Fzg}} + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{L,\infty}^4 - T_W^4) + \alpha_{L \rightarrow W} \cdot (T_{L,\infty} - T_W) + k \cdot (T_{L,l} - T_W) = 0 \quad 5.29$$

Mit

ε	Emissionsgrad des jeweiligen Oberflächenmaterials	[-]
$E_{\text{Ges,Fzg}}$	Strahlungsintensität der Sonne auf das Fahrzeug (direkte und diffuse Strahlung)	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}]$
σ	Strahlungskonstante bzw. Stefan-Boltzmann-Konstante	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}]$
T_i	Temperatur an dem entsprechenden Ort i	[K]
$\alpha_{L \rightarrow W}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Luft und Material-/Wandungsoberfläche	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}]$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}]$

Dabei ist:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{W \rightarrow 1}} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{1}{\alpha_{i \rightarrow i+1}} + \frac{1}{\alpha_{n \rightarrow L,l}} \quad 5.30$$

Mit

$\alpha_{i \rightarrow i+1}$	Wärmeübergangskoeffizienten innerhalb der Wandung zwischen der Schicht i und der Schicht $i+1$ (der insgesamt n Schichten)	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}]$
$\alpha_{n \rightarrow L,l}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen der innenliegenden Wandungsoberfläche n und der Innenraumluft	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}]$

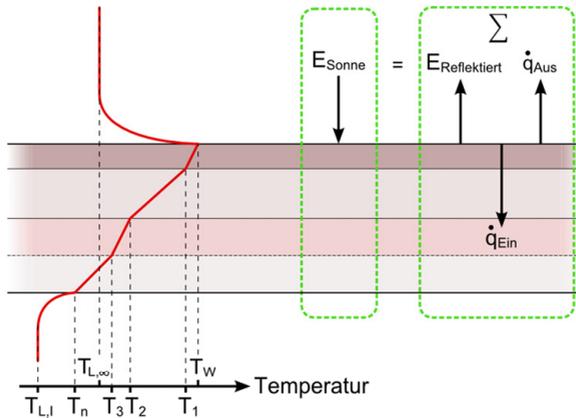


Abbildung 5.14

Darstellung zur Modellbildung der Wärmeleitung durch eine Wandung (Darstellung in Anlehnung an [FGF*13])

Zusätzlich zu der von der Kabinenoberfläche absorbierten Sonnenstrahlung gelangt Strahlung direkt über die Scheibenflächen in die Kabine und wird durch Objekte innerhalb der Kabine absorbiert. Diese Objekte stehen in der Realität sowohl mit der Innenraumluft als auch mit den angrenzenden Objekten über Wärmeleitung und Strahlung im Energieaustausch. Die Objekte werden innerhalb des Modells über thermische Massen modelliert. Dabei wurde nicht jedes einzelne Objekt im Detail umgesetzt, sondern die Objekte wurden zu insgesamt vier thermischen Massen mit unterschiedlichen Massen, Oberflächen, spezifischen Wärmekapazitäten und Wärmeleitfähigkeiten zusammengefasst. Zusätzlich berücksichtigt eine dieser thermischen Massen die Möglichkeit Strahlung des einfallenden Sonnenlichts zu absorbieren, um die durch die Scheiben, im speziellen die Frontscheibe, einfallende Strahlung auf das Armaturenbrett zu berücksichtigen. Die einfallende Strahlung der Sonne kann im Modell aus beliebigen Richtungen und Einfallswinkeln eingestellt werden. Die Gleichungen zur Berechnung der Sonnenhöhe (Elevation) wurden dabei [Bau10] und [Gro10] entnommen. Im Rahmen der nachfolgend

durchgeführten Simulation wurde die Sonneneinstrahlung durch die Frontscheibe mit einem Eintrittswinkel von 45 Grad zur Horizontalen angenommen. Dieser Winkel wurde in Anlehnung an die durchgeführten Messungen, wie in Kapitel 5.6.4.1 beschrieben, gewählt. Mit diesen Massen ist es möglich, die thermische Trägheit der Einbauten des Innenraums unter Berücksichtigung von Messungen für das vorliegende Versuchsfahrzeug nachzubilden. Der Strahlungsaustausch zwischen den einzelnen Objekten wurde dabei vernachlässigt. Der Wärmeeintrag durch diese Objekte wird analog zu dem zuvor beschriebenen Übertragungsverhalten von Wandungen (Gleichung 5.29) bestimmt. Dabei stellt T_∞ im Fall eines Objekts die Temperatur des Innenraums, in welchem sich das Objekt befindet, T_w die Oberflächentemperatur des Objekts und T_i die innere Temperatur des Objekts dar. Somit wird Wärme über Wärmeleitung, Wärmestrahlung und freie Konvektion an der Objektoberfläche mit der angrenzenden Luft ausgetauscht.

Der Energieeintrag durch die Insassen setzt sich aus Konvektion von der menschlichen Körperoberfläche an die Luft und aus Wärmeleitung und Strahlung an die den menschlichen Körper berührenden bzw. in der Umgebung sich befindenden Objekte sowie aus dem konvektiven Wärmeeintrag durch die Atemluft zusammen. Zusätzlich wird durch die Insassen CO_2 und Feuchte in die Kabine eingetragen. Zu dem Wärmeeintrag durch Insassen finden sich in der Literatur unterschiedliche Angaben. So gibt Recknagel et al. [RSS13] eine Wärmeabgabe von 115 W bis 125 W für einen arbeitenden Menschen in Abhängigkeit der Lufttemperatur an. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Wärmeeintrag durch einen Insassen in Höhe von 117 W angenommen, wie er in [Gro10] angegeben wird. Der CO_2 -Eintrag über die Atemluft der Insassen wird als konstanter Massenstrom in Höhe von $12,5 \cdot 10^{-3} \text{ g/s}$ für einen Insassen modelliert [Gro10]. Der Feuchteintrag über die Hautoberfläche und den Atem wurde entsprechend nach Angaben von [RSS13] und [Gro10] temperaturabhängig im Modell dargestellt.

Durch den von einem PKW abweichenden Aufbau des Chassis und der Karosserie eines LKWs sind zusätzliche Elemente für das Kabinenmodell zu berücksichtigen. So stellt sich aufgrund der hohen Kabine unterhalb des Dachs eine nahezu stehende Luftschicht ein. Diese wird von der Luftzirkulation in der Kabine, die durch das Fahrzeuggebläse erzeugt wird, nicht erreicht und kann deshalb wie ein Luftpolster betrachtet werden. Diese Luftschicht unterhalb des Kabinendachs wird als konstantes Luftvolumen mit einer umlaufenden Grenzschicht angenommen und steht innerhalb der Modellbildung durch Wärmeleitung zur Dachfläche und zur Grenzschicht der restlichen Kabinenluft im Energieaustausch (siehe Abbildung 5.13). Alle anderen Kabinenflächen (siehe Tabelle 2) stehen im Energieaustausch mit der restlichen Kabinenluft.

Bei den in Europa üblichen Frontlenker-LKW ist konventionell die Motorlage unterhalb der Kabine, so dass ein möglicher Wärmeeintrag in die Kabine durch die Abwärme des Verbrennungsmotors in Erwägung zu ziehen ist. Die Abwärme kann dabei Einfluss auf die Temperatur des Kabinenbodens und je nach Lage der Luftansaugung des Klimakastens auch Einfluss auf die angesaugte Lufttemperatur nehmen. Bei PKW befindet sich die Luftansaugung in der Nähe der Motorraumtrennwand zur Kabine, so dass es bei Fahrzeugen mit Frontmotor zu einer Beeinflussung der angesaugten Lufttemperatur kommen kann. Für den betrachteten LKW-Typ hat die Motorabwärme lediglich im Stand Einfluss auf die angesaugte Lufttemperatur, wenn warme Luft vom Motor zum Klimakasteneinlass aufsteigen kann. Um den Einfluss der Motorabwärme beurteilen zu können, wurde im Rahmen der Masterarbeit von Wang [Wan14] ein Modell für das Versuchsfahrzeug erarbeitet, das den durch den Verbrennungsmotor verursachten Wärmeeintrag in den Kabinenboden darstellen kann. Während des Verbrennungsprozesses wird Energie frei. Diese frei werdende Energie im Brennraum teilt sich im Wesentlichen in mechanische Energie, die den Kolben bewegt, und in Abwärme auf, die zum einen über das Abgas den Brennraum direkt verlässt und zum anderen über die

Brennraumwände an das Kühlmittel oder die Umgebungsluft des Motors übertragen wird. Das Modell errechnet für den vorliegenden Betriebspunkt des Verbrennungsmotors aus der Energie des Kraftstoffs die sich einstellende Oberflächentemperatur des Motorblocks unter Berücksichtigung des Wärmeübergangs in den Kühlmittelkreislauf und an die den Motorraum durchströmende Luft. Bei einem durchströmten Motorraum, wie er bei einem bewegten Fahrzeug vorliegt, wird innerhalb des Modells angenommen, dass Wärme vom Motorkopf über Strahlung in den Kabinenboden übertragen wird. Die durch Wärmeleitung des Motorkopfs in die Luft übertragene Wärme wird bei einem bewegten Fahrzeug hierbei als untergeordnet betrachtet, da die Luft von der Motoroberfläche in erster Näherung direkt aus dem Motorraum hinter das Fahrzeug ausströmt. Die von dem Motor an das Kühlmittel übertragene Wärme wird am Motorkühler an die Luft abgegeben. Der Motorkühler ist in Längsrichtung des Fahrzeugs vor dem Motor positioniert, so dass ein Teil der in den Motorraum strömenden Luft durch den Kühler erwärmt wird. Hierbei wird angenommen, dass die Temperatur der auf den Motor strömenden Luft der Lufttemperatur hinter dem Motorkühler entspricht. In der Realität sollte sich eine insgesamt niedrigere Lufttemperatur einstellen, da über Kanäle und Öffnungen in der Front des Fahrzeugs ebenfalls Luft aus der Fahrzeugumgebung in den Motorraum strömt. Somit ist die getroffene Annahme als Extremfall anzusehen. Der Wärmeübergang zwischen Luft und Kabinenboden wurde mit Hilfe einer CFD-Simulation zu der Luftbewegung im Motorraum ermittelt. Das Modell wurde mit Messungen an einer Sattelzugmaschine abgeglichen. Im Rahmen dieser Messungen wurden Temperatursensoren auf dem Motorkopf, auf der Dämmmatte des Kabinenbodens zum Motor und auf der Innenseite des Kabinenbodens zum Innenraum appliziert. Zusätzlich wurde ein Prandtl-Rohr in den Raum zwischen Motorkopf und Dämmmatte platziert, um die Strömungsgeschwindigkeit der Luft oberhalb des Motors zu erfassen. Als Ergebnis dieser

Untersuchungen kann festgehalten werden, dass die Abwärme des Verbrennungsmotors für eine bewegte Sattelzugmaschine nur einen untergeordneten Einfluss auf den Wärmeeintrag in die Kabine hat. Sämtliche Untersuchungen im Rahmen des Forschungsprojekts wurden an einer Sattelzugmaschine ohne Auflieger durchgeführt, so dass für das Kabinenmodell innerhalb der Simulation der Einfluss des Motors vernachlässigt werden kann. Im Fall eines kompletten Sattelzugs mit beladenem Auflieger ist separat zu prüfen, ob durch die höhere Belastung des Motors und einer durch den Auflieger möglicherweise veränderten Durchströmung des Motorraums, die Abwärme einen größeren Einfluss auf die Kabine hat. Darüber hinaus erreichen bei höherer Motorbelastung auch Bauteile wie der Turbolader und der Abgasstrang höhere Temperaturen, so dass für diesen Fall eine Erweiterung des Abwärmemodells um diese Komponenten zu bedenken ist.

Zusätzlich zu den Wärmeeinträgen über die Kabinenwandungen und Scheibenflächen werden über die in Abbildung 5.13 dargestellten Luftströme konvektive Wärmeströme in die Kabine ein- und ausgetragen.

Für das beschriebene Kontrollvolumen werden Bilanzierungen der Energie- und Stoffströme aufgestellt.

$$Z(t) = Z(t_0) + \int_{t_0}^t (\dot{Z}'(\tilde{t}) - \dot{Z}''(\tilde{t}) + \dot{Z}_{Quelle}(\tilde{t})) d\tilde{t} \quad 5.31$$

Mit

Z	Energiemenge oder Stoffmasse (CO ₂ - bzw. Wassermasse)	[J] od. [kg]
\dot{Z}	Energie- oder Stoffstrom	[W] od. [$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$]
\dot{Z}_{Quelle}	Energie- oder Stoffstrom aus einer Quelle innerhalb des Kontrollvolumens	[W] od. [$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$]
t	Zeit	[s]

Über das sich einstellende Gleichgewicht dieser Bilanzen können eine mittlere Innenraumtemperatur, die sich einstellende CO₂-Konzentration und die Luftfeuchte im Innenraum ermittelt werden.

Hierbei berücksichtigt der in Abbildung 5.15 dargestellte Modellblock für die Berechnung der mittleren Innenraumtemperatur alle sich innerhalb des Kontrollvolumens der Kabine befindenden Elemente, die Einfluss auf die Innenraumtemperatur nehmen. Hierzu gehören die Einbauten (Objekte) innerhalb der Kabine, Insassen, der Einfluss der Wandungen auf die stehende Luftschicht und die Kabinenluft sowie der Einfluss der stehenden Luftschicht auf die Kabinenluft selbst (siehe hierzu auch Abbildung 5.13).

Der in Abbildung 5.15 dargestellte Modellblock zur Berechnung der sich einstellenden Luftfeuchte und CO₂-Konzentration innerhalb der Kabine beinhaltet den Einfluss der Insassen.

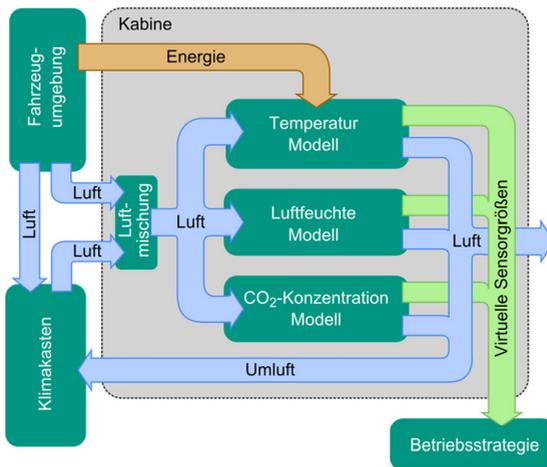


Abbildung 5.15: Modell zur Bestimmung der Bedingungen der Kabinenluft (erweiterte Darstellung von [FGW14])

Um Aussagen über einen möglichen Scheibenbeschlag treffen zu können, ist zusätzlich die Ermittlung der resultierenden Scheibentemperatur im Modell umgesetzt. Das Scheibenmodell wird als ein Einschichtmodell in Anlehnung an das bereits vorgestellte Wandungsmodell nach Abbildung 5.14 unter Berücksichtigung der Materialwerte für Glas [BS10, VDI06] umgesetzt. Zusätzlich wird bei einer Glasfläche noch die Transmission von Strahlung berücksichtigt.

Aufgrund von fertigungsbedingten oder funktionsrelevanten Öffnungen wie Wasserabläufen ist keine Kabine vollständig luftdicht. Somit treten sog. Leckzuluftströme in die Kabine ein, die nicht durch den Klimakasten in die Kabine gelangen. Da LKW im Vergleich zu PKW über eine deutlich größere Stirnfläche verfügen, treten hierdurch tendenziell größere Leckzuluftströme auf. Über den Leckzuluftstrom gelangt unkonditionierte Umgebungsluft mit der vorliegenden CO_2 -Konzentration, Lufttemperatur und -feuchte in die Kabine. Diese Leckzuluftströme sind nur schwer messtechnisch erfassbar. Um dennoch den Einfluss dieser Ströme auf das Innenraumklima berücksichtigen zu können, wird der nachfolgend beschriebene Ansatz gewählt. Die treibende Kraft für diese Leckzuluftströme ist die an den entsprechenden Öffnungen vorliegende Differenz zwischen dem Staudruck an der Fahrzeugfront und dem Kabineninnendruck. Auf den Kabineninnendruck nimmt unter anderem die Gebläsestufe bzw. der Luftmassenstrom durch den Klimakasten Einfluss. Im direkten Vergleich fällt eine Änderung des Kabineninnendrucks aufgrund einer anderen Gebläsestufe allerdings zu der Differenz zwischen Staudruck und Kabineninnendruck deutlich kleiner aus. In erster Näherung wird daher von einer Abhängigkeit der Leckzuluftströme von dem sich vor dem Fahrzeug einstellenden Staudruck ausgegangen. Der Staudruck lässt sich nach der Energiegleichung von Bernoulli in Abhängigkeit des Quadrats der Anströmgeschwindigkeit beschreiben, so dass sich folgender Zusammenhang für den fahrzeugspezifischen Leckzuluftstrom ergibt:

$$\frac{v_L^2}{2} + \frac{p_L}{\rho_L} + g \cdot z = konst. \quad 5.32$$

$$\dot{m}_{L,Leck} = f(p_{L,Stau}) = a \cdot v_L^2 \quad 5.33$$

Mit

v_L	Relative Geschwindigkeit der Luft bzw. des Fahrzeugs	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
p_L	Statischer Umgebungsdruck der Luft	[Pa]
ρ_L	Dichte der Luft	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
g	Schwerebeschleunigung	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$
z	Höhe	[m]
a	Koeffizient	$\left[\frac{\text{s} \cdot \text{kg}}{\text{m}^2}\right]$

Der Koeffizient a wurde dabei auf Grundlage von Erfahrungswerten für die höchste Fahrzeuggeschwindigkeit von 90 km/h vorgegeben. Die auf diese Weise ermittelten Leckzuluftströme werden innerhalb des Modells mit den aus den Klimakasten austretenden konditionierten Luftströmen mittels eines Luftmischungsmoduls (siehe Gleichung 5.10) zusammengeführt (siehe Abbildung 5.15). Zusammen mit der bereits in der Kabine vorhandenen Luft stellt sich mit dem aus dem Luftmischungsmodul kommenden Luftstrom und dem aus der Kabine austretenden Luftstrom ein entsprechend neuer Zustand der Kabinenluft ein. Der aus der Kabine austretende Luftmassenstrom ist innerhalb des Modells genauso groß wie die in die Kabine eintretenden Luftmassenströme und besitzt den gleichen Zustand wie die Kabinenluft selbst.

5.5.3.7 Betriebsstrategie

Die in der Simulation implementierte Betriebsstrategie bildet in einem abstrahierten Modellansatz die Ansteuerung von Gebläsestufe und Mischklappe ab. Hierzu wird als Hilfsgröße der sogenannte „thermische Faktor“ eingeführt.

Der thermische Faktor ist eine fiktive Größe, die hinzugezogen wird, um die Position der Mischklappe und die Gebläsestufe zu definieren. Er kann indirekt als Kühl- (großer Zahlenwert) bzw. Heizbedarf (kleiner Zahlenwert) verstanden werden (siehe Abbildung 5.16).

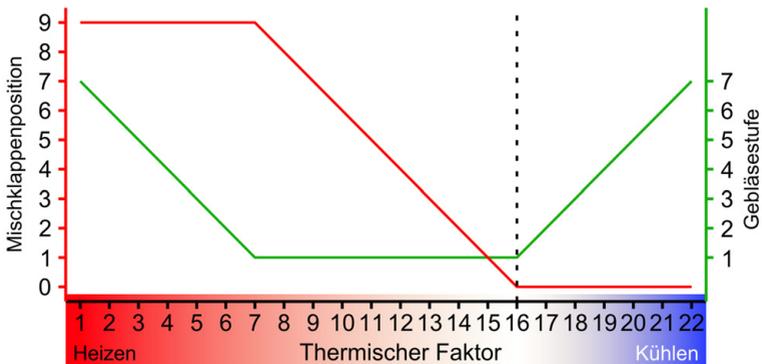


Abbildung 5.16:
Abstrahierter Modellansatz der Betriebsstrategie

Der thermische Faktor wird solange verändert, bis für die vorliegenden klimatischen Umgebungsbedingungen ein Zustand im Innenraum der Kabine erreicht wird, bei welchem die Sollwertvorgabe und die tatsächlich vorliegende Innenraumtemperatur übereinstimmen. Die Abstufungen der Gebläsestufe (grüne Linien) und Mischklappenstellung (rote Linien) sind innerhalb des Modells in einem sinnvollen Bereich frei gewählt.

Durch die Gebläsestufe innerhalb der Strategie wird ein Luftmassenstrom durch den Klimakasten vorgegeben. Ein hoher Wert der Gebläsestufe ist dabei mit einem hohen Luftmassenstrom gleichzusetzen. Über die Position der Mischklappe wird der prozentuale Anteil des Luftstroms definiert, der über den Heizungswärmeübertrager geleitet wird. Eine Erhöhung des Werts der Mischklappe bedeutet, dass ein größerer Anteil des Luftstroms über den Heizungswärmeübertrager strömt.

Das vorliegende Klimasystem besitzt einen Kompressor mit fixem Hubvolumen, so dass die Lufttemperatur bzw. Kühlleistung am Verdampfer über die Taktung des Verdichters eingeregelt wird. In manchen klimatischen Bereichen kann die Luft nach Verdampfer allerdings für die geforderten klimatischen Innenraumbedingungen zu kalt sein, so dass sie durch den Heizungswärmeübertrager vor dem Einblasen in den Innenraum noch erwärmt wird. Dieses Vorgehen wird als Reheat-Betrieb bezeichnet.

Als Beispiel zur Verdeutlichung der Betriebsstrategie soll von einem Ereignis (z.B. eine Tunnelfahrt an einem warmen Sommertag) ausgegangen werden, das in der Kabine einen kleineren Kühlbedarf als zum Zeitpunkt zuvor (thermischer Faktor bspw. mit einem Zahlenwert von 18) erfordert, um die gewünschte Solltemperatur im Innenraum zu realisieren. Bei einem kleineren Kühlbedarf wird nach der in Abbildung 5.16 gezeigten Betriebsstrategie zunächst die Gebläsestufe herunter geregelt werden, um den Luftmassenstrom und damit die in die Kabine eingetragene „Kälte“ zu reduzieren.

Um einen Mindestluftstrom zu gewährleisten, ist in der Betriebsstrategie eine Mindestgebläsestufe vorgesehen. Falls an diesem Punkt die Kälteleistung dennoch zu hoch sein sollte, wird durch eine Verstellung der Mischklappe die Luft nach Verdampfer über den Heizungswärmeübertrager geleitet.

Die Mischklappe wird solange weiter verstellt, bis ein entsprechender thermischer Faktor vorliegt, der unter Berücksichtigung der klimatischen Fahrzeugumgebung die gewünschten klimatischen Bedingungen im Innenraum einregelt. Hierbei wird zwischen der Veränderung des thermischen Faktors eine Zeithysterese von 5 Sekunden im Modell abgewartet. Falls der vorherige Wert des thermischen Faktors sich nach dem aktuellen Wert erneut wiederholt, wird der aktuelle Wert beibehalten, um einen möglichen Diskomfort durch das Regelverhalten des Klimasystems zu vermeiden.

Der linke Bereich der Abbildung 5.16 beschreibt den reinen Heizfall der Kabine, welcher im Rahmen dieser Arbeit eine untergeordnete Rolle spielt und nicht weiter betrachtet wird.

5.5.4 Ergebnisse

In [FGW14] wurde für das entwickelte Simulationsmodell des Kältemittelkreislaufs gezeigt, dass die Verwendung eines im Vorfeld simulierten Kennfelds des gesamten Kreislaufs mit anschließender Nachsimulation der Dynamik relevanter Ausgangsgrößen (siehe Kapitel 5.5.3.4), keine nennenswerten Unterschiede in den Ergebnissen gegenüber einer rein algebraischen Simulation aufweist. Der Rechenzeitvorteil ist wie in [FGW14] gezeigt wurde, aber enorm. Die nachfolgend vorgestellten Ergebnisse wurden analog zu [FGW14] unter Verwendung eines im Vorfeld simulierten Kennfelds des Kältemittelkreislaufs errechnet. Das entwickelte Simulationsmodell wurde unter Berücksichtigung des gesamten Parameterraums der durchgeführten Messfahrten auf der Straße parametrisiert und verifiziert.

Aufgrund der großen Anzahl an Versuchen werden nachfolgend gezielt Gegenüberstellungen von Simulationsergebnissen und Messfahrten auf der Straße im Detail vorgestellt, die den Parameterraum der Straßenfahrversuche in ihrer Gesamtheit abdecken.

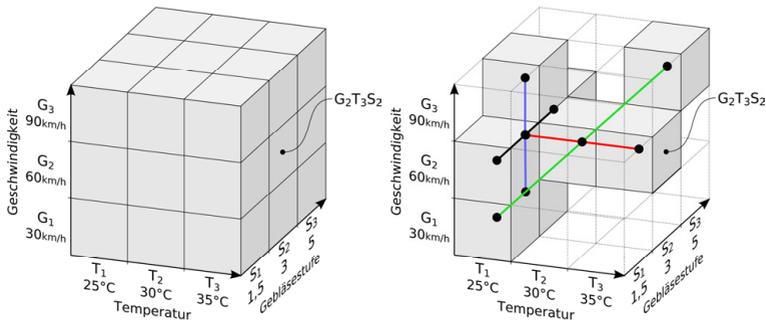


Abbildung 5.17:

Parametervariation der durchgeführten Messfahrten auf der Straße und Auswahl der dargestellten Gegenüberstellungen von Messfahrt und Simulation

Hierzu wurden wie in Abbildung 5.17 dargestellt im aufgespannten Parameterraum insgesamt vier Linien durch den Quader ausgewählt. Die Linien sind dabei in Abhängigkeit des variierten Parameters entsprechend benannt:

- Quaderlinie Temperaturvariation (rote Linie)
- Quaderlinie Geschwindigkeitsvariation (blaue Linie)
- Quaderlinie Gebläsestufenvariation (schwarze Linie)
- Quaderlinie Diagonale (gleichzeitige Variation aller drei Parameter vom jeweils kleinsten bis zum höchsten Wert) (grüne Linie)

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt aus Gründen der Übersichtlichkeit im höheren der zwei untersuchten Gänge für die jeweilige Geschwindigkeit. Der höhere Gang ist darüber hinaus auch die Gangstufe, welche das Automatikgetriebe für die jeweilige Geschwindigkeit bei konstanter Fahrt auf einer Ebene wählt.

An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass in den nachfolgenden Tabellen dargestellte Werte, die mit einem „*“ gekennzeichnet sind, Messwerte einer äquivalenten Messstelle darstellen, da die eigentliche Messstelle bei dem jeweiligen Versuch nicht verfügbar war (siehe Tabelle 3).

Tabelle 3: Äquivalente Messstellen bei den Straßenfahrversuchen

Messwert mit „*“	entspricht
$\vartheta'_{L,K}$	$\vartheta'_{L,HVAC}$
$v'_{L,HVAC}$	v_{Fzg}
$v'_{L,K}$	v_{Fzg}

Innerhalb der Simulation wurden die in Tabelle 4 angegebenen Parameter als Eingangsgrößen berücksichtigt, um Messfahrten nachbilden und Untersuchungen des Klimasystems realisieren zu können.

Tabelle 4: Eingangsgrößen der Simulation

Modell	Parameter	Symbol
Klimakasten	Lufttemperatur am Klimakasteneinlass	$\vartheta'_{L,HVAC}$
	Relative Luftfeuchte am Klimakasteneinlass	$\varphi'_{L,HVAC}$
	Luftgeschwindigkeit am Klimakasteneinlass	$v'_{L,HVAC}$
Kältemittelkreislauf	Lufttemperatur am Kondensatoreintritt	$\vartheta'_{L,K}$
	Luftgeschwindigkeit vor Kondensator	$v'_{L,K}$
	Drehzahl des Verdichters	n_C
Kabine	Strahlungsintensität der Sonne auf die Kabine (direkte und diffuse)	$E_{Ges,Fzg}$

Die in Tabelle 5 angegebenen Ausgangsgrößen der Simulation wurden mit durchgeführten Messungen auf der Straße verglichen, um die Abbildungsgenauigkeit des Simulationsmodells zu bewerten. Sowohl bei den Straßenmessungen als auch bei der Simulation wurden diejenigen Größen, die den Zustand des Kältemittels (Temperaturen, Drücke und Saugdichte) beschreiben, während den Einschaltphasen des Verdichters im eingeschwungenen Zustand des Kreislaufs betrachtet. Die während diesen Einschaltphasen erreichten Endwerte der jeweiligen Größe wurden zu einem Mittelwert zusammengefasst. Alle anderen Größen, außer dem Einschaltgrad und der Verdichterdrehzahl, stellen zeitlich gemittelte Werte der jeweiligen Größe innerhalb des betrachteten Zeitraums dar. Zur Darstellung der zeitlichen Streuung der Messgrößen während der Straßenversuche wird im Anhang IV zusätzlich zu dem Mittelwert der jeweiligen Größe auch die Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (RMSE) angegeben.

Das Simulationsmodell soll, wie in Kapitel 5.5.2 erwähnt, herangezogen werden, um Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz unter Berücksichtigung der Aspekte Komfort und Sicherheit untersuchen zu können. Zur Bewertung der Energieeffizienz sind die Antriebsleistung und das Einschaltverhältnis des Kältemittelverdichters von Relevanz. Die sich einstellenden Bedingungen der Kabine, die sich über die Lufttemperatur und -feuchte beschreiben lassen, dienen der Beurteilung von Komfort und Sicherheit.

Tabelle 5: Zur Bewertung der Abbildungsgenauigkeit herangezogene Ausgangsgrößen der Simulation

Modell	Parameter	Symbol	
Kältemittel- kreislauf	Temperatur des Kältemittels am Eingang des Kältemittelverdichters	$\vartheta'_{R,C}$	
	Temperatur des Kältemittels am Ausgang des Kältemittelverdichters	$\vartheta''_{R,C}$	
	Temperatur des Kältemittels am Eingang des Kondensators	$\vartheta'_{R,K}$	
	Temperatur des Kältemittels am Ausgang des Kondensators	$\vartheta''_{R,K}$	
	Temperatur des Kältemittels am Eingang des Expansionsventils	$\vartheta'_{R,E}$	
	Temperatur des Kältemittels am Ausgang des Verdampfers	$\vartheta''_{R,V}$	
	Druck des Kältemittels am Eingang des Kältemittelverdichters ¹	$p'_{R,C}$	
	Druck des Kältemittels am Eingang des Kondensators ¹	$p'_{R,K}$	
	Druck des Kältemittels am Ausgang des Kondensators ¹	$p''_{R,K}$	
	Druck des Kältemittels am Eingang des Expansionsventils ¹	$p'_{R,E}$	
	Druck des Kältemittels am Ausgang des Verdampfers ¹	$p''_{R,V}$	
	Antriebsleistung des Kältemittelverdichters	P_C	
	Einschaltgrad des Kältemittelverdichters	EV_C	
	Lufttemperatur am Vereisungsfühler des Verdampfers	$\vartheta_{Eis,L,V}$	
	Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer	$\Delta T_{\text{ÜH},R,V}$	
	Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator	$\Delta T_{\text{UK},R,K}$	
	Saugdichte des Verdichters	$\rho'_{R,C}$	
	Kabine	Gemittelte Innenraumtemperatur in Anlehnung an DIN 1946-3 ²	$\vartheta_{DIN,L}$
		Relative Luftfeuchte im Innenraum	$\Phi_{L,Kabine}$

¹ Angabe der Kältemitteldrücke relativ zum atmosphärischen Umgebungsdruck² Siehe hierzu Anmerkungen zu den Sensorpositionen im Anhang I

In der Abbildung 5.18 bis Abbildung 5.21 sind jeweils in grafischer Form die Kältemittelzustände durch die beiden Größen Temperatur und Druck an den zuvor beschriebenen Stellen des Kältemittelkreislaufs (siehe Tabelle 5) dargestellt. Die entsprechenden Größen sind dabei, nach sinnvollen Skalierungen sortiert, in drei unterschiedliche Diagramme innerhalb der Grafik aufgetragen.

Zusätzlich sind weitere Größen in Form einer Tabelle der jeweiligen Grafik ergänzt. So finden sich im oberen Teil dieser Tabellen die Eingangsgrößen in das Simulationsmodell und im unteren Teil weitere Ausgangsgrößen, die Informationen zu den Innenraumbedingungen der Kabine und dem Betrieb des Verdichters geben.

Darüber hinaus sind weitere interessante Größen (Überhitzung, Unterkühlung sowie Saugdichte des Kältemittels), die sich aus den Zuständen des Kältemittels errechnen, im unteren Teil dieser Tabelle angegeben.

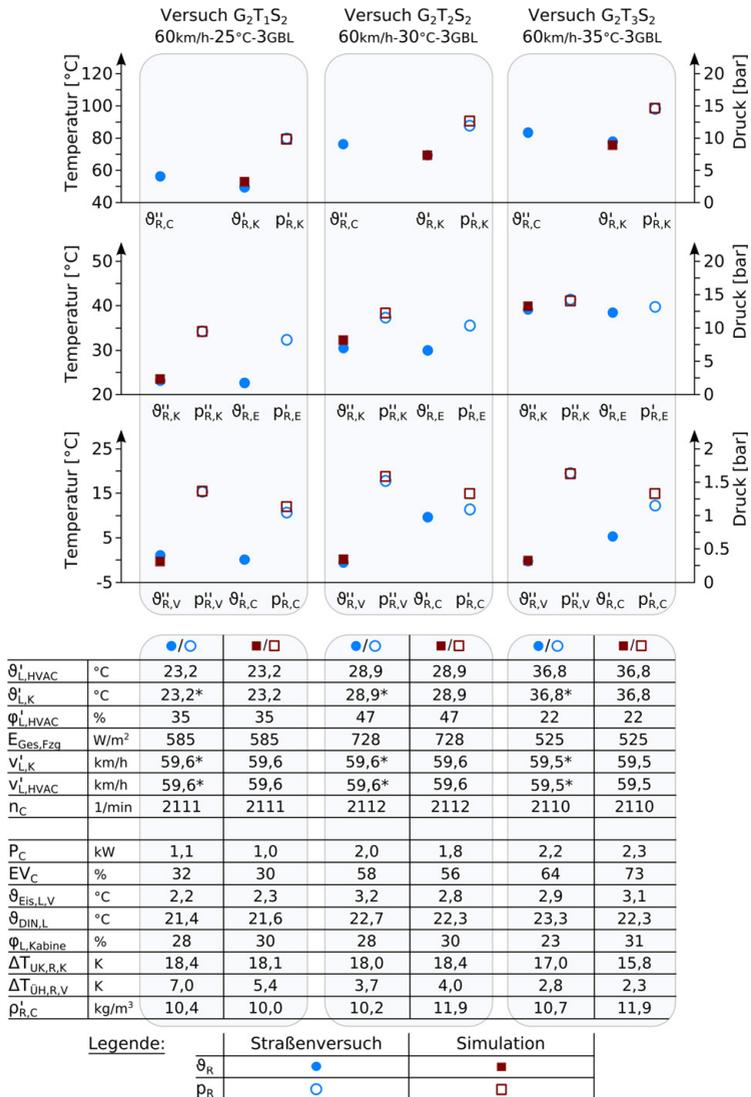


Abbildung 5.18:
Quaderlinie Temperaturvariation
(siehe rote Linie in Abbildung 5.17 rechts)

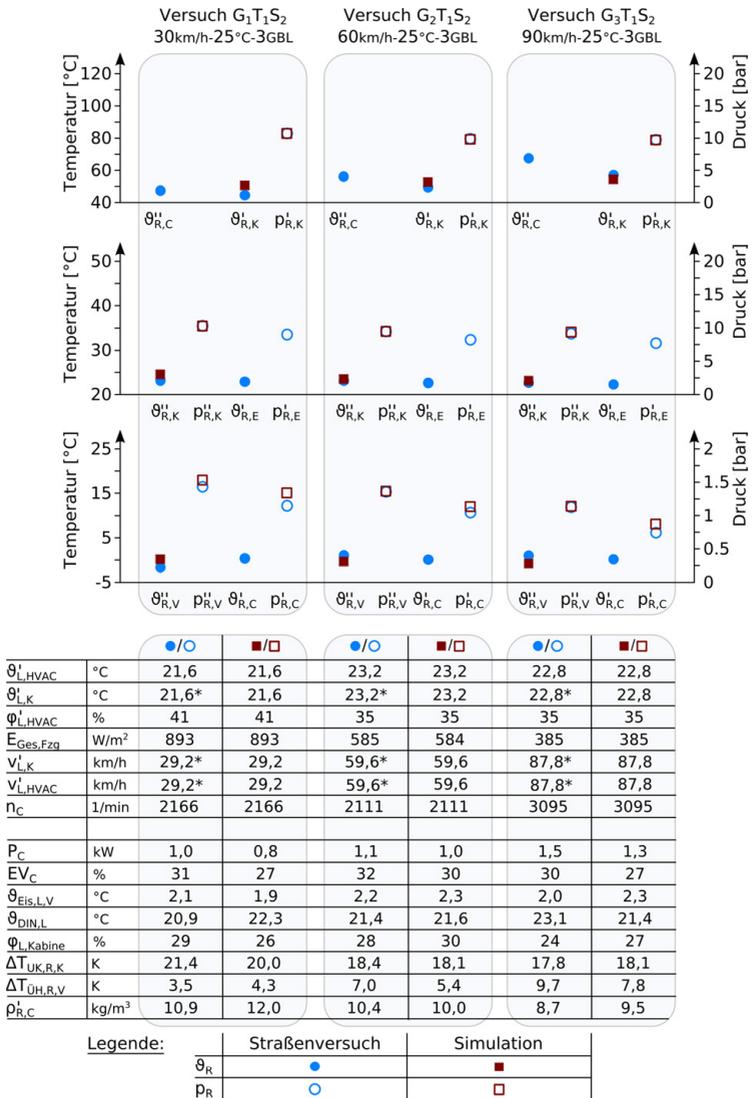


Abbildung 5.19:
Quaderlinie Geschwindigkeitsvariation
(siehe blaue Linie in Abbildung 5.17 rechts)

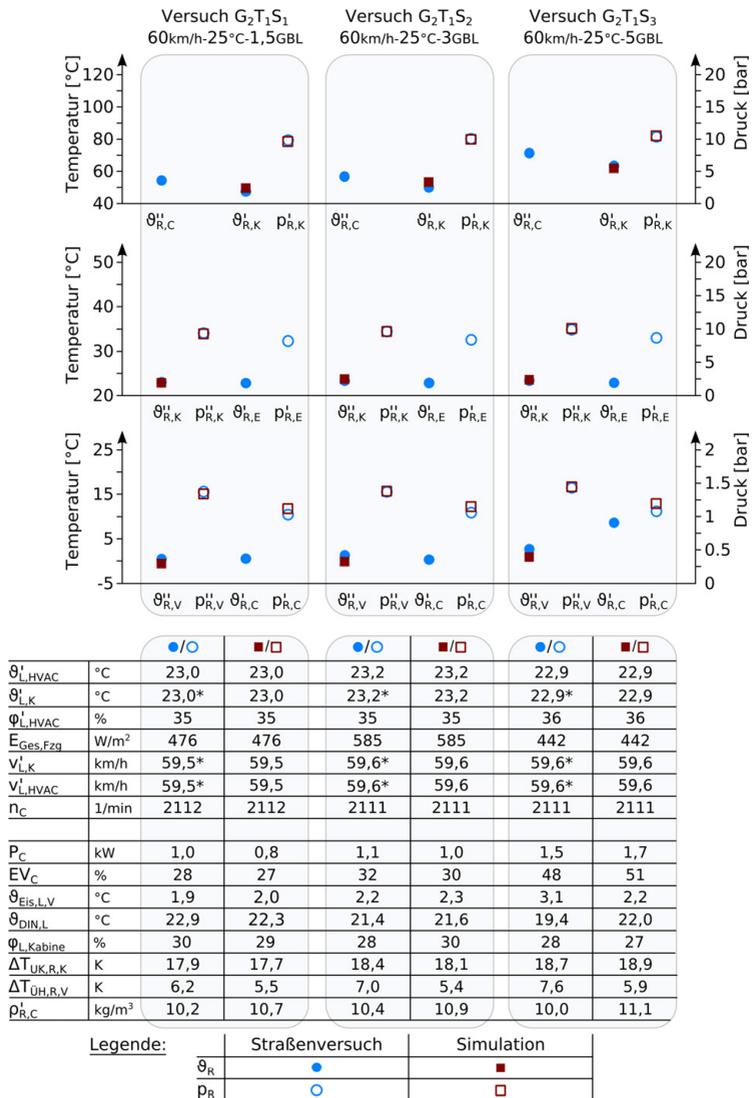
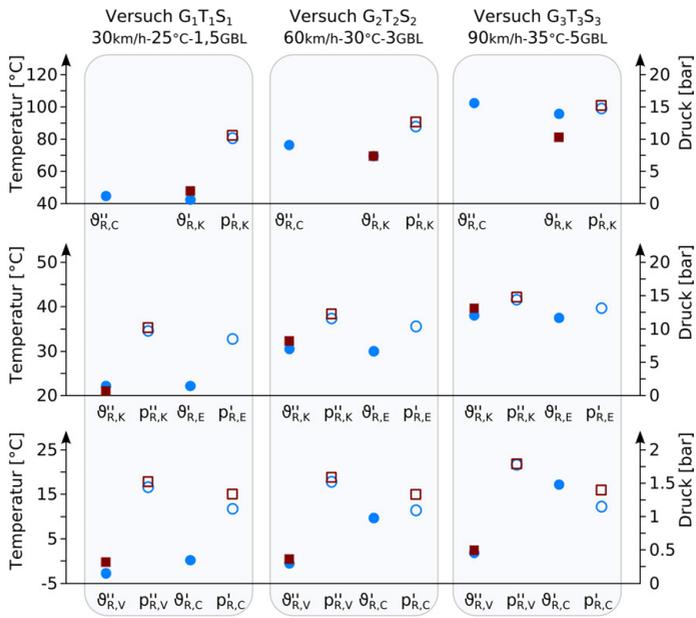


Abbildung 5.20:
 Quaderlinie Gebläsestufenvariation
 (siehe schwarze Linie in Abbildung 5.17 rechts)



		●/○	■/□	●/○	■/□	●/○	■/□
$\theta_{L,HVAC}^i$	°C	21,3	21,3	28,9	28,9	34,8	34,8
$\theta_{L,K}^i$	°C	21,3*	21,3	28,9*	28,9	34,8*	34,8
$\Phi_{L,HVAC}^i$	%	41	41	47	47	33	33
$E_{Ges,Fzq}$	W/m ²	905	905	728	728	819	819
$V_{L,K}^i$	km/h	29,7*	29,7	59,6*	59,6*	87,8*	87,8
$V_{L,HVAC}^i$	km/h	29,7*	29,7	59,6*	59,6*	87,8*	87,8
n_C	1/min	2162	2162	2112	2112	3107	3107
P_C	kW	0,9	0,8	2,0	1,8	4,3	4,2
EV_C	%	25	23	58	56	100	100
$\theta_{Eis,L,V}^i$	°C	1,7	1,9	3,2	2,8	4,7	5,1
$\theta_{DIN,L}^i$	°C	23,2	24,1	22,7	22,3	20,5	22,2
$\Phi_{L,Kabine}^i$	%	31	30	28	30	26	28
$\Delta T_{UK,R,K}$	K	20,2	23,2	18,0	18,4	18,5	18,0
$\Delta T_{UH,R,V}^i$	K	2,3	3,9	3,7	4,0	3,5	3,4
$\rho_{R,C}$	kg/m ³	10,7	11,9	10,2	11,9	10,1	12,3

Legende:	Straßenversuch	Simulation
θ_R	●	■
p_R	○	□

Abbildung 5.21:
 Quaderlinie Diagonale
 (siehe grüne Linie in Abbildung 5.17 rechts)

Nachfolgend soll auf die geringen Abweichungen, die teilweise bei den Kältemitteltemperaturen und -drücken zu sehen sind, eingegangen und mögliche Ursachen hergeleitet werden.

In Abbildung 5.18 ist in den Quadern $G_2T_2S_2$ und $G_2T_3S_2$ eine Abweichung in dem Kältemitteldruck am Verdichtereingang $p'_{R,C}$ zu sehen. Diese Abweichung kann auf den thermischen Einfluss in der direkten Umgebung der Saugleitung zurückgeführt werden. Es ist hierbei deutlich in den Messdaten zu erkennen, dass es zwischen dem Verdampferausgang $\vartheta''_{R,V}$ und dem Verdichtereingang $\vartheta'_{R,C}$ zu einem Anstieg der Kältemitteltemperatur kommt. Dabei ist bei einem Temperaturanstieg des Kältemittels innerhalb der Saugleitung ein größerer Druckabfall im Vergleich zu der Simulation zu beobachten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Modell der Saugleitung innerhalb des vorliegenden Simulationsmodells zwar den Druckabfall innerhalb der Saugleitung berücksichtigt, nicht aber den Einfluss der Kältemitteltemperatur auf den Druckabfall innerhalb der Saugleitung. Ein entsprechendes Verhalten kann darüber hinaus für die Quader $G_1T_1S_1$ und $G_3T_3S_3$ (siehe Abbildung 5.21) festgehalten werden. In abgeschwächter Form ist dieses Verhalten ebenfalls in Quader $G_1T_1S_2$ (siehe Abbildung 5.19) und in Quader $G_2T_1S_3$ (siehe Abbildung 5.20) zu sehen.

Die Temperaturänderung des Kältemittels innerhalb der Saugleitung ist nicht explizit im Modell der Saugleitung dargestellt, sondern wird im Modell des Verdichters über den Erwärmungskoeffizient (siehe Gleichung 5.13) berücksichtigt. Diese Modellierung zur Bestimmung der Kältemitteltemperatur am Verdichterausgang (entspricht der Kältemitteltemperatur am Kondensatoreingang $\vartheta'_{R,K}$) liefert bis auf eine Ausnahme in dem Quader $G_3T_3S_3$ (siehe Abbildung 5.21) sehr gute Ergebnisse.

Die unterschiedlichen Kältemitteltemperaturen am Ausgang der Saugleitung zum Verdichter haben auch Einfluss auf die Saugdichten des Kältemittels am Verdichtereingang. Bei gleicher Verdich-

terdrehzahl kann in erster Näherung unter Annahme eines konstanten Liefergrads des Verdichters über die Saugdichten auf den Kältemittelmassenstrom geschlossen werden. Der aus einer größeren Saugdichte resultierende, ebenfalls größere Kältemittelmassenstrom kann unter Berücksichtigung der vorliegenden Dichten des Kältemittels im Kondensator zu einer höheren Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels innerhalb des Kondensators führen. Eine größere Strömungsgeschwindigkeit und damit eine kürzere Aufenthaltszeit des Kältemittels innerhalb des Kondensators kann eine mögliche Erklärung für eine geringere Differenz der Kältemitteltemperaturen zwischen Kondensatoreingang $\vartheta'_{R,K}$ und -ausgang $\vartheta''_{R,K}$ sein, wie sie z.B. in den Quadern G₂T₂S₂ und G₃T₃S₃ (siehe Abbildung 5.21) für die Simulation zu sehen sind.

Die explizite Modellierung des thermischen Einflusses auf die Saugleitung stellt somit ein mögliches Potential zur Weiterentwicklung des bestehenden Simulationsmodells dar.

Aus den vorangegangenen Abbildungen 5.18 bis 5.21 ist generell aber ersichtlich, dass das Simulationsmodell das Verhalten des Klimasystems für unterschiedlichste Bedingungen sehr gut nachbildet. Sowohl die Drücke als auch die Temperaturen innerhalb des Kältemittelkreislaufs zeigen insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung mit den in Straßenfahrversuchen erhobenen Daten.

Entsprechendes kann ebenfalls für die Luftfeuchte und die gemittelte Lufttemperatur im Innenraum festgehalten werden. Diese Größen dienen als Bewertungsmaß für das Innenraumklima. Die Antriebsleistung und das Einschaltverhältnis des Verdichters weisen ebenso wie die zuvor genannten Größen gute Übereinstimmungen mit den erhobenen Messdaten auf.

An dieser Stelle kann somit zusammenfassend festgehalten werden, dass das Simulationsmodell die eingeschwungenen Zustände

des Klimasystems für unterschiedlichste klimatische Umgebungsbedingungen sowie Betriebszustände des Fahrzeugs und der Klimaanlage selbst sehr gut nachbildet.

Nachfolgend soll auf das Dynamikverhalten des Simulationsmodells eingegangen werden. Hierzu werden die Lufttemperatur nach Verdampfer und die Leistungsaufnahme des Verdichters herangezogen und den im Fahrzeug erfassten Messdaten gegenübergestellt. Sowohl die Lufttemperatur nach Verdampfer als auch die Verdichterleistung sind wichtige Parameter, die unter anderem bei der Entwicklung von effizienzsteigernden Maßnahmen relevant sind. Die dynamischen Verläufe der Lufttemperatur nach Verdampfer und die Leistungsanforderung des Verdichters wie in Abbildung 5.22 dargestellt, zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messdaten. Sowohl die Ein- und Ausschaltzeit des Verdichters, die im Verlauf der Antriebsleistung des Verdichters zu sehen sind, als auch die thermische Trägheit der Lufttemperatur nach Verdampfer können durch das Simulationsmodell dargestellt werden. Ebenso verhält es sich mit den relevanten Innenraumparametern wie die mittlere Innenraumtemperatur, die Luftfeuchte und der CO₂-Gehalt der Innenraumluft.

Auf Grundlage der dargestellten Ergebnisse konnte gezeigt werden, dass die im Rahmen dieser Arbeit umgesetzte Modellierung des Klimasystems und der relevanten Teilsysteme eines Gesamtfahrzeugs herangezogen werden kann, um das Klimaverhalten eines Nutzfahrzeugs bei unterschiedlichen klimatischen Umgebungsbedingungen sowie Betriebszuständen des Fahrzeugs und der Klimaanlage selbst darzustellen. Das vorgestellte Simulationsmodell erfüllt somit die an ein Modell gestellten Ziele und Anforderungen zur Entwicklung von effizienzsteigernden Maßnahmen des Klimasystems.

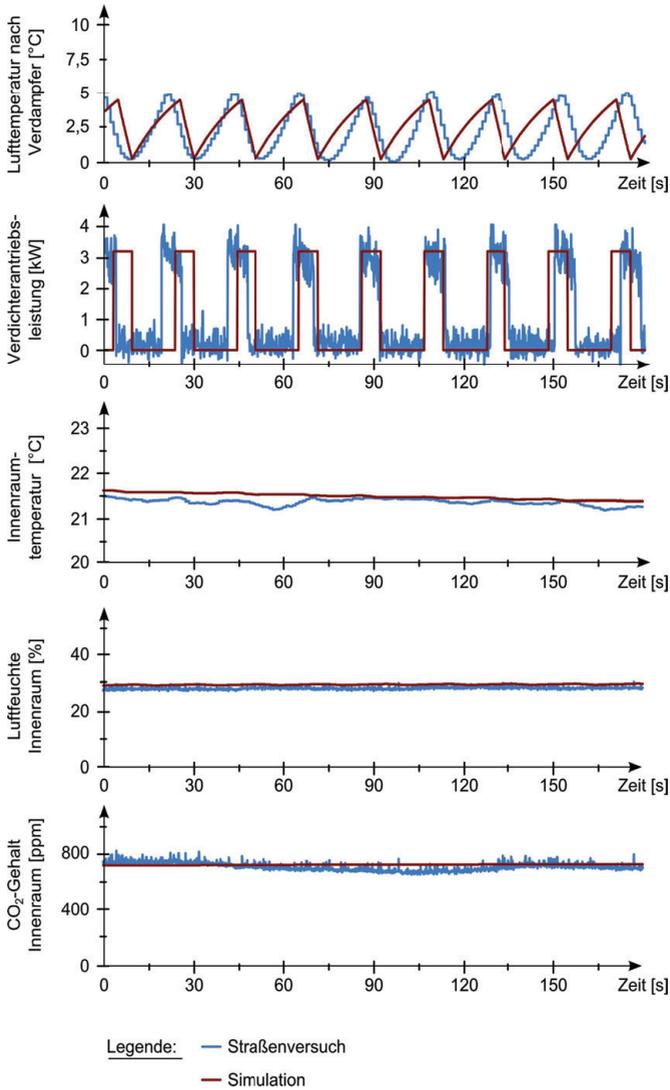


Abbildung 5.22:
 Vergleich der dynamischen Verläufe zwischen Simulations- und Messdaten am Beispiel des Versuchs G₂T₁S₂

5.6 Prüfstandsversuche

5.6.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Neben dem Fahrversuch auf der Straße und der Simulation werden, wie bereits in den vorherigen Kapiteln erwähnt, zur Untersuchung des Klimasystems und seiner Komponenten bevorzugt Klimaprüfstände eingesetzt. Prüfstände bieten gegenüber dem Fahrversuch auf der Straße den Vorteil, dass für den Sommer- und Winterbetrieb des Klimasystems relevante Parameter reproduzierbar eingestellt werden können und keine Abhängigkeit von der Jahreszeit bzw. den aktuellen Witterungsbedingungen vorliegt.

Je nach Fokus der Untersuchung bzw. der vorliegenden Aufgabenstellung werden unterschiedliche Klimaprüfstände eingesetzt, die je nach Art des Prüfstands eine gewisse Abstraktion zur Realität darstellen, aber dennoch die für die Untersuchung relevanten Parameter hinreichend genau bereitstellen. In der Literatur sind unterschiedliche Bezeichnungen und Einordnungskriterien für die einzelnen Arten der Klimaprüfstände zu finden. Daher soll nachfolgend eine kurze Unterscheidung von Prüfständen im Bereich der Fahrzeugklimatisierung angeführt werden.

Die Prüfstände werden im Rahmen dieser Arbeit in Abhängigkeit des Abstraktionsgrads in:

- Klimakammern mit und ohne Luftanströmung des Prüflings und in
- Klimawindkanäle

unterschieden. Unter „Abstraktionsgrad“ sind in diesem Zusammenhang die Genauigkeit und der Gesamtumfang der an einem Prüfstand im Vergleich zu einem Straßenfahrversuch nachgebildeten Parameter zu verstehen. Als „Prüfling“ ist in diesem Kontext

entweder eine einzelne Komponente, eine Baugruppe oder das in das Gesamtfahrzeug integrierte Klimasystem zu verstehen.

Klimakammern können dabei je nach Kammervolumen und Aufbau des Prüflings weiter in Komponenten- und Gesamtsystemprüfstände unterschieden werden. Als Gesamtsystem ist in diesem Kontext ein Gesamtfahrzeug mit Klimasystem zu verstehen.

Die zuvor genannten Prüfstände, im speziellen aber die Prüfstände für Gesamtfahrzeuge sind teilweise mit Strahlern ausgerüstet, um den Einfluss von Strahlung auf den Prüfling zu berücksichtigen. Hierzu werden entweder Sonnensimulations- oder Infrarotstrahler eingesetzt. Sonnensimulationsstrahler bilden das für die Untersuchungen an der Fahrzeugklimatisierung relevante Spektrum der Globalstrahlung der Sonne, wie z.B. in DIN 75220 [DIN92] oder CIE 85 [CIE89] angegeben, nach. Infrarotstrahler decken lediglich einen Teil dieses Wellenlängenbereichs ab. Hierbei ist außerdem zu beachten, dass die eingesetzten Strahler die nachzustellende Bestrahlungsstärke auf das Objekt erreichen.

In der Literatur [Gro10] werden weitere Arten von Prüfständen zur Prüfung von Komponenten der Fahrzeugklimatisierungen genannt. Hierzu gehören z.B. Prüfstände zur Beregnung der Karosserie, Dauerbetätigungsversuche von Bedienelementen etc.. Da diese allerdings nicht die Konditionierung der Luft zur Untersuchung von Klimasystemen fokussieren, wird an dieser Stelle nicht weiter auf diese Prüfstandsarten eingegangen. Unter Luftkonditionierung wird in diesem Zusammenhang die Einstellung einer bestimmten Lufttemperatur, -feuchte und -geschwindigkeit bzw. eines Luftstroms verstanden.

5.6.1.1 Klimakammern für Komponenten

Komponentenprüfstände legen den Fokus auf die Untersuchung von einzelnen Komponenten eines Gesamtsystems. Für Komponentenprüfstände ist es daher entscheidend, dass die Parameter an den Schnittstellen der jeweiligen Komponente zum Gesamtsystem einer Vorgabe folgen und reproduzierbar dargestellt werden können. Das konditionierbare Luftvolumen eines Komponentenprüfstands ist im Vergleich zu Klimakammern, in welchen Gesamtfahrzeuge positioniert werden können, deutlich kleiner.

Neben Einzelkomponenten wie z.B. Klimakompressoren oder Wärmeübertrager, können auf einem Komponentenprüfstand aber auch Teilsysteme/Baugruppen als Zusammenbau mehrerer Komponenten bis hin zu kompletten Klimakästen/-geräten mit Luftkanälen und Düsen innerhalb eines Armaturenbretts und dazugehörigen Kältemittelkreislauf untersucht werden (siehe [Gro10]). Im Falle eines kompletten Klimakastens liegt die Abstraktion des Komponentenprüfstands in der Nachbildung der am Prüfstand nicht vorhandenen Fahrzeugkabine, um entsprechende Wechselwirkungen zum Klimakasten berücksichtigen zu können. Dies hat unter anderem Einfluss auf die Bestimmung der Kälteleistung am Verdampfer und auf die Wärmebilanzierung im Klimakasten. Die am weitesten verbreitete Form eines Komponentenprüfstands für Klimaanlage besteht aus zwei kleineren Klimakammern, in denen für Kondensator und Verdampfer unterschiedliche Konditionierungen der Luft vorgenommen werden können.

Großmann [Gro10] nennt weitere Aufgaben und Einsatzgebiete eines Komponentenprüfstands und gibt eine Übersicht über typische Anforderungen an einen Komponentenprüfstand zur Untersuchung von Kältemittelkreisläufen und Komponenten.

Die dargestellte Abstraktion eines Komponentenprüfstands ist für bestimmte Fragestellungen vorteilhaft, da nicht relevante Wechselwirkungen zu anderen Systemen vermieden werden und sich der Einbau von Messtechnik aufgrund der besseren Zugänglichkeit einfacher gestaltet. Außerdem sind konstruktiver Aufbau und Betrieb dieser Prüfstandsart aufgrund einer kleineren Anzahl an Komponenten und eines kleinen Kammervolumens aus finanziellen und energetischen Aspekten geringer als bei größeren Klimakammern mit Gesamtfahrzeugen als Prüfling. Ein Komponentenprüfstand kann allerdings die Wechselwirkung von Energieeffizienz, Sicherheit und Komfort von Weiterentwicklungen im Klimasystem nur sehr eingeschränkt bzw. gar nicht darstellen.

5.6.1.2 Klimakammern für Gesamtfahrzeuge

Klimakammern für Gesamtfahrzeuge haben, wie in [Gro10] beschrieben, größere Abmessungen als Komponentenprüfstände, so dass die Positionierung eines Fahrzeugs innerhalb der Kammer möglich ist. Diese Art der Klimakammer verfügt in den meisten Umsetzungsformen über ein Gebläse, das über eine Düse mit kleinem Austrittsquerschnitt das Fahrzeug mit konditionierter Luft anströmt. Der thermische Zustand der Luft, die das Fahrzeug innerhalb der Klimakammer umgibt, entspricht dabei demjenigen der vor dem Fahrzeug ausströmenden Luft. Aufgrund des kleinen Düsenquerschnitts weicht die An- und Umströmung des Fahrzeugs allerdings von einer realen Straßenfahrt ab. Mittels der Luftkonditioniereinheit sind Erprobungen im Heiz- und Kühlfall des Klimasystems innerhalb des Gesamtfahrzeugs möglich. Da als Prüfling innerhalb der Klimakammer ein Gesamtfahrzeug herangezogen werden kann, sind auch Untersuchungen bis zur Schnittstelle „Mensch“ innerhalb der Fahrzeugkabine möglich.

In manchen Ausführungsformen wird das Fahrzeug auf einem Rollenprüfstand innerhalb der Klimakammer betrieben, um die Wechselwirkung zwischen Antriebsstrang, Klimaanlage und Fahr-

zeugkabine darstellen zu können. Somit ist die Betrachtung des Spannungsfelds aus Energieeffizienz, Sicherheit und Komfort bei der Weiterentwicklung des Klimasystems möglich.

In Veröffentlichungen der Firma IAV GmbH [IAV, IAV11] wird eine Klimakammer mit einer Ausströmdüse vorgestellt, die einen Teil der Front eines stehenden Fahrzeugs um den Kondensator herum anströmt. Die auf das Fahrzeug bzw. den Kondensator strömende Luft wird der Klimakammer, in der sich das Fahrzeug befindet, direkt entnommen. Die Klimakammer wird dabei vollständig auf die gewünschte Temperatur eingestellt. Diese Klimakammer ist mit einem weiteren System zur Konditionierung der Luft (hinsichtlich Temperatur, Feuchtigkeit und Volumenstrom), die auf den Verdampfer geleitet wird, kombinierbar. Das Fahrzeug kann innerhalb der Klimakammer im Leerlauf betrieben werden. Die Möglichkeit das Fahrzeug parallel auf einem Rollenprüfstand zu betreiben, wird nicht erwähnt. Die Anströmung des Motorkühlers innerhalb dieser Klimakammer wird ebenfalls nicht diskutiert. Darüber hinaus finden sich keine Informationen zu dem Einsatz von Strahlern in Kombination mit der zuvor angeführten Klimakammer (beinhaltend die Luftkonditioniereinheiten für Kondensator und Verdampfer), um den Wärmeeintrag aufgrund von Strahlung in die Kabine darzustellen.

5.6.1.3 Klimawindkanäle

Klimawindkanäle gehören nach [Sch13] neben den Aerodynamik- und Aeroakustikwindkanälen zu der Gruppe der Windkanäle. Im Unterschied zu Thermo-Windkanälen, welche die Einstellung von Luftgeschwindigkeit und höheren Lufttemperaturen erlauben, können in Klimawindkanälen in einem breiten Bereich Luftgeschwindigkeit, -temperatur und -feuchtigkeit sowie der Einfluss von Sonnenstrahlung für Winter- und Sommerbetrieb realisiert werden. Sie unterscheiden sich auf den ersten Blick von Klimakammern durch ihre Größe. Im Gegensatz zu Klimakammern

verfügen Klimawindkanäle über eine entsprechend große Querschnittsfläche am Düsenaustritt, womit sich reale An- und Umströmungen des Fahrzeugs darstellen lassen. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen an einen modernen Klimawindkanal verfügen diese teilweise über entsprechende konstruktive Vorrichtungen, um z.B. Regensimulationen und Verschmutzungsuntersuchungen durchführen zu können.

Oft existieren neben dem eigentlichen Klimawindkanal noch Räumlichkeiten in unmittelbarer Nähe zum Kanal, um die Fahrzeuge vor den eigentlichen Versuchen entsprechend in kleinvolumigen Kammern zu konditionieren.

Eine allgemeine Übersicht über weltweit ausgeführte Windkanäle (Aerodynamik-, Aeroakustik- und Klimawindkanäle) findet sich in [Sch13].

Klimawindkanäle haben den Vorteil, dass aufgrund ihrer Architektur sehr realitätsnahe Untersuchungen am Fahrzeug reproduzierbar durchgeführt werden können und entsprechende Untersuchungen in den Produktentwicklungsprozess einfließen können. Sie haben allerdings den Nachteil, dass ihr Aufbau und ihre Unterhaltung mit erheblichen Kosten verbunden sind, die sich nicht jedes Unternehmen oder Forschungseinrichtung leisten kann oder möchte.

Aus der Betrachtung der Architekturen vorhandener Klimaprüfstände hat sich daher die Fragestellung ergeben, ob es möglich ist, in einem kostenoptimierten Ansatz eine Prüfstandseinrichtung für Untersuchungen des Klimasystems innerhalb des Gesamtfahrzeugs, im Speziellen für Nutzfahrzeuge, zu entwickeln.

5.6.2 Ziele und Anforderungen

Aus der zuvor genannten Fragestellung ergibt sich daher das Ziel der Entwicklung einer Prüfstandseinrichtung für Gesamtfahrzeuge insbesondere für den Anwendungsfall eines LKWs, der in einem kostenreduzierten Ansatz die Darstellung klimatischer Umgebungsbedingungen für beliebige Fahrzustände ermöglicht und somit die Untersuchung der Klimaanlage sowie des sich einstellenden Kabinenklimas für unterschiedliche Bedingungen erlaubt.

Dabei steht die Darstellung des Sommerbetriebs, also die Kühl- und Entfeuchtungsfunktion des Klimasystems im Fokus der Entwicklung dieser Prüfstandseinrichtung. Der Winterbetrieb des Klimasystems spielt hierbei eine untergeordnete Rolle, da für den Anwendungsfall eines LKWs ausreichend Abwärme zum Heizen des Innenraums durch den Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellt wird.

Um den Aspekt der Kostenreduktion zu realisieren, werden Schnittstellen des Klimasystems bzw. des Gesamtsystems „Fahrzeug“ betrachtet, die mit der Umgebung in Wechselwirkung stehen. Die Einrichtung soll in der Lage sein, an diesen Schnittstellen die entsprechenden klimatischen Bedingungen bereitzustellen, so dass die Funktionsweise des Klimasystems zu einer realen Messung während einer Straßenfahrt vergleichbar ist.

Die Einrichtung soll transportabel konzipiert werden, um sie an unterschiedlichen Gesamtfahrzeugprüfständen einsetzen zu können und diese Prüfstände um entsprechende klimatische Funktionalitäten zu erweitern.

Um die durch diese Prüfstandseinrichtung, nachfolgend als Klimaprüfstand bezeichnet, darstellbaren klimatischen Bedingungen zu definieren, wurden im Rahmen der Arbeit von Piermaier

[Pie12] relevante klimatische Umgebungsbedingungen, wie sie während der Sommerzeit in den Regionen Europa und USA sowie im Speziellen in der Region Deutschland auftreten, zusammengetragen. Hierzu wurden [SL09], [www02], [www03], [www04] und [DIN03] zur Erstellung der Datenbasis herangezogen. Für Deutschland wurden hierbei die Daten von 25 Wetterstationen verwendet, die über die gesamte Bundesrepublik verteilt sind. Eine höher gelegene Wetterstation auf der Zugspitze wurde hierbei nicht berücksichtigt, da die Ermittlung von sommerlichen Durchschnittswerten in Deutschland durch diese höher gelegene Wetterstation verfälscht worden wäre. Außerdem liegt diese Wetterstation außerhalb der von einem Kraftfahrzeug erreichbaren Region. Die in Tabelle 6 dargestellten Werte wurden für die meteorologischen Sommermonate Juni, Juli und August über den mehrjährigen Aufzeichnungszeitraum der verwendeten Quellen ermittelt.

Für Europa wurden insgesamt 157 Wetterstationen berücksichtigt. Für die Länder Albanien, Andorra, Island, Liechtenstein, Luxemburg, Malta, Monaco, Montenegro und Zypern standen keine Wetterdaten zur Verfügung. Analog zur Aufbereitung der Wetterdaten von Deutschland wurde für die Ermittlung sommerlicher Durchschnittswerte in Europa auf die höher gelegenen Wetterstationen „Zugspitze“ in Deutschland und „Sonnenblick“ in Österreich verzichtet. Aufgrund der sehr unterschiedlichen klimatischen Zonen in Europa wurden die kalten nordeuropäischen Länder ebenfalls nicht berücksichtigt und nur Länder ausgewählt, deren gemittelte Maximaltemperatur im Sommermonat Juli über 26 °C lag. Das in Tabelle 6 dargestellte Ergebnis beinhaltet somit wärmere europäische Länder, in welchen das Klimasystem besonders hohen Anforderungen ausgesetzt ist.

Für die USA wurden Messdaten von Wetterstationen herangezogen, die über das gesamte Land verteilt sind. Die in den verwende-

ten Quellen enthaltenen Wetterstationen und -daten der USA machten keine Vorauswahl hinsichtlich eines interessanten Wertebereichs von klimatischen Bedingungen zum Betrieb einer Klimaanlage erforderlich, so dass der gesamte Datensatz verwendet werden konnte.

Dabei ist unter einem „normalen Sommertag“ die örtliche Mittelung der je Wetterstation für einen Monat gemittelten Maximalwerte für die betrachteten Regionen (Deutschland, Europa und USA) zu verstehen. Als örtliche Mittelung ist dabei die Mittelwertbildung über die lokal verteilten Wetterstationen zu verstehen. Für den „warmen Sommertag“ in Deutschland und Europa wird die mittlere Tageshöchsttemperatur der wärmsten Wetterstation verwendet. Ein „heißer Sommertag“ stellt für Deutschland bzw. Europa die örtliche Mittelung der je Wetterstation im betrachteten Zeitraum erreichten Höchsttemperaturen dar. Dies entspricht ebenfalls der Definition eines „warmen Sommertags“ in den USA. Der „heiße Sommertag“ für die USA stellt das Maximum der über alle Wetterstationen aufgetretenen Höchsttemperaturen im betrachteten Zeitraum dar. Durch die von Deutschland und Europa abweichende Definition des „heißen Sommertags“ in den USA sollen Extrembedingungen abgedeckt werden.

Der Klimaprüfstand soll den Entwicklungs- und Versuchsingenieur bei seiner Arbeit unterstützen und Untersuchungen bzw. Weiterentwicklungen am Klimasystem des Fahrzeugs (z.B. durch eine veränderte Betriebsstrategie) effizienter gestalten. Dies wird dadurch erreicht, dass klimatische Umgebungsbedingungen im Vergleich zum Fahrversuch auf der Straße reproduzierbar in einem kurzen Zeitraum einstellbar sind. Durch die Möglichkeit der Betrachtung von Parametern des Kabineninnenraums kann die gesamte Wirkkette des Klimasystems bis in die Kabine untersucht und bewertet werden. Als Bewertungsmaß für das Innenraumklima wird im Rahmen dieser Arbeit auf die gemittelte Innen-

raumtemperatur in Anlehnung an die DIN 1946-3 [DIN06a] zurückgegriffen. Hierzu wird das arithmetische Mittel aus der mittleren Lufttemperatur in Kopfhöhe und Fußraum in der Kabine verwendet und zu einer gemittelten Innenraumtemperatur zusammengeführt.

Zu dem komplexen Thema des thermischen Komforts des Innenraumklimas von Fahrzeugen und Gebäuden ist weiterführende Literatur bekannt. An dieser Stelle sei unter anderem auf die Richtlinien DIN EN ISO 7730 [DIN06b], DIN 33403-2 [DIN00] sowie die FAT Schriftenreihe Nr. 177 [Tem03] verwiesen.

Der Fokus des entwickelten Klimaprüfstands liegt somit auf der messtechnisch erfassbaren, objektiven Bewertung des Innenraumklimas. Eine subjektive Bewertung des Innenraumklimas durch Probanden ist nicht vorgesehen, da unterschiedlichste Faktoren, die Einfluss auf die subjektive Empfindung eines Innenraumklimas nehmen können, nur schwer in ihrer Gesamtheit an einem Prüfstand nachzubilden sind (z.B. unterschiedliche Bekleidungen, Wärmeempfinden eines jeden Individuums, Fahrgeräusche, Bewegung der Kabine während der Fahrt, etc.).

Falls die Berücksichtigung von weiteren Faktoren, die auf den Komfort Einfluss nehmen können, für den Entwickler entscheidend ist, kann im Nachgang zur durchgeführten Entwicklung des Klimasystems an einem Klimaprüfstand eine abschließende Komfortbewertung im Rahmen eines Fahrversuchs auf der Straße stattfinden. Der Umfang dieses Fahrversuchs fällt aber aufgrund der im Entwicklungsprozess vorangegangenen Entwicklung des Klimasystems an einem Klimaprüfstand deutlich geringer aus.

Tabelle 6: Darstellung relevanter klimatischer Bedingungen (Umgebungsdruck 1013 mbar) (Daten der Tabelle basieren auf [Pie12] und [Lut14])

			Temperatur	rel. Feuchte	abs. Feuchte	Globalstrahlung
			°C	%	g/kg	W/m ²
Deutschland	normaler Sommertag	normale Feuchte	20	55	7,98	Durchschnittlich: 560 Maximum: 920
		hohe Feuchte	20	100	14,67	
	warmer Sommertag	normale Feuchte	25	46	9,06	
		hohe Feuchte	25	90	17,98	
	heißer Sommertrag	normale Feuchte	35	29	10,16	
		hohe Feuchte	35	34	11,95	
Europa	normaler Sommertag	normale Feuchte	28	50	11,81	Durchschnittlich: 760 Maximum: 1000
		hohe Feuchte	28	90	21,58	
	warmer Sommertag	normale Feuchte	32	40	11,88	
		hohe Feuchte	32	70	21,1	
	heißer Sommertrag	normale Feuchte	40	10	4,56	
		hohe Feuchte	40	20	9,18	
USA	normaler Sommertag	normale Feuchte	30	44	11,66	Durchschnittlich: 850 Maximum: 1150
		hohe Feuchte	30	80	21,53	
	warmer Sommertag	normale Feuchte	40	20	9,18	
		hohe Feuchte	40	40	18,64	
	heißer Sommertrag	normale Feuchte	50	4	3,05	
		hohe Feuchte	50	20	15,53	

5.6.3 Abstrahierungen des Klimaprüfstands

Betrachtet man die Komponenten einer Klimaanlage, wie in Kapitel 4 beschrieben, sind für das Verhalten der Klimaanlage selbst, die klimatischen Bedingungen an den Schnittstellen der Klimaanlage zur Umgebung entscheidend. Hier sind der Kondensator, der Verdampfer und der Kältemittelverdichter als entscheidende Komponenten zu nennen. Wechselwirkungen von Leitungen des Kältemittelkreislaufs mit der Umgebung werden in diesem Ansatz ebenfalls berücksichtigt, aber zunächst weniger stark bei der Umsetzung des Klimaprüfstands gewichtet.

Der Betriebspunkt des Kondensators hängt neben der Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Umgebung auch von dem Massenstrom des Kältemittels innerhalb des Kondensators und dem der Luft, die den Kondensator auf der äußeren Seite durchströmt, ab. Der Massenstrom des Kältemittels hängt im Wesentlichen von der Drehzahl, dem volumetrischen Liefergrad des Kältemittelverdichters und der Saugdichte am Verdichter, allgemein von den Druck- und Temperaturverhältnissen im Kältemittelkreislauf ab. Sofern an den Schnittstellen des Kondensators und des Verdampfers die zu untersuchenden klimatischen Umgebungsbedingungen eingestellt sind, stellen sich bei Vorgabe einer gewissen Drehzahl des Verdichters im Kältemittelkreislauf im stationären Betrieb die entsprechenden Temperaturen und Drücke ein. Daraus folgt, dass die Darstellung einer gewissen Verdichterdrehzahl am Klimaprüfstand erforderlich ist. Im Falle eines durch den Riementrieb des Verbrennungsmotors angetriebenen Verdichters hängt die Drehzahl des Kältemittelverdichters von der Fahrgeschwindigkeit, der Übersetzung des Riementriebs und dem gewählten Gang ab. Die Einstellung einer gewünschten Verdichterdrehzahl kann somit beispielsweise durch den Betrieb des Fahrzeugs auf einem Rollenprüfstand realisiert werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird von einem Verdichter mit fixem

Hubvolumen ausgegangen, da ein solcher im Versuchsfahrzeug verbaut war.

Falls der Betrieb des Fahrzeugs auf einem Gesamtfahrzeugprüfstand oder der Betrieb des Antriebsmotors nicht möglich ist, ist es prinzipiell denkbar, dass die entsprechenden Schnittstellen zwischen Klimaanlage und Fahrzeug durch externe Energiequellen betrieben werden. Diese sind im konkreten Fall der Heizungswärmetauscher, der vom Kühlmittel des Verbrennungsmotors gespeist wird und der Kältemittelverdichter, der über den Riemtrieb des Verbrennungsmotors angetrieben wird. Für den Betrieb dieser Komponenten durch externe Energiequellen sind entsprechende Modifikationen am Fahrzeug notwendig. Solch ein Ansatz wurde in der Studienarbeit von Fischer [Fis12] für den Betrieb des Verdichters ausgearbeitet. Dabei wurde im konkreten Fall der Verdichter aus dem Riemtrieb des Antriebsmotors entnommen und über einen Elektromotor angetrieben. Die Konditionierung des Kühlmittels für den Heizungswärmetauscher, die üblicherweise über die Abwärme des Verbrennungsmotors dargestellt wird, kann mittels eines Durchlauferhitzers umgesetzt werden. Dabei werden die entsprechenden Kühlmittleitungen des Wärmeübertragers direkt an den Erhitzer angeschlossen, ohne den gesamten Kühlmittelkreislauf des Verbrennungsmotors zu betreiben. Sowohl der Elektromotor als auch der Durchlauferhitzer sollen außerhalb des Fahrzeugsystems mit Energie gespeist werden, so dass auf den Betrieb des Fahrzeugantriebsmotors (Fahrzeug- und Motorstillstand) und somit auf einen Gesamtfahrzeugprüfstand zum Betrieb des Fahrzeugantriebsstrangs verzichtet werden kann.

Im Rahmen dieser Arbeit wird aber davon ausgegangen, dass ein entsprechender Gesamtfahrzeugprüfstand, wie beispielsweise ein Rollenprüfstand, zum Betrieb des Fahrzeugs verfügbar ist und dieser durch den Ansatz des vorgestellten Klimaprüfstands um entsprechende Funktionalitäten erweitert werden soll, welche die

Untersuchung des Klimasystems im Gesamtfahrzeug ermöglichen. Weiterführende Informationen zu dem Betrieb der Klimaanlage ohne einen Gesamtfahrzeugprüfstand können den Arbeiten von Fischer [Fis12] und Luttenberger [Lut14] entnommen werden.

Für die Leistungsfähigkeit des Klimakreislaufs ist die Wärmeabgabe am Kondensator an die Umgebung ein entscheidender Parameter. Diese Energie wurde zuvor am Verdampfer und am Verdichter in den Kältekreislauf eingetragen.

Während am Verdampfer neben der Lufttemperatur und -geschwindigkeit auch die Luftfeuchtigkeit aufgrund einer möglichen Kondensation von Wasser aus der Luft am Verdampfer und einer damit verbundenen Wärmeabfuhr in Form von latenter Wärme innerhalb des Kondensats eine entscheidende Rolle spielt, hat die Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit für den Kondensatorluftstrom lediglich einen geringen Einfluss auf die Wärmekapazität der Luft. Der Einfluss einer sich ändernden spezifischen Wärmekapazität auf Grundlage der zuvor genannten relevanten klimatischen Umgebungsbedingungen wird in [Lut14] beschrieben und wie folgt bestimmt.

Die spezifische Wärmekapazität von feuchter Luft setzt sich entsprechend den vorliegenden Anteilen aus der spezifischen Wärmekapazität von Wasserdampf und trockener Luft zusammen. Der vorliegende Anteil an Wasserdampf wird über die Wasserbeladung bestimmt.

Die Wasserbeladung von feuchter Luft errechnet sich mit:

$$X = \frac{m_{WD}}{m_{L,T}} \quad 5.34$$

Mit

X	Wasserbeladung	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}}\right]$
m_{WD}	Masse an Wasserdampf	$[\text{kg}]$
$m_{L,T}$	Masse an trockener Luft	$[\text{kg}]$

Da der in der Luft vorliegende Wasseranteil gasförmig ist, ist darauf zu achten, die spezifische Wärmekapazität von Dampf und nicht von flüssigem Wasser zu verwenden, da diese voneinander abweichen.

Unter Berücksichtigung der vorliegenden Wasserbeladung der Luft bzw. der Massenverhältnisse von Wasserdampf und trockener Luft folgt für die spezifische Wärmekapazität von feuchter Luft:

$$\frac{m_{WD} + m_{L,T}}{m_{L,T}} \cdot c_{p,L,F}(T) = \frac{m_{WD}}{m_{L,T}} \cdot c_{p,WD}(T) + \frac{m_{L,T}}{m_{L,T}} \cdot c_{p,L,T}(T) \quad 5.35$$

Mit

$c_{p,L,F}(T)$	Spezifische isobare Wärmekapazität von feuchter Luft	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$
$c_{p,WD}(T)$	Spezifische isobare Wärmekapazität von Wasserdampf	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$
$c_{p,L,T}(T)$	Spezifische isobare Wärmekapazität von trockener Luft	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$

Mit Gleichung 5.34 folgt:

$$c_{p,L,F}(T) = \frac{X \cdot c_{p,WD}(T) + c_{p,L,T}(T)}{(X + 1)} \quad 5.36$$

Die spezifischen Wärmekapazitäten für trockene Luft und Wasserdampf wurden dabei [VDI06] und [Bus02] entnommen.

Tabelle 7: Spezifische Wärmekapazität in [kJ/(kg·K)] von feuchter Luft [Lut14]

Temperatur in [°C]	Wasserbeladung in [$\frac{g}{kg}$]					Max. Abweichung in [%]
	5,8	10	15	20	22	
20	1,0116	1,0153	1,0197	-	-	0,801
30	1,012	1,0157	1,0202	1,0246	1,0263	1,413
40	1,0124	1,0163	1,0208	1,0252	1,027	1,442
50	1,0131	1,017	1,0216	1,0261	1,0279	1,461

Die in Tabelle 7 angeführten Werte wurden mit Gleichung 5.36 und unter Berücksichtigung der Wärmekapazität trockener Luft für einen Umgebungsdruck von 1 bar sowie der Wärmekapazität von gesättigtem Wasserdampf für die entsprechende Temperatur errechnet.

Der Einfluss unterschiedlicher Luftfeuchten kann somit für den relevanten klimatischen Bereich auf ca. 1,5% eingegrenzt werden. Die niedrigste Temperatur und absolute Luftfeuchte in Tabelle 7 entsprechen dabei einer Lufttemperatur von 20 °C und einer absoluten Luftfeuchte von 5,8 g/kg bzw. einer relativen Luftfeuchte von 40%. Diese Werte wurden als durchschnittliche Raumbedingungen angenommen, in dem der Klimaprüfstand betrieben wird. Die Temperatur und Feuchtigkeit des Luftstroms auf den Kondensator entspräche somit ohne weitere Veränderung durch den Klimaprüfstand den Werten des Raums. Die höchste Temperatur und Feuchte ist eine Kombination aus den jeweils vorkommenden Maximalwerten für Luftfeuchte und -temperatur aus den zuvor vorgestellten relevanten klimatischen Umgebungsbedingungen (siehe Tabelle 6).

Mit dem Ziel der Kostenoptimierung soll für den Luftstrom über Kondensator daher lediglich die Konditionierung der Luft mittels

der Einstellung von Lufttemperatur und -geschwindigkeit erfolgen. Für den Luftstrom über den Verdampfer soll zusätzlich die Einstellbarkeit der Luftfeuchtigkeit berücksichtigt werden. Der Ansatz des Klimaprüfstands sieht daher vor, die Luftströme auf den Klimakasteneinlass und den Kondensator getrennt voneinander zu führen und nicht wie bei Klimawindkanälen das gesamte Fahrzeug mit einem einzigen konditionierten Luftstrom zu beaufschlagen.

Um den Einfluss des Betriebs der Klimaanlage auf die Luft innerhalb der Kabine untersuchen zu können, ist eine äußere thermische Belastung der Schnittstelle „Kabine“ entsprechend den klimatischen Umgebungsbedingungen erforderlich.

Als Kabine wird dabei ein Kontrollvolumen betrachtet, dessen Grenzen die Innenseiten der Kabinenkarosserie bzw. Verglasung darstellen.

Der Wärmeeintrag in die Fahrzeugkabine erfolgt dabei über:

- Wärmestrahlung
- Konduktion
- Konvektion (über den Luftstrom in die Kabine eingetragene Wärme)

Die entsprechenden Anteile variieren in Abhängigkeit der vorliegenden Witterungsbedingungen, des Fahrzustands bzw. dem Umströmungszustand des Fahrzeugs sowie den Innenraumbedingungen und den durch das Klimasystem beeinflussten Größen.

Der Wärmeeintrag aufgrund von Konvektion setzt sich für das betrachtete Kontrollvolumen aus Luftströmen in die Kabine über den zuvor beschriebenen Luftstrom in den Klimakasten und möglichen Leckzuluftströmen zusammen. Über Abluftöffnungen, die an der Rückseite der Fahrzeugkabine positioniert sind, verlässt ein gewisser Luftstrom die Kabine. Zusätzlich können weite-

re Luftströme, die sogenannten Leckabluftströme, über für das Klimasystem konstruktiv nicht vorgesehene Öffnungen die Kabine verlassen.

Da der Luftstrom über den Verdampfer während des Betriebs des Klimasystems dem Leckzuluftstrom in den meisten Fahrzeugtypen überwiegt, soll der Leckzuluftstrom bei der Darstellung des Prüfstands vernachlässigt werden. Der Leckzuluftstrom hängt dabei von der Differenz zwischen Innenraum- und Umgebungsdruck an der Fahrzeugfront ab.

Wärmestrahlung, die auf die Oberflächen der Karosserie trifft, wird in Abhängigkeit der Material- und Geometrieigenschaften der Oberflächen teilweise reflektiert und transmittiert, aber auch absorbiert und führt zu einer Erwärmung dieser Oberflächen. Der Eintrag dieser Wärme in die Kabine erfolgt dann über den gleichen Mechanismus wie bei der Konduktion. Tritt Wärmestrahlung über Verglasungen in die Kabine, wird sie von Einbauten innerhalb der Kabine analog reflektiert bzw. absorbiert und führt zu deren Erwärmung. Die Einbauten geben die absorbierte Strahlung teilweise in Form von langwelliger Strahlung wieder ab. Diese langwellige Strahlung wird allerdings im Gegensatz zu der in die Kabine eingetretenen kurzwelligen Strahlung von der Verglasung nicht mehr transmittiert, was zu dem bekannten Treibhauseffekt führt [Bau10].

Der Bereich der Wärmestrahlung umfasst nach [BS10] und [HM09] den mittleren Bereich mit der Wellenlänge zwischen $0,1 \mu\text{m}$ und $1000 \mu\text{m}$. Der infrarote Bereich der Strahlung hat nach [BS10] den größten Anteil an der Wärmestrahlung und liegt in einem Bereich von $0,78 \mu\text{m}$ bis $1000 \mu\text{m}$.

Dies motiviert den Ansatz für weniger komplexe Oberflächen mit lokal ähnlichen, bekannten Materialeigenschaften wie beispielsweise dem Fahrzeugdach entsprechende Infrarotstrahler einzu-

setzen. Dagegen ist bei komplexeren Oberflächen wie dem Armaturenbrett mit lokal unterschiedlichen, oft nicht bekannten Materialeigenschaften die Verwendung von Sonnensimulationsstrahlern sinnvoll, da die Absorption der Strahlung je nach Material und Wellenlänge der Strahlung unterschiedlich ist und zu unterschiedlichen Erwärmungen der entsprechenden Materialien führt.

Der Anteil des Wärmeeintrags in Form von Konduktion über eine Kabinenaußenfläche wird unter anderem von der Wärmestrahlung auf diese Oberfläche und bei einer Fahrzeugumströmung zusätzlich von der Konvektion beeinflusst. Sowohl die Konvektion als auch die Wärmestrahlung führen zu einer Veränderung der Oberflächentemperatur und nehmen somit Einfluss auf die Konduktion über diese Fläche. Die Oberflächentemperatur des Dachs beinhaltet somit den Einfluss von Strahlungswärme und Konvektion.

Der Ansatz des in dieser Arbeit vorgestellten Klimaprüfstands sieht die Anströmung von Klimakasteneinlass und Kondensator mit konditionierter Luft vor, nicht aber die vollständige Umströmung des gesamten Fahrzeugs. Um dennoch den Einfluss der Konvektion an der Dachfläche auch am Klimaprüfstand berücksichtigen zu können, wird mit Hilfe eines Fahrversuchs auf der Straße die sich einstellende Oberflächentemperatur des Dachs ermittelt. Diese Oberflächentemperatur wird dann mit Hilfe der Infrarotstrahler am Klimaprüfstand entsprechend eingestellt.

Falls ein Fahrversuch nicht umsetzbar ist, kann für die Bestimmung der Oberflächentemperatur, wie sie bei einem angeströmten Fahrzeug vorläge, ein vereinfachter Ansatz herangezogen werden. Hierzu wird bei stehendem Fahrzeug mit einem oder mehreren Sonnensimulationsstrahlern eine Teilfläche der relevanten Oberfläche bestrahlt. Zusätzlich wird mit einem temperierbaren Gebläse diese Teilfläche in gleicher Richtung wie während einer Fahrzeugbewegung angeströmt. Durch das temperier-

bare Gebläse soll zum einen der Einfluss des Fahrtwinds und zum anderen eine entsprechende Umgebungstemperatur berücksichtigt werden. Zusätzlich ist eine für die Untersuchungen relevante Innenraumtemperatur über die Klimaanlage des Fahrzeugs einzustellen. Während dieses Vorversuchs wird die Oberflächen- und Innenblechtemperatur der betrachteten Teilfläche gemessen. Erreichen beide Temperaturen einen stationären Wert, ist das Wärmeübertragungsverhalten an dieser Teilfläche über die dahinterliegenden Materialschichten bis zum Innenblech (analog zu Abbildung 5.14) unter dem Einfluss von Sonneneinstrahlung und erzwungener Konvektion empirisch bestimmt.

Die über die Front- und Seitenscheiben eingetragene Strahlung führt zu einer Erwärmung der Innenraumeinbauten und damit indirekt zu einer Erhöhung der Lufttemperatur des Innenraums. Die Absorption von Strahlungswärme durch die Scheibenflächen ist im Vergleich zu Blechoberflächen allgemein deutlich geringer. Aus diesem Grund werden die im Rahmen dieser Arbeit auf eine Scheibenfläche ausgerichteten Sonnensimulationsstrahler nicht auf eine Oberflächentemperatur, sondern entsprechend der gewünschten Intensität der Sonneneinstrahlung eingestellt. Am Prüfstand soll der direkte Eintrag von Strahlung in den Innenraum nur über die Frontscheibe erfolgen. Auf diese Weise wird eine Fahrt des LKWs in Richtung der Sonne dargestellt und die Einstrahlung der Sonne erfolgt über die größtmögliche Scheibenfläche. Dadurch kann mit einer geringen Anzahl an Sonnensimulationsstrahler ein großer Wärmeeintrag in die Kabine realisiert werden.

Bei dieser Vereinfachung spielen die Seitenflächen keine Rolle. In allgemeinen Situationen ist auch eine Einstrahlung der Sonne auf die Seitenflächen des Fahrzeugs gegeben. Für diesen Fall kann die relevante Seitenfläche oberhalb des Kabinenbodens in die Flächen der Seitenscheibe, der Außenbleche mit dahinterliegendem Kabi-

neninnenraum und der Staufachtür unterteilt werden (siehe Abbildung 5.23).

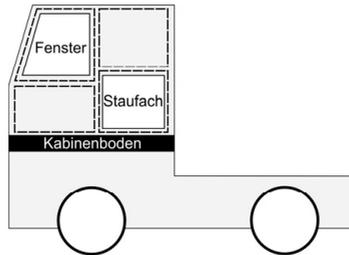


Abbildung 5.23:
Unterteilung der Kabinenseite

Hinter der unteren rechten Blechfläche sitzt ein Staufach, das baulich vom Innenraum getrennt ist und in Näherung vom Innenraum als isoliert betrachtet werden kann. Als relevante Seitenflächen, die einen Wärmeaustausch zwischen Kabineninnenraum und Fahrzeugumgebung darstellen, verbleiben somit zwei Blechflächen und die Seitenfensterscheibe.

Die Fläche der Seitenscheibe eines LKWs beträgt circa $1/6$ der Frontscheibenfläche. Aufgrund der im Vergleich zu der Seitenscheibe stärker geneigten Frontscheibe und der Einbaulage des Armaturenbretts wird dieses im Wesentlichen durch Strahlung, die durch die Frontscheibe in die Kabine eintritt, erwärmt. In einem abstrahierten, rein geometrischen Gedankenmodell (siehe Abbildung 5.24) soll allgemein von einem horizontalen Einstrahlwinkel ausgegangen werden und die von der Strahlung senkrecht getroffenen Flächenanteile der Front- und Seitenscheibe bei unterschiedlichen Einstrahlungsrichtungen zur Fahrzeuglängsachse ermittelt werden. Unter Annahme gleicher Materialeigenschaften der Scheibengläser liegt das Maximum der projizierten Scheibengesamtfläche von Front- und Seitenscheibe für das Versuchsfahrzeug bei unter 10° Einstrahlwinkel bezogen auf die Fahrzeuglängsachse. Dies entspricht für die Seitenscheibe einem

sehr spitzen Einstrahlwinkel und für die Frontscheibe einer fast senkrechten Einstrahlung.

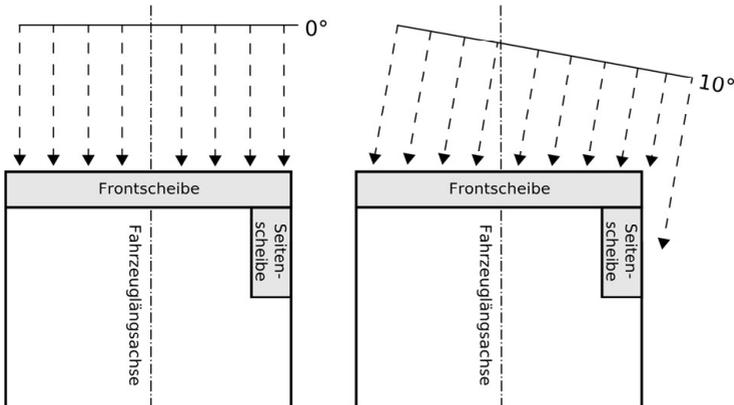


Abbildung 5.24:
Darstellung unterschiedlicher Einstrahlwinkel der Sonne auf die Kabine

Um dem Ziel der Entwicklung einer kostenoptimierten Prüfstandseinrichtung gerecht zu werden, soll der Wärmeeintrag für den Anwendungsfall eines LKWs durch direkte Strahlung vereinfacht über die Frontscheibe dargestellt werden.

Die Rückwand des Fahrzeugs verfügt über eine Isolierung und ist von der Einstrahlungsrichtung abgewandt. Die Rückwand soll daher vernachlässigt werden.

Eine vollständige Konditionierung der Hallenluft ist in einer weiteren Vereinfachung des Prüfstands nicht vorgesehen. In Kapitel 5.6.6 wird ein Vergleich zwischen Straßen- und Prüfstandsmessungen durchgeführt. Falls zwischen diesen Messungen große Abweichungen für die Innenraumtemperatur auftreten sollten, ist eine Konditionierung der Seiten- bzw. Rückwandfläche analog zu der Dachfläche über Infrarotstrahler in Erwägung zu ziehen. Alternativ kann eine vollständige Temperierung der

Hallenluft in Betracht gezogen werden, wobei weiterhin lediglich der Klimakasteneinlass und der Kondensator mit konditionierten Luftströmen beaufschlagt werden.

5.6.4 Beschreibung des Klimaprüfstands

Auf Basis der zuvor getroffenen Abstraktionen wurde ein Konzept des mobilen Klimaprüfstands, der an unterschiedlichen Gesamtfahrzeugprüfständen einsetzbar ist, erarbeitet und die Einheit des Klimaprüfstands zur Luftkonditionierung im Rahmen einer studentischen Arbeit [Lut14] konstruktiv umgesetzt. Der Klimaprüfstand ist dabei in Kombination mit einem Gesamtfahrzeugprüfstand (z.B. Rollenprüfstand) in der Lage, die Wechselwirkung von Energieeffizienz, Sicherheit und Komfort, deren Betrachtung bei Weiterentwicklungen des Klimasystems von Interesse ist, zu berücksichtigen. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit durch die Nachstellung eines realen Fahrzeugbetriebs die Wechselwirkung zu anderen Fahrzeugsystemen zu betrachten.

Bei der konkreten Umsetzung des Klimaprüfstands sind in Abhängigkeit der Randbedingungen, wie die Art des Gesamtfahrzeugprüfstands und dessen Ausstattung, vorliegende Platzverhältnisse und den gestellten Anforderungen an die Versuche selbst verschiedene Ausführungsformen denkbar.

Die Dimensionierung eines solchen Prüfstands hängt zum einen von seinem geforderten Einsatzgebiet und zum anderen von den Kosten ab. Bei der Dimensionierung des Prüfstands ist auf eine optimale Auslastung des Leistungsbereichs zu achten.

Teilweise besteht die Möglichkeit den Klimaprüfstand mit den Ausstattungsumfängen anderer Prüfstände zu kombinieren, so dass eine Dimensionierung kleiner erfolgen kann. Gesamtfahrzeugprüfstände wie Rollenprüfstände besitzen beispielsweise je nach Ausführungsform für die Kühlung des Fahrzeugantriebs

eigene Gebläse, die teilweise über eine Temperatureinstellung der ausgeblasenen Luft, aber selten bis nie über eine Einstellbarkeit der Luftfeuchtigkeit verfügen. Ist die Einstellung der Temperatur und der Geschwindigkeit mit einer hinreichenden Genauigkeit möglich, ist es denkbar, dass man diesen Luftstrom für die Durchströmung von Kondensator und Motorkühler verwendet und den Gesamtfahrzeugprüfstand bzw. Rollenprüfstand lediglich um eine Einrichtung erweitert, die einen konditionierten Luftstrom auf den Klimakasteneinlass bereitstellt.

In [Lut14] wurde unter dem Aspekt der Abdeckung eines sinnvollen Leistungsbereichs bei gleichzeitiger Kostenoptimierung eine Auslegung des Klimaprüfstands mit integrierten Gebläsen gewählt, die imstande ist, die Größe eines Motorkühlers und eines Kondensators, wie sie bei PKW und Transportern bzw. Kleinbussen verbaut werden, mit konditionierter Luft zu beaufschlagen. Diese Ausführungsform macht eine weitere lufttechnische Anlage am Gesamtfahrzeugprüfstand wie ein Gebläse zur Abführung der Abwärme am Motorkühler überflüssig, so dass der Klimaprüfstand an jeder Art von Gesamtfahrzeugprüfstand unabhängig von seinem Ausstattungsumfang einsetzbar ist.

Fahrzeuge mit größeren Antriebsleistungen wie Fernverkehr-LKW besitzen im Vergleich zu PKW deutlich größere Motorkühler. Der auf einen PKW ausgelegte Klimaprüfstand wäre hier in der Lage, den Kondensator über die gesamte Fläche mit konditionierter Luft anzuströmen. Den hinter dem Kondensator liegenden, deutlich größeren Motorkühler dahingegen nur über einen Teil der Kühlerfläche. In diesem Fall müsste der Klimaprüfstand entweder mit den damit verbundenen Kosten insgesamt größer dimensioniert werden oder falls vorhanden mit dem regelbaren Gebläse des Gesamtfahrzeugprüfstands kombiniert werden. Letztere Variante wurde für den Fall eines Fernverkehr-LKWs im Rahmen der Arbeit von [Lut14] betrachtet.

Idealerweise sollte das Gebläse des Gesamtfahrzeugprüfstands hierbei eine Einstellung von Luftgeschwindigkeit und -temperatur zulassen, so dass diese entsprechend den Werten des Klimaprüfstands angepasst werden können. Falls die Einstellung der Temperatur nicht möglich ist, sollte zumindest die Einstellung der Luftgeschwindigkeit gewährleistet sein. Auf diese Weise sind beliebige Anströmgeschwindigkeiten auf Kondensator und Motorkühler durch die Kombination der Gebläse von Klima- und Gesamtfahrzeugprüfstand darstellbar. Für den Fall, dass am Gesamtfahrzeugprüfstand lediglich die Luftgeschwindigkeit, nicht aber die Lufttemperatur eingestellt werden kann, ist zu untersuchen, ob es aufgrund der unterschiedlichen Anströmtemperaturen von Kondensator und Motorkühler zu unerwünscht großen Abweichungen und Wechselwirkungen zwischen Kondensator und Kühler kommt. Gegebenenfalls ist der Klimaprüfstand für Fahrzeuge mit größeren Motorkühlern, wie sie bei LKW vorkommen, dann mit einer entsprechend großen Luftausströmung zu versehen, so dass sowohl Kühler als auch Kondensator mit konditionierter Luft beaufschlagt werden können. Hierbei gilt zu beachten, dass Kältemittelleitungen, die in Strömungsrichtung hinter dem Kondensator bzw. Motorkühler liegen, ebenfalls von dem konditionierten Luftstrom durch Kondensator bzw. Motorkühler innerhalb des Motorraums erfasst werden.

Nachfolgend soll auf die Konstruktionsentwürfe eingegangen werden. Da in der vorgeschlagenen Ausführungsform der Luftstrom auf den Klimakasteneinlass im Gegensatz zum Luftstrom auf den Kondensator bzw. Motorkühler befeuchtet werden kann, werden diese beiden Luftströme innerhalb des Klimaprüfstands getrennt voneinander erzeugt. In Abbildung 5.25 ist ein Schnitt durch die Einheit zur Konditionierung des Luftstroms auf den Kondensator bzw. Motorkühler zu sehen. Diese beinhaltet insgesamt vier Axialventilatoren. Zur Regelung des Luftvolumenstroms kann ein Ventilator drehzahl geregelt betrieben werden, während die anderen drei Ventilatoren lediglich zugeschaltet werden

können. Durch diese Kombination sind beliebige Luftvolumenströme darstellbar. Die Ventilatoren sind dabei so dimensioniert, dass sie einen Volumenstrom fördern können, der bei der entsprechenden Austrittsfläche auf den Motorkühler bzw. Kondensator einer Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h entspricht. An den jeweiligen Ventilator schließt ein Diffusor an, gefolgt von einer Einlaufstrecke zur Beruhigung der Strömung. Am Ende der vier Einlaufstrecken sitzen insgesamt zwei horizontal übereinander angeordnete Wärmeübertrager, um einen über den Querschnitt gleichmäßigeren Wärmeeintrag in die Luftströmung darstellen zu können. Die Luft wird anschließend mittels einer Düse und einer weiteren Einlaufstrecke, um ein über den Querschnitt konstant verteiltes Strömungsbild zu gewährleisten, auf den Kondensator bzw. Motorkühler des Fahrzeugs geführt.

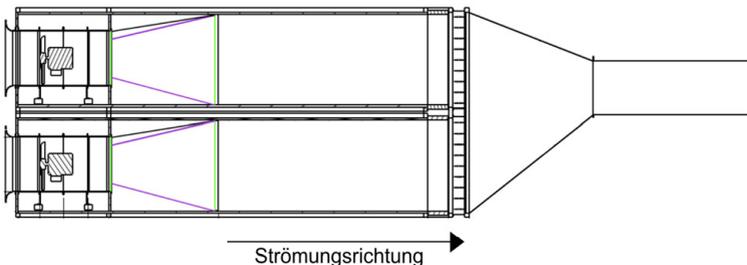


Abbildung 5.25:
Schnitt der Luftkonditioniereinheit des Kondensators/Motorkühlers
(Darstellung in Anlehnung an [Lut14])

Die zweite Einheit zur Konditionierung des Luftstroms auf den Klimakasteneinlass ist in Abbildung 5.26 zu sehen. Die nachfolgenden Nummerierungen der einzelnen Komponenten beziehen sich auf die Darstellung in Abbildung 5.26. Diese Einheit besitzt einen drehzahlgeregelten Ventilator (1), dem ein Diffusor (2), eine Einlaufstrecke (3) und ein Wärmeübertrager (4) folgt. Nach dem Wärmeübertrager (4) sind zur Befeuchtung der Luft zwei Dampfverteilerrohre (5) angeordnet, um eine möglichst gleichmäßige

Einbringung des Dampfes zu gewährleisten. Die Einbringung von Wasser in Form von Dampf hat gegenüber der Einbringung in Form von flüssigem Wasser den Vorteil, dass der Luftstrom nicht abkühlt, da die zur Verdampfung notwendige Enthalpie bereits im Vorfeld in das System eingebracht wurde und nicht dem Luftstrom entnommen wird. Hierbei ist allerdings darauf zu achten, dass über den Dampf zusätzliche Wärme in das System eingebracht wird. Um eine Verteilung des Wasserdampfes in der Luft und eine geringe Kondensation des Dampfes an Kanalwänden zu gewährleisten, ist eine sogenannte Befeuchtungsstrecke (6) nach dem Dampfeintrag zu beachten. Am Austritt dieser Luftkonditioniereinheit befinden sich eine Düse (7) und eine Einlaufstrecke (8), die die konditionierte Luft in den Klimakasteneinlass leiten.

Prinzipiell ist es denkbar, neben einer Vorrichtung zur Lufterwärmung und -befeuchtung auch eine entsprechende Vorrichtung zur Luftkühlung und -entfeuchtung in den Luftführungs kanal auf den Klimakasteneinlass zu installieren (siehe [IAV] und [IAV11]). Unter Berücksichtigung der vorliegenden klimatischen Bedingungen der Hallenluft, in welcher der Klimaprüfstand betrieben werden soll, und der durch den Klimaprüfstand darzustellenden klimatischen Bedingungen (siehe Tabelle 6), wird, um die Darstellbarkeit eines solchen Prüfstands im Rahmen dieser Arbeit zu zeigen, auf Vorrichtungen zur Luftkühlung und -entfeuchtung verzichtet.

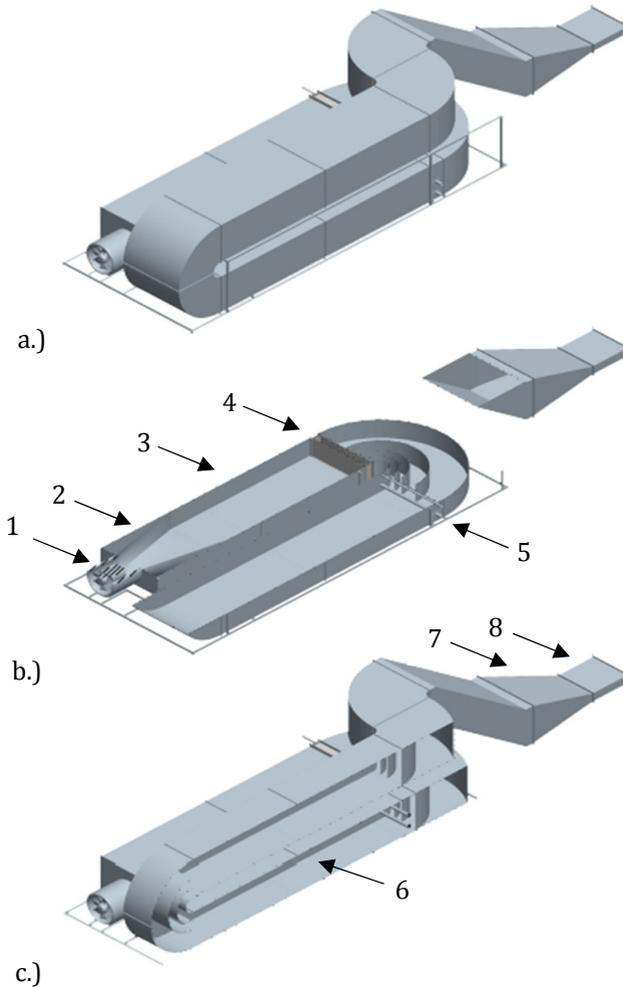


Abbildung 5.26:
Konditioniereinheit des Luftstroms auf Klimakasteneinlass/Verdampfer:
a.) Gesamte Einheit b.) Untere Kanalführung (horizontaler Schnitt)
c.) Obere und untere Kanalführung (vertikaler Schnitt)
(Darstellung in Anlehnung an [Lut14])

Die Wärmeübertrager benötigen eine Warm- bzw. Heißwasserbereitstellungsanlage. Sofern die lokalen Gegebenheiten zum Anschluss an ein Fernwärmenetz nicht vorhanden sind, ist in diesem Ansatz die Verwendung einer mit Öl betriebenen Heizanlage aufgrund der hohen Energiedichte und sicheren Transport- bzw. Lagerungsmöglichkeit des Öls vorgesehen. Falls die Infrastruktur es ermöglicht, ist auch der Einsatz von Gas oder Strom denkbar. In Anhang V ist eine Übersicht zu den technischen Daten des mobilen Klimaprüfstands enthalten.

In Abbildung 5.27 ist der Klimaprüfstand als Zusammenbau beider Einheiten mit den Luftführungskanälen auf den Klimakasteneinlass und den Kondensator des zu prüfenden Fahrzeugs zu sehen. Im konkreten Fall ist das zu prüfende Fahrzeug eine Sattelzugmaschine des Fernverkehrs, die im Rahmen des Forschungsprojekts als Versuchsfahrzeug zur Verfügung stand. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist die Vorrichtung der Strahler zur Nachbildung des Wärmeeintrags durch Strahlung in die Fahrzeugkabine nicht dargestellt. Auf diese wird aber im nachfolgenden Unterkapitel 5.6.4.1 näher eingegangen.

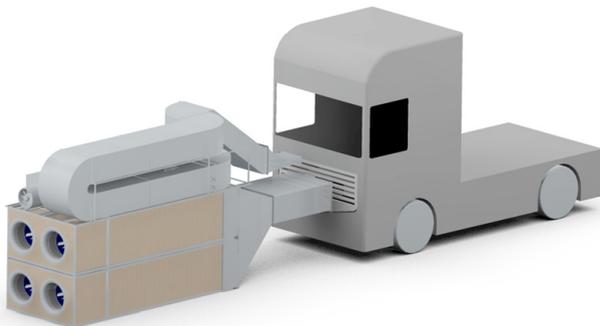


Abbildung 5.27:
Mobiler Klimaprüfstand: Luftkonditioniereinheit für Verdampfer und Motorkühler/Kondensator (gerade Ausführung ohne den Einsatz eines weiteren Prüfstandsgebläses) (Darstellung in Anlehnung an [Lut14])

Entsprechend den vorliegenden Platzverhältnissen des Gesamtfahrzeugprüfstands sind verschiedene Ausführungsformen des Klimaprüfstands denkbar, die allerdings im Rahmen dieser Arbeit in ihrer Gesamtheit nicht vorgestellt werden können. Es soll an dieser Stelle aber noch auf die Variante des Klimaprüfstands (siehe Abbildung 5.28) eingegangen werden, die in Kombination mit dem Gebläse des Gesamtfahrzeugprüfstands zur Anströmung größerer Motorkühler wie beispielsweise von LKW vorgesehen ist. Die Luftführungskanäle auf den Kondensator sind dabei so geführt, dass unterhalb des Kanals ein Anströmen des Motorkühlers möglich ist.

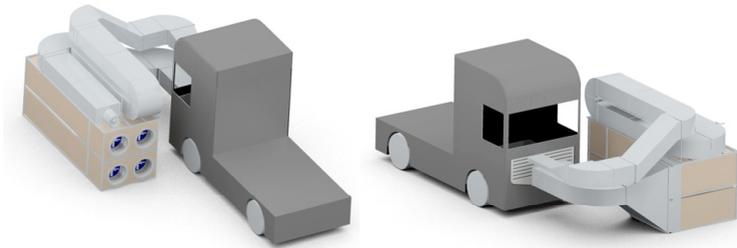


Abbildung 5.28:
Mobiler Klimaprüfstand: Luftkonditioniereinheit für Verdampfer und
Motorkühler/Kondensator (gewinkelte Ausführung für den kombinierten
Einsatz mit zusätzlichem Prüfstandsgebläse)
(erweiterte Darstellung von [Lut14])

Die konditionierte Luft über den Motorkühler bzw. Kondensator strömt hinter dem Fahrzeug in den Raum aus. Da der Klimaprüfstand aus diesem Raum die Luft erneut ansaugt und entsprechend konditioniert, wird je nach Größe des Raums nach einer gewissen Zeit auch eine entsprechend höhere Raumtemperatur vorliegen. Dies würde Untersuchungen des gesamten Fahrzeugs bei höheren Raumtemperaturen ermöglichen. Liegt der Fokus der Untersuchung allerdings auf der Konditionierung der Luft auf Motorkühler/Kondensator und Klimakasteneinlass ist eine direkte Rückfüh-

rung der konditionierten Luft hinter Motorkühler/Kondensator in die Luftansaugung des Klimaprüfstands denkbar. Der Klimaprüfstand saugt dadurch Luft an, die im Vergleich zur Umgebung eine höhere Temperatur besitzt, wodurch sich der erforderliche Wärmeeintrag im Klimaprüfstand reduziert und die Energieeffizienz des Klimaprüfstands gesteigert wird. Es ist aber auch denkbar, mit dieser Rückführung höhere Maximaltemperaturen zu erreichen, sofern diese unterhalb der Temperatur des Wärmeübertragers im Klimaprüfstand liegen. Eine entsprechende konstruktive Umsetzung und strömungstechnische Optimierung einer solchen Rückführung für den Anwendungsfall einer Sattelzugmaschine ist in der Arbeit von Musial [Mus13] umgesetzt. Grundsätzlich ist eine solche Rückführung bei ausreichender Zugänglichkeit auch bei einem PKW mit einem entsprechend modifizierten Luftrückführungskanal unterhalb des Fahrzeugs denkbar. In Abbildung 5.29 ist zum einen der Teil des Klimaprüfstands zur Konditionierung des Luftstroms auf den Motorkühler/Kondensator mit einer Luftrückführung in den Klimaprüfstand und zum anderen die Vorrichtung zur Positionierung der Strahler zu sehen.

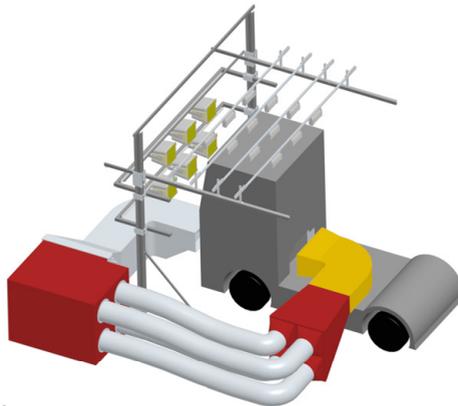


Abbildung 5.29:
Luftrückführung des Kondensatorluftstroms und Vorrichtung zur Positionierung der Sonnensimulations- und Infrarotstrahler (erweiterte Darstellung von [Mus13])

5.6.4.1 Umsetzung des Ansatzes des Klimaprüfstands an einem Allrad-Rollenprüfstand

Um die Anwendbarkeit der Ansätze für den mobilen Klimaprüfstand zu validieren und zu verifizieren, wurde ein bereits am Institut vorhandener Allrad-Rollenprüfstand (ARP) umgebaut und die dafür notwendige Prüfstandsarchitektur erweitert.

Bei diesem Rollenprüfstand handelt es sich um einen Prüfstand mit vier getrennt voneinander über Synchronelektromotoren angetriebenen Rollen. Jede Rolle hat dabei eine Dauerleistung von 300 kW. Der Rollenprüfstand ist insgesamt mit einer Fahrzeugmasse von 56 t belastbar, so dass auch der Betrieb von schweren Nutzfahrzeugen problemlos möglich ist.

Der Rollenprüfstand besitzt eine Belüftungsanlage zur Kühlung des Fahrzeugmotors, die in der Lage ist, einen Luftvolumenstrom von insgesamt 180.000 m³/h umzuwälzen. Bei einer Düsenaustrittsfläche von ca. 1,1 m² zur Anströmung eines Motorkühlers entspricht dies einer simulierten Fahrgeschwindigkeit von ungefähr 160 km/h. Dabei wird der Luftvolumenstrom im Obergeschoss des Gebäudes von zwei separaten Anlagen bereitgestellt. Bei der ersten Anlage handelt es sich um eine Umwälzanlage mit insgesamt 3 Ventilatoren, die den größten Teil des maximalen Volumenstroms fördert. Die zweite Anlage ist eine RLT-Anlage (RLT: Raum-Luft-Technik), die über einen Erhitzer in der Lage ist, einen Luftstrom von insgesamt 49.000 m³/h zu erwärmen. Der Erhitzer der RLT-Anlage wird dabei von einem Fernwärmenetz gespeist. Die RLT-Anlage verfügt darüber hinaus noch über eine Möglichkeit den Außenluftanteil zu regeln. Dies ist wichtig, um den Luftanteil, der durch die Abgasabsaugung am Fahrzeug aus dem Raum gefördert wird, wieder als entsprechenden Außenluftanteil in den Raum einzubringen, um entstehende Unterdrücke im Raum zu vermeiden. Je nach gefordertem Volumenstrom und

Lufttemperatur werden diese beiden Anlagen kombiniert oder getrennt voneinander betrieben.

Die technischen Daten der Belüftungsanlage des Rollenprüfstands decken die im vorherigen Kapitel vorgestellten Anforderungen eines Klimaprüfstands ab, so dass die Anlage zur Konditionierung der Temperatur und Luftgeschwindigkeit auf Motorkühler und Kondensator sowie Klimakasteneinlass des Fahrzeugs verwendet werden kann. Eine Übersicht der technischen Daten der RLT-Anlage des Rollenprüfstands mit der im Rahmen dieser Arbeit umgesetzten klimatechnischen Erweiterung ist Anhang V zu entnehmen. In dieser Übersicht sind ebenfalls die technischen Daten des zuvor beschriebenen Klimaprüfstands aufgezeigt.

Da die Belüftungsanlage des Rollenprüfstands bisher nur einen einzigen Luftstrom auf das Fahrzeug vorsieht, muss der Luftstrom durch eine Erweiterung der Luftführungskanäle vor dem Fahrzeug nach dem Ansatz des Klimaprüfstands in zwei getrennt geführte Luftströme auf Motorkühler und Klimakasteneinlass aufgeteilt werden. Hierzu wurde in den Trichter vor der Aufteilung des Luftstroms in zwei separate Luftströme eine Mischklappe verbaut, die eine Feineinstellung bzw. einen Abgleich der Strömungsgeschwindigkeiten am jeweiligen Kanalausgang erlaubt. Die Strömungsgeschwindigkeiten wurden dabei jeweils im letzten Kanalsegment in einem gewissen Abstand zur Luftaustrittsöffnung über die Druckverhältnisse an einem Prandtl-Rohr gemessen und als Regelgröße an das Prüfstandsgebläse weitergegeben. Die Belüftungsanlage besaß bisher außerdem keine Möglichkeit der Luftbefeuchtung. An dieser Stelle war ebenfalls eine entsprechende Erweiterung für den Luftstrom auf den Klimakasteneinlass notwendig.

Für die Realisierung des Wärmeeintrags aufgrund von Strahlung wurde entsprechend den zuvor beschriebenen Abstraktionen in Kapitel 5.6.3 eine Kombination aus Sonnensimulations- und

Infrarotstrahlern gewählt. Für die Strahler wurde dabei eine Vorrichtung konstruiert, die die Einstellung der Strahler in alle Raumrichtungen erlaubt. Damit ist die Anpassung an beliebige Fahrzeugkonturen möglich, um gleiche Abstände der Strahler zur Fahrzeugoberfläche zu gewährleisten. Im konkreten Anwendungsfall wurden die Infrarotstrahler, die die Dachfläche des Fahrzeugs bestrahlen, entsprechend der Dachkontur in Fahrzeuglängsrichtung ausgerichtet.

Als Grundlage für die Ausrichtung der Sonnensimulationsstrahler wurden zunächst die Sonnenstände im Zeitraum der durchgeführten Versuche auf der Straße ermittelt, um einen realitätsbezogenen Bestrahlungswinkel zu erhalten.

Abbildung 5.30 zeigt die Sonnenhöhe (Elevation) in Abhängigkeit der Messtage für die geographischen Koordinaten des Versuchsgeländes.

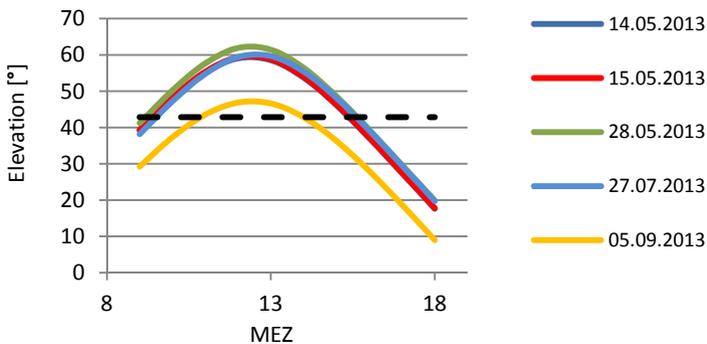


Abbildung 5.30:
Darstellung der Sonnenhöhe in Abhängigkeit des Datums der Messung

Unter Berücksichtigung der in [Gro10] und [Bau10] angegebenen Formeln zur Berechnung der Sonnenhöhe ergibt sich für den relevanten Zeitraum der Versuchsdurchführung auf der Straße

somit im Mittel eine Ausrichtung der Sonnensimulationsstrahler von ca. 43 Grad zu einer horizontalen Ebene. Die Strahler wurden ohne Fahrzeug mit Hilfe einer in den Raum gehängten Hilfsebene auf ein homogenes Strahlungsfeld über die gesamte Fahrzeugbreite kalibriert. Die Hilfsebene war dabei so ausgerichtet, dass sie im geforderten Winkelbereich von 40 bis 45 Grad das Armaturenbrett des Fahrzeugs schneiden würde. Diese Ausrichtung der Strahler stellt somit im Mittel einen Sonnenstand durch die Frontscheibe auf die Armaturen und Einbauten des Innenraums dar, wie er nach Abbildung 5.30 für die entsprechenden Versuchstage vorlag.

In Abbildung 5.31 ist die konstruktive Umsetzung des Ansatzes eines kostenoptimierten Klimaprüfstands, der relevante Schnittstellen des Klimasystems konditioniert, als Erweiterung des am Institut vorhandenen Rollenprüfstands innerhalb eines CAD-Modells der Anlage (CAD: Computer-Aided Design) dargestellt.

Neben den Luftanlagen im Obergeschoss des Gebäudes sind vor dem Fahrzeug die zwei getrennt voneinander auf das Fahrzeug geführten Luftkanäle sowie die Vorrichtung mit den Strahlern zu erkennen. Hinter dem Fahrzeug ist das Prinzip der Luftrückführung durch eine Einhausung des hinteren Fahrzeugteils umgesetzt, die die Luft wieder zurück zu den Luftanlagen im Obergeschoss führt.

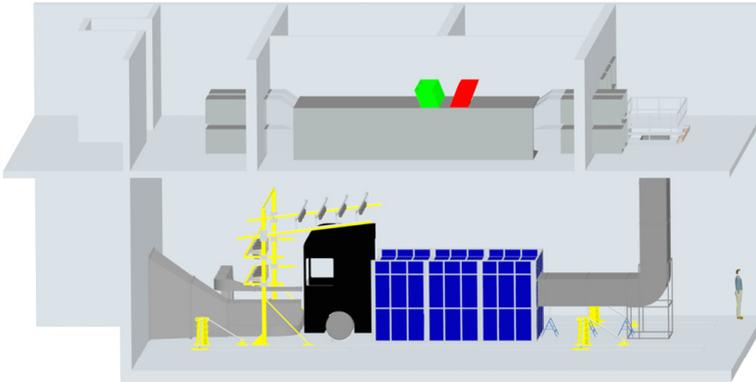


Abbildung 5.31:
CAD-Konstruktion des Klimaprüfstands am Allrad-Rollenprüfstand des
Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am KIT

In Abbildung 5.32 ist die Umsetzung der CAD-Konstruktion am
Allrad-Rollenprüfstand des Instituts in der Realität zu sehen.

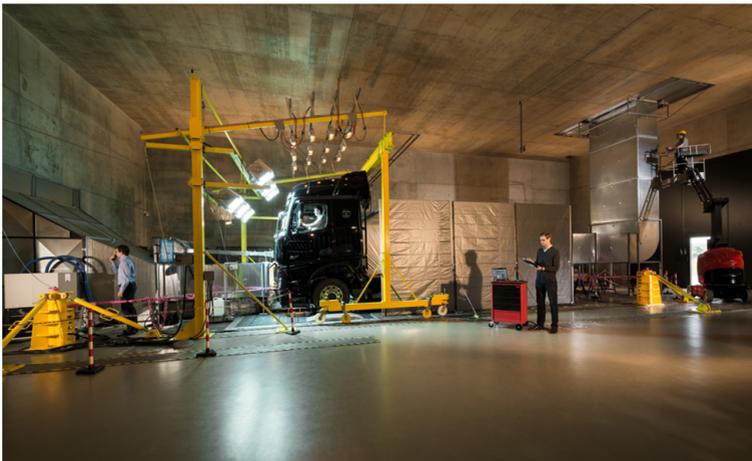


Abbildung 5.32:
Umsetzung des Klimaprüfstands am Allrad-Rollenprüfstand des Instituts
für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am KIT (Foto von [Bre14])

5.6.5 Versuchsdurchführung

Um die Funktionsfähigkeit des vorgestellten Ansatzes eines Klimaprüfstands am Rollenprüfstand des Instituts zu überprüfen, wurden die in Kapitel 5.4.3 vorgestellten Versuche von Straßenfahrten auf dem Prüfstand nachgebildet. Auf diese Weise sind ein direkter Vergleich der Ergebnisse und die Beurteilung der Nachbildungsgüte des Prüfstands möglich.

Unter dem Aspekt der Untersuchungen zur Energieeffizienz des Klimasystems ist für die Nachbildung der Straßenfahrversuche neben den klimatischen Umgebungsbedingungen auch der Fahrzustand des Fahrzeugs entscheidend.

Der Fahrzustand setzt sich dabei aus der Fahrgeschwindigkeit und der über den Gang festgelegten Übersetzung des Antriebsstrangs zusammen, die über den Riementrieb Einfluss auf die Drehzahl des Kältemittelverdichters nehmen. Aus dem jeweiligen Fahrzustand des Fahrzeugs resultiert ein bestimmter Betriebspunkt des Verbrennungsmotors, der den spezifischen Kraftstoffbedarf bestimmt. Zusätzlich ist die abgerufene Motorleistung bzw. das Drehmoment des Motors für die Wärmeentwicklung im Motorraum entscheidend, die Einfluss auf die Kältemittelleitungen nehmen kann. Der Wärmeeintrag in die Kabine aufgrund der Motorabwärme ist, wie im vorherigen Kapitel bereits erwähnt, bei einer Durchströmung des Motorraums für das vorliegende Fahrzeug vernachlässigbar. Um am Rollenprüfstand die bei der jeweiligen Geschwindigkeit vorliegenden Fahrwiderstände analog zur Versuchsfahrt auf der Straße nachbilden zu können, wurde zuvor mit dem Versuchsfahrzeug eine Ausrollkurve auf der Straße ermittelt.

Zu den klimatischen Umgebungsbedingungen gehören die Temperatur, Feuchte und Geschwindigkeit der Luft sowie die Strahlungsintensität der Sonne. Da an den Versuchstagen auf der Straße

jeweils Windstille vorlag, entspricht die Anströmgeschwindigkeit der Geschwindigkeit des Fahrzeugs.

Steht nicht die Untersuchung der Energieeffizienz des Klimasystems, sondern eine Untersuchung der Funktionalität der Klimaanlage in Verbindung mit dem sich einstellenden Kabinenklima im Vordergrund, ist primär die Drehzahl des Verbrennungsmotors von Relevanz, nicht aber das Drehmoment. Im Rahmen der Versuche wurde daher ein weiterer Ansatz am vorgestellten Klimaprüfstand exemplarisch untersucht, in welchem über eine geeignete Vorrichtung bei stehendem Rad des Fahrzeugs die Drehzahl des Verbrennungsmotors analog den Straßenfahrversuchen eingestellt wurde. Zusätzlich wurden die klimatischen Umgebungsbedingungen der vorliegenden Straßenfahrversuche nachgestellt.

Der in Kapitel 5.6.4.1 beschriebene, entsprechend um klimatische Funktionalitäten erweiterte Rollenprüfstand des Instituts, erlaubt die Einstellung dieser zuvor genannten Parameter von Fahrzeugumgebung und des Fahrzeugs selbst.

Die Regelung des Prüfstandsgebläses erfolgte dabei über die Messung der Luftgeschwindigkeit am Kanalausstritt mittels eines Prandtl-Rohrs. Als statischer Bezugsdruck wurde zunächst der statische Druck innerhalb des Kanals gewählt. Hierbei konnte allerdings festgestellt werden, dass durch diese Art der Gebläseregelung höhere Druckdifferenzen zwischen Kabineninnenraum und Außenseite der Abluftöffnungen der Kabine (Kabinendifferenzdruck) als bei einem vergleichbaren Versuch auf der Straße vorliegen. Diese höheren Druckdifferenzen können zum einen durch geringere Drücke an den Außenseiten der Kabine aufgrund einer abweichenden An- und Umströmung der Kabine und zum anderen durch eine Erhöhung des Kabineninnendrucks durch einen höheren Luftvolumenstrom bzw. -massenstrom durch den Klimakasten zustande kommen. Letzteres kann im vorliegenden Fall ausgeschlossen werden, da aus Versuchen der Luftstrom

durch den Klimakasten bekannt ist (siehe Tabelle 10). An dieser Stelle sei nochmals explizit darauf hingewiesen, dass eine Zuordnung des Differenzdrucks zwischen Kabineninnenraum und Außenseite der Abluftöffnungen zu einem Luftvolumenstrom bzw. -massenstrom bei einem angeströmten Fahrzeug nicht zulässig ist, da diese Zuordnung, wie in Kapitel 5.3.1 beschrieben, lediglich für ein nicht angeströmtes Fahrzeug erstellt wurde. Zusätzlich wurden niedrigere Kältemitteldrücke im Kondensator im Vergleich zu dem entsprechenden Straßenfahrversuch gemessen. Dies kann mit höheren luftseitigen Durchströmungen des Kondensators begründet werden, die auf höhere Staudrücke vor dem Fahrzeug und damit verbunden auf größere luftseitige Druckdifferenzen über den Kondensator zurückzuführen sind (siehe Tabelle 8, Spalte „Prüfstand (GR_v)“).

In der bereits zuvor erwähnten ersten Variante der Gebläseregelung des Prüfstands wurde der statische Bezugsdruck innerhalb des Kanals an dem Prandtl-Rohr direkt erfasst, so dass durch die Regelung die gewünschte Luftgeschwindigkeit am Kanalaustritt eingeregelt wurde. Diese Variante der Gebläseregelung soll nachfolgend mit „GR_v“ bezeichnet werden. Aufgrund der bis kurz vor das Versuchsfahrzeug geführten Kanalführung stellte sich ein im Verhältnis zur Prüfhalle höherer statischer Druck am Prandtl-Rohr innerhalb des Kanals ein und damit eine deutlich höhere Strömungsenergie im Vergleich zu einer freien Anströmung des Fahrzeugs auf der Straße. Dies führte im Vergleich zu Messungen auf der Straße zu höheren Kabinendifferenzdrücken und einer höheren luftseitigen Durchströmung des Kondensators. Luftseitig abweichende Durchströmungen des Kondensators nehmen über die Wärmekapazitätsströme der Kondensatorluft Einfluss auf die Wärmeabfuhr am Kondensator und damit auf die sich im Kondensator einstellenden Kältemitteldrücke. Der Wärmekapazitätsstrom hängt dabei zum einen von der vorliegenden Wärmekapazität und Dichte der Luft und zum anderen von dem Luftvolumenstrom, der den Kondensator durchströmt, ab. Dieser Luft-

volumenstrom wird dabei aufgrund der konstanten Kondensatorfläche von der Strömungsgeschwindigkeit durch den Kondensator vorgegeben.

$$\dot{V}_{L,K} = v_{L,K} \cdot A_K \quad 5.37$$

Mit

$v_{L,K}$	Luftgeschwindigkeit durch den Kondensator	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
A_K	Luftseitig angeströmte Fläche des Kondensators	$[\text{m}^2]$

Die genaue Erfassung der luftseitigen Strömungsgeschwindigkeit durch den Kondensator ist allerdings messtechnisch nur schwer und mit spezieller Sensorik realisierbar [Sch13]. Daher wird als Maß für die luftseitige Anströmung des Kondensators anstelle der Luftgeschwindigkeit die Strömungsenergie des Luftstroms herangezogen, die aus den Umgebungsbedingungen vor dem Fahrzeug bestimmbar ist.

Für die Energiegleichung gilt nach Bernoulli unter Berücksichtigung, der in Abbildung 5.33 angegebenen Messstellen:

$$\frac{v_{L,2}^2}{2} + \frac{p_{L,2}}{\rho_{L,2}} + g \cdot z_2 = \frac{v_{L,0}^2}{2} + \frac{p_{L,0}}{\rho_{L,0}} + g \cdot z_0 \quad 5.38$$

Mit

$v_{L,i}$	Luftgeschwindigkeit an der Position i	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$p_{L,i}$	Luftdruck an der Position i	$[\text{Pa}]$
g	Schwerebeschleunigung	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$
z_i	Höhe an der Position i	$[\text{m}]$
$\rho_{L,i}$	Luftdichte an der Position i	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Mit den identischen Höhen $z_2 = z_0$ und der Vereinfachung, dass $\rho_{L,2} = \rho_{L,0} = \rho_L$ ist, folgt:

$$\frac{v_{L,2}^2}{2} + \frac{p_{L,2}}{\rho_L} = \frac{v_{L,0}^2}{2} + \frac{p_{L,0}}{\rho_L} \quad 5.39$$

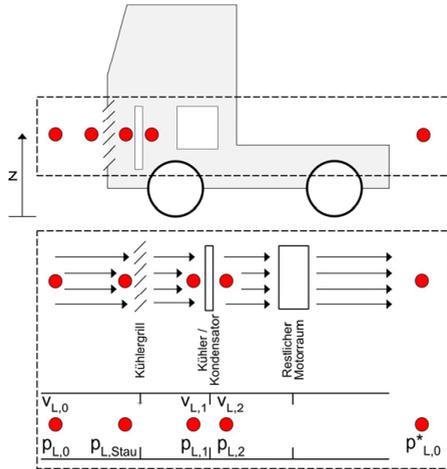


Abbildung 5.33: Darstellung der für die Luftdurchströmung relevanten Komponenten des vorderen Motorraums

Folge dessen wurde eine zweite Betriebsart der Prüfstandsgebläseregelung umgesetzt, welche die gleiche Strömungsenergie des entsprechenden Straßenfahrversuchs erzeugt (siehe Gleichung 5.39).

Der statische Umgebungsdruck auf der Straße $p_{L,0,Strasse}$ ist in hinreichender Entfernung zum Fahrzeug und in erster Näherung dem statischen Hallendruck $p_{L,0,Prüfstand}^*$, wie er bei einem Versuch auf dem Prüfstand außerhalb des Strömungsfelds des Fahrzeugs vorliegt, gleichzusetzen. Der gemessene statische Luftdruck innerhalb des Luftkanals des Prüfstands $p_{L,0,Prüfstand}$ ist hierfür

nicht geeignet, da er deutlich über dem gemessenen statischen Umgebungsdruck liegt. Unter der Annahme, dass für die Straßen- und Prüfstandsversuche identische Luftdichten vorliegen, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\frac{v_{L,0,Stra\beta e}^2}{2} + \frac{p_{L,0,Pr\ddot{u}fstand}^*}{\rho_L} = \frac{v_{L,0,Pr\ddot{u}fstand}^2}{2} + \frac{p_{L,0,Pr\ddot{u}fstand}}{\rho_L} \quad 5.40$$

Aus Gleichung 5.40 lässt sich die am Prüfstand einzustellende Luftgeschwindigkeit ermitteln, um gleiche Strömungsenergien wie auf dem entsprechenden Straßenfahrversuch zu erhalten:

$$v_{L,0,Pr\ddot{u}fstand} = \sqrt{v_{L,0,Stra\beta e}^2 - 2 \cdot \frac{p_{L,0,Pr\ddot{u}fstand} - p_{L,0,Pr\ddot{u}fstand}^*}{\rho_L}} \quad 5.41$$

Um dies umzusetzen, müssten die Differenzen der statischen Drücke von Luftkanal und Prüfstandshalle fortlaufend gemessen und die nach Gleichung 5.41 ermittelte Sollgeschwindigkeit durch das Prüfstandsgebläse eingeregelt werden. Dies war an dem vorliegenden Prüfstand nicht möglich. Die Gebläseregelung des Prüfstands regelt die eingegebene Sollgeschwindigkeit über die Messung der Druckverhältnisse innerhalb des Luftkanals mittels eines Prandtl-Rohrs ein.

Für die Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit über die Druckverhältnisse an einem Prandtl-Rohr gilt folgender Zusammenhang (siehe auch Abbildung 5.34):

$$v_L = s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{L,Ges} - p_{L,0})}{\rho_L}} \quad 5.42$$

Mit

v_L	Luftgeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
s	Koeffizient des Prandtl-Rohrs	$[-]$
$p_{L,0}$	Statischer Luftdruck	$[\text{Pa}]$
$p_{L,Ges}$	Gesamtluftdruck (statisch + dynamisch)	$[\text{Pa}]$
ρ_L	Luftdichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

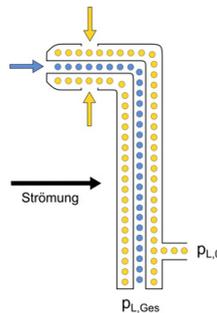


Abbildung 5.34:
Messstellen an einem Prandtl-Rohr

Setzt man Gleichung 5.42 für die Versuchsdurchführung am Prüfstand in Gleichung 5.40 ein, folgt:

$$v_{L,0,Strasse}^2 = \left(s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{L,Ges,Prüfstand} - p_{L,0,Prüfstand})}{\rho_L}} \right)^2 + \frac{2 \cdot (p_{L,0,Prüfstand} - p_{L,0,Prüfstand}^*)}{\rho_L} \quad 5.43$$

Mit der Annahme, dass $s^2 \approx 1$, vereinfacht sich Gleichung 5.43 zu:

$$v_{L,0,Strasse} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{L,Ges,Prüfstand} - p_{L,0,Prüfstand}^*)}{\rho_L}} \quad 5.44$$

Hierbei ist ersichtlich, dass der strukturelle Aufbau von Gleichung 5.44 dem von Gleichung 5.42 entspricht. Folglich kann am Prüfstand eine gewünschte Anströmung mit gleicher Strömungsenergie wie bei einem Versuch auf der Straße nachgebildet werden, indem die Gebläseregelung mit Hilfe des Prandtl-Rohrs innerhalb des Kanals auf den statischen Umgebungsdruck der Halle $p_{L,0,Prüfstand}^*$ erfolgt. Dies kann realisiert werden, indem zur Erfassung des statischen Luftdrucks nicht die Messstelle am Prandtl-Rohr verwendet wird, sondern eine geeignete Messstelle innerhalb der Prüfstandshalle, an welcher der statische Umgebungsdruck der Halle ohne Störeinflüsse erfasst werden kann. Weiterhin wird der Gesamtdruck am Prandtl-Rohr innerhalb des Kanals verwendet. Der gemessene statische Luftdruck der Halle und der Gesamtdruck am Prandtl-Rohr werden an die Gebläseregelung des Prüfstands weitergegeben. Diese Variante der Gebläseregelung wird nachfolgend mit „GR_{SE}“ bezeichnet.

Auf diese Weise wird eine Strömungsenergie vor dem Fahrzeug durch das Prüfstandsgebläse eingeregelt, die vergleichbar zu einer freien Ausströmung am Kanalausstritt ohne Fahrzeug ist und damit ähnlich einer freien Anströmung des Fahrzeugs bei Straßenfahrt.

Um ein Kriterium für die Anströmung zu erhalten, wurden daraufhin Staudruckmessungen nach dem Kanalausstritt direkt vor dem Fahrzeug in Höhe des Motorkühlers bzw. Kondensators durchgeführt (siehe Abbildung 5.35). Diese Messungen sollen in erster Abschätzung einen qualitativen Vergleich der Anströmung von Motorkühler und Kondensator zwischen Prüfstands- und Straßenfahrversuch erlauben. An dieser Stelle sei explizit angemerkt, dass die gemessenen Staudrücke keine Informationen über die Gleichförmigkeit der Anströmung der genannten Komponenten liefern, sondern eine lokal begrenzte Aufnahme des Staudrucks vor dem Fahrzeug darstellen.

Da für die Erfassung des Staudrucks bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten kein Windkanal zur Nachbildung einer An- und Umströmung des Fahrzeugs, wie sie bei einer vergleichbaren Straßenfahrt vorliegt, zur Verfügung stand, wurden die Messungen auf einem Versuchsgelände an einem windstillen Tag durchgeführt. Diese Messungen wurden aufgrund der Prüfstandsverfügbarkeit und aus Zeitgründen nach den Versuchen am Prüfstand durchgeführt, so dass während den Prüfstandsversuchen der exakte Staudruck, wie er bei Straßenfahrten auftritt, nicht bekannt war. Die Erfassung des Staudrucks als Differenz zwischen dem Gesamtdruck vor dem Fahrzeug und dem atmosphärischen Umgebungsdruck geschieht dabei mit Hilfe eines Relativdrucksensors. Bei Versuchen im Windkanal ist die Erfassung des atmosphärischen Drucks außerhalb der Fahrzeugumströmung als Bezugsdruck des Relativdrucksensors einfach darstellbar. Bei einer Messung auf der Straße muss diese Messstelle zur Erfassung des Bezugsdrucks des Relativdrucksensors am Fahrzeug mitgeführt werden. Bei einer Umströmung des Fahrzeugs stellt dies aufgrund der sich ändernden Druckverhältnisse um das Fahrzeug eine Herausforderung dar. Um die Druckverhältnisse an dieser Bezugsstelle des Relativdrucksensors erfassen und ihren Einfluss kompensieren zu können, wird ein Absolutdrucksensor eingesetzt. Diese Bezugsstelle (1) und der Absolutdrucksensor (2) wurden direkt nebeneinander in einem mit kleineren Bohrungsöffnungen versehenen Gehäuse in den Einstiegsbereich des Beifahrers hinter die Türe montiert (siehe Abbildung 5.35 rechts).

Auf diese Weise sind bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten ein Bezug auf das vorliegende absolute Druckniveau und ein Vergleich der Ergebnisse untereinander möglich.

Für die Messung des Staudrucks vor dem Fahrzeug wurde ein Druckaufnehmer mittig vor dem Fahrzeug in Höhe des Kondensators/Motorkühlers in Form eines Rings (3) mit über den Umfang verteilten Bohrungsöffnungen appliziert (siehe Abbildung 5.35).

Die dargestellte Position dieser Messstelle wurde gewählt, da der Staudruck vor dem Kondensator und dem Motorkühler im Rahmen dieser Arbeit von Relevanz ist. Darüber hinaus sind in [Sch13] für verschiedene Kabinengrößen eines LKWs die Verläufe des Staudrucks über die Fahrzeugfront dargestellt.

Zu diesen Verläufen ist zusammenfassend zu sagen, dass sich vor dem LKW eine große rechteckige Fläche mit ähnlichem Staudruck einstellt, so dass eine kleine Verschiebung der erwähnten Messstelle nur geringe Auswirkungen auf den gemessenen Wert haben sollte.

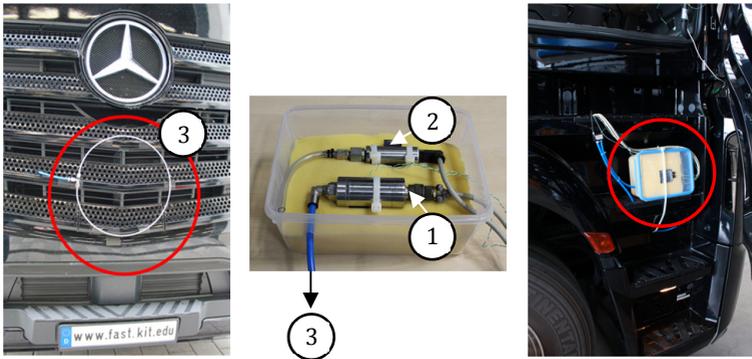


Abbildung 5.35:

Messstelle für den Staudruck (links), Drucksensoren im Gehäuse (mitte) und Positionierung der Bezugsstelle für die Straßenversuche (rechts)

Die Regelung des Prüfstandsgebläses und damit des Volumensstroms erfolgte dabei auf zwei Arten, indem am Prandtl-Rohr der statische Bezugsdruck, wie zuvor beschrieben, unterschiedlich gewählt wurde. Für die zwei Arten der Gebläseregelung am Prüfstand ergeben sich im Vergleich zu einer Straßenmessung, die in Tabelle 8 dargestellten Ergebnisse.

Tabelle 8: Vergleich der gemessenen Staudrücke vor dem Fahrzeug

Geschwindigkeit	Staudruck					
	Straße		Prüfstand (GR _v)		Prüfstand (GR _{SE})	
	[Pa]		[Pa]		[Pa]	
[km/h]	Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
30	80,3	20,34	255,0	4,45	58,4	1,47
60	236,0	62,02	1177,7	15,05	165,4	3,12
90	483,8	45,16	nicht darstellbar		358,9	5,22

Neben der Anströmung des Kondensators spielt auch der Luftmassenstrom durch den Klimakasten für den sich einstellenden Betriebspunkt der Klimaanlage eine entscheidende Rolle. Daher wurden für die zuvor beschriebenen zwei Gebläseregelungen am Prüfstand die Luftmassen- und Luftvolumenströme über den Klimakastendifferenzdruck ermittelt. Die Mischklappe war bei allen Versuchen auf die Position „Low Temperature“ eingestellt (Klimaanlage wird über das Bediengerät auf die niedrigste einstellbare Luftausblastemperatur gestellt, so dass eine definierte Position für die Mischklappe vorliegt, bei der der gesamte Luftstrom den Heizungswärmetauscher umgeht) und der Kältemittelverdichter ausgeschaltet, so dass die Lufttemperatur über den Verdampfer hinweg nicht verändert wurde. Bei dem Straßenfahrversuch lag im Vergleich zu den Prüfstandsversuchen eine niedrigere Luftansaugtemperatur des Klimakastens vor.

Tabelle 9: Lufttemperaturen am Klimakasteneinlass

	Straße	Prüfstand GR _v	Prüfstand GR _{SE}
v = 0 km/h	14 °C	27 °C	30 °C
v ≠ 0 km/h	9 °C	21 °C	22 °C

Wie Tabelle 9 zu entnehmen ist, lag bei Fahrzeugstillstand und Fahrt bzw. Fahrzeuganströmung eine andere Ansaugtemperatur des Klimakasteneinlasses vor. Dies ist auf den Einfluss der Abwärme des Verbrennungsmotors auf die angesaugte Lufttempera-

tur des Klimakastens während des Fahrzeugstillstands zurückzuführen. Die Lufttemperatur hat Einfluss auf die vorliegende Luftdichte. In Tabelle 10 sind die Luftmassen- und Luftvolumenströme durch den Klimakasten unter Berücksichtigung der entsprechend vorliegenden Luftdichte für einen Versuch auf der Straße und für die Versuche am Prüfstand aufgeführt. Bei Fahrzeugstillstand ist der Volumenstrom trotz unterschiedlicher Lufttemperaturen und -dichten am Klimakasteneinlass nahezu identisch. Aus diesem Grund wird der Volumenstrom herangezogen, um bei verschiedenen Anströmgeschwindigkeiten des Fahrzeugs die Durchströmung des Klimakastens zwischen Prüfstand- und Straßenfahrversuch vergleichen zu können. Im Anhang VI ist darüber hinaus noch eine weitere Tabelle zu finden, in der die Luftmassenströme für die gemessenen Volumenströme unter Berücksichtigung einer einheitlichen Luftdichte umgerechnet wurden.

Es ist zu erkennen, dass sich bei dem Straßenfahrversuch mit steigender Geschwindigkeit für dieselbe Gebläsestufe auch höhere Luftvolumenströme durch den Klimakasten ergeben. Da die Kabinendifferenzdrücke für eine Gebläsestufe über alle Geschwindigkeiten nahezu gleich sind, ist davon auszugehen, dass aufgrund der Fahrzeugumströmung auch an anderen Stellen der Kabine außer an den vorgesehenen Abluftöffnungen Luftmassenströme aus der Kabine ausgetreten sind. Diese weiteren Abluftströme können zu einer Absenkung des Kabineninnendrucks führen und dazu, dass trotz eines höheren Eintrags an Luftvolumen durch den Klimakasten in die Kabine, die gemessenen Differenzdrücke über die Kabine nahezu gleich bleiben.

Zu dem Prüfstandsversuch GR_{SE}, bei dem der statische Hallendruck als Bezugsdruck für die Gebläseregelung verwendet wurde, ist zu sagen, dass mit steigender Anströmgeschwindigkeit nahezu keine Veränderung der Luftvolumenströme durch den Klimakasten für eine bestimmte Gebläsestufe gemessen wurde. Gleichzeitig

stieg hingegen der Kabinendifferenzdruck. Eine mögliche Erklärung hierfür könnte sein, dass die Kabine im Gegensatz zu einem Straßenfahrversuch auf dem Prüfstand nicht vollständig umströmt wird und dies womöglich zu anderen Umgebungsdrücken an den Außenseiten der Kabine und damit zu anderen Luftströmen über potentielle Öffnungen der Kabine führt. Im vorliegenden Fall könnten kleinere Abluftströme zu einem höheren Kabineninnendruck führen. Ein steigender Kabineninnendruck würde auch den über alle Geschwindigkeiten für eine bestimmte Gebläsestufe konstant eingetragenen Luftvolumenstrom durch den Klimakasten trotz einer größeren Luftgeschwindigkeit bzw. Druckenergie der Anströmung des Klimakasteneinlasses erklären.

Da auch bei dem auf den statischen Kanaldruck geregelten Prüfstandsversuch GR_v die Kabine nur teilweise umströmt wurde, hatte dies auch einen Einfluss auf den gemessenen Kabinendifferenzdruck. Zusätzlich ist hierzu in Tabelle 10 für unterschiedliche Gebläsestufen bei steigender Anströmgeschwindigkeit ein Anstieg des Luftvolumenstroms durch den Klimakasten zu sehen. Hieraus lässt sich schließen, dass der Anstieg der Kabinendruckdifferenz analog zu dem anderen Prüfstandsversuch GR_{SE} durch eine andere Umströmung der Kabine zu erklären ist. Zusätzlich zeigt sich der Effekt, dass sich aufgrund der im Vergleich zu dem Prüfstandsversuch GR_{SE} höheren Strömungsenergie der Luft auf den Klimakasteneinlass, ein höherer Luftvolumenstrom durch den Klimakasten einstellt, obwohl der Kabinendifferenzdruck ansteigt.

Aus Gründen der Vollständigkeit der durchgeführten Versuche werden nachfolgend beide Regelungsarten des Prüfstandsgebläses für die Nachbildung der Straßenfahrversuche am Prüfstand betrachtet und die Ergebnisse vorgestellt.

Tabelle 10: Luftvolumen- und Luftmassenströme durch den Klimakasten (Mischklappenstellung „Low Temperature“) und Kabinendifferenzdrücke für Straßen- und Prüfstandsversuche für die angegebenen Lufttemperaturen aus Tabelle 9

Geschwindigkeit km/h	Gebläse- stufe	Straße						Prüfstand GR ₀						Prüfstand GR ₅					
		Klimakasten Luftvolumenstrom		Klimakasten Luftmassenstrom		Kabine Differenzdruck		Klimakasten Luftvolumenstrom		Klimakasten Luftmassenstrom		Kabine Differenzdruck		Klimakasten Luftvolumenstrom		Klimakasten Luftmassenstrom		Kabine Differenzdruck	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
0	1.5	142.9	2.2	173.9	2.7	8.5	1.0	143.7	2.7	165.1	3.1	8.3	1.0	141.7	2.5	159.6	2.9	8.2	0.8
	3	228.0	3.1	277.7	3.7	19.6	0.7	224.4	2.8	257.4	3.3	17.8	0.9	224.6	2.8	253.4	3.3	17.7	0.7
	4	368.6	3.7	448.2	4.5	43.7	0.9	366.5	3.6	420.1	4.1	41.7	1.0	363.9	3.8	411.0	4.2	40.8	0.8
	4	457.7	4.8	554.9	5.7	63.8	1.0	456.1	4.2	521.7	4.7	61.9	1.0	452.0	3.9	510.4	4.5	60.5	0.9
	1.5	151.5	4.5	188.2	5.5	11.3	2.9	148.8	3.9	173.6	4.5	14.4	1.8	138.8	3.5	160.8	4.1	9.0	1.3
30	3	229.0	3.8	282.2	4.8	20.3	2.4	230.1	3.5	267.3	4.1	24.4	1.8	225.9	3.5	261.0	4.0	19.2	1.3
	4	370.2	4.3	456.7	5.2	44.4	2.3	371.2	3.8	431.0	4.4	48.3	1.7	364.3	4.4	420.9	4.8	42.9	1.2
	5	462.5	4.7	569.8	5.9	65.8	2.4	460.6	4.4	534.5	5.0	68.3	1.9	452.7	4.6	522.6	5.1	63.0	1.3
	1.5	162.5	5.5	202.2	6.9	9.3	4.4	181.3	4.4	210.7	5.2	25.1	2.6	137.0	4.1	159.2	4.8	10.9	1.1
	3	229.7	5.4	295.8	6.5	18.3	5.3	251.3	4.1	290.8	4.8	35.9	2.4	222.4	4.0	257.8	4.7	20.8	1.1
60	4	376.6	5.4	463.2	6.2	43.4	5.5	378.1	4.4	436.9	5.0	60.8	2.4	362.0	4.7	419.6	5.4	44.1	1.8
	5	465.2	5.4	571.9	6.3	62.1	4.2	469.6	4.4	541.8	5.1	82.7	2.6	451.9	5.0	522.7	5.8	63.9	1.2
	1.5	194.0	8.4	240.2	10.3	9.9	8.3	-	-	-	-	-	-	144.9	6.6	168.6	7.6	14.9	2.2
	3	260.8	8.1	320.6	9.7	19.1	8.6	-	-	-	-	-	-	220.2	6.2	254.9	7.2	24.1	2.2
	4	388.0	6.2	482.3	7.7	43.7	8.1	-	-	-	-	-	-	362.6	5.6	419.6	6.4	48.6	2.1
5	472.9	6.1	586.0	7.5	64.2	7.4	-	-	-	-	-	-	452.5	5.5	522.7	6.2	67.5	2.0	

Die Erfassung der Messdaten wurde aus Gründen der Vergleichbarkeit zu den Fahrversuchen auf der Straße mit derselben am Fahrzeug installierten Sensorik, wie in Kapitel 5.3 beschrieben, durchgeführt. Die Position des fahrzeugeigenen Außentempersensors, der Einfluss auf die Regelung der Fahrzeugklimaanlage nimmt, wurde konsequenterweise in den Prüfstandskanal der Luftströmung auf den Klimakasteneinlass verlegt, um der Regelung die korrekte Lufteintrittstemperatur in den Klimakasten bereitzustellen. Analog wurde ein weiterer fahrzeugeigener Außentempersensor, der den Steuergeräten des Antriebsstrangs das Signal der Außentemperatur übergibt, in den Prüfstandskanal der Luftströmung auf den Motorkühler verlegt. Die Leistung der Sonnensimulationsstrahler wurde mit Hilfe eines Pyranometers gemessen, das direkt vor der Frontscheibe des Fahrzeugs positioniert war. Die Leistung der Infrarotstrahler wurde so eingestellt, dass eine Innenblechtemperatur des Dachs wie beim nachzubildenden Straßenfahrversuch erreicht wurde. Auf diese Weise sind entsprechende Wärmeeinträge am Dach unter Berücksichtigung des Einflusses der erzwungenen Konvektion, wie sie bei dem bewegten Fahrzeug während des Straßenfahrversuchs auftraten, auch am Klimaprüfstand darstellbar.

Zu den Versuchen auf der Straße sei an dieser Stelle nochmals angemerkt, dass kein Einfluss auf die Umgebungsbedingungen des Fahrzeugs wie Temperatur und Feuchtigkeit der Luft sowie die Strahlungsintensität der Sonne genommen werden konnte. Es wurden aber gezielt bestimmte Versuchstage ausgewählt, um eine Variation der Außentemperatur zu erhalten. Lediglich die fahrzeugspezifischen Parameter wie Fahrgeschwindigkeit und Gang sowie Gebläsestufe, Solltemperatur und Luftverteilung der Klimaanlage waren beeinflussbar. Die gezielte Parametervariation erfolgte daher über diese Parameter. Lediglich die Luftverteilung wurde über alle Versuche konstant gehalten.

5.6.6 Ergebnisse

Aufgrund der großen Anzahl an Versuchen werden an dieser Stelle analog zu Kapitel 5.5.4 gezielt Versuchsreihen im Detail vorgestellt, die den Parameterraum der Versuche am Prüfstand in ihrer Gesamtheit gut abdecken. Dabei werden aus Gründen der Übersichtlichkeit die Ergebnisse im höheren der zwei untersuchten Gänge für die jeweilige Geschwindigkeit dargestellt. Der höhere Gang ist darüber hinaus auch die Gangstufe, welche das Automatikgetriebe für die jeweilige Geschwindigkeit bei konstanter Fahrt auf einer Ebene wählt. Der Klimaprüfstand soll, wie in Kapitel 5.6.2 bereits erwähnt, herangezogen werden, um Untersuchungen und Weiterentwicklungen des Klimasystems unter Berücksichtigung des sich einstellenden Kabinenklimas effizienter zu gestalten. Damit die am Prüfstand ermittelten Ergebnisse auch im Rahmen von Straßenmessungen reproduzierbar sind, ist es von Bedeutung, dass das Systemverhalten von Kältemittelkreislauf und Kabine auf dem Prüfstand so genau wie möglich analog einer Straßenfahrt abgebildet wird.

Für die Bewertung dieser Abbildungsgenauigkeit des Klimaprüfstands werden die in Tabelle 11 und Tabelle 12 aufgeführten Parameter der Kabine und des Kältemittelkreislaufs herangezogen, die eine Aussage über das Verhalten des Klimasystems erlauben. Die Temperaturen und Drücke des Kältemittels sind dabei in der Reihenfolge ihrer Messstellen innerhalb des Kreislaufs, analog der Transportrichtung des Kältemittels (beginnend am Verdichter), angeführt.

Tabelle 11: Relevante Parameter zur Bewertung des Systemverhaltens

System	Parameter	Symbol
Kabine	Gemittelte Innenraumtemperatur in Anlehnung an DIN 1946-3 ³	$\vartheta_{DIN,L}$
	Relative Luftfeuchte im Innenraum	$\varphi_{L,Kabine}$

³ Siehe hierzu Anmerkungen zu den Sensorpositionen im Anhang I

Tabelle 12: Relevante Parameter zur Bewertung des Systemverhaltens

System	Parameter	Symbol
Kältemittel- kreislauf	Temperatur des Kältemittels am Eingang des Kältemittelverdichters	$\vartheta'_{R,C}$
	Temperatur des Kältemittels am Ausgang des Kältemittelverdichters	$\vartheta''_{R,C}$
	Temperatur des Kältemittels am Eingang des Kondensators	$\vartheta'_{R,K}$
	Temperatur des Kältemittels am Ausgang des Kondensators	$\vartheta''_{R,K}$
	Temperatur des Kältemittels am Eingang des Expansionsventils	$\vartheta'_{R,E}$
	Temperatur des Kältemittels am Ausgang des Verdampfers	$\vartheta''_{R,V}$
	Druck des Kältemittels am Eingang des Kältemittelverdichters ⁴	$p'_{R,C}$
	Druck des Kältemittels am Eingang des Kondensators ⁴	$p'_{R,K}$
	Druck des Kältemittels am Ausgang des Kondensators ⁴	$p''_{R,K}$
	Druck des Kältemittels am Eingang des Expansionsventils ⁴	$p'_{R,E}$
	Druck des Kältemittels am Ausgang des Verdampfers ⁴	$p''_{R,V}$
	Antriebsleistung d. Kältemittelverdichters	P_C
	Einschaltgrad des Kältemittelverdichters	EV_C
	Drehzahl des Verdichters	n_C
	Lufttemperatur am Vereisungsfühler des Verdampfers	$\vartheta_{Eis,L,V}$
	Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer	$\Delta T_{ÜH,R,V}$
	Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator	$\Delta T_{UK,R,K}$
	Dimensionslose Unterkühlung im Kondensator	$\varepsilon_{UK,R,K}$
	Normierter Massenstrom des Verdichters	$\dot{m}_{norm,R,C}$
	Saugdichte des Verdichters	$\rho'_{R,C}$

⁴ Angabe der Kältemitteldrücke relativ zum atmosphärischen Umgebungsdruck

Analog zu der Beschreibung innerhalb des Kapitels 5.5.4 werden Parameter, die den Zustand des Kältemittels (Temperaturen, Drücke und Saugdichte) beschreiben, während den Einschaltphasen des Verdichters im eingeschwungenen Zustand des Kreislaufs ermittelt, und die während diesen Einschaltphasen erreichten Endwerte der jeweiligen Größe gemittelt. Entsprechendes gilt für den Kältemittelmassenstrom. Alle anderen Größen, außer dem Einschaltgrad und der Drehzahl des Verdichters, stellen zeitlich gemittelte Werte der jeweiligen Größe innerhalb des betrachteten Zeitraums dar. Diese Vorgehensweise gilt sowohl für die Ergebnisdarstellung der Messungen auf der Straße als auch auf dem Prüfstand. Zur Darstellung der zeitlichen Streuung wird im Anhang IV zusätzlich zu dem Mittelwert der jeweiligen Größe die Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (RMSE) angegeben.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass aus Gründen der Einstufung als firmeninterne Informationen der über den Verdichter geförderte Massenstrom in einer normierten Form angegeben wird.

Zusätzlich werden die folgenden Parameter bei der Darstellung der Ergebnisse angegeben.

Tabelle 13: Weitere bei der Ergebnisdarstellung angegebene Parameter

System	Parameter	Symbol
Klimakasten	Temperatur der Luft am Klimakasteneinlass	$\vartheta'_{L,HVAC}$
	Relative Feuchte der Luft am Klimakasteneinlass	$\varphi'_{L,HVAC}$
	Geschwindigkeit der Luft am Klimakasteneinlass	$v'_{L,HVAC}$
Kältemittelkreislauf	Temperatur der Luft vor Kondensator	$\vartheta'_{L,K}$
	Geschwindigkeit der Luft vor Kondensator	$v'_{L,K}$
Kabine	Strahlungsintensität der Sonne/Strahler auf die Kabine (direkte und diffuse)	$E_{Ges,Fzg}$
	Temperatur des Kabinendachs (Stirnfläche des Dachs)	$\vartheta_{Blech,Dach}$

Das vorliegende Klimasystem besitzt einen Verdichter mit einem festen, nicht verstellbaren Hubvolumen. Die Leistung des Kältemittelkreislaufs wird daher über die Taktung der Magnetkupplung des Verdichters geregelt. Als Eingangsgröße für das Taktsignal dient die Lufttemperatur des Vereisungsfühlers am Verdampfer. Unterschreitet dieser einen gewissen Wert, so wird die Magnetkupplung geöffnet, um eine Vereisung des Verdampfers zu verhindern. Die Kupplung wird erst wieder geschlossen, wenn eine obere Grenztemperatur am Fühler erreicht wird. Dadurch ergibt sich eine entsprechende Hysterese für den Verdichterbetrieb.

Der Einschaltgrad des Verdichters, als Verhältnis von Laufzeit des Verdichters zur betrachteten Gesamtzeit, ist somit ein Maß für den Wärmeübergang aus der Luft in das Kältemittel am Verdampfer und beeinflusst die Energieanforderung des Klimasystems vom Verbrennungsmotor. Der Wärmeübergang am Verdampfer hängt kältemittelseitig von der Verdampfungstemperatur und der verdampften Kältemittelmenge ab. Luftseitig nehmen hier der Massenstrom, die Eintrittstemperatur und -feuchte Einfluss auf den Wärmeübergang am Verdampfer.

Als Maß für den Wirkungsgrad eines Wärmeübertragers (WT) kann allgemein die dimensionslose Temperaturänderung des Mediums innerhalb des Wärmeübertragers herangezogen werden. Diese dimensionslose Temperaturänderung stellt die tatsächlich erreichte Temperaturdifferenz des Mediums in Bezug zur theoretisch maximal erreichbaren Temperaturdifferenz dar.

Der Zusammenhang der dimensionslosen Temperaturänderung stellt sich wie folgt dar: [BS10]

$$\varepsilon = \frac{\vartheta'_M - \vartheta''_M}{\vartheta'_M - \vartheta'_L} \quad 5.45$$

Mit

ϑ'_M	Eintrittstemperatur des Mediums innerhalb WT	[°C]
ϑ''_M	Austrittstemperatur des Mediums innerhalb WT	[°C]
ϑ'_L	Eintrittstemperatur der Luft	[°C]

Hierbei wird für das zweite Medium, das am Wärmeübertrag beteiligt ist, von dem Medium „Luft“ ausgegangen.

Als Maß für den Wirkungsgrad von Kondensatoren eignet sich aufgrund des Phasenwechsels des Kältemittels die relative Unterkühlung besser. Hierfür verwendet man als Eingangstemperatur die Sättigungstemperatur des Kältemittels und vernachlässigt hierbei den Anteil des Wärmeübertrags des überhitzten Kältemittels bis zum Erreichen der Sättigungstemperatur. Würde man die Eintrittstemperatur des überhitzten Kältemittels in den Kondensator verwenden, würde der Anteil des sensiblen Wärmeübertrags, bei dem das überhitzte Kältemittel bis auf Sättigungstemperatur abkühlt, im Vergleich zu dem Gesamtwärmeübertrag am Kondensator zu stark gewichtet werden.

Für die relative, dimensionslose Unterkühlung folgt:

$$\varepsilon_{UK,M} = \frac{\vartheta'_S - \vartheta''_M}{\vartheta'_S - \vartheta'_L} \quad 5.46$$

Mit

ϑ'_S	Sättigungstemperatur des Mediums innerhalb WT	[°C]
ϑ''_M	Austrittstemperatur des Mediums innerhalb WT	[°C]
ϑ'_L	Eintrittstemperatur der Luft	[°C]

Bei gleichem Massenstrom am Verdichter ist die Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator, die von der Kältemitteltemperatur und dem Kältemitteldruck am Kondensatorausgang abhängt,

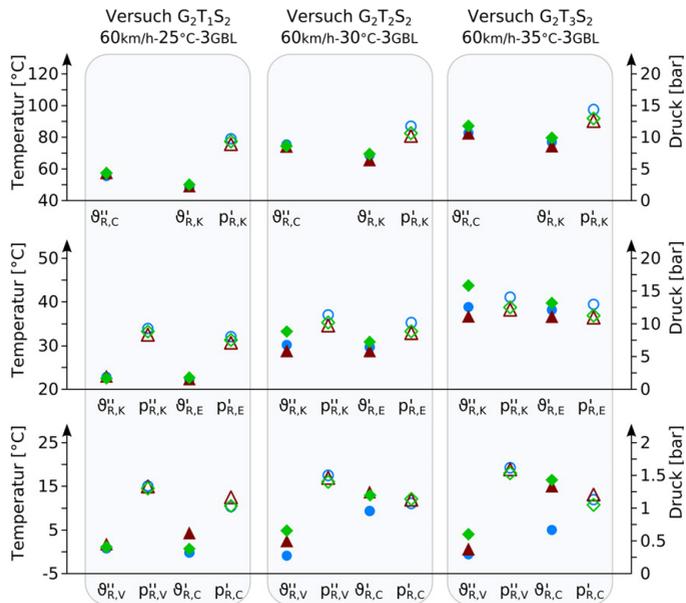
ebenfalls ein Maß für den Wirkungsgrad des Kondensators und für die Menge an flüssigem Kältemittel im Kondensator. Der Massenstrom, der durch den Verdichter gefördert wird, hängt dabei von der Saugdichte, dem Liefergrad, dem Hubvolumen und der Drehzahl des Verdichters ab. Der Massenstrom wurde dabei nach Gleichung 5.11 und 5.12 berechnet. Analog kann als Maß für die Kältemittelmenge im Verdampfer bei gleichem Massenstrom die Überhitzung näherungsweise herangezogen werden. Anstelle der Überhitzung bzw. Unterkühlung können auch direkt die absoluten Werte von Temperatur und Druck des Kältemittels betrachtet und miteinander verglichen werden.

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Versuche als Auszug der Versuchsreihen, wie in Abbildung 5.17 gezeigt, vorgestellt. In den Tabellen dargestellte Werte, die mit einem „*“ gekennzeichnet sind, stellen Werte dar, bei welchen ein äquivalenter Messwert herangezogen wurde, da sie beim jeweiligen Versuch nicht verfügbar waren (siehe Tabelle 14).

Tabelle 14: Darstellung der mit äquivalenten Messwerten ersetzten Größen

Messwert mit „*“	entspricht
$\vartheta'_{L,K}$	$\vartheta'_{L,HVAC}$
$v'_{L,HVAC}$	v_{Fzg}
$v'_{L,K}$	v_{Fzg}
$\vartheta_{Blech,Dach}$	$f(\vartheta_{Blech,Dach,Position\ 2})$

Für die Bestimmung der Dachblechtemperatur wurde bei wenigen Versuchen ein in unmittelbarer Nähe verbauter Oberflächentemperatursensor herangezogen, da der eigentliche Sensor zu dem entsprechenden Zeitpunkt der Versuchsdurchführung nicht verfügbar war. Der Messwert des ersatzweise verwendeten Temperatursensors wurde mit Hilfe einer Korrelationsgleichung auf die gewünschte Sensorposition umgerechnet, um eine Vergleichbarkeit der Messwerte zu gewährleisten.

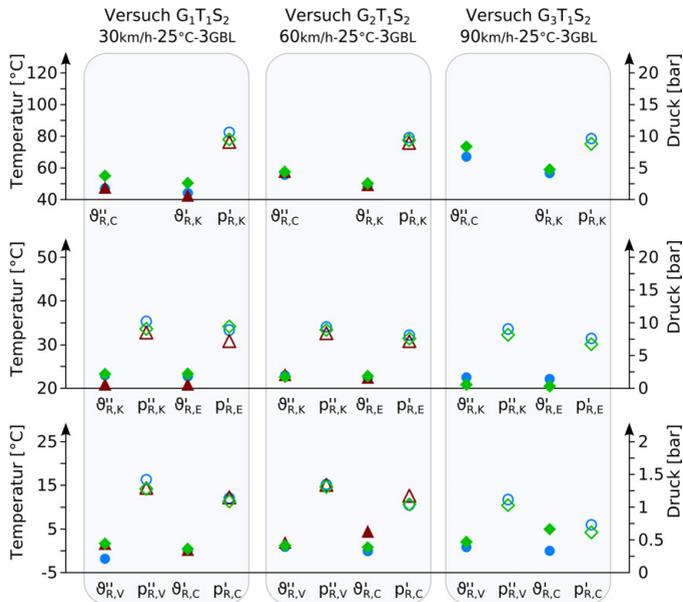


		●/○	▲/△	◆/◇	●/○	▲/△	◆/◇	●/○	▲/△	◆/◇
$\theta_{L,HVAC}^I$	°C	23,2	24,0	24,0	28,9	29,5	30,3	36,8	36,2	36,4
$\theta_{L,K}^I$	°C	23,2*	23,4	22,9	28,9*	28,7	28,8	36,8*	36,6	37,3
$\Phi_{L,HVAC}^I$	%	35	40	37	47	49	48	22	25	24
$E_{Ges,Fzg}$	W/m ²	585	587	584	728	719	719	525	524	523
$\theta_{DIN,L}$	°C	21,4	20,2	21,4	22,7	22,3	25,1	23,3	24,9	23,5
$\Phi_{L,Kabine}$	%	28	31	26	28	25	26	23	22	24
$\theta_{Blech,Dach}$	°C	27,0*	26,5	28,2	37,4	39,1	38,4	42,0	42,8	42,8
$V_{L,K}^I$	km/h	59,6*	60,8	60,9	59,6*	60,9	60,9	59,5*	60,9	60,9
$V_{L,HVAC}^I$	km/h	59,6*	61,4	59,1	59,6*	59,9	59,8	59,5*	61,5	60,4
$\theta_{Eis,LV}$	°C	2,2	2,1	2,1	3,2	2,9	3,0	2,9	3,1	3,0
EV_C	%	32	33	30	58	52	48	64	58	53
P_C	kW	1,1	1,0	1,0	2,0	1,6	1,7	2,2	2,0	1,8
n_C	1/min	2111	2109	2110	2112	2112	2202	2110	2112	2112
$\epsilon_{UK,R,K}$	-	0,98	1,00	0,98	0,90	0,98	0,69	0,86	0,98	0,52
$\Delta T_{UK,R,K}$	K	18,4	14,1	17,2	18,0	13,5	11,2	17,0	13,4	7,8
$\Delta T_{GH,R,V}$	K	7,0	8,0	7,8	3,7	7,3	10,4	2,8	4,1	8,3
$\rho_{R,C}^I$	kg/m ³	10,4	10,8	10,4	10,2	10,1	10,4	10,7	10,5	9,7
$m_{norm,R,C}^I$	-	0,73	0,78	0,74	0,68	0,71	0,74	0,66	0,69	0,63

Legende:

	Straßenversuch	Prüfstand GR _v	Prüfstand GR _{SE}
θ_R	●	▲	◆
p_R	○	△	◇

Abbildung 5.36:
 Quaderlinie Temperaturvariation
 (siehe rote Linie in Abbildung 5.17 rechts)



	●/○	▲/△	◆/◇	●/○	▲/△	◆/◇	●/○	▲/△	◆/◇
$\theta_{L,HVAC}^I$ °C	21,6	22,3	23,9	23,2	24,0	24,0	22,8	-	23,0
$\theta_{L,K}^I$ °C	21,6*	20,8	21,1	23,2*	23,4	22,9	22,8*	-	20,9
$\Phi_{L,HVAC}^I$ %	41	41	42	35	40	37	35	-	37
$E_{Ges,Fzg}$ W/m ²	893	859	855	585	587	584	385	-	379
$\theta_{DIN,L}$ °C	20,9	23,5	25,7	21,4	20,2	21,4	23,1	-	20,7
$\Phi_{L,Kabine}$ %	29	23	20	28	31	26	24	-	28
$\theta_{Blech,Dach}$ °C	32,4*	31,8	32,4	27,0*	26,5	28,2	32,9*	-	26,7
$v_{L,K}^I$ km/h	29,2*	29,7	34,3	59,6*	60,8	60,9	87,8*	-	92,3
$v_{L,HVAC}^I$ km/h	29,2*	28,9	34,2	59,6*	61,4	59,1	87,8*	-	88,4
$\theta_{Eis,L,V}$ °C	2,1	1,8	2,2	2,2	2,1	2,1	2,0	-	2,2
EV_C %	31	30	31	32	33	30	30	-	23
P_C kW	1,0	0,9	1,0	1,1	1,0	1,0	1,5	-	1,2
n_C 1/min	2166	2157	2156	2111	2109	2110	3095	-	3161
$\epsilon_{UK,R,K}$ -	0,92	0,99	0,86	0,98	1,00	0,98	0,98	-	0,97
$\Delta T_{UK,R,K}$ K	21,4	16,7	17,1	18,4	14,1	17,2	17,8	-	16,1
$\Delta T_{UH,R,V}$ K	3,5	8,3	8,6	7,0	8,0	7,8	9,7	-	11,9
$\rho_{R,C}$ kg/m ³	10,9	10,8	10,6	10,4	10,8	10,4	8,7	-	7,9
$\dot{m}_{norm,R,C}$ -	0,77	0,80	0,77	0,73	0,78	0,74	0,91	-	0,86

Legende:

	Straßenversuch	Prüfstand GR _V	Prüfstand GR _{SE}
θ_R	●	▲	◆
p_R	○	△	◇

Abbildung 5.37:
Quaderlinie Geschwindigkeitsvariation
(siehe blaue Linie in Abbildung 5.17 rechts)

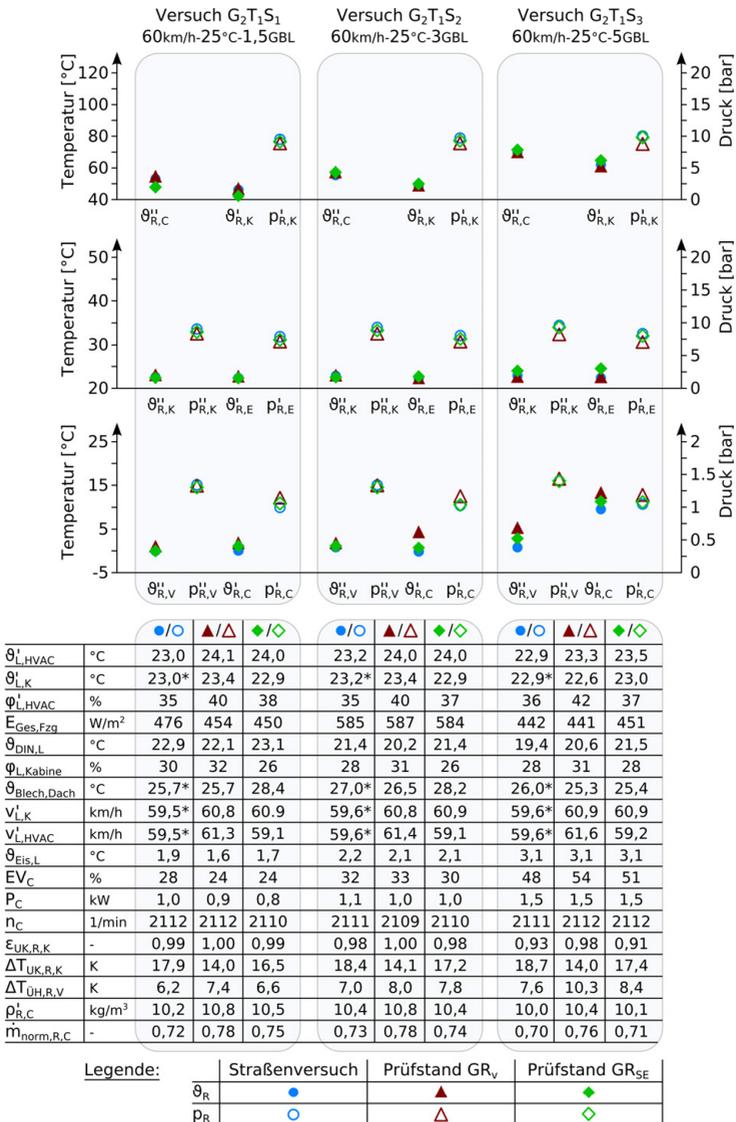
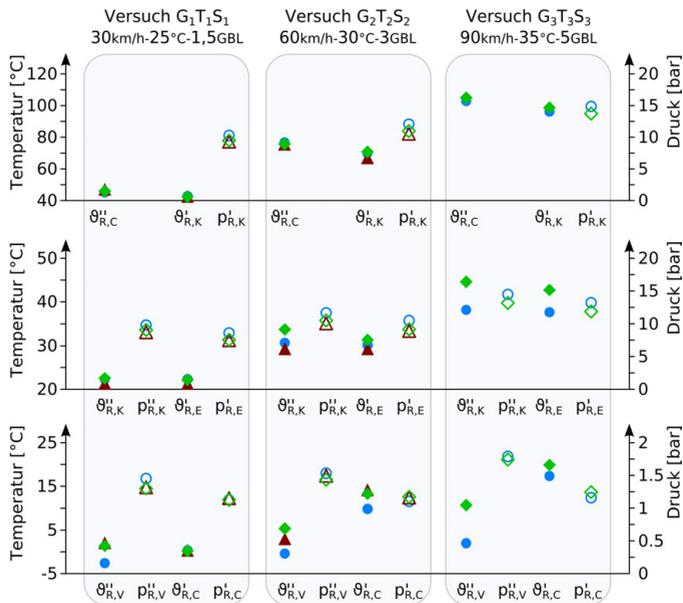


Abbildung 5.38:
 Quaderlinie Gebläsestufenvariation
 (siehe schwarze Linie in Abbildung 5.17 rechts)



	●/○	▲/△	◆/◇	●/○	▲/△	◆/◇	●/○	▲/△	◆/◇
θ_{HVAC}^I	21,3	22,5	24,2	28,9	29,5	30,3	34,8	-	35,9
$\theta_{L,K}^I$	21,3*	20,9	21,3	28,9*	28,7	28,8	34,8*	-	35,2
$\Phi_{L,HVAC}^I$	41	41	43	47	49	48	33	-	34
$E_{Ges,Fzq}$	905	862	856	728	719	719	819	-	814
$\theta_{DIN,L}^I$	23,2	23,9	26,3	22,7	22,3	25,1	20,5	-	22,4
$\Phi_{L,Kabine}^I$	31	24	22	28	25	26	26	-	23
$\theta_{Bleeh,Dach}^I$	31,9*	33,2	30,9	37,4	39,1	38,4	42,3	-	42,1
$V_{L,K}^I$	29,7*	29,6	34,0	59,6*	60,9	60,9	87,8*	-	92,3
$V_{L,HVAC}^I$	29,7*	28,4	34,2	59,6*	59,9	59,8	87,8*	-	89,9
$\theta_{Eis,L,V}^I$	1,7	1,5	1,8	3,2	2,9	3,0	4,7	-	4,3
EV_C	25	23	24	58	52	48	100	-	100
P_C	0,9	0,7	0,8	2,0	1,6	1,7	4,3	-	4,5
n_C	2162	2162	2163	2112	2112	2202	3107	-	3199
$\epsilon_{UK,R,K}$	0,94	0,99	0,92	0,90	0,98	0,69	0,84	-	0,47
$\Delta T_{UK,R,K}$	20,2	16,5	17,3	18,0	13,5	11,2	18,5	-	8,5
$\Delta T_{UH,R,V}$	2,3	8,3	8,0	3,7	7,3	10,4	3,5	-	12,6
$\rho_{R,C}^I$	10,7	10,7	10,7	10,2	10,1	10,4	10,1	-	10,4
$\dot{m}_{norm,R,C}$	0,77	0,80	0,79	0,68	0,71	0,74	0,91	-	1,00

Legende:

	Straßenversuch	Prüfstand GR _V	Prüfstand GR _{SE}
θ_R	●	▲	◆
p_R	○	△	◇

Abbildung 5.39:
 Quaderlinie Diagonale
 (siehe grüne Linie in Abbildung 5.17 rechts)

Insgesamt ist für alle betrachteten Versuche zu sagen, dass die prinzipiellen Verläufe bei einer Veränderung der Systembedingungen, wie sie durch eine Veränderung der Umgebungsbedingungen, des Fahrzustands und der Einstellungen der Klimaanlage selbst hervorgerufen werden, sich analog zu dem Versuch auf der Straße verhalten. So steigen beispielsweise die Temperaturen und die Drücke des Kältemittels auf der Hochdruckseite des Kreislaufs bei allen Versuchen mit steigender Außentemperatur auf der Straße bzw. entsprechend mit steigender Anströmtemperatur auf dem Prüfstand. Ebenso verhält es sich mit den Temperaturen und den Drücken des Kältemittels auf der Niederdruckseite. Das Klimasystem zeigt unter den getroffenen Abstraktionen des Prüfstands somit ein sehr ähnliches Systemverhalten. Dennoch treten Abweichungen zwischen dem Straßenfahrversuch und den Versuchen am Prüfstand auf. Nachfolgend werden mögliche Begründungen hergeleitet, die die Ursache für diese Abweichungen näher eingrenzen und beschreiben. Dazu werden exemplarisch Versuche ausgewählt, an welchen im Detail die Abweichung bestimmter Parameter erläutert werden kann. Anschließend sollen mögliche Ansätze vorgestellt werden, die diese Abweichungen minimieren oder gar beseitigen.

In Abbildung 5.36 bis Abbildung 5.39 sind die Ergebnisse des Prüfstandsversuchs im direkten Vergleich zu der jeweils nachgebildeten Straßenmessung zu sehen. Betrachtet man den ersten Quader ($G_2T_1S_2$) in Abbildung 5.36, ist zu sehen, dass die Temperaturen $\vartheta_{R,i}$ und Drücke $p_{R,i}$ im Kältemittelkreislauf sehr gut mit den Temperaturen des Straßenfahrversuchs übereinstimmen. Entsprechendes kann mit Hilfe der in Anlehnung an die DIN1946-3 gemittelten Innenraumtemperatur $\vartheta_{DIN,L}$ auch über die Bedingungen im Innenraum gesagt werden. Die Einschaltgrade des Kältemittelverdichters EV_C weisen ebenfalls eine gute Übereinstimmung auf.

Innerhalb des zweiten Quaders ($G_2T_2S_2$) in Abbildung 5.36 sind kleine Abweichungen der Kältemitteldrücke zwischen Prüfstands- und Straßenfahrversuch zu sehen. Am Beispiel der Prüfstandsversuche mit der Gebläseregelung GR_V soll eine mögliche Ursache für diese Abweichung hergeleitet werden. Betrachtet man die Saugdichten des Kältemittels am Eingang des Verdichters $\rho'_{R,C}$ bzw. den Massenstrom $\dot{m}_{norm,R,C}$, der über den Verdichter gefördert wird, sind keine nennenswerten Unterschiede zu erkennen. Die Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator $\Delta T_{UK,R,K}$ ist bei dem Prüfstandsversuch mit der Gebläseregelung GR_V bei nahezu gleicher Kältemitteltemperatur $\vartheta''_{R,K}$ (29,0 °C zu 30,8 °C) und niedrigerem Kältemitteldruck $p''_{R,K}$ (9,9 bar zu 11,8 bar) am Kondensatorausgang kleiner als auf der Straße. Dies spricht für eine geringere Kältemittelfüllmenge im Hochdruckteil des Kältemittelkreislaufs während des Prüfstandsversuchs im Vergleich zum Straßenfahrversuch. Betrachtet man die Zustände im Niederdruckteil am Verdampfer ist bei dem Prüfstandsversuch GR_V eine größere Überhitzung $\Delta T_{ÜH,R,V}$ resultierend aus einer höheren Austrittstemperatur $\vartheta''_{R,V}$ (2,7 °C zu -0,2 °C) und einem niedrigeren Austrittsdruck des Kältemittels am Verdampfer $p''_{R,V}$ (1,48 bar zu 1,55 bar) zu vermerken. Dies spricht bei dem in guter Näherung gleich vorliegenden Massenstrom am Verdichter und luftseitig nahezu identischen Bedingungen für eine geringere Kältemittelfüllmenge im Niederdruckteil des Kreislaufs. Somit muss bei dem Straßenfahrversuch eine insgesamt höhere Kältemittelfüllmenge im Kreislauf vorgelegen haben. Die Änderung der Kältemittelfüllmenge ist durch die Architektur des Kältemittelkreislaufs, der über einen Kältespeicher für eine Klimatisierung der Kabine bei Fahrzeugstillstand verfügt, zu erklären. Der Speicher ist dabei unterhalb der Kabine nahe der Rückwand positioniert. Aufgrund abweichender thermischer Bedingungen in der direkten Umgebung des Speichers, die z.B. durch eine andere Luftumströmung und -temperatur zustande kommen, kann Kältemittel aus dem Speicher in den Kältemittelkreislauf gelangen und erhöht damit

die Kältemittelmenge, die am Kältekreisprozess teilnimmt. Dieser Effekt tritt auf, wenn der Speicher durch die Umgebung erwärmt wird. An dieser Stelle wird davon ausgegangen, dass die Drücke im Kältemittel bei Prüfstands- und Straßenfahrversuchen sich deutlich weiter annähern würden, wenn der Einfluss des Kältespeichers bei weiteren Versuchen, z.B. durch Abtrennung des Speichers vom restlichen Kreislauf, eliminiert wird.

Der Einfluss einer unterschiedlichen Kältemittelfüllmenge im Klimakreislauf, die durch den Kältespeicher verursacht wird, ist ebenfalls deutlich bei dem Versuch $G_2T_3S_2$ mit hoher Außen- bzw. Anströmtemperatur zwischen dem Prüfstandsversuch mit der Gebläseregelung GR_{SE} und dem Straßenfahrversuch zu erkennen. Bei nahezu gleichem Massenstrom am Verdichter ist die Unterkühlung am Kondensator bei gleichzeitig höherem Kältemittel- druck während des Straßenfahrversuchs größer gewesen. Hieraus folgt erneut, dass die vorliegende Kältemittelmenge im Hoch- druckteil bei dem Straßenfahrversuch größer gewesen sein muss. Vergleicht man die Zustände am Verdampfer, kann man über den niedrigeren Kältemitteldruck und der höheren Kältemitteltempe- ratur am Verdampferausgang während des Prüfstandsversuchs GR_{SE} auf eine kleinere Kältemittelmenge im Niederdruckteil schließen. Somit kann auch hier von einer insgesamt größeren Kältemittelfüllmenge während des Straßenfahrversuchs ausge- gangen werden. Die geringere Kältemittelmenge während des Prüfstandsversuchs führt zu einer deutlich höheren Austrittstempe- ratur am Verdampfer. Der Einfluss des leicht geringeren Luftvo- lumenstroms bzw. -massenstroms (siehe Tabelle 10 bzw. Anhang VI) bei entsprechender Geschwindigkeit und Gebläsestufe kann bei gleichen Lufttemperaturen und -feuchten während des Stra- ßen- und Prüfstandsversuchs hierbei als Ursache ausgeschlossen werden. Bei nahezu gleichen Kältemittelmassenströmen am Verdichter ist eine höhere Überhitzung am Verdampfer hiermit nicht zu erklären. Der Einschaltgrad des Verdichters fällt trotz gleichen klimatischen Bedingungen am Verdampfer bei dem

Prüfstandsversuch geringer aus, da aufgrund eines geringeren Drucks das Kältemittel kälter verdampft und der Vereisungsfühler schneller den Schwellenwert erreicht, der zur Öffnung der Magnetkupplung am Verdichter führt. Die Eintrittstemperatur in den Kältemittelverdichter $\vartheta'_{R,C}$ ist beim Prüfstandsversuch deutlich größer, was entweder auf eine geringere Nachverdampfung von Kältemittel in der Saugleitung oder auf den Einfluss der klimatischen Bedingungen in direkter Umgebung der Saugleitung zurückzuführen ist. Diese klimatischen Umgebungsbedingungen können aufgrund der längeren Ausschaltzeit des Verdichters einen größeren Einfluss auf das Kältemittel innerhalb der Saugleitung nehmen. Für die klimatischen Umgebungsbedingungen an der Saugleitung ist neben der Durchströmung des Motorraums auch der Einfluss der Motorabwärme und weiterer wärmeabführender Komponenten in der Nähe der Saugleitung bzw. des Verdichters entscheidend. Analog können die Abweichungen in der Kältemitteltemperatur vor Verdichter bei den Versuchen $G_3T_3S_3$ (siehe Abbildung 5.39), $G_2T_1S_2$ (siehe Abbildung 5.38) sowie $G_3T_1S_2$ (siehe Abbildung 5.37) erklärt werden. Ebenfalls ist eine entsprechende Erklärung für die geringen Abweichungen in der Kältemitteltemperatur des Versuchs $G_2T_1S_1$ (siehe Abbildung 5.38) denkbar. Bei nachfolgenden Versuchsdurchführungen ist daher darauf zu achten, dass wärmeabgebende Komponenten, die in der direkten Umgebung der Saugleitung und des Verdichters positioniert sind, entsprechend konditioniert sind. Hierdurch soll ein reproduzierbarer Wärmeeintrag auf Saugleitung und Verdichter durch die wärmeabgebenden Komponenten im Motorraum gewährleistet werden und durch diesen Effekt verursachte Abweichungen in den Größen des Kältemittelkreislaufs vermieden werden.

Bei dem Prüfstandsversuch $G_2T_3S_2$ mit der Gebläseregelung GR_v (siehe Abbildung 5.36) kann aufgrund des höheren Massenstroms am Verdichter in Verbindung mit der geringeren Unterkühlung am Kondensator und der höheren Überhitzung am Verdampfer

bei insgesamt kleineren Druckniveaus sowohl im Hoch- als auch im Niederdruck des Kreislaufs von einer kleineren Kältemittelmenge im Vergleich zu dem entsprechenden Straßenfahrversuch ausgegangen werden. Eine entsprechende Erklärung ist ebenfalls für die Prüfstandsversuche GR_{SE} der Quaderlinie „Gebläsevariation“ (siehe Abbildung 5.38) sowie für den Prüfstandsversuch GR_v des Quaders $G_1T_1S_2$ (siehe Abbildung 5.37) gültig.

Bei den Versuchsquadern $G_1T_1S_2$ (siehe Abbildung 5.37) und $G_1T_1S_1$ (siehe Abbildung 5.39) gilt die Herleitung der Druckunterschiede auf der Hochdruckseite aufgrund eines nahezu gleichen Massenstroms am Verdichter für alle Versuchsdurchführungen sowohl auf der Straße als auch am Prüfstand.

Für den Versuch $G_3T_3S_3$ (siehe Abbildung 5.39) ist die Herleitung für die abweichenden Kältemitteldrücke im Hochdruckteil aufgrund unterschiedlicher Massenströme über den Verdichter nicht eindeutig belegbar. Es wird aber an dieser Stelle ebenfalls davon ausgegangen, dass auch hier unterschiedliche Kältemittelfüllmengen zu der Druckabweichung beigetragen haben. Hierfür spricht auch der Vergleich der Kältemitteltemperaturen nach Kondensator. Die Kältemitteltemperatur nach Kondensator ist für den Straßenfahrversuch kleiner. Bei einem höheren Kältemitteldruck nach Kondensator und unter Berücksichtigung einer größeren dimensionslosen Unterkühlung $\varepsilon_{UK,R,K}$ (Maß für den Wirkungsgrad des Kondensators), ist dies durch eine größere Kältemittelmenge im Kondensator zu begründen.

Eine weitere Ursache für die kleineren Hochdrücke, die sich bei allen Versuchen dem Effekt der unterschiedlichen Kältemittelfüllmengen des Kreislaufs überlagert, ist bei den Prüfstandsversuchen mit der Gebläseregelung GR_v im Vergleich zu den Prüfstandsversuchen mit der Gebläseregelung GR_{SE} und den Straßenfahrversuchen, eine möglicherweise bessere Durchströmung des Kondensators. Als vereinfachte Annahme zur Beschreibung der

Anströmungsverhältnisse am Kondensator, wurde wie zuvor erwähnt der Staudruck vor dem Fahrzeug in Höhe des Kondensators gemessen. Der Staudruck liegt bei Prüfstandsversuchen mit der Gebläseregelung GR_v deutlich über denen der Straßenfahrversuche. Dies führt bei sonst gleichen Umgebungsbedingungen zu einem besseren Wirkungsgrad des Kondensators, der im Rahmen dieser Arbeit mit Hilfe der dimensionslosen Unterkühlung (siehe Gleichung 5.46) beschrieben wird. Der entsprechende Einfluss ist beispielsweise am Versuch $G_2T_2S_2$ (Straßenfahrversuch zu Prüfstandsversuch GR_v) (siehe Abbildung 5.39) gut ersichtlich.

Abweichungen in der mittleren Innenraumtemperatur in Anlehnung an die DIN 1946-3 sind auf eine zu hohe Temperatur in Kopfhöhe zurückzuführen. Dies kann möglicherweise durch einen zu hohen Wärmeeintrag der oberen Reihe der Sonnensimulationsstrahler auf die Stirnfläche des Fahrzeugdachs begründet werden, der durch einen zu geringen Abstand der Strahler aufgrund der Kabinengeometrie des LKWs verursacht wird. Da der Fokus auf der homogenen Bestrahlung des Armaturenbretts lag (siehe Kapitel 5.6.3 und 5.6.4.1), konnte die obere Strahlerreihe nicht weiter von der Fahrzeugfront entfernt installiert werden.

Die sich einstellende relative Luftfeuchte des Kabineninnenraums $\varphi_{L,Kabine}$ zeigen über alle Versuchsquader gute Ergebnisse. Die geringere relative Luftinnenraumfeuchte in Quader $G_1T_1S_2$ des Prüfstandsversuchs GR_{SE} (siehe Abbildung 5.37) ist durch eine höhere Innenraumtemperatur im Vergleich zu dem entsprechenden Straßenfahrversuch zu erklären.

Die sich am Prüfstand einstellenden Antriebsleistungen P_C zeigen gute Übereinstimmungen mit den Ergebnissen der Straßenfahrversuche. Nennenswerte Unterschiede in der Antriebsleistung, wie sie in Quadern $G_2T_2S_2$ und $G_2T_3S_2$ (siehe Abbildung 5.36) zu sehen sind, sind durch die zuvor bereits erwähnte Abweichung der Einschaltverhältnisse des Verdichters zu erklären.

Es lässt sich zusammenfassend sagen, dass die grundsätzlichen Tendenzen bzw. Verläufe der betrachteten Parameter zur Nachbildung des Systemverhaltens auf dem Prüfstand erfolgreich nachgebildet werden konnten. Entsprechende Abweichungen der Parameter konnten den jeweiligen Ursachen zugeordnet werden, die auf einfache Art und Weise für weitere Versuchsdurchführungen abzustellen sind. Bei der Versuchsdurchführung ist auf die thermischen Bedingungen in der Umgebung der Saugleitung zu achten. Mögliche auf das Klimasystem, speziell aber auf den Kältemittelkreislauf einflussnehmende Komponenten, die nicht im Fokus der Untersuchungen stehen, sind in geeigneter Art und Weise zu isolieren (z.B. ein Kältespeicher). Die Ausrichtung und Einstellung der Sonnensimulationsstrahler kann dahingehend weiter optimiert werden, dass die obere Strahlerreihe so ausgerichtet wird bzw. ein Teil der Strahlung durch Vorbauten umgelenkt wird (z.B. Abschirmbleche), so dass die Strahlung primär durch die Frontscheibe einfällt und der Wärmeeintrag auf die darüber liegende Stirnfläche des Fahrzeugdachs reduziert wird. So kann vermieden werden, dass die Temperaturen der Stirnfläche über denen eines entsprechenden Straßenfahrversuchs liegen. Der Luftmassenstrom auf den Kondensator wurde durch das Prüfstandsgebläse derart eingeregelt, dass bei der ersten Variante gleiche Strömungsgeschwindigkeiten und bei der zweiten Variante gleiche Strömungsenergien wie bei einer vergleichbaren Straßenfahrt direkt vor der Fahrzeugfront erreicht wurden. Ausblickend kann die Einstellung des Luftmassenstroms derart erfolgen, so dass mit einer geeigneten Messvorrichtung gleiche Luftdrücke vor und hinter dem Kondensator wie bei einem vergleichbaren Straßenfahrversuch eingestellt werden.

Der Prüfstand ist in der Lage, die geforderten klimatischen Bedingungen darzustellen und kann für den direkten Vergleich verschiedener Entwicklungsstände des Klimasystems bei unterschiedlichen klimatischen Umgebungsbedingungen und Fahrzuständen herangezogen werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Das Klimasystem eines Fahrzeugs stellt aufgrund des Verbunds seiner Komponenten aus den Disziplinen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik ein komplexes mechatronisches System dar. Um die Entwicklung entsprechender mechatronischer Systeme unter Berücksichtigung möglicher Wechselwirkungen zu anderen Systemen durchführen zu können, bedarf es entsprechender Entwicklungswerkzeuge. Dies gilt nicht nur für die Erstentwicklung entsprechender Systeme, sondern auch für die Weiterentwicklung bzw. Optimierung bestehender Systeme. Der Versuch an einem realen System und die Simulation abstrahierter Modelle des realen Systems stellen entsprechende Entwicklungswerkzeuge dar.

Um im Rahmen einer Simulation die Wechselwirkungen des Klimasystems zu anderen Fahrzeugsystemen berücksichtigen zu können, muss das Modell sowohl das Klimasystem selbst als auch entsprechende Schnittstellen darstellen können. Für den Anwendungsbereich eines PKWs sind entsprechende Modelle hinreichend in der Literatur dargestellt. Eine entsprechende vollumfängliche Modellierung für den Anwendungsfall eines LKWs war bisher nicht bekannt. In der vorliegenden Arbeit wurde daher für den Anwendungsfall eines LKWs die Entwicklung eines entsprechenden Simulationsmodells umgesetzt. Das Modell berücksichtigt dabei die Modellierung der einzelnen Komponenten des Kältemittelkreislaufs und des Klimakastens. Um den Einfluss unterschiedlicher Betriebsstrategien auf die Energieeffizienz bei gleichzeitiger Einhaltung der geforderten klimatischen Bedingungen des Innenraums untersuchen zu können, wurden Modelle des Antriebsstrangs und der Fahrerkabine inkl. Insassen entwickelt.

Um bei gleichzeitig hohem Detaillierungsgrad der einzelnen Modelle dennoch eine effiziente Rechenzeit des Modells zu erreichen, wurde das Modell des detaillierten Kältemittelkreislaufs in ein Kennfeld überführt. Durch die Kennfelderstellung auf Grundlage eines detaillierten Kältemittelkreislaufmodells kann das Systemverhalten bei unterschiedlichen klimatischen Umgebungsbedingungen, Einstellungen des Klimasystems und Fahrzuständen in kurzer Rechenzeit analysiert werden. Das Simulationsmodell wurde abschließend mit einer umfangreichen Messdatenbasis von Straßenfahrversuchen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, validiert und verifiziert. Die aus der Simulation errechneten Werte für die Parameter des Innenraums und des Kältemittelkreislaufs wiesen dabei eine sehr gute Übereinstimmung mit den erhobenen Messwerten auf. Das Teilmodell der Abwärme des Verbrennungsmotors wurde im Rahmen dieser Arbeit mit eigens erhobenen Messdaten an einer Sattelzugmaschine ohne Auflieger validiert und verifiziert. Für zukünftige Arbeiten wird die Verifizierung dieses Teilmodells mit Hilfe von noch zu erhebenden Messdaten an einer Sattelzugmaschine mit Auflieger als sinnvoll erachtet. Zusätzlich sollte der thermische Einfluss auf die Saugleitung bei der Modellierung berücksichtigt werden.

Neben dem Einsatz von Simulationsmodellen zur Untersuchung des Klimasystems besteht die bereits erwähnte Möglichkeit der Untersuchung des realen Systems im Rahmen von Versuchen. Eine Untersuchung des innerhalb des Entwicklungsprozesses bereits vollständig verfügbaren und in ein Fahrzeug verbauten Klimasystems findet entweder auf einem Prüfstand oder im Rahmen von Straßenfahrten statt. Die Durchführung von Messungen im Rahmen von Straßenfahrten hat gegenüber dem Prüfstandsversuch den Vorteil, dass sie vergleichsweise günstig und für den jeweils vorliegenden Umgebungszustand realitätsnah sind. Allerdings sind diese Versuchsdurchführungen von den aktuell lokal vorliegenden Witterungsbedingungen abhängig und

nicht einfach extrapolierbar. Ein wesentlicher Vorteil von Gesamtfahrzeugprüfständen mit umfassender Ausstattung ist deshalb die gezielte Einstellbarkeit gewünschter klimatischer Umgebungs- und Fahrbedingungen. Allerdings sind entsprechende Prüfstände mit sehr hohen Investitions- und Betriebskosten verbunden. Um trotzdem mit überschaubarem Aufwand zu Ergebnissen zu kommen, muss eine entsprechende Reduktion des Messumfangs erfolgen. Darüber hinaus ist nicht jeder verfügbare Gesamtfahrzeugprüfstand, der die Untersuchung von klimatischen Einflüssen erlaubt, für den Anwendungsfall eines LKWs aufgrund der großen Fahrzeugabmessungen und -massen geeignet. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit ein kostenoptimierter Klimaprüfstand für Gesamtfahrzeuge entwickelt, der die Untersuchung des Klimasystems an einem LKW ermöglicht. Unter Berücksichtigung von wirtschaftlichen Aspekten wurde hierzu ein Ansatz umgesetzt, der die Konditionierung von funktionsrelevanten Schnittstellen des Klimasystems und des Fahrzeugs vorsieht. Unter funktionsrelevanten Schnittstellen des Klimasystems sind hierbei die Wärmeübertrager des Kältemittelkreislaufs sowie die Kabinenflächen und Einbauten innerhalb der Kabine, die den größten Anteil an der Wärmeübertragung aufweisen, zu verstehen. Die Wärmeübertrager werden dabei getrennt voneinander mit einem konditionierten Luftstrom durch den Klimaprüfstand beaufschlagt. Für die Wärmeübertragung auf relevante Oberflächen wurde eine Kombination aus Sonnensimulations- und Infrarotstrahlern eingesetzt. Die Infrarotstrahler wurden für Oberflächen eingesetzt, die großflächig sehr ähnliche Materialeigenschaften aufweisen, wie z.B. das Kabinendach. Für komplexere Oberflächen mit stark variierenden Materialeigenschaften, wie beispielsweise dem Armaturenbrett hinter der Windschutzscheibe, wurden Sonnensimulationsstrahler eingesetzt, um einer realitätsnahen Wärmeübertragung durch Strahlung Rechnung zu tragen. Auf eine vollständige Klimatisierung der Prüfhalle sowie eine komplette Umströmung des Fahrzeugs wurde bei diesem Prüfstandsansatz

verzichtet. Um den Einfluss der Konvektion auf die Oberflächentemperatur der Kabine dennoch berücksichtigen zu können, wurde mittels eines empirischen Ansatzes die Oberflächentemperatur durch den Einsatz von Strahlern entsprechend einer gedachten Fahrzeugumströmung eingestellt. Die erläuterte Konzeption des Klimaprüfstands wurde im Rahmen dieser Arbeit in Kombination mit einem vorhandenen Allrad-Rollenprüfstand umgesetzt, so dass der Betrieb des Klimasystems innerhalb des Fahrzeugs während eines Fahrbetriebs untersucht werden konnte. Die Abbildungsgenauigkeit des Klimaprüfstands unter Berücksichtigung der sich einstellenden Betriebspunkte der Klimaanlage und des Innenraumklimas wurde ebenfalls der erarbeiteten umfangreichen Messdatenbasis gegenübergestellt. Als Ergebnis dieses Vergleichs kann festgehalten werden, dass der Klimaprüfstand die geforderten klimatischen Bedingungen gut nachbildete und das Betriebsverhalten der Klimaanlage sowie die sich einstellenden klimatischen Innenraumbedingungen dem Straßenfahrversuch sehr ähnlich waren. Dennoch beobachtete, geringere Abweichungen werden in der Arbeit diskutiert, mögliche Ursachen hergeleitet und entsprechende Abhilfemaßnahmen genannt. Außerdem werden mögliche Weiterentwicklungen als Ausblick vorgeschlagen. Ferner bietet der neuartige Prüfstandsansatz die Möglichkeit der Anwendung auf andere Fahrzeugtypen.

Darüber hinaus wurde ein weiterentwickeltes Verfahren zur Bestimmung des Belüftungsstroms in die Kabine auf Grundlage der Innendruckmethode vorgestellt. Dieses Verfahren ermöglicht die Bestimmung des Luftstroms, der durch den Klimakasten während der Fahrt in die Kabine strömt, ohne zuvor eine zeit- und kostenintensive Kalibrierung an einem Windkanal vorgenommen zu haben. Dabei ist die Positionierung der erforderlichen Sensorik derart gestaltet, dass diese selbst an einem bereits im Fahrzeug verbauten Klimakasten ohne größeren Umbauaufwand realisierbar ist.

Literaturverzeichnis

- [Bau10] BAUMGART, R.: Reduzierung des Kraftstoffverbrauches durch Optimierung von Pkw-Klimaanlagen; Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Universität Chemnitz; Verlag Wissenschaftliche Scripten, ISBN 978-3-942267-01-4; 2010.
- [BK09] BAEHR H. D.; KABELAC, S.: Thermodynamik; Springer Verlag, 14. Auflage, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-642-00555-8; 2009.
- [Bre14] BREIG, M.: Presse, Kommunikation und Marketing (PKM) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); 2014.
- [BS10] BAEHR, H. D.; STEPHAN K.: Wärme- und Stoffübertragung; Springer Verlag, 7. Auflage, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-05500-3; 2010.
- [Büc08] BÜCHNER, S.: Energiemanagement-Strategien für elektrische Energiebordnetze in Kraftfahrzeugen; Dissertation, Fakultät für Verkehrswissenschaften der Universität Dresden; Cuvillier Verlag Göttingen, ISBN 978-3-86727-803-4; 2008.
- [Bus02] BUSS, H.: Das Tabellenhandbuch zum Wärme- und Feuchteschutz; Weka Media GmbH & Co. KG Verlag, Kissing, ISBN 3-8277-1198-3; 2002.
- [BW11] BÖCKH v., P.; WETZEL P.: Wärmeübertragung; Springer Verlag, 4. Auflage, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-15959-6; 2010.
- [CIE89] COMMISSION INTERNATIONALE DE L'ÉCLAIRAGE (CIE): Solar spectral irradiance; Technischer Report; Veröffentlichungsnummer: CIE 85; ISBN 3-900-734-22-4; 1989.
- [Dai13] DAIMLER AG: Kennfeld zu dem Verbrennungsmotor OM471, firmeninterne Information; Stuttgart; 2013.
- [DD12] DAIMLER AG; DENSO CORPORATION: Kennfelder zu dem Kältemittelverdichter 10S15, firmeninterne Informationen; Stuttgart; 2012.

- [DIN92] DEUTSCHES INSTUT FÜR NORMIERUNG: Alterung von Kfz-Bauteilen in Sonnensimulationsanlagen; Beuth Verlag, Berlin, DIN 75220; 1992.
- [DIN00] DEUTSCHES INSTUT FÜR NORMIERUNG: Klima am Arbeitsplatz und in der Arbeitsumgebung; Beuth Verlag, Berlin, DIN 33403-2; 2000.
- [DIN03] DEUTSCHES INSTUT FÜR NORMIERUNG: Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumlufttechnischen Anlagen in Deutschland; Beuth Verlag, Berlin, DIN 4710; 2003.
- [DIN06a] DEUTSCHES INSTUT FÜR NORMIERUNG: Raumlufttechnik – Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen; Beuth Verlag, Berlin, DIN 1946-3; 2006.
- [DIN06b] DEUTSCHES INSTUT FÜR NORMIERUNG: Ergonomie der thermischen Umgebung – Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit; Beuth Verlag, Berlin, DIN EN ISO 7730; 2006.
- [Ege14] EGELHOF, O. GmbH & Co. KG: Kennfelder zu dem thermostatischen Expansionsventil, firmeninterne Informationen; Fellbach; 2014.
- [Eng13] ENGELMANN, D.: Nutzung eingebetteter Systeme mit FPGA-Technologie als Mess- und Regeltechnik im Fahrversuch; Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2013.
- [FF09] FRIGGE, M.; FINKELDEI, T.: Simulation des Kraftstoffverbrauches einer Klimaanlage zur Bewertung von Einsparpotenzialen; Tagungsband DASS 2009 Dresdner Arbeitstagung Schaltungs-und Systementwurf, ASIM – Treffen STS/GMMS 2009, Dresden; 2009.

- [FGF+13] FRITZ, M.; GAUTERIN, F.; FREY, M. et al.: An Approach to Develop Energy Efficient Operation Strategies and Derivation of Requirements for Vehicle Subsystems Using the Vehicle Air Conditioning System as an Example; SAE World Congress 2013; SAE International, Paper-Nr. 2013-01-0568, doi: 10.4271/2013-01-0568; 2013.
- [FGH+14] FRITZ, M.; GAUTERIN, F.; HAUSSMANN, R. et al.: Reduction of CO₂ Emissions by Use of a Thermal Shortterm Storage System within the A/C System; 3rd Commercial Vehicle Technology Symposium (CVT 2014); Shaker Verlag Aachen, ISBN 978-3-8440-2573-6, S. 264-277; 2014.
- [FGW14] FRITZ, M.; GAUTERIN, F.; WEßLING, J.: Computational Time Optimized Simulation Model for Increasing the Efficiency of Automotive Air Conditioning Systems; SAE World Congress 2014; SAE International, Paper Nr. 2014-01-0666, doi: 10.4271/2014-01-0666; 2014.
- [Fis12] FISCHER, J.: Umsetzung eines alternativen Kompressorantriebs zur Untersuchung effizienzsteigernder Maßnahmen einer Fahrzeugklimatisierung; Bachelorarbeit, Fakultät für Maschinenbau des Karlsruher Instituts für Technologie; 2012.
- [Fri09] FRIGGE, M.: Energieeffiziente Innenraumklimatisierung bei Kraftfahrzeugen; Vortrag Behr_Hella Thermocontrol GmbH – Innovationsforum; 2009.
- [FT05] FRIGGE, M.; TRAPP, R.: Modellbasierte Luftmengensteuerung in der Fahrzeugklimatisierung; Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV; Expert Verlag, Renningen, ISBN 3-8169-2478-6, S. 23-28; 2005.
- [Gau13] GAUTERIN, F.; Grundlagen der Fahrzeugtechnik I; Vorlesungsmanuskriptum, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2013.

- [GBT07] GEHSAT, C.; BETRAM, T.; TRAPP, R.: Kabinenmodell für die Hardware-in-the-Loop-Simulation zur Berechnung der Kabinentemperatur im Kraftfahrzeug; VDI-Berichte Nr. 1971, VDI Verlag, Düsseldorf; 2007.
- [GBT08] GEHSAT, C.; BETRAM, T.; TRAPP, R.: Modellierung thermischer Systeme für die Hardware-in-the-Loop Simulation am Beispiel eines Fahrzeugkabinenmodells; 4. ASIM Workshop Wismar – Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation, ARGESIM Verlag, Wismar, S. 155-161; 2008.
- [Gor13] GORCHS, M.: Persönliche Kommunikation; Valeo Klimasysteme GmbH, Bad Rodach; 04.12.2013.
- [Gro10] GROßMANN, H.: Pkw-Klimatisierung – Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung; Springer Verlag, 1. Auflage, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-05494-5; 2010.
- [HM09] HERWIG, H.; MOSCHALLSKI A.: Wärmeübertragung; Vieweg + Teubner Verlag, 2. Auflage, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0755-7; 2009.
- [IAV] IAV GmbH - Automotive Engineering: Heating and Air-Conditioning Testing II; Berlin; Erscheinungsdatum unbekannt.
- [IAV11] IAV GmbH - Automotive Engineering: Prüfstände und Versuchstechnik – Fahrzeugentwicklung; Berlin, Stand: V09/2011; 2011.
- [Ise07] ISERMANN, R.: Mechatronische Systeme: Grundlagen; Springer Verlag, 2. Auflage, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-32336-5; 2007.
- [KCM13] KISS, T.; CHANEY, L.; MEYER, J.: A New Automotive Air Conditioning System Simulation Tool Developed in Matlab/Simulink; SAE World Congress 2013; SAE International, Paper Nr. 2013-01-0850; 2013.
- [KLB+10] KOSSEL, R.; LOEFFLER, M.; BODMANN, M. et al.: Verteilte Simulation von Energiesystemen im Fahrzeug; VDI-Berichte Nr. 2107, VDI Verlag, Düsseldorf; 2010.

- [Lun09] LUNANOVA, M.: Optimierung von Nebenaggregaten – Maßnahmen zur Senkung der CO₂-Emission von Kraftfahrzeugen; Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0730-4; 2009.
- [Lut14] LUTTENBERGER, B.: Auslegung und Konstruktion eines mobilen Klimaprüfstands zur Untersuchung von Fahrzeugklimatisierung; Studienarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2014.
- [LHM10] LEMMON, E.W.; HUBER, M.L.; MCLINDEN, M.O.: REFPROP (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties); NIST Standard Reference Database 23, Version 9.0; Thermophysical Properties Division; U.S. Secretary of Commerce; 2010.
- [MBH+02] MICHALEK, D.; BERTRAM, T.; HILLER, M. et al.: Steuergeräte-HIL-Simulation in der Kfz-Klimatisierung als flexibles Entwicklungswerkzeug; VDI-Berichte Nr. 1701, VDI Verlag, Düsseldorf, S. 193-214; 2002.
- [MBT03] MICHALEK, D.; BERTRAM, T.; TRAPP, R.: Hardware-in-the-Loop-Simulation für verteilte mechatronische Systeme am Beispiel der Kfz-Klimatisierung; Simulationstechnik 17. Symposium; ASIM - Fortschritte in der Simulationstechnik, Magdeburg, ISBN 3-936150-27-3, S. 329-334; 2003.
- [MBT04] MICHALEK, D.; BERTRAM, T.; TRAPP, R.: Hardware-in-the-Loop-Simulation for Distributed Mechatronic Systems in the Field of Vehicle Air Conditioning Systems; FISITA World Automotive Congress, Barcelona, Paper Nr. F2004F288; 2004.
- [MGT05+] MICHALEK, D.; GEHSAT C.; TRAPP, R. et al.: Hardware-in-the-Loop-Simulation of a Vehicle Climate Controller with a combined HVAC and Passenger Compartment Model; International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Monterey, Paper Nr. TD3-04, S. 1065-1070; 2005.

- [Mic09] MICHALEK, D.: Modellierung und Hardware-in-the-Loop-Simulation der Komponenten des Ausblastraktes zur Kraftfahrzeuginnenraumklimatisierung; Dissertation, Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau der Universität Duisburg-Essen; VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 709, ISBN 978—3-18-370912-0; 2009.
- [Mus13] MUSIAL, A.: Konstruktion und simulative Optimierung der Luftführung einer mobilen Klimakammer; Bachelorarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2013.
- [Nuß15] NUßELT, W.: Das Grundgesetz des Wärmeübergangs; Gesundheitsingenieur, Band 38, S. 477-482 und S. 490-496; 1915.
- [OBD09] OERTEL, H.; BÖHLE, M.; DOHRMANN, U.; Strömungsmechanik; Vieweg + Teubner Verlag, 5. Auflage, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0483-9; 2009.
- [Pie12] PIERMAIER, S.: Ein Beitrag zur Umsetzung einer Prüfumgebung für die energetische Untersuchung einer Fahrzeugklimatisierung; Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2012.
- [RSS13] RECKNAGEL, H.; SPRENGER, E.; SCHRAMEK, E.-R.: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik; Oldenbourg Industrieverlag GmbH, 76. Auflage, München, ISBN 978-3-8356-3301-8; 2013.
- [SBH+06] SCHNEIDER, F.; BUNZL, A.; HOFHAUS, J. et al.: Entwicklung und Einführung eines einheitlichen Kältekreislauf-Simulationsprogramms; PKW-Klimatisierung IV; Expert Verlag, Renningen, ISBN 3-8169-2554-5, S. 185-195; 2006.
- [Sch03] SCHMIDT, M.: Maßnahmen zur Reduktion des Energieverbrauchs von Nebenaggregaten in Kraftfahrzeugen; VDI Verlag, Düsseldorf, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 537, ISBN 3-18-353712-5; 2003.

- [Sch13] SCHÜTZ, T. (Hrsg.): Hucho - Aerodynamik des Automobils; Springer Vieweg Verlag, 6. Auflage, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-19119-2; 2013.
- [SEW02] SCHRÖDER, K.; ELLINGER M.; WAGNER, S.: Simulation von Klimaanlage und Fahrgastzelle; Vieweg + Teubner Verlag - ATZ extra Zeitschrift, Wiesbaden; 2002.
- [SWE02] SCHRÖDER, K.; WAGNER, S.; ELLINGER M.: Gekoppelte Simulation der Fahrgastzelle unter Berücksichtigung variierender Randbedingungszyklen; PKW-Klimatisierung II; Expert Verlag, Renningen, ISBN 3-8169-2033-0, S. 210-223; 2002.
- [SL09] STRUPP, N. C.; LEMKE, N.: Klimatische Daten und Pkw-Nutzung – Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien; VDA Verlag, Frankfurt am Main, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., FAT-Schriftenreihe Nr. 224; 2009.
- [Sta12] STAN, C.: Thermodynamik des Kraftfahrzeugs; Springer Vieweg Verlag, 2. Auflage, Heidelberg, ISBN 978-3-642-27629-3; 2012.
- [Sta13] Statistisches Bundesamt: Verkehr – Verkehr im Überblick 2012; Wiesbaden; Fachserie 8 Reihe 1.2, Artikelnummer 2080120127004; 2013.
- [Tem03] TEMMING, J.: Fahrzeugklimatisierung und Verkehrssicherheit – Auswirkungen sommerlichen Klimas in Kfz auf die Leistungsfähigkeit der Fahrer; Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., FAT-Schriftenreihe Nr. 177; 2003.
- [TFB08] TRAPP, R.; FINKELDEI, T.; BARUSCHKE, W.: Potenziale zur Energieeinsparung bei intelligentem Betrieb von Klimaanlage; VDI-Berichte Nr. 2033, VDI Verlag, Düsseldorf; 2008.
- [TG07] TRAPP, R.; GEHSAT, C.: Modellbasierter Entwicklungsprozess von Klimasteuengeräten; Vieweg + Teubner Verlag - ATZ elektronik Zeitschrift, Wiesbaden, Ausgabe 01/2007; 2007.

- [VDI93a] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte; VDI Verlag, Düsseldorf, VDI Richtlinie 2221; 1993.
- [VDI93b] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen - Grundlagen; VDI Verlag, Düsseldorf, VDI Richtlinie 3633, Blatt 1; 1993.
- [VDI04] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme; VDI Verlag, Düsseldorf, VDI Richtlinie 2206; 2004.
- [VDI06] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: VDI-Wärmeatlas; Springer Verlag, 10. Auflage, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-25504-8; 2006.
- [Voß91] VOß, B.: Wirkungsgradverbesserungen von Fahrzeugantrieben durch eine bedarfsorientierte Auslegung der Nebenaggregate und ihrer Antriebe; VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-145912-7; 1991.
- [Wan14] WANG, S.: Modeling of heat transfer of a commercial vehicle combustion engine into driver cabin with Matlab/Simulink; Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2014.
- [Web00] WEBASTO Thermosysteme GmbH: Schulungs-Handbuch „Kälte-Klima“; Version 12/2000; Stockdorf; 2000.
- [Weß13] WEßLING, J.: Ein Beitrag zur Erstellung eines Simulationsmodells zur Untersuchung und Optimierung von Energieflüssen einer Fahrzeugklimatisierung; Studienarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2013.
- [Wie10] WIESEL, U.: Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffesparung im schweren Nutzfahrzeug; Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT); Karlsruhe; 2010.

- [WJG+08] WETZEL, T.; JUNG, M.; GNEITING, R. et al.: Zusammenspiel von Simulation und Versuch – Entwicklung effizienter Klimasysteme; Vieweg + Teubner Verlag - ATZ extra Zeitschrift, Wiesbaden, Sonderausgabe von ATZ und MTZ Juni 2008; 2008.
- [Zha10] ZHAI, K.: Components Sizing Sensitivity Simulation on Overall Performance of an Automotive AC System; SAE International, Paper-Nr. 2010-01-0327; 2010.

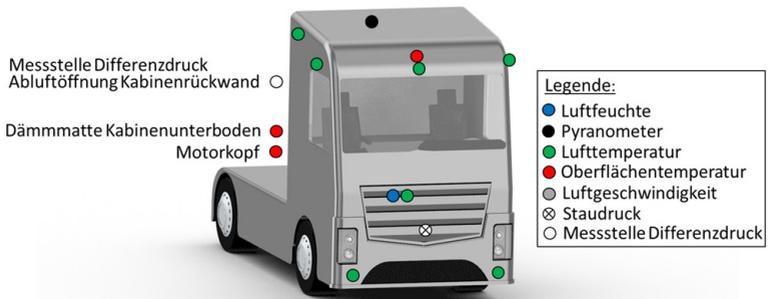
Internetquellen

- [www01] Umweltbundesamt;
www.umweltbundesamt.de/verkehr
Zugriff: 17.09.2014.
- [www02] Deutscher Wetterdienst: Weltklima - Klimatabellen
und Klimadiagramme;
www.dwd.de/bvbw
Zugriff: 27.12.2012.
- [www03] National Renewable Energy Laboratory: National
Solar Data Base (1991 – 2005);
www.nrel.gov/rredc
Zugriff: 27.12.2009.
- [www04] Europäische Union: Photovoltaic Geographical In-
formation System – Interactive Maps;
www.re.jrc.ec.europa.eu
Zugriff: 27.12.2012.
- [www05] United Nations Economic Commission for Europe
(UNECE):
Working Party on Pollution and Energy (GRPE);
Mobile Air Conditioning Test Procedure (MACTP)
www.unece.org
Zugriff: 16.01.2015.

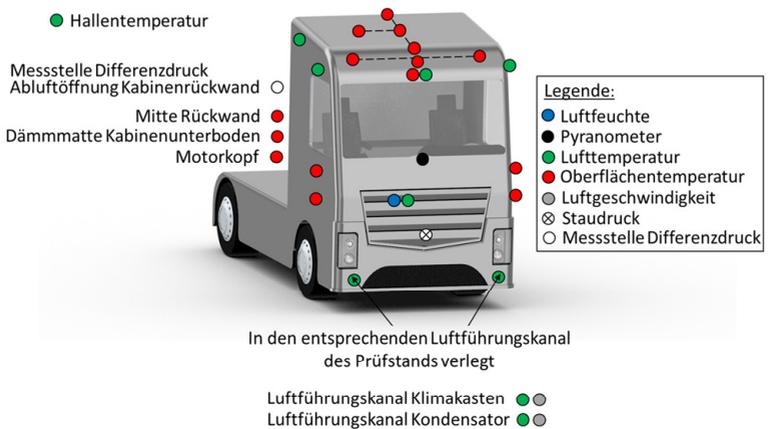
Anhang

I. Fahrzeugsensorik

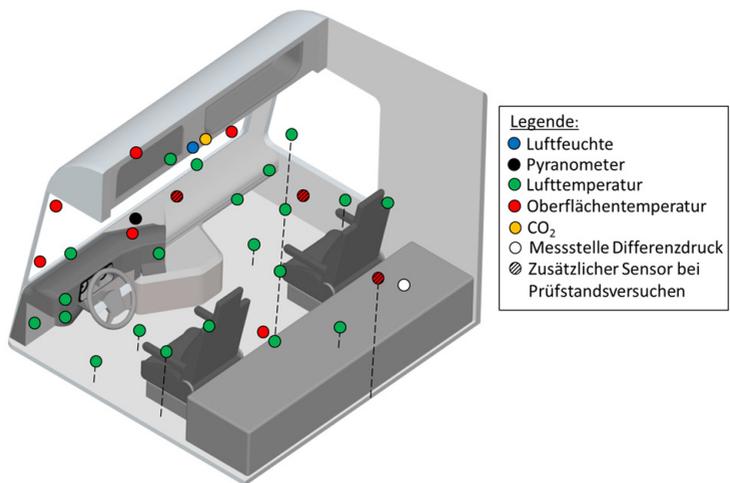
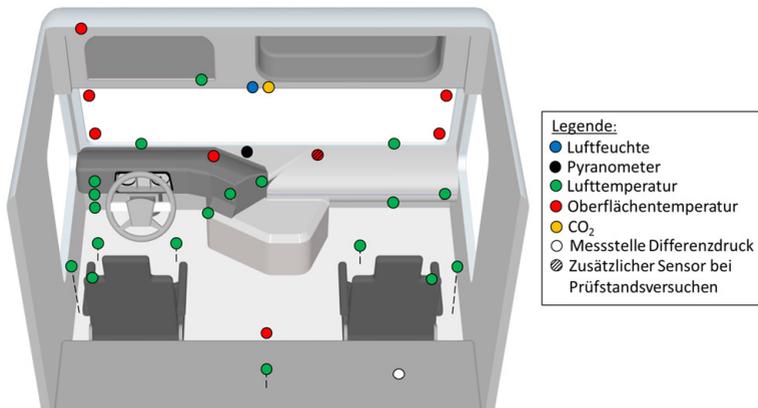
Aus der Fahrzeugumgebung wurden folgende Größen an den dargestellten Positionen während der Straßenfahrversuche erfasst:



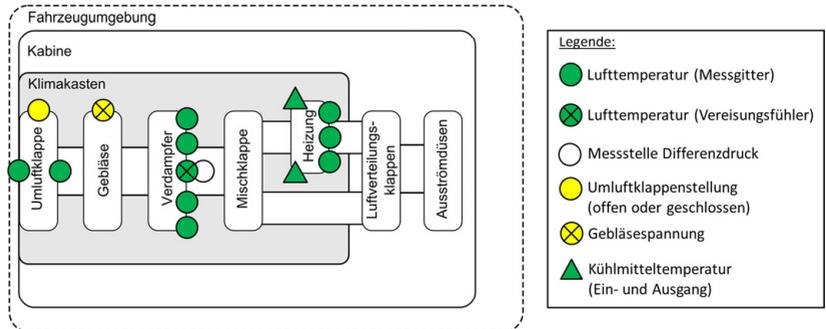
Für die Prüfstandsversuche wurde der Sensorumfang im Außenbereich wie nachfolgend dargestellt erweitert:



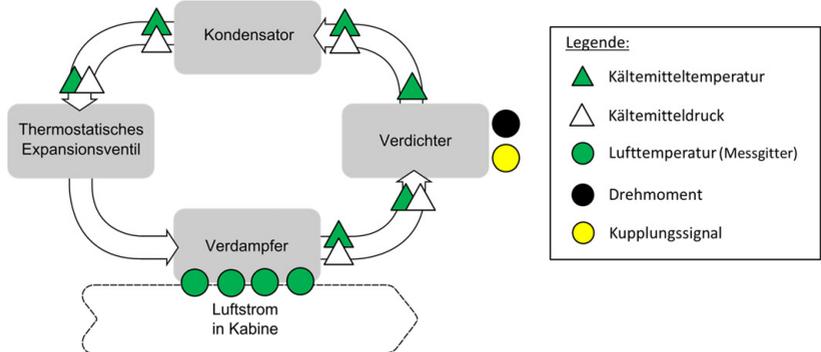
Innerhalb der Kabine wurden folgende Größen an den dargestellten Positionen aufgezeichnet:



Innerhalb des Klimakastens wurden folgende Größen an den dargestellten Positionen gemessen:



Innerhalb des Kältemittelkreislaufs wurden erfasst:

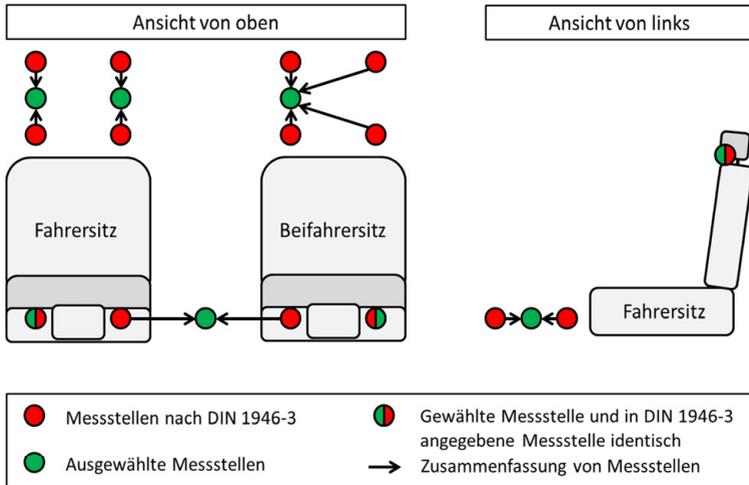


Aus der fahrzeugeigenen Sensorik wurden über den CAN-Bus (CAN: Controller Area Network) gemessen:

<u>Fahrzeuggeschwindigkeit</u>
<u>Ausgewählte Gangstufe</u>
<u>Drehzahl des Verbrennungsmotors</u>
<u>Drehmoment des Verbrennungsmotors</u>
<u>Drehzahl des Motorlüfters</u>
<u>Außentemperatur</u>
<u>Kühlmitteltemperatur des Verbrennungsmotors</u>
<u>Öltemperatur des Verbrennungsmotors</u>

Die Norm DIN1946-3 [DIN06a] beschreibt die Positionierung von Messstellen zur Ermittlung einer mittleren Innenraumtemperatur. Dabei sind jeweils vier Messstellen im Fußraum und zwei Messstellen in Kopfhöhe von Fahrer- und Beifahrersitz vorgesehen. Die Sensoren wurden innerhalb des Versuchsfahrzeugs in den entsprechenden Höhen, die in der DIN 1946-3 angegeben sind, positioniert. Aufgrund der begrenzten Kanalanzahl des Messsystems musste die Sensoranzahl, wie in der nachfolgenden Abbildung dargestellt, reduziert werden. Die Messstellen im Fußraum des Fahrers wurden aufgrund der räumlichen Nähe auf insgesamt zwei Stellen zusammengefasst. Da ein LKW üblicherweise nur mit einem Fahrer besetzt ist, wurden die Messstellen im Fußraum des Beifahrers auf eine Messstelle reduziert, um weiterhin Informationen über die Temperaturverteilung in Bodennähe über die gesamte Kabinenbreite berücksichtigen zu können. Die Messstellen in Kopfhöhe auf der Außenseite des Fahrer- und Beifahrersitzes sind analog zu der DIN 1946-3 positioniert. Die jeweiligen Messstellen auf den Innenseiten des Fahrer- und Beifahrersitzes wurden ebenfalls zu einer zusammengefasst. Trotz der Reduktion der geforderten Messstellen wird an dieser Stelle angenommen, dass durch die Verteilung der Messstellen die in der DIN 1946-3 geforderten Temperaturbereiche gut erfasst werden, so dass diese

Messstellen für die Berechnung einer gemittelten Innenraumtemperatur nach DIN 1946-3 herangezogen werden dürfen.



Darstellung in Anlehnung an [Pie12].

II. Ein- und Ausgangsgrößen des Kältemittelkreislaufkennfelds

Eingangsgrößen	Ausgangsgrößen
Lufttemperatur vor Verdampfer	Lufttemperatur nach Verdampfer
Luftfeuchtigkeit vor Verdampfer	Luftfeuchtigkeit nach Verdampfer
Luftmassenstrom am Verdampfer	Mechanische Leistung des Verdichters
Lufttemperatur vor Kondensator	Kältemitteltemperatur nach Verdichter (entspricht Temperatur vor Kondensator)
Luftfeuchtigkeit vor Kondensator	Kältemitteltemperatur nach Kondensator (entspricht Temperatur vor Expansionsventil)
Luftmassenstrom am Kondensator	Kältemitteltemperatur nach Verdampfer (entspricht Temperatur am Verdichtereingang)
Drehzahl des Verdichters	Kältemitteldrücke vor und hinter Verdichter (entspricht Kondensatoreingang)
	Kältemitteldrücke vor und hinter Kondensator (entspricht Expansionsventileingang)
	Kältemitteldruck nach Verdampfer
	Sättigungstemperatur des Kältemittels im Kondensator
	Verdampfungstemperatur des Kältemittels im Verdampfer
	Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator
	Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer
	Kältemittelmassenstrom (Verdichter und Expansionsventil)
	Saugdichte des Kältemittels am Verdichter

IV. Übersicht der Messungen: Mittelwerte und Streuungen der Messwerte (RMSE)

Temperaturvariation	Versuchsquader		
	G ₂ T ₁ S ₂	G ₂ T ₂ S ₂	G ₂ T ₃ S ₂
Geschwindigkeitsvariation	G ₁ T ₁ S ₂	G ₂ T ₁ S ₂	G ₃ T ₁ S ₂
Gebälsevariation	G ₂ T ₁ S ₁	G ₂ T ₁ S ₂	G ₂ T ₁ S ₃
Diagonale	G ₁ T ₁ S ₁	G ₂ T ₂ S ₂	G ₃ T ₃ S ₃

		Versuch G ₁ T ₁ S ₁					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SF}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
$\vartheta''_{R,C}$	°C	45,1	1,43	45,8	4,77	45,9	0,63
$\vartheta'_{R,K}$	°C	42,8	1,06	41,2	3,70	42,4	0,63
$p'_{R,K}$	bar	10,3	0,29	8,9	0,22	9,5	0,12
$\vartheta''_{R,K}$	°C	22,5	0,33	21,0	0,13	22,7	0,32
$p''_{R,K}$	bar	9,9	0,34	8,5	0,15	9,2	0,20
$\vartheta'_{R,E}$	°C	22,5	0,27	21,0	0,30	22,4	0,19
$p'_{R,E}$	bar	8,7	0,28	7,3	0,20	7,7	0,15
$\vartheta''_{R,V}$	°C	-2,4	0,58	1,8	0,34	1,6	0,51
$p''_{R,V}$	bar	1,5	0,26	1,3	0,23	1,3	0,25
$\vartheta'_{R,C}$	°C	0,5	0,46	0,1	0,25	0,4	0,58
$p'_{R,C}$	bar	1,1	0,27	1,1	0,23	1,1	0,23
$\vartheta'_{L,HVAC}$	°C	21,3	0,18	22,5	0,09	24,2	0,12
$\vartheta'_{L,K}$	°C	siehe Tabelle 14		20,9	0,21	21,3	0,32
$\varphi'_{L,HVAC}$	%	41	1,15	41	1,00	43	2,07
$E_{Ges,FzB}$	W/m ²	905	14,22	862	8,33	856	8,06
$\vartheta_{DIN,L}$	°C	23,2	0,21	23,9	0,81	26,3	0,13
$\varphi_{L,Kabine}$	°C	31	0,50	24	0,31	22	0,47
$\vartheta_{Blech,Dach}$	°C	siehe Tabelle 14		33,2	0,08	30,9	0,15
$v'_{L,K}$	km/h			29,6	0,38	34,0	0,12
$v'_{L,HVAC}$	km/h			28,4	0,65	34,2	0,23
$\vartheta_{Eis,L,V}$	°C	1,7	1,60	1,5	1,72	1,8	1,72
n_C	1/min	2162	8,12	2162	9,98	2163	8,13

		Versuch G ₁ T ₁ S ₂					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
$\vartheta''_{R,C}$	°C	47,9	1,13	47,2	0,37	56,0	1,22
$\vartheta'_{R,K}$	°C	45,1	0,54	42,2	0,41	51,3	1,18
$p'_{R,K}$	bar	10,9	0,21	9,0	0,14	9,7	0,13
$\vartheta''_{R,K}$	°C	23,5	0,59	21,0	0,06	23,8	0,26
$p'_{R,K}$	bar	10,6	0,26	8,6	0,08	9,4	0,18
$\vartheta'_{R,E}$	°C	23,3	0,27	21,0	0,03	23,9	0,26
$p'_{R,E}$	bar	9,3	0,16	7,2	0,15	7,8	0,13
$\vartheta''_{R,V}$	°C	-1,3	0,77	1,7	0,36	2,2	0,39
$p'_{R,V}$	bar	1,5	0,21	1,3	0,18	1,3	0,21
$\vartheta'_{R,C}$	°C	0,8	0,64	0,4	0,10	1,0	0,40
$p'_{R,C}$	bar	1,2	0,22	1,2	0,19	1,1	0,19
$\vartheta'_{L,HVAC}$	°C	21,6	0,52	22,3	0,03	23,9	0,04
$\vartheta'_{L,K}$	°C	siehe Tabelle 14		20,8	0,23	21,1	0,03
$\varphi'_{L,HVAC}$	%	41	1,13	41	0,49	42	1,12
$E_{Ges,Fzg}$	W/m ²	893	16,43	859	8,41	855	8,13
$\vartheta_{DIN,L}$	°C	20,9	0,52	23,5	0,07	25,7	0,09
$\varphi_{L,Kabine}$	%	29	0,39	23	0,31	20	0,16
$\vartheta_{Blech,Dach}$	°C			31,8	0,02	32,4	0,05
$v'_{L,K}$	km/h	siehe Tabelle 14		29,7	0,37	34,3	0,12
$v'_{L,HVAC}$	km/h			28,9	0,66	34,2	0,22
$\vartheta_{Eis,L,V}$	°C	2,1	1,61	1,8	1,84	2,2	1,81
n_C	1/min	2166	53,23	2157	5,40	2156	5,74

		Versuch G ₂ T ₁ S ₁					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
$\vartheta''_{R,C}$	°C	54,2	1,60	54,6	0,79	49,1	0,41
$\vartheta'_{R,K}$	°C	47,3	1,66	46,8	0,63	43,5	0,44
$p'_{R,K}$	bar	9,8	0,23	8,9	0,26	9,4	0,16
$\vartheta''_{R,K}$	°C	23,2	0,10	23,2	0,08	23,0	0,07
$p'_{R,K}$	bar	9,5	0,22	8,5	0,19	9,0	0,10
$\vartheta'_{R,E}$	°C	23,0	0,09	22,9	0,06	22,9	0,07
$p'_{R,E}$	bar	8,3	0,25	7,3	0,24	7,8	0,17
$\vartheta''_{R,V}$	°C	0,6	0,98	1,3	0,75	0,6	0,77
$p'_{R,V}$	bar	1,4	0,24	1,3	0,22	1,3	0,24
$\vartheta'_{R,C}$	°C	0,7	0,15	2,1	0,33	1,7	0,21
$p'_{R,C}$	bar	1,0	0,24	1,2	0,21	1,1	0,24
$\vartheta'_{L,HVAC}$	°C	23,0	0,11	24,1	0,07	24,0	0,03
$\vartheta'_{L,K}$	°C	siehe Tabelle 14		23,4	0,21	22,9	0,04
$\varphi'_{L,HVAC}$	%	35	0,39	40	0,22	38	1,11
$E_{Ges,Fzg}$	W/m ²	476	108,10	454	8,42	450	8,48
$\vartheta_{DIN,L}$	°C	22,9	0,05	22,1	0,20	23,1	0,10
$\varphi_{L,Kabine}$	%	30	0,58	32	0,28	26	0,82
$\vartheta_{Blech,Dach}$	°C			25,7	0,08	28,4	0,02
$v'_{L,K}$	km/h	siehe Tabelle 14		60,8	0,69	60,9	0,32
$v'_{L,HVAC}$	km/h			61,3	1,15	59,1	0,38
$\vartheta_{Eis,L,V}$	°C	1,9	1,60	1,6	1,87	1,7	1,91
n_C	1/min	2112	8,19	2112	3,23	2110	2,94

		Versuch G ₂ T ₁ S ₂					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
$\vartheta''_{R,C}$	°C	56,9	0,96	57,5	0,71	58,5	0,59
$\vartheta'_{R,K}$	°C	50,0	0,91	49,2	0,53	51,3	0,61
$p'_{R,K}$	bar	10,1	0,17	8,9	0,21	9,7	0,10
$\vartheta''_{R,K}$	°C	23,5	0,12	23,2	0,10	23,1	0,06
$p''_{R,K}$	bar	9,7	0,15	8,5	0,16	9,3	0,07
$\vartheta'_{R,E}$	°C	23,0	0,12	22,5	0,09	23,3	0,05
$p'_{R,E}$	bar	8,5	0,19	7,2	0,20	8,0	0,11
$\vartheta''_{R,V}$	°C	1,5	0,54	2,0	0,47	1,8	0,25
$p''_{R,V}$	bar	1,4	0,20	1,3	0,17	1,3	0,21
$\vartheta'_{R,C}$	°C	0,5	0,20	4,6	0,84	1,4	0,25
$p'_{R,C}$	bar	1,1	0,19	1,2	0,16	1,1	0,19
$\vartheta'_{L,HVAC}$	°C	23,2	0,18	24,0	0,05	24,0	0,05
$\vartheta'_{L,K}$	°C	siehe Tabelle 14		23,4	0,20	22,9	0,03
$\varphi'_{L,HVAC}$	%	35	0,49	40	0,09	37	1,45
$E_{Ges,FzG}$	W/m ²	585	100,40	587	8,43	584	8,29
$\vartheta_{DIN,L}$	°C	21,4	0,15	20,2	0,13	21,4	0,08
$\varphi_{L,Kabine}$	%	28	0,47	31	0,28	26	0,81
$\vartheta_{Blech,Dach}$	°C			26,5	0,11	28,2	0,10
$v'_{L,K}$	km/h	siehe Tabelle 14		60,8	0,69	60,9	0,33
$v'_{L,HVAC}$	km/h			61,4	1,16	59,1	0,39
$\vartheta_{Eis,L,V}$	°C	2,2	1,63	2,1	1,94	2,1	2,00
n_C	1/min	2111	9,51	2109	5,55	2110	2,76

		Versuch G ₂ T ₁ S ₃					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
$\vartheta''_{R,C}$	°C	71,2	0,46	70,0	0,45	72,6	0,45
$\vartheta'_{R,K}$	°C	63,3	0,67	60,9	0,38	66,0	0,52
$p'_{R,K}$	bar	10,3	0,16	8,8	0,11	10,1	0,11
$\vartheta''_{R,K}$	°C	24,2	0,18	22,8	0,11	24,6	0,16
$p''_{R,K}$	bar	10,0	0,15	8,3	0,08	9,7	0,08
$\vartheta'_{R,E}$	°C	24,0	0,25	22,8	0,09	25,1	0,06
$p'_{R,E}$	bar	8,8	0,15	7,2	0,05	8,4	0,11
$\vartheta''_{R,V}$	°C	2,7	1,07	5,5	0,27	3,5	1,24
$p''_{R,V}$	bar	1,4	0,07	1,4	0,08	1,4	0,05
$\vartheta'_{R,C}$	°C	10,3	1,30	13,6	0,47	12,0	1,33
$p'_{R,C}$	bar	1,1	0,07	1,2	0,07	1,1	0,05
$\vartheta'_{L,HVAC}$	°C	22,9	0,18	23,3	0,10	23,5	0,04
$\vartheta'_{L,K}$	°C	siehe Tabelle 14		22,6	0,26	23,0	0,05
$\varphi'_{L,HVAC}$	%	36	0,55	42	0,29	37	0,73
$E_{Ges,FzG}$	W/m ²	442	77,33	441	6,17	451	6,36
$\vartheta_{DIN,L}$	°C	19,4	0,15	20,6	0,42	21,5	0,08
$\varphi_{L,Kabine}$	%	28	0,74	31	0,30	28	0,11
$\vartheta_{Blech,Dach}$	°C			25,3	0,04	25,4	0,02
$v'_{L,K}$	km/h	siehe Tabelle 14		60,9	0,64	60,9	0,32
$v'_{L,HVAC}$	km/h			61,6	1,11	59,2	0,40
$\vartheta_{Eis,L,V}$	°C	3,1	1,56	3,1	1,76	3,1	1,64
n_C	1/min	2111	8,86	2112	3,26	2112	2,97

		Versuch G ₂ T ₂ S ₂					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
θ'' _{R,C}	°C	76,9	0,68	74,3	0,39	75,8	1,51
θ' _{R,K}	°C	70,1	0,70	65,8	0,43	70,9	1,73
p' _{R,K}	bar	12,1	0,31	10,2	0,26	11,0	0,24
θ'' _{R,K}	°C	30,8	0,46	29,0	0,05	33,9	1,42
p'' _{R,K}	bar	11,8	0,28	9,9	0,21	10,6	0,21
θ' _{R,E}	°C	30,3	0,13	29,0	0,03	31,5	0,94
p' _{R,E}	bar	10,6	0,25	8,7	0,20	9,3	0,24
θ'' _{R,V}	°C	-0,2	0,28	2,7	1,26	5,5	1,30
p'' _{R,V}	bar	1,5	0,09	1,5	0,10	1,5	0,09
θ' _{R,C}	°C	10,0	2,90	13,9	0,62	13,5	1,19
p' _{R,C}	bar	1,1	0,08	1,1	0,10	1,2	0,07
θ' _{L,HVAC}	°C	28,9	0,21	29,5	0,02	30,3	0,14
θ' _{L,K}	°C	siehe Tabelle 14		28,7	0,06	28,8	0,31
φ' _{L,HVAC}	%	47	0,41	49	1,01	48	1,72
E _{Ges,Fzg}	W/m ²	728	75,80	719	8,68	719	8,29
θ _{DIN,L}	°C	22,7	0,12	22,3	0,13	25,1	0,60
φ _{L,Kabine}	%	28	0,35	25	0,21	26	0,77
θ _{Blech,Dach}	°C	37,4	0,39	39,1	0,03	38,4	0,07
v' _{L,K}	km/h	siehe Tabelle 14		60,9	0,55	60,9	0,43
v' _{L,HVAC}	km/h			59,9	1,06	59,8	0,47
θ _{Eis,L,V}	°C	3,2	1,34	2,9	1,38	3,0	1,70
n _c	1/min	2112	9,74	2112	3,56	2202	6,22

		Versuch G ₂ T ₃ S ₂					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
θ'' _{R,C}	°C	83,9	0,91	82,5	0,32	88,4	0,53
θ' _{R,K}	°C	78,3	0,92	74,4	0,30	81,0	0,57
p' _{R,K}	bar	14,7	0,34	12,6	0,26	13,3	0,16
θ'' _{R,K}	°C	39,5	0,33	36,9	0,06	44,4	1,25
p'' _{R,K}	bar	14,5	0,29	12,3	0,22	13,0	0,13
θ' _{R,E}	°C	38,9	0,13	36,9	0,03	40,5	0,19
p' _{R,E}	bar	13,4	0,34	11,1	0,15	11,7	0,25
θ'' _{R,V}	°C	0,1	0,14	0,8	0,44	4,7	2,05
p'' _{R,V}	bar	1,7	0,07	1,6	0,07	1,6	0,09
θ' _{R,C}	°C	5,7	1,85	15,3	0,99	17,2	1,91
p' _{R,C}	bar	1,2	0,04	1,2	0,07	1,1	0,05
θ' _{L,HVAC}	°C	36,8	0,17	36,2	0,02	36,4	0,04
θ' _{L,K}	°C	siehe Tabelle 14		36,6	0,07	37,3	0,11
φ' _{L,HVAC}	%	22	0,47	25	0,76	24	0,41
E _{Ges,Fzg}	W/m ²	525	64,49	524	7,54	523	8,38
θ _{DIN,L}	°C	23,3	0,18	24,9	0,06	23,5	0,03
φ _{L,Kabine}	%	23	0,87	22	0,13	24	0,26
θ _{Blech,Dach}	°C	42,0	0,40	42,8	0,02	42,8	0,06
v' _{L,K}	km/h	siehe Tabelle 14		60,9	0,67	60,9	0,55
v' _{L,HVAC}	km/h			61,5	1,15	60,4	0,57
θ _{Eis,L,V}	°C	2,9	1,26	3,1	1,47	3,0	1,26
n _c	1/min	2110	9,22	2112	3,23	2112	2,81

		Versuch G ₃ T ₁ S ₂					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
$\vartheta''_{R,C}$	°C	68,0	0,40	-	-	74,3	0,18
$\vartheta'_{R,K}$	°C	57,6	0,46	-	-	60,0	0,63
$p'_{R,K}$	bar	9,9	0,23	-	-	9,0	0,22
$\vartheta''_{R,K}$	°C	23,1	0,17	-	-	21,4	0,16
$p''_{R,K}$	bar	9,4	0,19	-	-	8,5	0,13
$\vartheta'_{R,E}$	°C	22,7	0,08	-	-	21,0	0,17
$p'_{R,E}$	bar	8,0	0,22	-	-	7,1	0,10
$\vartheta''_{R,V}$	°C	1,4	0,38	-	-	2,6	0,15
$p''_{R,V}$	bar	1,2	0,15	-	-	1,1	0,13
$\vartheta'_{R,C}$	°C	0,6	0,42	-	-	5,5	0,25
$p'_{R,C}$	bar	0,8	0,15	-	-	0,7	0,13
$\vartheta'_{L,HVAC}$	°C	22,8	0,22	-	-	23,0	0,06
$\vartheta'_{L,K}$	°C	siehe Tabelle 14		-	-	20,9	0,34
$\varphi'_{L,HVAC}$	%	35	0,37	-	-	37	0,82
$E_{Ges,FzG}$	W/m ²	385	58,77	-	-	379	7,99
$\vartheta_{DIN,L}$	°C	23,1	0,57	-	-	20,7	0,18
$\varphi_{L,Kabine}$	%	24	0,41	-	-	28	0,29
$\vartheta_{Blech,Dach}$	°C	siehe Tabelle 14		-	-	26,7	0,07
$v'_{L,K}$	km/h			-	-	92,3	0,98
$v'_{L,HVAC}$	km/h			-	-	88,4	1,00
$\vartheta_{Eis,L,V}$	°C	2,0	1,82	-	-	2,2	1,92
n_C	1/min	3095	61,90	-	-	3161	2,17

		Versuch G ₃ T ₃ S ₃					
		Straßenversuch		Prüfstand GR _V		Prüfstand GR _{SE}	
		Ø	RMSE	Ø	RMSE	Ø	RMSE
$\vartheta''_{R,C}$	°C	102,8	0,16	-	-	104,9	0,14
$\vartheta'_{R,K}$	°C	96,1	0,18	-	-	98,7	0,10
$p'_{R,K}$	bar	14,9	0,38	-	-	13,7	0,15
$\vartheta''_{R,K}$	°C	38,4	0,18	-	-	44,8	0,15
$p''_{R,K}$	bar	14,6	0,35	-	-	13,3	0,06
$\vartheta'_{R,E}$	°C	37,8	0,09	-	-	43,0	0,10
$p'_{R,E}$	bar	13,4	0,35	-	-	12,0	0,04
$\vartheta''_{R,V}$	°C	2,2	0,18	-	-	10,9	0,70
$p''_{R,V}$	bar	1,8	0,02	-	-	1,8	0,02
$\vartheta'_{R,C}$	°C	17,6	0,68	-	-	20,1	0,26
$p'_{R,C}$	bar	1,2	0,02	-	-	1,3	0,03
$\vartheta'_{L,HVAC}$	°C	34,8	0,27	-	-	35,9	0,08
$\vartheta'_{L,K}$	°C	siehe Tabelle 14		-	-	35,2	0,11
$\varphi'_{L,HVAC}$	%	33	0,52	-	-	34	0,79
$E_{Ges,FzG}$	W/m ²	819	71,84	-	-	814	6,10
$\vartheta_{DIN,L}$	°C	20,5	0,19	-	-	22,4	0,15
$\varphi_{L,Kabine}$	%	26	0,77	-	-	23	0,27
$\vartheta_{Blech,Dach}$	°C	42,3	0,14	-	-	42,1	0,07
$v'_{L,K}$	km/h	siehe Tabelle 14		-	-	92,3	0,18
$v'_{L,HVAC}$	km/h			-	-	89,9	0,34
$\vartheta_{Eis,L,V}$	°C			4,7	0,07	-	-
n_C	1/min	3107	59,44	-	-	3199	2,78

V. Technische Informationen: Mobiler Klimaprüfstand und Allrad-Rollenprüfstand (ARP) mit klimatechnischen Erweiterungen

	Klimaprüfstand		ARP mit klimatechnischen Erweiterungen		Einheiten
	Luftstrom Kondensator	Luftstrom Klimakasten	RLT-Anlage	Umwälzanlage	
Ventilator					
Anzahl	4	1	2 + 2	3	[-]
Anordnung	Parallel	-	Parallel+Reihe	Parallel	[-]
Volumenstrom einzeln	12.500	4.500	24.500	43.667	[m³/h]
Volumenstrom gesamt	50.000	4.500	49.000	131.001	[m³/h]
Regelungsbereich einzeln	20 - 100	20 - 100	20 - 100	20 - 100	[%]
Regelungsbereich gesamt	5 - 100	20 - 100	10 - 100	7 - 100	[%]
max. Luftgeschwindigkeit im Kanalquerschnitt	4,92	3,13	2,53	3,08	[m/s]
Anzahl	2	1	1	-	[-]
max. Heizleistung einzeln	255,84	55	478,3	-	[kW]
max. Heizleistung gesamt	511,68	55	478,3	-	[kW]
max. Volumenstrom einzeln	25.000	4.500	49.000	-	[m³/h]
max. Volumenstrom gesamt	50.000	4.500	49.000	-	[m³/h]
Temperaturbereich	20 - 50	20 - 50	abhängig von der Ansaugtemperatur	-	[°C]
max. Luftgeschwindigkeit	4,97	3,38	3,64	-	[m/s]
max. Druckverlust	237	60	95	-	[Pa]
max. Kühlleistung	-	-	162,03	-	[kW]
max. Volumenstrom	-	-	49.000	-	[m³/h]
max. Luftgeschwindigkeit	-	-	3,64	-	[m/s]
max. Druckverlust	-	-	209	-	[Pa]
Abmaße	1,1 x 0,5	0,5 x 0,1	Motor/Kühler/Kondensator	1,2 x 0,8	[m²]
Austrittsdüse	0,55	0,05	Klimakasteneinlass	0,5 x 0,1	[m²]
Querschnittsfläche	25,25	25	Motor/Kühler/Kondensator	0,96	[m²]
max. Strömungsgeschwindigkeit	1,26 - 25,25	5 - 25	Klimakasteneinlass	0,05	[m²]
Einstellbarer Bereich der Strömungsgeschwindigkeit	-	-		49,51	[m/s]
max. Befuchtleistung	-	82,7		1,35 - 49,51	[m/s]
max. Feuchteerhöhung für max. Volumenstrom:				68	[kg/h]
Eintritt: Lufttemperatur: 28 °C und abs. Luftfeuchte: 5,8 g/kg				(1. Ausbaustufe für die Erhebung des Prüfstandsanzites)	
Annahmen: Luftdruck: 1013 mbar					
Prüfraum: Lufttemperatur: 20 °C und abs. Luftfeuchte: 5,8 g/kg					
Elektrische Leistung	-	64		13,01	[kW]
Dampfverteilerhöhe	-	2 x 750		2 x 25	[mm]
	-			2 x 750	

VI. Auf Standardbedingungen umgerechnete Luftmassenströme

Unter Annahme folgender Standardbedingungen werden die Luftvolumenströme aus Tabelle 10 in Luftmassenströme umgerechnet:

Atmosphärischer Druck	1013,25	[mbar]
spezifische Gaskonstante trockener Luft	287,058	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$
Lufttemperatur	20	[°C]
Luftdichte	1,204	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Die aus den gemessenen Luftvolumenstrom errechneten Luftmassenströme sind dabei mit einem „*“ gekennzeichnet, um sie von den gemessenen Werten zu differenzieren.

Geschwindigkeit	Gebläsestufe	Straße		Prüfstand GR _v		Prüfstand GR _{SE}	
		Klimakasten Luftvolumenstrom	Klimakasten Luftmassenstrom*	Klimakasten Luftvolumenstrom	Klimakasten Luftmassenstrom*	Klimakasten Luftvolumenstrom	Klimakasten Luftmassenstrom*
km/h		m ³ /h	kg/h	m ³ /h	kg/h	m ³ /h	kg/h
0	1,5	142,9	172,1	143,7	173,0	141,7	170,6
	3	228,0	274,5	224,4	270,2	224,6	270,4
	4	368,6	443,8	366,5	441,2	363,9	438,2
	5	457,7	551,1	456,1	549,2	452,0	544,2
30	1,5	151,5	182,4	148,8	179,2	138,8	167,1
	3	229,0	275,7	230,1	277,0	225,9	272,0
	4	370,2	445,7	371,2	446,9	364,3	438,6
60	5	462,5	556,8	460,6	554,5	452,7	545,1
	1,5	162,5	195,6	181,3	218,3	137,0	164,9
	3	239,7	288,6	251,3	302,6	222,4	267,7
	4	376,6	453,4	378,1	455,2	362,0	435,9
90	5	465,2	560,1	469,6	565,4	451,9	544,1
	1,5	194,0	233,5	-	-	144,9	174,4
	3	260,8	314,0	-	-	220,2	265,1
	4	388,0	467,1	-	-	362,6	436,6
	5	472,9	569,4	-	-	452,5	544,9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter www.ksp.kit.edu als PDF frei verfügbar
oder als Druckausgabe bestellbar.

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahntriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**
27./28. September 2012 in Karlsruhe. 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen
20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. 2013
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 32** Martin Scherer
**Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen.
Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung
mit aufgeprägtem Volumenstrom.** 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
**Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen
Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung.** 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
**Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten
Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen.** 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
**Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation
von Stromabnehmern.** 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
**Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung
von Nutzfahrzeugen.** 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2

Bei auch zukünftig steigendem Verkehrs- und Transportaufkommen werden die Emissionsgrenzwerte für Kraftfahrzeuge neben der angestrebten Verringerung der Treibhausgasemissionen und des Ressourcenverbrauchs stetig strenger. Es sind deshalb effizienzsteigernde Maßnahmen in allen Baugruppen jeglicher Kraftfahrzeugtypen zwingend erforderlich. Dies trifft auch auf die Nebenaggregate des Antriebsstrangs eines Kraftfahrzeugs, wie z.B. den Kältemittelverdichter des Klimasystems zur Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums, zu. Da die Entwicklung von effizienzsteigernden Maßnahmen aufgrund der Wechselwirkung mit anderen Fahrzeugsystemen sehr komplex ist, müssen dem Entwickler geeignete Werkzeuge zur Verfügung stehen. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Betrachtung der Entwicklungswerkzeuge „Simulation“ und „Gesamtfahrzeugprüfstand“ für Klimasysteme allgemein und mit der effizienten sowie kostengünstigen Umsetzung und Anpassung dieser beiden Entwicklungswerkzeuge für den Anwendungsfall eines LKWs. Die entwickelten Werkzeuge wurden mit einer umfangreichen Messdatenbasis von durchgeführten Straßenfahrversuchen verifiziert und abschließend bewertet.

