



Optimierung des Heiz- und Klimakonzepts zur Reduktion der Wärme- und Kälteleistung im Fahrzeug





OPTIMIERUNG DES HEIZ- UND KLIMAKONZEPTS ZUR REDUKTION DER WÄRME- UND KÄLTELEISTUNG IM FAHRZEUG

vorgelegt von
Dipl.-Ing.
Fabian Schüppel
geb. in Berlin

von der Fakultät V –Fakultät Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Dietmar Göhlich
Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Volker Schindler
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Horst E. Friedrich

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 19. Februar 2015

Berlin 2015



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2015

Zagl.: Berlin, Technische Universität, Diss., 2015

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2015

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2015

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9029-6

eISBN 978-3-7369-8029-7



Inhaltsverzeichnis

0	Formelzeichen und Abkürzungen	VIII
0.1	Griechische Buchstaben:	VIII
0.2	Lateinische Formelzeichen:	VIII
0.3	Abkürzungen	IX
0.4	Kurzfassung	X
0.5	Abstract.....	X
1	Problemstellung.....	1
1.1	Zielsetzung.....	2
2	Grundlagen.....	3
2.1	Energieformen	3
2.1.1	Primärenergie und Endenergie	3
2.1.2	Energiewandlung, Wirkungsgrad und Leistungszahl.....	4
2.1.3	Innere Energie und Enthalpie	4
2.2	Wärmestrom, Wärmestromdichte und Temperatur	5
2.3	Wärmetransport	5
2.3.1	Wärmestrahlung	6
2.3.2	Wärmeleitung	6
2.3.3	Konvektion	8
2.3.4	Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübergangskoeffizient.....	10
2.3.5	Wärmeleitfähigkeit, Temperaturleitfähigkeit und Wärmewiderstand	10
2.4	Wärmekapazität	11
2.4.1	Thermische Masse	11
2.4.2	Wärmespeicherung	12
2.5	Phänomene der Kondensation und Vereisung.....	13
2.5.1	Kondensation.....	15
2.5.2	Sublimation und Erstarren.....	16
2.6	Luftqualität	16
2.7	Thermische Behaglichkeit	18
2.8	Anforderungen an HVAC-Systeme.....	22
3	Auslegung.....	25
3.1	Auslegung der Spitzenleistung	25
3.2	Auslegung nach realen Wetterdaten	26
3.3	Abgeleitete Randbedingungen für Simulationsrechnungen	32
3.4	Fahrzeugklassen.....	33
3.5	Bewertungskriterien.....	34



4 Heiz- und Kühlbedarf im Kfz	35
4.1 Leistungen heutiger Fahrzeuge.....	35
4.2 Stationärer und instationärer Bedarf.....	37
5 HVAC-Systeme	46
5.1 <i>State of the Art</i> in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor.....	47
5.2 <i>State of the Art</i> in Fahrzeugen mit alternativen Antrieben	50
5.3 Wärmequellen und Kältesenken	53
5.3.1 Wärmequellen	53
5.3.1.1 Abwärmenutzung.....	53
5.3.1.2 Antriebsstrangmanagement.....	54
5.3.1.3 Elektrische Heizer	56
5.3.1.4 Direkte Beheizung (Sitzheizung, Lenkradheizung, Scheiben)	58
5.3.1.5 Wärmepumpen.....	60
5.3.1.6 Infrarotheizungen	64
5.3.1.7 Thermoelektrik.....	66
5.3.1.8 Brennstoffzuheizer	69
5.3.1.9 Schukeypinzip	70
5.3.2 Kühlsysteme	71
5.3.2.1 Kompressionskältemaschine.....	71
5.3.2.2 Thermoelektrik.....	73
5.3.2.3 Ab- und Adsorptionskältemaschinen.....	74
5.3.2.4 Thermoakustische Kühlung	78
5.3.2.5 Dampfstrahlkältemaschinen.....	79
5.4 Lösungen mit Einfluss auf die Grundlast	79
5.4.1 Dämmung	80
5.4.1.1 Wärmedämmung: Konvektion und Wärmeleitung.....	80
5.4.1.2 Dämmung: Wärmestrahlung.....	83
5.4.2 Reduktion des Luftaustauschs und Abluftwärme-/Abluftkälterückgewinnung	87
5.4.3 Gezielte Anströmung der Insassen.....	91
5.4.3.1 Verbreiterung des Temperaturfensters.....	93
5.5 Lösungen mit Einfluss auf das Aufheiz- und Abkühlverhalten	93
5.5.1.1 Thermische Massen	93
5.5.1.2 Vorkonditionierung.....	96
5.5.1.3 „Parkmütze“, Jalousien innen/außen	97
5.5.1.4 Standlüftung.....	98
5.5.1.5 Thermische Speicher.....	100



6	Simulationsmodell	104
6.1	Einzonen-Klimatisierungssimulationsmodell	106
6.1.1	Massen und Wärmekapazitäten	107
6.1.2	Wärmeübergang von Karosserie zur Kabinenluft	107
6.1.3	Zuluftenthalpiestrom	110
6.1.4	Abluftenthalpiestrom	110
6.1.5	Insassenenthalpiestrom	111
6.2	Anwendung des Simulationsmodells	111
6.3	Parametrisierung des Modells	112
6.4	Validierung des Modells	113
6.5	Ermittlung der Einflussfaktoren	114
6.5.1	Einflussfaktoren mit dem größten Einfluss auf den Leistungsbedarf	116
7	Bewertung der Einzelsysteme	117
7.1	Leistungs- und Energiebedarf der Basisfahrzeuge	117
7.2	Erhöhung des CoPs	118
7.3	Direkte Beheizung	120
7.4	Wärmedämmung	122
7.5	Umluftbetrieb und Abluftrückgewinnung	125
7.6	Vorkonditionierung/Wärmespeicher	129
7.7	Reduktion der thermischen Massen	132
7.8	Auswertung der Simulationsergebnisse	134
8	Konzepterstellung	135
8.1	Simulationsergebnisse	135
8.2	Fehlerbetrachtung	137
9	Zusammenfassung und Ausblick	139
10	Verzeichnisse	141
10.1	Literaturverzeichnis	141
10.2	Abbildungsverzeichnis	160
10.3	Tabellenverzeichnis	162
11	Anhang 1	164
12	Anhang 2	165
13	Anhang 3	167
14	Anhang 4	169
15	Anhang 5	171
16	Anhang 6	175



0 Formelzeichen und Abkürzungen

0.1 Griechische Buchstaben:

∇	[-]	Nabla-Operator
α	[-]	Absorptionskoeffizient
Δ	[-]	Differenz
ε	[-]	Expansionskoeffizient
η	[-]	Wirkungsgrad
λ	[W/(m K)]	Wärmeleitfähigkeit
Π	[V s]	Peltier-Koeffizient
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[W m ² K ⁴]	Strahlungskonstante
σ	[S/m]	Elektrische Leitfähigkeit
τ	[s]	Betrachtungszeitraum
ψ	[W/m ²]	Spezifische Strahlungsleistung

0.2 Lateinische Formelzeichen:

A	[m ²]	Fläche
a	[m ² /s]	Temperaturleitfähigkeit
c	[J/K]	Wärmekapazität
CoP	[-]	Leistungszahl
c _p	[J/(kg K)]	Spezifische Wärmekapazität
d	[m]	Dicke
E	[J]	Energie
H	[J]	Enthalpie
\dot{H}	[J s]	Enthalpiestrom
I	[A]	Strom
m	[m]	Masse
P	[W]	Leistung
p	[Pa]	Druck
Q	[J]	Wärme
\dot{q}	[W/m ²]	Wärmestromdichte
\dot{Q}	[W/s]	Wärmestrom
R	[Ω]	Elektrischer Widerstand
R	[-]	Schalldämmmaß
R	[K m ² /W]	Wärmedurchgangswiderstand
S	[V/K]	Seebeckkoeffizient
T	[K]	Temperatur
U	[J]	Innere Energie
U	[V]	Spannung
U	[W/(m ² K)]	U-Wert
V	[m ³]	Volumen
W	[J]	Arbeit
ZT	[-]	Thermoelektrische Gütezahl



0.3 Abkürzungen

A/C	Air-Conditioning
ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol Kunststoff
AGR	Abgasrückführung
AKM	Absorptionskältemaschine
AdKM	Adsorptionskältemaschine
AMTEC	Alkali-metal thermal to electric converter
AWG	Arbeitsplatzgrenzwerte
BEV	Battery Electric Vehicle
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CoP	Coefficient of Performance
EER	Energy Efficiency Ratio
EGR	Exhaust Gas Recovery
EPA	US Environmental Protection Agency
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe
HVAC	Heating, Ventilation and Air-Conditioning
IR	Infrarot
IWT	Innerer Wärmetauscher
KKM	Kompressionskältemaschine
LED	Leuchtdiode
MAK	Maximale Arbeitsplatzkonzentration
Mg	Magnesium
MID	Mobilität in Deutschland
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO _x	Stickoxide
NREL	National Renewable Energy Laboratory
PA	Polyamid Kunststoffe
PC	Polykarbonate
PCM	Phase Change Material
PMV	Predicted Mean Vote
PP	Polypropylen Kunststoff
PPD	Percentage of Dissatisfied
PS	Polystyrol Kunststoffe
PTC	Positive Temperature Coefficient
PUR	Polyurethan Kunststoffe
REEV	Range Extended Electric Vehicle
RTM	Reduzierte Thermische Massen
SA	Sonderausstattung
Seg.	Segment
SO _x	Schwefeloxide
TEG	Thermoelektrischer Generator
TRY	Test Reference Year
TSECC	TÜV Süd Electric Car Cycle
UV	Ultraviolett
VSG	Verbundsicherheitsglas
WD	Wärmedämmung

0.4 Kurzfassung

Bei sehr niedrigen Temperaturen tritt bei batterieelektrischen Fahrzeugen eine erhebliche Reichweitenreduktion durch die Heizung und Klimatisierung des Innenraums auf. In dieser Arbeit wird ein Ansatz zur Entspannung des Zielkonflikts zwischen Reichweite und thermischem Komfort vorgestellt. Dafür werden Auslegungskriterien für das Heating, Ventilation and Air Conditioning System (HVAC-System) von Kraftfahrzeugen mit Hilfe statistischer Wetter- und Fahrzeugbewegungsdaten erarbeitet.

Es werden Heiz- und Kühlsysteme für Fahrzeuge und Möglichkeiten zur Reduktion von Wärmeübertragung in und aus dem Fahrgastraum vorgestellt. Der Leistungs- und Energiebedarf wird anhand der erarbeiteten Auslegungskriterien und mit Hilfe eines Fahrgastraumsimulationsmodells ermittelt. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt dabei auf der Reduktion der Energiemenge bei konstantem Komfort gegenüber dem Serienstand. Dabei werden die Wärmeströme der einzelnen Wärmetransportmechanismen, Zuluft, Abluft, Wärme- und Wasserdampfabgabe der Insassen sowie die Aufheizung und Abkühlung der thermischen Massen ermittelt, um daraus die Verbesserungsmaßnahmen mit dem größten Nutzen abzuleiten.

Darauf aufbauend werden Konzepte zur Optimierung des HVAC-Systems und der Fahrzeugkabine für ein Fahrzeug des A- und C-Segments erstellt und die Reduktion im Leistungs- bzw. Energiebedarf ermittelt. Durch die Maßnahmen Wärmepumpe, direkte Beheizung und Kühlung, Wärmedämmung, Umluftbetrieb, Vorkonditionierung und reduzierte thermische Massen ergeben sich Energieeinsparungen gegenüber einem Standardfahrzeug mit einer elektrischen Widerstandsheizung zwischen 70 und 80%.

0.5 Abstract

Battery electric vehicles (BEV) have a strongly reduced driving range at both very low and very high temperatures due to cabin heating and cooling.

The main focus of this study was to identify solutions to the conflict of objectives between driving range and thermal comfort in battery electric vehicles. The study introduces new criteria for the design of heating, ventilation and air conditioning systems (HVAC) with the aim of exploring possibilities to reduce heat transmission, using statistic weather and real vehicle movement data.

Based on these novel HVAC design criteria, the energy and power demand for heating and cooling are determined with the aid of a passenger cabin simulation model. The main goal was to reduce the energy amount of HVAC systems while at the same time maintaining a constant level of thermal comfort. For this purpose, the particular impacts of heat transmission mechanisms, such as inlet air, exhaust air, heat and humidity released by car occupants, as well as heating and cooling of the thermal mass, were assessed to identify the most effective measures for energy demand reduction. Based on these findings, concepts for the optimisation of HVAC systems were developed as well as improved passenger compartment designs for segment A and B vehicles, whose energy demands were then simulated.



The study has shown that with the help of heat pumps and by using the effects of measures such as direct heating and cooling, insulation, recirculation air, preconditioning, and reduced thermal masses significant energy savings of between 70% and 80% can be achieved compared with a standard vehicle with PTC heating.



1 Problemstellung

Mit dem ersten Einsatz einer größeren Anzahl von batterieelektrischen Fahrzeugen (Mini E), vor allem im Winterbetrieb, tauchte Ende der 2000er Jahre die Problematik der Reichweitenreduktion bei Elektrofahrzeugen durch die Fahrzeugheizung in der Automobilpresse auf. Eine Sammlung an Schlagzeilen dazu ist in Bild 1 gezeigt.



Bild 1: Sammlung aus Schlagzeilen zum Reichweiteneinfluss der Heizung bei Elektrofahrzeugen

Ursachen für den starken Reichweiteneinfluss liegen im hohen Energiebedarf für die Heizung und Klimatisierung von Fahrzeugen bei sehr niedrigen und sehr hohen Außentemperaturen, am zusätzlichen Heiz- und Kühlbedarf der Traktionsbatterie, an der nur geringen Abwärme des Antriebsstrangs, an der beschränkten Reichweite (sodass eine Reichweitenreduktion von 50% bereits zu einem Aktionsradius von unter 100 km führt) sowie an wenig effizienten Heiz- und Kühlkonzepten, da diese von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor übernommen wurden.

Bei konventionellen Fahrzeugen sind die Auswirkungen des hohen Heiz- und Kühlenergiebedarfs weniger problematisch, jedoch tritt auch hier ein erheblicher Mehrverbrauch durch den Betrieb von Heizung und Klimaanlage auf. Durch Effizienzsteigerungen fällt auch bei konventionellen Fahrzeugen immer weniger Abwärme an, sodass im städtischen Niedriglastbetrieb und auf Kurzstrecken bei niedrigen Außentemperaturen vielfach elektrisch zugeheizt wird. Zur Kälteerzeugung im Sommer benötigt der Klimaanlagekompressor mechanische Energie, die vom Verbrennungsmotor bereitgestellt wird. Dieses und auch die erhöhte Last des Generators für die elektrische Zuheizung führt zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs. Der differenzielle Zusatzverbrauch beträgt überschlägig 0,5 l/100 km pro



1.000 W zusätzlicher elektrischer Last. Daraus wird deutlich, dass es auch bei konventionellen und hybridisierten Fahrzeugen sinnvoll ist, das Heiz- und Klimasystem zu optimieren.

1.1 Zielsetzung

In dieser Arbeit soll untersucht werden, wie der Zielkonflikt entspannt werden kann, der zwischen dem Energiebedarf des Heiz- und Klimasystems zum Erreichen eines thermischen Komfortgefühls für die Insassen und dem Abwärmedefizit im Antriebsstrang von Niedrigenergiefahrzeugen entsteht. Dabei werden der Energie- und Leistungsbedarf detailliert analysiert. Es ist zu klären, mit welchen Heiz- und Klimatisierungssystemen ein Fahrzeug ausgestattet werden muss, um einen möglichst geringen Energiebedarf zum Erreichen eines konstanten oder gesteigerten thermischen Komforts zu erzielen. Weitere Aspekte, wie Kosten und Gewicht, werden nur im Sinne eines grundsätzlichen Serieneinsatzes betrachtet.

Bisherige Arbeiten konzentrieren sich entweder auf eine oder wenige technische Lösungen und betrachten nicht Zeitverlauf von Temperatur und Leistung im Gesamtsystem aus Fahrzeug, Innenraum sowie Heizungs- und Klimatisierungssystem mit ihren Wechselwirkungen. Dafür muss zunächst der Aufbau des Heizungs- und Klimatisierungssystems im Fahrzeug betrachtet werden und es müssen die derzeit und in naher Zukunft verfügbaren Systeme zur Gewinnung und Speicherung von thermischer Energie analysiert werden. Daraus können dann Möglichkeiten zur Reduzierung des thermischen Energiebedarfs hergeleitet werden. Die detaillierten, zeitlich aufgelösten Anforderungen, die sich aus Fahrzeug- und Umweltrandbedingungen an ein Heiz- und Klimatisierungssystem für einen Anwendungsfall ergeben, müssen ermittelt werden, um eine geeignete Auswahl an Technologien treffen zu können. Die Technologie soll dabei nicht im Detail betrachtet werden. Um zukünftige Entwicklungen bei den Apparaten und Komponenten in die Methodik aufnehmen zu können, werden die Grundkonzepte, wie thermische Speicherung oder Wärmedämmung, miteinander verglichen. Durch den hohen Energiebedarf der Heiz- und Klimatisierungssysteme bei starken Abweichungen der Umgebungstemperatur von der Komforttemperatur ist zu erwarten, dass nicht ein Konzept für alle Nutzungs- und Temperaturprofile geeignet ist, sondern dass sich die Konzepte entsprechend dem konkreten Anforderungsprofil unterscheiden.

Für die Untersuchungen wird ein Innenraumsimulationsmodell in MATLAB/Simulink entwickelt, mit dem der Energiebedarf, die notwendige Leistung und der Innenraumtemperaturverlauf unter gegebenen Randbedingungen ermittelt werden kann. Exemplarisch soll das Vorgehen für zwei Fahrzeugklassen aufgezeigt werden.



2 Grundlagen

Die thermodynamischen Grundlagen dieses Kapitels wurden mit Hilfe folgender Literatur zusammengefasst: Baehr (2005); Langeheinecke et al. (2004); Marek et al. (2012). Zur Herleitung der Gleichungen sei auf ebendiese verwiesen.

2.1 Energieformen

Zur Heizung und Klimatisierung eines Fahrzeugs ist Energie nötig. Abgesehen vom Spezialfall des thermischen Energiespeichers ist zudem ein Energiewandler notwendig, der die mitgeführte, gespeicherte Energie in eine andere Energieform umwandelt. Dabei bleibt nach dem Energieerhaltungssatz die Gesamtenergie des betrachteten, abgeschlossenen Systems konstant.

2.1.1 Primärenergie und Endenergie

Primärenergien sind Energien, die natürlich vorkommen. Zu den technisch relevanten Primärenergieträgern gehören sowohl die fossilen Energieträger, wie Erdgas, Erdöl, Kohle und der nukleare Energieträger Uran, als auch regenerative Energieträger, wie Biomasse, Wind- und Solarenergie sowie Wasserkraft. Aus Primärenergie kann Endenergie gewonnen werden. Je nach Primär- und Endenergieform folgt die verlustbehaftete Umsetzung von Primär- zu Endenergie durch Transport und Veredelung (bspw. in einer Raffinerie), sie kann aber auch eine Energiewandlung beinhalten (bspw. die Gewinnung von elektrischer Energie aus Kohle).

Zu den für Kraftfahrzeuge verwendeten Endenergieträgern gehören Otto- und Dieselmotorkraftstoff, komprimiertes Erdgas (CNG), Flüssiggas (LPG) oder elektrische Energie. Beim Vergleich von unterschiedlichen Energiewandlern zum Heizen ist darauf zu achten, dass zum einen der Primärenergieverbrauch nicht mit dem Endenergieverbrauch verglichen wird, und zum anderen, dass die Gewinnung von unterschiedlichen Endenergien auch mit unterschiedlichen Wirkungsgraden verbunden ist. Die Endenergie wird im Fahrzeug in Nutzenergie (mechanische Energie, Licht, Wärme und Kälte) gewandelt. Bei der sogenannten *Well-to-Wheel-Analyse* wird versucht, die gesamte Wandlungskette zu betrachten und nicht nur die lokal benötigten Endenergiemengen, wie es bei der *Tank-to-wheel-Analyse* der Fall ist.

Tabelle 1: Energiedichten unterschiedlicher Endenergieträger bzw. -speicher für Fahrzeuganwendungen

	Benzin	Dieselmotorkraftstoff	Lithium-Ionen Batterie	(Bio-) Ethanol	CNG
Gravimetrische Energiedichte	43,5 MJ/kg	42,8 MJ/kg	0,36 MJ/kg	26,8 MJ/kg	46,8 MJ/kg
Volumetrische Energiedichte	32,2 MJ/l	35,7 MJ/l	0,9 MJ/l	21,1 MJ/l	0,04 MJ/l

In dieser Arbeit wird die thermische Energie betrachtet, die zum Heizen und Kühlen der Fahrzeugkabine notwendig ist. Die Energie wird bei batterieelektrischen Fahrzeugen aus dem elektrochemischen Speicher entnommen. Durch die geringe Energiedichte von Akkumulatoren (Tabelle 1) fällt die zur Heizung und Klimatisierung entnommene Energie stärker ins Gewicht, als bei den chemischen Energieträgern von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor.



2.1.2 Energiewandlung, Wirkungsgrad und Leistungszahl

Die Größe der Verluste bei der Energiewandlung hängt von der Art der Wandlung bzw. des Transports ab. Das Verhältnis zwischen genutzter Leistung P und umgesetzter Leistung wird als Wirkungsgrad η (Gleichung (1)) bezeichnet. Gleiches gilt für die Energie E (Gleichung (2)).

$$\eta = \frac{P_{\text{Nutz}}}{P_{\text{Umsatz}}} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{E_{\text{Nutz}}}{E_{\text{Umsatz}}} \quad (2)$$

Den Anteil der Energie, der in eine beliebige andere Energieform umgewandelt werden kann, um Arbeit zu verrichten, wird als Exergie bezeichnet. Der verbleibende Anteil ist die Anergie:

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie} \quad (3)$$

Anergie kann nicht in Exergie gewandelt werden. Bei einer Wärmekraftmaschine wird der maximale Anteil von Exergie und minimale Anteil Anergie durch den Carnot-Wirkungsgrad vorgegeben.

Bei Kompressionskältemaschinen und Wärmepumpen wird üblicherweise nicht die Bezeichnung „Wirkungsgrad“ verwendet, sondern es wird von der Leistungszahl (auch CoP für Coefficient of Performance oder EER für Energy Efficiency Ratio) gesprochen. Die Leistungszahl kann im Gegensatz zum Wirkungsgrad Werte über 1 annehmen, da die Bilanz nicht entsprechend Gleichung (1) und (2) über die gesamte Energie und Leistung gezogen wird, sondern lediglich die eingesetzte mechanische Arbeit im Verhältnis zur Nutzwärme/-kälte betrachtet wird. Durch Druckerhöhung mittels eines Kompressors kann das Kältemittel oberhalb der Ausgangstemperatur kondensieren und dabei Wärme an die Umgebung (Kompressionskältemaschine) oder den Innenraum (Wärmepumpe) abgeben. Nach Entspannung des Kältemittels erfolgt bei der Heizung die Wärmeaufnahme aus der Umgebung und bei der Klimatisierung aus dem Innenraum im Wesentlichen durch Verdampfen des Kältemittels. Es kann so neben der Kompressorarbeit zusätzlich Energie aus der Umgebung bzw. an die Umgebung abgegeben werden, sodass die Leistungszahl größtenteils > 1 ist.

$$\text{CoP} = \frac{Q_{\text{Heiz, Kühl}}}{W} \quad (4)$$

2.1.3 Innere Energie und Enthalpie

Für den in dieser Arbeit betrachteten Wärmehaushalt der Fahrzeugkabine sind neben den Energiequellen bzw. dem Energiespeicher und der dazugehörigen thermischen Energie auch noch die thermodynamischen Größen Innere Energie und Enthalpie relevant.



Die thermische Energie E_{th} ist als das Produkt aus Wärmekapazität c_p , Masse m und Temperatur T definiert:

$$E_{th} = c_p \cdot m \cdot T \quad (5)$$

Die Innere Energie ist der thermische Mittelwert eines Systems bestehend aus mehreren Teilchen (Vielteilchensystem). Anschaulicher ist die Änderung der Inneren Energie ΔU eines geschlossenen Systems (bspw. der Kältemittelkreis einer Kompressionskältemaschine). Sie ist die Summe aus der zugeführten Wärme ΔQ und der am System verrichteten Arbeit ΔW :

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W \quad (6)$$

Die Enthalpie H setzt sich zusammen aus der Inneren Energie und dem Produkt aus Druck und Volumen eines Stoffstroms:

$$H = U + pV \quad (7)$$

Bei Betrachtung der relativen Innenraumfeuchte eines Fahrzeugs kann mit Hilfe der Enthalpie die für die Trocknung der Luft notwendige Energie ermittelt werden.

2.2 Wärmestrom, Wärmestromdichte und Temperatur

Wärme gemessen in $[J]$ oder $[W \cdot s]$ ist der Teil der thermischen Energie, der zwischen zwei Systemen mit unterschiedlicher Temperatur übertragen wird, sofern die Systemgrenzen wärmedurchlässig sind. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik fließt Wärme dabei stets von der höheren zur niedrigeren Temperatur. Besteht keine Temperaturdifferenz, herrscht ein thermisches Gleichgewicht und der Wärmefluss kommt zum Erliegen. Soll der Wärmestrom umgekehrt werden, sodass Wärme von niedriger zu höherer Temperatur transportiert wird, ist dafür Arbeit notwendig. Wird einem System die Prozessgröße Wärme zugeführt, erhöht sich die innere Energie und die Entropie des Systems, was über Temperaturmessung nachgewiesen werden kann.

Der Wärmestrom \dot{Q} gibt die in einem Zeitfenster einem System zugeführte Wärme in $[J/s]$ an. Analog dazu gibt die Wärmestromdichte \dot{q} in $[W/m^2]$ den auf eine Fläche A bezogenen Wärmestrom an:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (8)$$

Temperatur ist eine Grundgröße, die den thermischen Zustand eines Systems angibt und üblicherweise in $[K]$ angegeben wird. Sie kann nicht direkt gemessen werden, sondern wird über die Temperaturabhängigkeit der Dichte eines Gases oder der elektrischen Leitfähigkeit ermittelt. Eine berührungslose Temperaturmessung ist über die emittierte Wärmestrahlung möglich.

2.3 Wärmetransport

Wärme kann durch drei Mechanismen übertragen werden: Wärmestrahlung, Wärmeleitung und Konvektion. Die drei Arten überlagern sich, sodass eine Quantifizierung der einzelnen Anteile



im Einzelfall schwierig sein kann. Wärmeleitung und Konvektion sind stoffgebundene Transportprinzipien und treten im Vakuum nicht auf, Wärmestrahlung ist ein Teil der elektromagnetischen Wellen und funktioniert auch im Vakuum. (Langeheinecke et al. 2004; Marek et al. 2012).

2.3.1 Wärmestrahlung

Wärmestrahlung ist elektromagnetische Strahlung, die von jedem Festkörper und jeder Flüssigkeit mit einer Temperatur über dem absoluten Nullpunkt ausgesendet wird. Das Spektrum der ausgesendeten Strahlung liegt bei im Fahrzeug auftretenden Temperaturen hauptsächlich im langwelligen, infraroten Bereich. Bei sehr hohen Temperaturen (bspw. der Oberflächentemperatur der Sonne) liegt ein Teil des Spektrums im sichtbaren Bereich. Für die Übertragung der Strahlung ist keine Materie notwendig. Zwischen zwei Körpern mit gleicher Temperatur befindet sich ein Strahlungsfeld mit ausgeglichener Bilanz, sodass kein Nettowärmestrom fließt. Der Wärmestrom \dot{Q} zwischen zwei Körpern lässt sich über das Stefan-Boltzmannsche Strahlungsgesetz berechnen:

$$\dot{Q}_{12} = \sigma_{12} \cdot A_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (9)$$

Dabei ist σ_{12} die Strahlungskonstante in $[W/m^2K^4]$ der beiden Körper, die von der Geometrie und den Oberflächeneigenschaften (Emissionsgrad) sowie der Stefan-Boltzmann-Konstante abhängt. A_{12} ist die Oberfläche der Körper und T_x die Temperatur der beiden Körper in [K]. In der Praxis ist die Strahlungskonstante, die vom Emissionsgrad des Körpers abhängt, bei komplexeren Oberflächen schwer zu bestimmen.

2.3.2 Wärmeleitung

Mit Wärmeleitung (Konduktion) wird der Wärmefluss in einem Festkörper (bspw. der Fahrzeugkarosserie) oder ruhendem Fluid beschrieben. Findet ein durch eine Temperaturdifferenz ausgelöster Materialstrom statt, wird von Konvektion gesprochen. Der Wärmestrom fließt durch atomare bzw. molekulare Wechselwirkungen, wie Gitterschwingungen, Elektronendiffusionen und molekulare Zusammenstöße ohne Materialbewegung und ist im Gegensatz zur Wärmestrahlung stoffgebunden.

Die Fouriersche Differenzialgleichung

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad}(T) \quad (10)$$

beschreibt die Wärmestromdichte \vec{q} durch Wärmeleitung mit λ als Wärmeleitfähigkeit (Bild 2) und $\text{grad}(T)$ den Temperaturgradienten. Die Wärmeleitfähigkeit ist dabei ein Proportionalitätskoeffizient, der nur in einfachen Fällen eine Konstante ist. Je nach Material und Randbedingungen variiert der Koeffizient mit der Temperatur, dem Druck und bei anisotropen Materialien auch mit der Richtung. Da sich das Temperaturfeld $\text{grad} T$ wegen der Wärmeströme zeitlich ändert, lässt sich Gleichung (10) in der Regel nicht direkt lösen.

Für einfache Probleme bei ausschließlicher Betrachtung der x-Richtung mit konstanten Stoffwerten λ , c_p (spezifische Wärmekapazität) und Dichte ρ sowie konstantem Volumen aus



homogenem und isotropen Material mit der Länge Δx ist die zeitliche Änderung der Enthalpie $\frac{\partial(mh)}{\partial\tau}$ eines Volumens durch Wärmeleitung gleich der Differenz der Wärmeströme \dot{Q}_x :

$$\frac{\partial(mh)}{\partial\tau} = \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} \quad (11)$$

Statt durch die Enthalpieänderung kann die Wärmestromdifferenz auch über Materialparameter und den zeitlichen Temperaturgradienten ausgedrückt werden:

$$m c_p \frac{\partial T}{\partial\tau} = \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} \quad (12)$$

Analog kann statt der Wärmestromdifferenz auch die Wärmestromdichte (vgl. Gleichung (8)) betrachtet werden. Zusammen mit der Fourierschen Differenzialgleichung lässt sich dann für ein Problem mit konstanten Stoffwerten λ, ρ und c_p die Wärmeleitung in den drei Raumrichtungen einheitlich mit Hilfe des Nabla-Operators darstellen:

$$\frac{\partial T}{\partial\tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T \quad (13)$$

Hierbei ist ρ die Dichte des betrachteten Materials, c_p die spezifische Wärmekapazität und τ der betrachtete Zeitraum. Für eindimensionale Systeme lässt sich Gleichung (13) zu Gleichung (14) vereinfachen:

$$\dot{q}_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (14)$$

Wenn das Problem zudem stationär ist, wie bspw. ein fester Körper mit zwei Wandflächen W_1 und W_2 und der Dicke d , lässt sich der Wärmestrom mit dem Fourierschen Gesetz beschreiben:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{d} A (T_{W_1} - T_{W_2}) \quad (15)$$

Während für stark vereinfachte, stationäre Systeme über Gleichung (15) unter Verwendung von Tabellenwerten für λ die Wärmeleitung analytisch bestimmbar ist, ist dies für komplexere, instationäre Probleme nur in Sonderfällen möglich. Modelle zur Bestimmung der instationären Wärmeleitung \dot{Q} sind bspw. „ideal gerührter Behälter“, „halbunendlicher Körper“ und „Nährungslösung für große Zeiten“. (Marek et al. 2012).

Die genannten Modelle gelten nur in sehr engen Grenzen. Für komplexere Körper und Randbedingungen wird deshalb die Fouriersche Differenzialgleichung (13) numerisch mit Hilfe der Finite-Differenzen-, Finite-Volumen- oder Finite-Elemente-Methode gelöst. Die numerischen Verfahren sind nicht Bestandteil dieser Arbeit. Für weiterführende Informationen sei bspw. auf Press (2007) und Baumann et al. (2006) verwiesen.

Trotz der komplexen Bauform und der unterschiedlichen, in Reihe und parallel geschalteten Materialien lassen sich für die Fahrzeugkabine mit Gleichung (15) und mehreren material- und



geometrieabhängigen Thermem $\frac{\lambda}{d}A$ für Scheibenflächen, Klappen, Dach und Chassis gute Näherungen erzielen (Jordan 2000). In Bereichen, in denen starke Temperaturunterschiede auftreten, wie durch den Abgasstrang bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor, ist eine detailliertere Betrachtung der Wärmeleitung mit numerischen Hilfsmitteln notwendig.

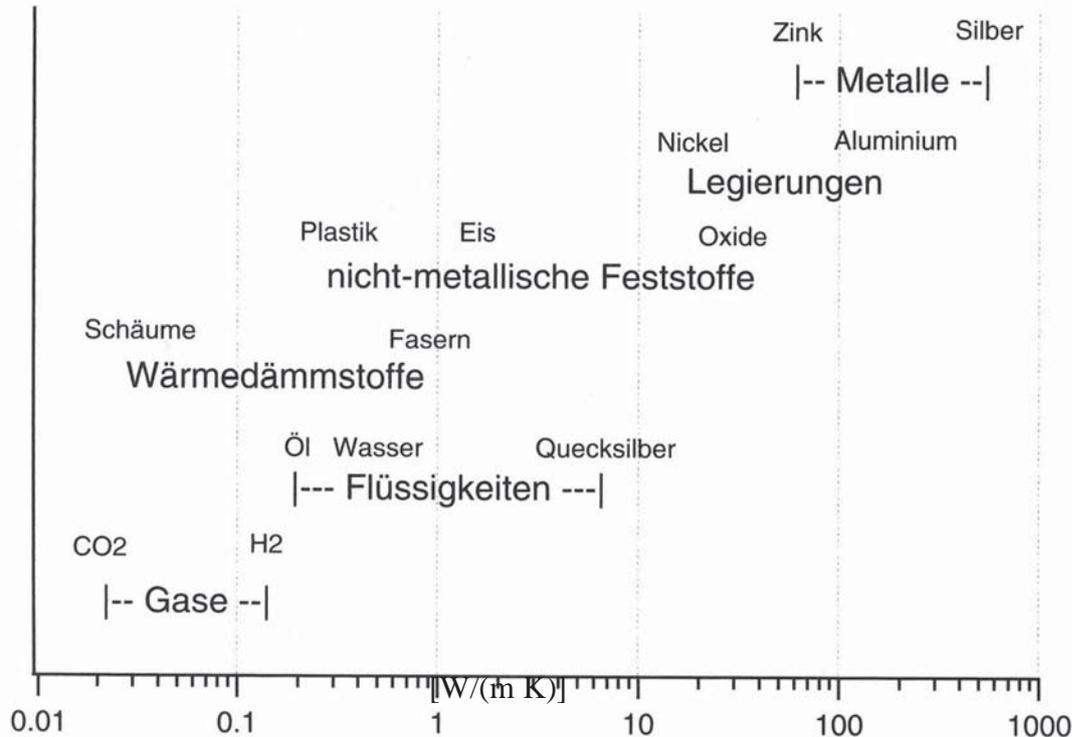


Bild 2: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Materialien bei Standardbedingungen (Polifke et al. 2009)

2.3.3 Konvektion

Thermische Konvektion ist ein makroskopischer, massegebundener Wärmeübertragungsmechanismus, in dem durch Teilchenbewegungen Enthalpie transportiert wird. Konvektion wird unterteilt in erzwungene Konvektion, bei der durch äußere Kräfte (wie etwa das Heizungsgebläse) eine Fluidströmung erzeugt wird, und freie Konvektion, die durch Dichteunterschiede bei Temperaturdifferenzen hervorgerufen wird. Außer durch Temperaturdifferenzen können Dichteunterschiede auch aufgrund unterschiedlicher chemischer Zusammensetzungen (z.B. Salzkonzentrationen) hervorgerufen werden. Diese chemische Konvektion tritt im Fahrgastraum jedoch nicht auf.

Zur Bestimmung der Konvektion eines eindimensionalen Problems (x-Richtung) muss die Energiebilanz (Gleichung (11)) um die Differenz der Enthalpieströme $\dot{H}_x - \dot{H}_{x+\Delta x}$ des betrachteten Volumens erweitert werden:

$$\frac{\partial(mh)}{\partial \tau} = \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} + \dot{H}_x - \dot{H}_{x+\Delta x} \quad (16)$$



Analog zur partiellen Differenzialgleichung für die Wärmeleitung (Gleichung (13)) kann auch der Energietransport durch Konvektion über eine Differenzialgleichung beschrieben werden:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} + w_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (17)$$

Hierbei beschreibt der linke Gleichungsteil die Strömungsgeschwindigkeiten für die Fluidbewegung, während der rechte Teil die Wärmeleitung enthält (vgl. Gleichung (13)). Je nach betrachtetem Fall und Viskosität des Fluids (Luft, Wasser, Kühlwasser, Öl) dominiert eher die linke konvektive oder die rechte leitende Seite.

Das für die Bestimmung der Konvektion notwendige dreidimensionale Geschwindigkeitsfeld in die drei Raumrichtungen w_x , w_y und w_z lässt sich in der Regel nicht analytisch bestimmen, insbesondere nicht für die Grenzschicht der Strömung um den Festkörper. Zur Quantifizierung der Konvektion wird deshalb oftmals die Ähnlichkeitstheorie genutzt, bei der der konvektive Wärmeübergang mit dimensionslosen Kennzahlen beschrieben wird. Mit dessen Hilfe lassen sich empirisch ermittelte Daten auf ein spezielles Problem übertragen, um auf relativ einfachem Weg die Konvektion zu quantifizieren. Die für die Bestimmung der erzwungenen Konvektion notwendigen Kennzahlen sind:

- Die *Reynoldszahl* beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften einer Strömung.
- Die *Prandtlzahl* gibt das Verhältnis von kinematischer Viskosität und Temperaturleitfähigkeit an.
- Die *Nusseltzahl* vergleicht die tatsächliche konvektive Wärmeübertragung mit der Wärmeleitung eines ruhenden Fluids.

Für die freie Konvektion sind die *Grashofzahl*, die das Verhältnis von Auftriebs- zu Reibungskräften angibt, und die *Rayleighzahl*, die das Verhältnis von Wärmeleitung durch Konvektion zu Wärmeleitung angibt, relevant (vgl. Gleichung (17)).

Mit Hilfe der Kennzahlen kann der Wärmeübergangskoeffizient α bestimmt werden, durch den die äußeren Randbedingungen, Stoffeigenschaften und Bauteilgeometrie berücksichtigt werden. Zusammen mit der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid gilt für den konvektiven Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A (T_{Fluid} - T_{Wand}) \quad (18)$$

Der Koeffizient α berechnet sich aus dem Quotienten der Nusseltzahl multipliziert mit der Wärmeleitfähigkeit von Luft und der „Überströmlänge“ der Fahrgastzelle. Für die Nusseltzahl werden Fallunterscheidungen zwischen freier und erzwungener Konvektion sowie vertikalen und horizontalen Flächen durchgeführt. Auf die Darstellung der empirischen Formeln wird hier verzichtet. Eine ausführliche Beschreibung der Berechnung von Konvektion für eine Fahrgastzelle ist in Baumgart (2010) zu finden. (Böckh et al. 2009).



2.3.4 Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübergangskoeffizient

Der Wärmedurchgangskoeffizient (früher k-Wert, heute U-Wert) ist ein vor allem in der Bauphysik häufig verwendetes Maß für den Wärmestrom zwischen zwei Fluiden mit dazwischen gelegenen festem Körper, wie bspw. einer Hauswand oder einer Pkw-Tür (vgl. Kapitel 5.4.1.1). Der Wärmedurchgangskoeffizient beinhaltet den Wärmeübergangskoeffizienten, der den Wärmeübergang an den Grenzflächen Fluid-Festkörper und Festkörper-Fluid beschreibt, und die Wärmeleitfähigkeit im Festkörper. Damit ist der Wärmedurchgangskoeffizient ein spezifischer Kennwert eines Bauteils, da er von Oberfläche, Geometrie und Konfiguration aus Fluiden und Festkörper abhängt, und kann nicht ohne weiteres auf andere Bauteile übertragen werden.

Die Einheit für den Wärmedurchgangskoeffizienten und Wärmeübergangskoeffizienten ist $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$. Analog zur Wärmeleitfähigkeit kann auch der Kehrwert als Wärmedurchgangswiderstand verwendet werden.

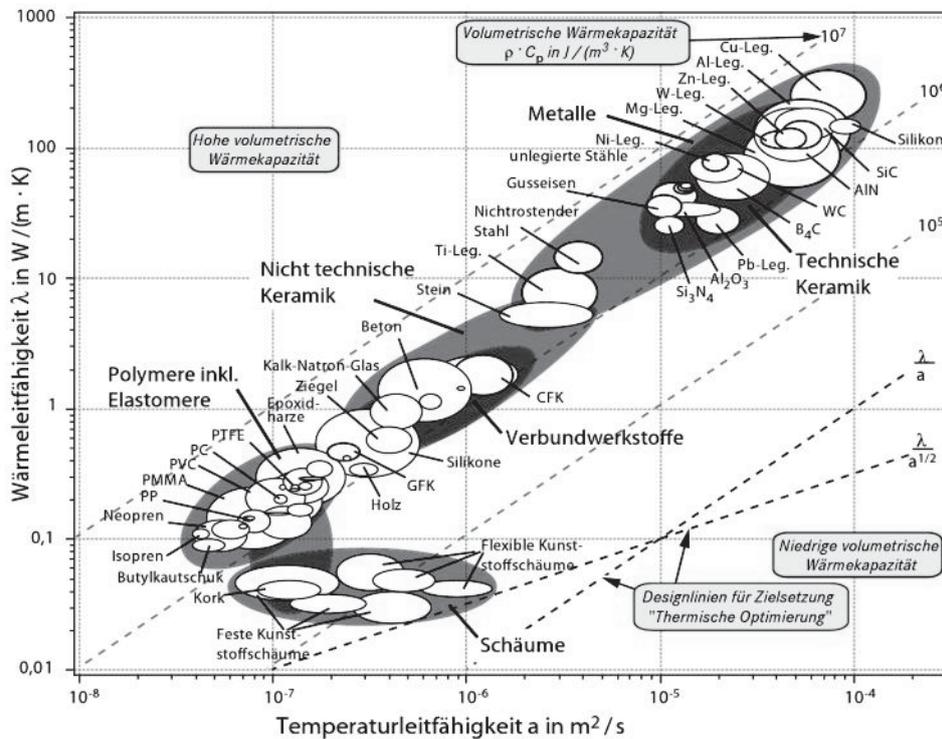


Bild 3: Zusammenhang von Temperaturleitfähigkeit und Wärmeleitfähigkeit aus Möller (2013) ¹

2.3.5 Wärmeleitfähigkeit, Temperaturleitfähigkeit und Wärmewiderstand

Die Wärmeleitfähigkeit wird benötigt, um den Wärmestrom bzw. die Wärmestromdichte zu berechnen (vgl. Gleichung (10) ff). Sie ist eine Eigenschaft des verwendeten Werkstoffs und wird in $\left[\frac{W}{m K} \right]$ angegeben. Bei anisotropen Werkstoffen ist die Leitfähigkeit auch abhängig von der betrachteten Richtung. Die Wärmeleitfähigkeit ist, wie auch die Wärmekapazität, temperaturabhängig, kann aber für geringe Temperaturänderungen als konstant angenommen werden. Stoffwerte für die Wärmeleitfähigkeit können über Messungen bestimmt oder aus Tabellenbüchern für gängige Baumaterialien entnommen werden. In Tabelle 2 ist die

¹ Bei der als Silikon bezeichneten Wolke im Bereich der Metalle handelt es sich vermutlich um Silizium



Wärmeleitfähigkeit von verschiedenen Materialien gezeigt. Sehr gute Wärmeleiter, wie Silber, haben eine Leitfähigkeit von $429 \text{ W}/(\text{m K})$, Dämmmaterialien, wie Vakuuminisulationspaneele, erreichen Werte von $0,004 \text{ W}/(\text{m K})$.

Der Kehrwert der Wärmeleitfähigkeit ist der Wärmewiderstand R_{th} . Je nach Anwendung kann es praktischer sein, mit dem Wärmewiderstand zu arbeiten, da dieser bei Reihenschaltung von Materialien analog zum Ohmschen Gesetz addiert werden kann.

Die Temperaturleitfähigkeit a beschreibt die zeitliche und räumliche Temperaturveränderung in einem Stoff. Sie ist abhängig von der Wärmeleitfähigkeit, Dichte und Wärmekapazität eines Stoffes (Gleichung (19)) und fasst diese Kennwerte zu einem Wert zusammen:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (19)$$

Eine hohe Temperaturleitfähigkeit führt zu geringen thermischen Spannungen in Bauteilen. In Bild 3 ist der Zusammenhang von Wärme- und Temperaturleitfähigkeit für verschiedene Materialien dargestellt.

2.4 Wärmekapazität

Die Wärmekapazität ist das Maß für die Speicherfähigkeit an thermischer Energie eines Körpers. Die Änderung der thermischen Energie wird auf die Temperaturänderung bezogen:

$$c = \frac{\Delta Q}{\Delta T} \quad (20)$$

Die Einheit der Wärmekapazität ist $\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$. Da die gespeicherte Wärmeenergie Q von den Randbedingungen während der Temperaturänderung abhängt, wird zwischen der Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p und der Wärmekapazität bei konstantem Volumen c_v unterschieden. Da keine nennenswerten Druck- und Volumenänderungen im Fahrgastinnenraum auftreten, erfolgt keine Unterscheidung zwischen c_p und c_v . Üblicherweise wird mit der spezifischen Wärmekapazität gearbeitet, die die Wärmekapazität auf die Masse bezieht:

$$c = \frac{Q}{m\Delta T} \quad (21)$$

Da die für den Fahrgastinnenraum betrachteten Temperaturdifferenzen ΔT klein sind, ist es nicht notwendig, die mit der Temperatur steigende Wärmekapazität zu berücksichtigen. (Recknagel et al. 2009).

2.4.1 Thermische Masse

Als thermische Masse wird in dieser Arbeit das Produkt aus Wärmekapazität c_p und Masse m eines Bauteils bezeichnet. Anhand von Gleichung (5) bzw. durch Umstellen von Gleichung (21) kann damit die Wärmeenergie Q bestimmt werden, die bei gegebenem ΔT notwendig ist, um ein Bauteil zu erwärmen:



$$Q = c_p \cdot m \cdot \Delta T \quad (22)$$

Um die zum Erwärmen notwendige Energie niedrig zu halten, ist darauf zu achten, dass der Werkstoff eine niedrige Dichte und Wärmekapazität hat.

Tabelle 2: Spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitung von Materialien, die im Pkw-Innenraum verwendet werden (Universität Stuttgart 2006)

Material	Alu	Stahl	Mg	Glas	Acrylglas	Baumwolle	H ₂ O	Luft
c_p [kJ/kg K]	0,9	0,5	1,0	0,8	1,4	1,2	4,2	1,0
λ [W/(m K)]	230	52	159	1,4	0,2	0,06	0,6	0,03
Dichte [kg/m ³]	2.700	8.000	1.740	2.535	1.190	81	1.000	1,2
Verwendung	Instrumententräger	Sitzstruktur, Instrumententräger	Sitzstruktur, Instrumententräger	Verglasung	Verglasung, Instrumentenkombi	Stoffe	Kühlmittel	
Material	PP	ABS	PC	PA	PC+ABS	PS-Schaum	PUR-Schaum	Vakuum-Iso-Paneel
c_p [kJ/kg K]	1,7	1,4	1,2	2,3	1,1	1,3	1,1	
λ [W/(m K)]	0,2	0,2	0,2	0,3	0,2	0,03	0,3	0,005
Dichte [kg/m ³]	800	1.050	1.190	1.130	1.130	15	30 ... 1.100	150 ... 220
Verwendung	Innenverkleidung, Stoffe, Außenbeplankung	Instrumententafel	Innenverkleidung, Instrumententafel	Teppich, Textilverkleidungen	Innenverkleidung, Instrumententafel	Füllstoff	Sitzschaum	

2.4.2 Wärmespeicherung

Thermische Energie in Form von Wärme und Kälte kann auf verschiedene Arten gespeichert werden. In Bild 4 sind die unterschiedlichen Speicherarten mit ihrem Grundprinzip dargestellt. Die sensible Wärmespeicherung erfolgt allein über die Temperaturänderung des Speichermediums (vgl. Gleichung (22)). Die Höhe der (spezifischen) Wärmekapazität des verwendeten Mediums bestimmt die Energiedichte des sensiblen Wärmespeichers. Dessen Aufbau ist sehr einfach. Nachteilig an der sensiblen Wärmespeicherung sind die vergleichsweise niedrige Energiedichte und die Tatsache, dass sich der Speicher durch Wärmetransport selbst entlädt und so nicht für längere Zeit Wärme gespeichert werden kann. Vorteilhaft an der sensiblen Wärmespeicherung von Abwärme ist, dass keine Wandlung notwendig ist, sodass auch keine Wandlungsverluste auftreten. Gerade bei längeren Standzeiten wird dieser Vorteil aber durch die Selbstentladung der Speicher umgekehrt.

Latentwärmespeicher nutzen einen Phasenwechsel zur Speicherung von Wärmeenergie. Hierdurch kann die Energiedichte des Speichers bei gleicher Temperatur im Vergleich zur rein

sensiblen Speicherung erhöht werden. Je nach verwendetem Material kann zudem der Start des Phasenwechsels durch äußere Mechanismen initiiert werden, um so die Reaktion temperaturunabhängig zu starten.

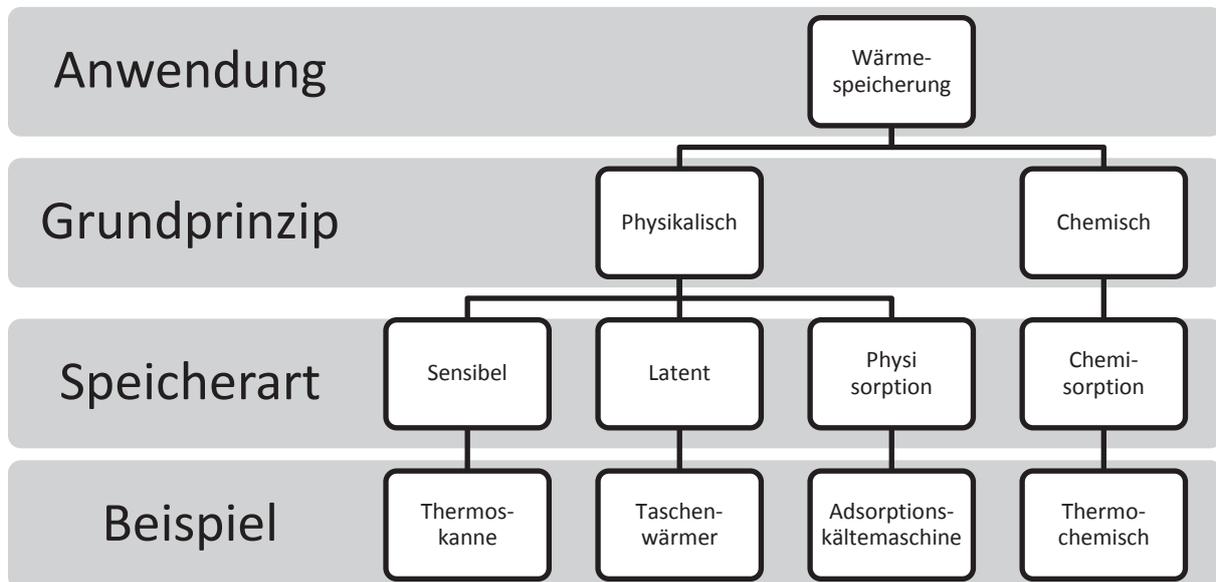


Bild 4: Prinzipien der Wärmespeicherung nach Palocz-Andresen et al. (2012)

Sorptionsspeicher können durch die reversible Anlagerung eines Stoffs Energie speichern, die bei der Desorption von der Oberfläche des Speichermaterials wieder freigegeben wird. Die Anlagerung (Sorption) kann durch physikalische Kräfte (Physisorption) oder durch chemische Bindungen (Chemisorption) erfolgen. Bei der Physisorption resultiert die bei der Anlagerung freigesetzte Energie hauptsächlich aus einer veränderten Elektronenkonfiguration der weitestgehend unveränderten Moleküle. Bei der Chemisorption tritt eine chemische Bindung (meist kovalent) auf, sodass hier höhere Bindungsenergien freigesetzt werden. Adsorbentien für die Physisorption sind bspw. Zeolithmaterialien und Silicagele, für die Chemisorptionen werden hauptsächlich unterschiedliche Salzhydrate verwendet. (Behrendt et al. 2011).

2.5 Phänomene der Kondensation und Vereisung

Kondensation und Resublimation sind Aggregatzustandsänderungen, die durch Druckänderungen, Temperaturänderungen und bei Gemischen zusätzlich auch durch Änderungen der Zusammensetzung des betrachteten Stoffs ausgelöst werden können. Das in der Fahrzeugkabine vorherrschende Stoffgemisch „Luft“ wird hinsichtlich seiner Wasserbeladung (Luftfeuchtigkeit) und Temperatur von der Umwelt, den Insassen und dem Klima- und Heizungsgerät beeinflusst. Druckinduzierte Änderungen können vernachlässigt werden. Das Wasserdampfaufnahmevermögen der Luft ist abhängig von der Temperatur. Wenn die maximale Sättigung der Luft mit Wasserdampf erreicht ist (unterhalb der 100% Kurve im Bild 5), kondensiert zunächst Wasser aus der Luft aus. Bei weiterer Temperaturabsenkung gefriert das auskondensierte Wasser oder, wenn die Temperatur der Luft unterhalb des Tripelpunkts des Gemischs liegt, kann auch ein direkter Übergang vom gasförmigen zum festen Zustand (und auch umgekehrt) erfolgen. In dieser Arbeit wird neben Luft auch Kältemittel, dessen Druck von Kompressor und Expansionsventil der Klimaanlage/Wärmepumpe beeinflusst wird, betrachtet.



Eine Kondensation oder Resublimation (Vereisen) von Wasser aus der Luft kann an sämtlichen Oberflächen im Fahrzeug erfolgen. Besonders kritisch ist das Beschlagen der Scheiben, da dadurch die Sicht des Fahrers und damit auch die Sicherheit stark eingeschränkt werden kann. Aus diesem Grund werden vom Gesetzgeber Vorgaben, in Form von Mindestanforderungen an das Heating, Ventilation and Airconditioning (HVAC)-System zur Beschlagsfreiheit, gemacht (78/317/EWG; FMVSS 571.103).

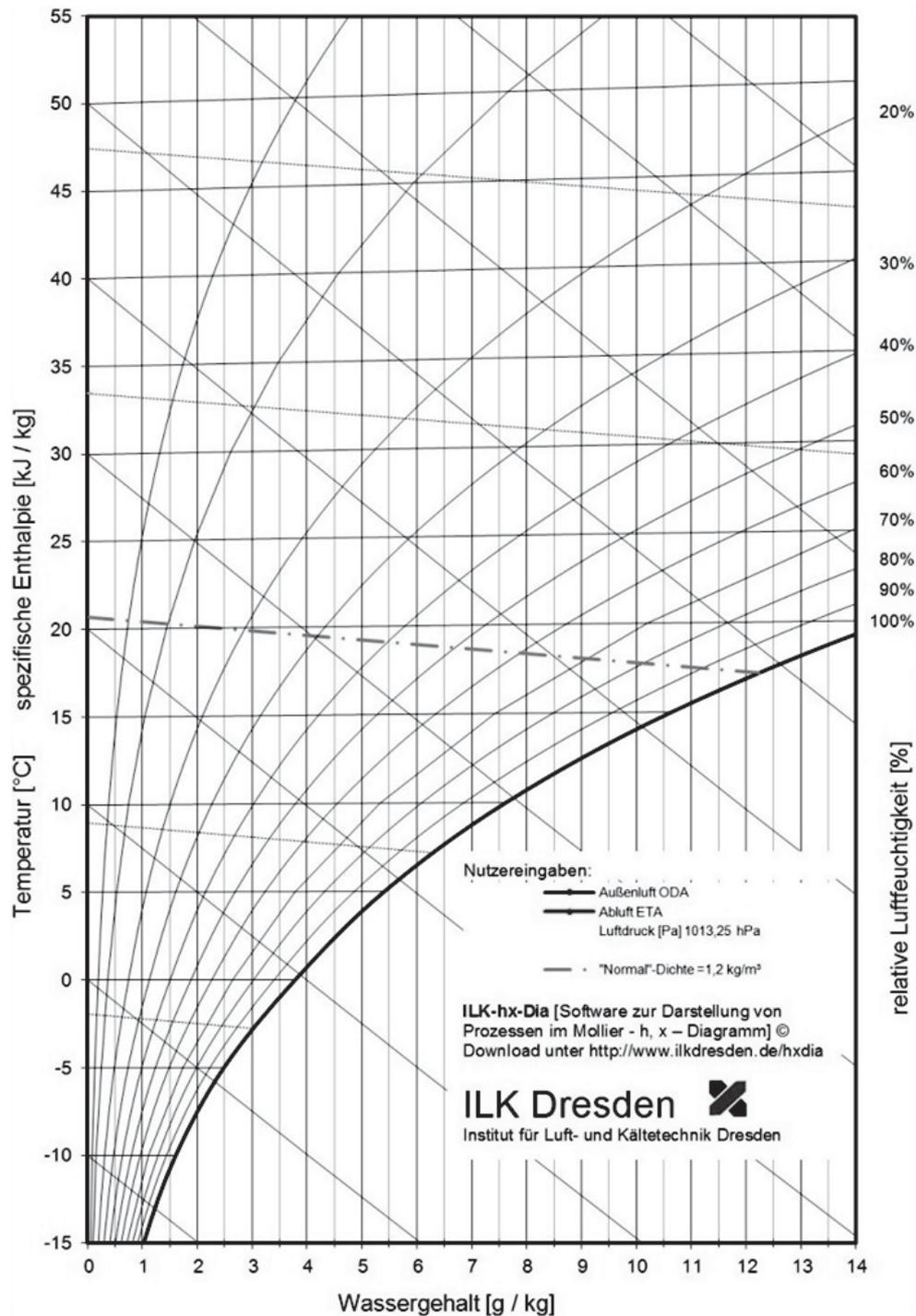


Bild 5: Mollierdiagramm vom ILK Dresden



2.5.1 Kondensation

Kondensation (ugs. Beschlag) ist der Phasenübergang eines Stoffes vom gasförmigen zum flüssigen Aggregatzustand. Dabei wird die Kondensationsenthalpie freigesetzt, die den gleichen Betrag wie die Verdampfungsenthalpie hat. Kondensation bzw. Verdampfung sind abhängig von Druck und Temperatur.

Bei der Fahrzeugklimatisierung tritt Kondensation an verschiedenen Bauteilen auf. Im Alltag ist die Kondensation der Luftfeuchte an den im Vergleich zur Kabinenluft kalten Fahrzeugscheiben bekannt. Zusätzlich tritt an der Luftseite des Klimaanlageverdampfers Kondensation auf, die dazu genutzt wird, die Kabinenluft zu trocknen. Auch im Klimakondensator kondensiert das Kältemittel bei Überdruck und es wird die Kondensationsenthalpie an die Umgebung und damit aus dem Kältekreis abgeführt. Während im Kondensator durch den geschlossenen Kreis das kondensierte Kältemittel zur Drossel weitergeleitet wird, muss das Kondensat an der Luftseite des Verdampfers abgeleitet und aus dem Klimakasten abgeführt werden, um zu verhindern, dass es beim Ausschalten der Klimaanlage wieder verdampft und zum Beschlagen der Scheiben führt. Sowohl an der Scheibe als auch am Verdampfer wird dabei Wasser aus der Umgebungsluft auskondensiert und die Luftfeuchte reduziert. Da es sich bei der Luft um ein Mehrstoffgemisch handelt, sind für die Kondensation nicht nur Druck und Temperatur entscheidend, sondern auch weitere Faktoren, wie die Sättigung der Luft mit Wasser (relative Luftfeuchte) und das Vorkommen von Kondensationskeimen, wie Verunreinigungen (Großmann 2010). Die Abhängigkeit der Wassersättigung der Luft von der Temperatur ist in Bild 5 gezeigt. Durch eine Veränderung der Temperatur (linke Ordinatenachse) ändert sich bei konstantem Wassergehalt (Abszisse) die relative Luftfeuchtigkeit (rechte Ordinate). Eine relative Luftfeuchtigkeit von 100% entspricht vollständig gesättigter Luft. Es kann keine weitere Feuchtigkeit mehr aufgenommen werden, sodass bei weiterer Temperaturverringerung Wasser aus der Luft auskondensiert.

Die bei der Kondensation freigesetzte Enthalpie ist relativ hoch. Wasser hat eine Kondensationenthalpie von 2.257 kJ/kg (die spezifische Wärmekapazität beträgt $4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$), die Kältemittel R134a und R744 haben eine Kondensationsenthalpie von etwa 200 kJ/kg. Über Verdampfung und Kondensation kann bei geringer Masse des verdampften Mediums viel Energie aus dem System abgeführt oder zugeführt werden: Um 8 kW Wärmestrom über den Klimakondensator abzuführen, muss lediglich 40 g/s Kältemittel verdampft werden. Die am Verdampfer auskondensierte Wassermenge beträgt für einen mitteleuropäischen Sommertag (25 °C, 55% r.F.) 0,6 g/s, was einer zur Kühlleistung zusätzlichen Trocknungsleistung von 1,35 kW entspricht (Böttcher 2007).

Bei der Kondensation an der Windschutzscheibe (Beschlag) werden die Scheiben durch den latenten Wärmeintrag erwärmt. Aufgrund der großen Fläche und der schlechten Wärmedämmung der Scheiben spielt dieser jedoch keine Rolle. Die Beschlagsneigung kann durch Erhöhen der Temperatur, Reduktion des Drucks (theoretisch) und der Luftfeuchte sowie der Beseitigung von Kondensationskeimen verringert werden. Der überschlägige Energiebedarf zum Entfernen des Scheibenbeschlags beträgt (abhängig von den Randbedingungen) etwa 400 W/m² (Paulus et al. 2012).



2.5.2 Sublimation und Erstarren

Sublimation bezeichnet den Phasenübergang vom festen zum gasförmigen (Sublimation) und Erstarren (ugs. Vereisen) den Phasenübergang vom flüssigen zum festen Aggregatzustand. Sublimation findet statt, wenn sich das Stoffgemisch unterhalb des Tripelpunkts² befindet, Erstarren oberhalb des Tripelpunkts. Der Übergang vom gasförmigen zum festen Aggregatzustand wird Resublimation genannt.

Für diese Arbeit sind ein Vereisen der Scheiben und ein Vereisen des Verdampfers relevant. Zum Gefrieren des Wassers aus der Luft an Oberflächen ist eine Temperatur von maximal 0 °C (Gefrierpunkt von Wasser) und eine hohe relative Luftfeuchtigkeit notwendig. Die Scheibe gibt über Strahlung Wärme an die Umgebung ab. Dabei sinkt ihre Temperatur unter die Lufttemperatur, sodass die relative Luftfeuchte auf der Scheibenoberfläche ansteigt und die Übersättigung ausgefriert. Die Abkühlung der Scheibe durch Wärmestrahlung ist für flach stehende Scheiben und bei klarem Himmel am höchsten, da dann Strahlung mit der kalten Atmosphäre ausgetauscht wird (die Strahlungsbilanz nach Gleichung (9) ist negativ). Steiler stehende Scheiben (Seitenscheiben) kühlen deshalb weniger schnell ab. Ein überdachter Stellplatz oder eine Abdeckung auf der Scheibe kann die Wärmeabgabe durch Strahlung reduzieren. Die Sonnenstrahlung und die damit verbundene positive Strahlungsbilanz der Scheiben verhindert bei Tageslicht das Vereisen der Scheiben.

2.6 Luftqualität

Die Luft in Bodennähe besteht größtenteils aus Stickstoff, Sauerstoff und dem Edelgas Argon. Diese drei Bestandteile ergeben 99,9% des Luftvolumens bzw. der Luftmasse. Zusätzlich sind in der Luft Spurengase enthalten, die in ppm, ppb und ppt angegeben werden. Bei den Spurengasen kann zwischen Gefahrenstoffen (bspw. explosiven Stoffen), für Mensch und Natur schädlichen (giftigen) und unschädlichen Gasen unterschieden werden. Grundsätzlich kann bei falscher Dosierung von fast jedem Bestandteil eine Gefahr ausgehen. Untersuchungen zur Luftqualität können je nach Betrachtungsschwerpunkt unterschiedliche Luftbestandteile analysieren. Die untersuchten Bestandteile bzw. deren Änderungen können stark unterschiedliche Größenordnungen haben: Der Sauerstoffanteil wird in Prozent angegeben, Stoffe aus der Gruppe der FCKW in ppt.

Im Bereich der Fahrzeugtechnik wird zwischen Motorabgas, Innenraumluft bzw. Raumluft und der bodennahen Umgebungsluft unterschieden. Es erfolgt immer ein Austausch zwischen den Volumina, jedoch treten im geschlossenen Fahrgastraum durch Ausdünstungen von Bauteilen, geringe Luftvermischung und den Luftverbrauch der Insassen zusätzliche Belastungen auf, die im Freien nicht relevant sind. Dazu gehören bspw. Kohlendioxidanreicherungen, Wasserdampf und Gerüche durch die Insassen sowie das Ausdünsten von Kunststoffweichmachern aus der Innenverkleidung (Fromme et al. 1997; Munz 1992). Angesichts der im Fahrgastraum entstehenden genannten Belastungen ist ein dauerhafter Umluftbetrieb nicht ratsam. Neben pauschalen Annahmen für Emissionen durch Insassen bei maximalem Umluftbetrieb kann auch

² Dies ist der Punkt, an dem die drei Aggregatzustände (fest, flüssig und gasförmig) eines Stoffs im thermodynamischen Gleichgewicht stehen.

durch Sensoren anhand von Grenzwerten für Luftfeuchte und Kohlendioxidgehalt eine Umluftsteuerung erfolgen (Arndt et al. 2007).

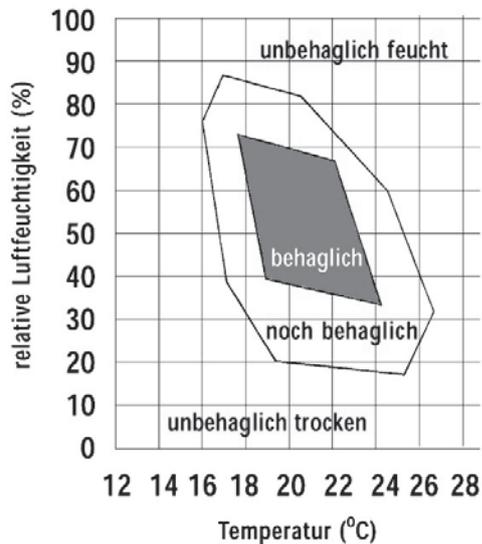


Bild 6: Behaglichkeitsbereich (Temperatur und relative Feuchte) der Raumluft (Tappler et al. 4/2009)

Für die Heizung und Klimatisierung von Fahrzeugen sind zur Bewertung der Luftqualität in erster Linie der Sauerstoff- und Kohlendioxidgehalt, die Feinstaubbelastung durch Abgase und Umwelt, Geruchsbelastungen durch die Insassen, das Klimagerät und die Umwelt sowie die Bakterienbelastung relevant. Seit dem Ende der 1970er Jahre werden sogenannte Pollenfilter im Kabinenluftansaugsystem von Fahrzeugen verbaut, die die Belastung durch Pollen und Ruß reduzieren und zunehmend auch im Umluftbetrieb in die Luftführung eingebunden sind (Bockelmann 1987). Zunächst wurden hierzu Textilfilter verwendet, seit den 2000er Jahren zunehmend auch hybride Filter, die zusätzlich zum Textilfilter noch eine Aktivkohleschicht zur Verbesserung der Abscheidung von Staub, Ozon und anderen reduzierbaren toxischen Gasen besitzen (Schröder 09.07.2007). Die Wasserbelastung bzw. relative Luftfeuchte sollte etwa im Bereich zwischen 40 und 60% relative Feuchte liegen (vgl. Bild 6). Eine zu hohe relative Luftfeuchte führt zu einem Schwüleempfinden und verstärkter Transpiration der Insassen, trockene Luft zu einer Reizung von Schleimhäuten, Atemwegen, Haut und Augen (n.n. 1998). Die Beeinflussung der relativen Luftfeuchte ist durch die Lufttrocknung am Verdampfer und durch eine Regelung der Umluftrate möglich.

Die von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor trotz Abgasnachbehandlung in geringen Mengen emittierten Luftschadstoffe Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x) und Russpartikel senken ebenfalls die Luftqualität. Der Einfluss ist jedoch durch die stetig verschärften Abgasgrenzwerte vergleichsweise gering. Hierdurch konnte auch die Entstehung von bodennahem Ozon (O₃) verringert werden. Zur Verminderung des Eintrags von CO, HC, NO_x und Schwefeloxiden (SO_x) werden bei Fahrzeugen mit Klimaautomatik seit den 1990er Jahren Luftgütesensoren verbaut. Bei detektierter erhöhter Schadstoffkonzentration wird nur noch die Kabinenluft zirkuliert (sogenannter Umluftbetrieb) (Frers 2005). Aktuelle

Entwicklungen zur Verbesserung der Luftgüte tendieren zu prädiktiven Systemen, die z.B. vor der Einfahrt in Tunnel automatisch in den Umluftbetrieb wechseln (Gomoll 2013).

Konkrete Grenzwerte für die Schadstoffbelastungen von Fahrzeugkabinen werden, anders als für Innenräume (VDI 6022.), vom Gesetzgeber nicht vorgeschrieben. Da jedoch Fahrzeuge für viele Personen ein Arbeitsplatz sind, können Grenzwerte bspw. aus den technischen Regeln für Gefahrenstoffe von der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin entnommen werden (BAuA 900.), Grenzen für CO₂, SO₂, O₃, NO₂ und Partikelemissionen anhand der DIN 13779 (DIN EN 13779.) und der VDI-Richtlinie 6022 (VDI 6022.) sowie die Arbeitsplatzgrenzwerte (AWG-Werte) anhand (98/24/EG.). (Gruden 2008).

2.7 Thermische Behaglichkeit

Thermische Behaglichkeit oder auch Klimakomfort ist einer von mehreren Bausteinen, die zu einem komfortablen Fahrgefühl im Fahrzeug führen. Komfortables Fahrgefühl bedeutet, „dass der Fahrer auch nach einer langen Fahrt entspannt und zufrieden aus dem Auto steigt – im Idealfall sogar in einer besseren Verfassung als zu Fahrtbeginn“ (Frisch et al. 7/2013). „Thermischer Komfort ist die Abwesenheit aller Regelungsaktivitäten des Körpers“ (Gubalke 2013).

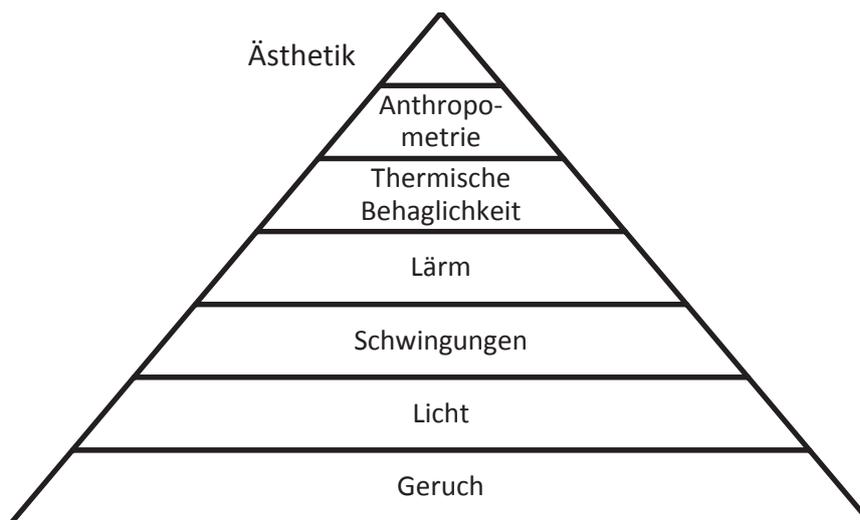


Bild 7: Komfortpyramide nach Bubb (2003).

In der Komfortpyramide nach Bubb in Bild 7 sind Komfortbedürfnisfaktoren nach ihrer Wichtigkeit von unten (hoher Stellenwert, Standardanforderung, Erfüllung unabdingbar) nach oben (gehobene Anforderung, je nach Auslegungsziel geringerer Stellenwert) geordnet. Thermischer Behaglichkeit steht hier an fünfter Stelle. Da Belastungen durch Gerüche, Lärm und Schwingungen jedoch üblicherweise sehr gering gehalten werden können, spielt die Betrachtung der thermischen Behaglichkeit, der Anthropometrie sowie der Ästhetik eine umso entscheidendere Rolle zur Verbesserung des Komfortbefindens. In heute üblichen Fahrzeugauslegungen wird hier ein hoher Standard als selbstverständlich vorausgesetzt, besondere Feinheiten (z.B. Mehrzonen-Klimaautomatik) können der Differenzierung dienen.

Der Begriff „thermische Behaglichkeit“ gibt an, wie zufrieden bzw. unzufrieden Personen in einem Raum mit der Heizung und Klimatisierung sind. Aufgrund des komplexen



Wärmehaushalts des Menschen und der vielen Einflussfaktoren auf die Behaglichkeit lässt sich die thermische Behaglichkeit nicht anhand von einfachen Messwerten quantifizieren. Zur Darstellung der Komplexität zeigt Tabelle 3 Einflussgrößen auf die thermische Behaglichkeit.

Tabelle 3: Einflussfaktoren auf den thermischen Komfort nach Weible (2002)

Physiologische Einflüsse	Intermediäre Einflüsse	Physikalische Einflüsse
Körperliche Verfassung	Kleidung	Lufttemperatur
Geschlecht	Tätigkeitsgrad	Temperatur und Abstand der Umgebungsflächen
Alter	Adaption und Akklimatisation	Vertikales Temperaturprofil
Ethnische Einflüsse	Tages- und Jahresrhythmus	Wärmestrahlung
Nahrungsaufnahme	Raumbesetzung	Relative Luftfeuchte
	Psychosoziale Faktoren	Luftbewegung
		Luftdruck
		Luftelektrizität
		Akustische Einflüsse
		Luftqualität
		Optische Einflüsse

Die DIN EN ISO 7730, die aus den Untersuchungen von P.O. Fanger (1970) hervorgegangen ist, bietet einen empirischen Ansatz zur Quantifizierung der thermischen Behaglichkeit. Einleitend wird in der DIN geschrieben: „Das menschliche Wärmeempfinden hängt im Wesentlichen vom thermischen Gleichgewicht (Wärmebilanz) des Körpers als Ganzem ab.“ (DIN EN ISO 7730 2006). Zur Bestimmung der Wärmebilanz werden acht insassen- und innenraumklimaabhängige Messwerte benötigt.

Tabelle 4: Parameter im Modell von P. O. Fanger

Insassenparameter	Innenraumklimaparameter
Energieumsatz	Lufttemperatur
Mechanische Leistung	Strahlungstemperatur
Bekleidungsisololation	Luftgeschwindigkeit
Oberflächentemperatur der Kleidung	Luftfeuchte

Mit Hilfe der Messwerte kann die „Predicted Mean Vote“ (PMV) auf der siebenstufigen Klimabeurteilungsskala zwischen heiß (+3) über neutral (0) bis kalt (-3) beurteilt werden. Durch die inter- und intraindividuelle Streuung der thermischen Behaglichkeit muss neben der PMV noch die „Predicted Percentage of Dissatisfied“ (PPD) ermittelt werden. Der PPD-Wert ist abhängig vom PMV-Wert. Je weiter der PMV-Wert vom Optimum „0“ entfernt ist, desto höher ist auch die Anzahl der mit dem Klima unzufriedenen Personen, welche durch den PPD angegeben wird.

Trotz der Parameteranzahl gilt die Voraussage der Behaglichkeit nach der DIN 7730 nur innerhalb enger Randbindungen für Hauptparameter, wie Umgebungstemperatur und Luftgeschwindigkeit, da die zugrundeliegenden Untersuchungen von Fanger (1970) nur für Räume mit homogenem Klima durchgeführt wurden, bei denen keine direkte Sonneneinstrahlung auf die Insassen einwirkt und der Abstand zwischen den begrenzenden



Wänden und den Insassen groß ist. Die in Tabelle 4 gezeigten Parameter des Modells verdeutlichen die Problematik, da bspw. Oberflächentemperaturen der umgebenden Flächen oder auch der Sonnenstand (Höhe und Azimut) nicht berücksichtigt werden. Für Räume, in denen diese Bedingungen nicht zutreffen, werden Korrekturfaktoren verwendet, die den Anteil der PPD anheben.

Für Pkw-Innenräume reichen die Korrekturfaktoren der DIN 7730 nicht aus, sodass Hsu (1977) das Modell von Fanger (1970) auf das heterogene Klima, wie es in Fahrzeuganwendungen auftritt, angepasst hat. Dabei steigt jedoch auch die notwendige Parameteranzahl, die zudem schon im deutlich einfacheren Fangermodell schwierig zu bestimmen ist. Die 2007 veröffentlichte Vornorm DIN ISO/TS 14505-1 bis 3 (DIN ISO/TS 14505-1 2007) und der Ansatz der FAT 257 (Schwab et al. 2013) berücksichtigen ebenfalls die Strahlung und die thermische Asymmetrie der Fahrzeuginsassen im Fahrzeug.

Tabelle 5: Thermophysiological Human Models

	Hardware/ Software	in-house/ öffentlich	Sensoren	Seg- mente
A 33 Node Comfort Model (Streblow 2011; Streblow et al. 05/2012)	Software	öffentlich	T	16
Advanced Automotive Manikin (Rugh et al. 2005)	Hard- und Software	öffentlich	T, Feuchte, Luftgeschwindigkeit	120
Denso Thermal Mannequin (Masuda et al. 2000)	Hardware	in-house	T, Feuchte, Luftgeschwindigkeit, Strahlung	78
Dress-Man (Pudenz 2013)	Software	in-house		
Eddy (Schröder 25.02.2010)	Hardware	in-house	T, Feuchte	124
MARCO (Bureau et al. 2004)	Hard- und Software	in-house	T, Strahlung	21
TIM (Daimler Chrysler 2006)	Software	in-house	T	14
Dr. Oscar (Daimler Chrysler Hightech Report 2007)	Hardware	in-house	T, Strahlung, Luftgeschwindigkeit	73
FIALA FE (Fiala 6/1998; Schneider et al. 2007)	Software	öffentlich	T, Feuchte, Strahlung	15
Virtual Thermal Comfort Engineering (Chen et al. 2012)	Software	öffentlich	T	16
Kanomax Amenity Manikin (Kanomax USA 2011)	Hardware	öffentlich	T, Strahlung, Feuchte, Luftgeschwindigkeit	78
Automotive HVAC Manikin (Measurement Technology Northwest 2013)	Hardware	öffentlich	T, Strahlung, Feuchte, Luftgeschwindigkeit	60

Neben den genannten und weiteren empirischen Modellen, die größtenteils auf den Untersuchungen von Fanger (Fanger 1970) beruhen, existieren analytische Modelle, die den Wärmehaushalt und die Temperaturregelung des Menschen unterschiedlich detailliert nachempfinden. In Bild 8 ist das komplexere thermophysiological Insassenmodell von D. Fiala (6/1998) dargestellt, welches den Blutkreislauf, den Körperbau mit Knochen, Muskeln, Fett, innerer Haut und äußerer Haut nachzeichnet. Zusätzlich sind die menschlichen Temperaturregelungen Zittern, Transpiration und der Blutfluss implementiert. Neben dem FIALA-FE Modell gibt es eine Vielzahl weiterer thermophysiologicaler Simulations- und Klimakanalmodelle mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad. Eine Auswahl gängiger Modelle ist in Tabelle 5 gezeigt. Ein detaillierter Überblick über die Entwicklung von thermophysiologicalen Menschmodellen ist bspw. in Streblow (2011) und Walgama et al. (2006) zu finden.

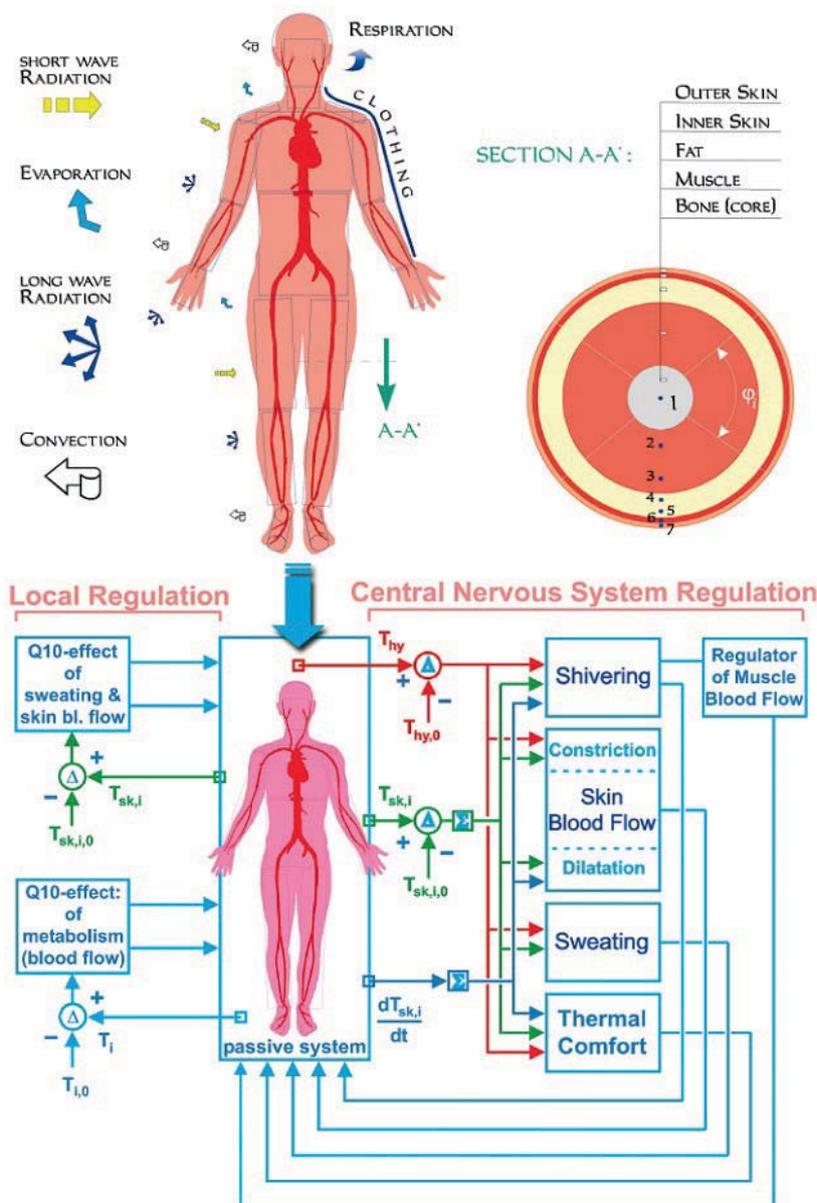


Bild 8: Wirkmechanismen des Thermophysiologicalen Insassenmodells FIALA-FE (Fiala et al. 2004)



Ziel der *Human Models* ist eine möglichst objektive Bewertung der thermischen Behaglichkeit, indem neben der Temperatur weitere physiologische, intermediäre und physikalische Faktoren des Behaglichkeitsempfindens (Tabelle 3) berücksichtigt werden. Der Mensch ist kein passives System, sondern der Organismus versucht, sich über Transpiration, Zittern, Blutgefäßerweiterung, Blutgefäßverengung und Blutfluss den klimatischen Bedingungen anzupassen. Daher sind aktuelle thermophysiologische Insassenmodelle sehr komplex. So hat der ADAM vom National Renewable Energy Laboratory (NREL) etwa 120 Segmente und 40.000 Knoten (Rugh et al. 2005). Die Kosten für physische Klimamesspuppen liegen zwischen 85.000 und 100.000 EUR, für Probandenuntersuchungen wird Messtechnik im Wert von etwa 25.000 EUR benötigt (Schwab et al. 2013)

In dieser Arbeit wird kein komplexes thermophysiologisches Insassenmodell verwendet, vielmehr wird nur mit der Temperaturverteilung und der relativen Luftfeuchte im Fahrgastraum gearbeitet. Die daraus entstehenden Abweichungen sind vertretbar, da nicht der thermische Komfort im Mittelpunkt der Untersuchungen steht, sondern der Energie- und Leistungsbedarf, der für die Heizung und Klimatisierung notwendig ist. Eine parallele Untersuchung von Komfort und Energiebedarf birgt zudem die Gefahr, dass Komfortvorteile und Energieeinsparungen gegeneinander aufgerechnet werden müssen. Es empfiehlt sich daher, nur Änderungen am Energieaufwand oder am Komfort zu betrachten (Dobmann et al. 2014).

2.8 Anforderungen an HVAC-Systeme

Neben der komfortablen und effizienten Aufheizung und Abkühlung eines Pkw-Innenraums müssen bei der Auslegung eines HVAC-Systems eine Vielzahl weiterer Komfortaspekte, aber auch system- und fahrzeugabhängige Faktoren berücksichtigt werden. In Bild 9 sind Anforderungen nach Innenraum/Komfort, HVAC-System und Fahrzeug aufgelistet. Je nach verwendetem System können nicht alle Anforderungen zufriedenstellend berücksichtigt werden.



Bild 9: Schlagworte für die Heizung und Klimatisierung im Pkw

Die gezeigten Aspekte müssen abhängig vom Lastenheft gewichtet werden, um den besten Kompromiss für einen bestimmten Anwendungsfall zu finden. Dabei ist zwischen harten und weichen Kriterien zu unterscheiden. Anforderungen des Gesetzgebers, wie bspw. Grenzwerte für den Treibhauseffekt des verwendeten Kältemittels einer Kompressionskältemaschine



(2006/40/EG) oder verwendbare Materialien (2000/53/EG), *müssen* erfüllt werden³. Bei den weichen Kriterien obliegt es dem Bauteilverantwortlichen, welche Priorität dem Gesichtspunkt zugesprochen wird.

Das seit den 1990er Jahren aufgekommene und vor allem in den 2000er Jahren verstärkte Bewusstsein der Pkw-Käufer zu Folgen der CO₂-Emissionen aus dem Straßenverkehr hat sich auch auf die Prioritäten bei der Entwicklung von HVAC-Systemen ausgewirkt. Der Kundenwunsch nach sparsameren Fahrzeugen bei konstantem oder besserem Komfort hat den Energiebedarf stärker in den Mittelpunkt bei der HVAC-Systementwicklung gerückt (Haendschke 2010; Weilenmann et al. 2010). Dies hat zu vielfältigen Optimierungen, wie dem Serieneinsatz von inneren Wärmeübertragern im R134a-Klimakreis (Reichelt et al. 2007) oder auch zur Verwendung von Klimaanlagekompressoren mit regelbarem, variablem Zylinderhub, geführt (Delphi 2006; Wang et al. 2009), mit dem der Kältemittelvolumenstrom dem aktuellen Kältebedarf unabhängig von der Antriebsdrehzahl angepasst werden kann.

Neue Anforderungen an Heizung und Klimatisierung ergeben sich durch Effizienzsteigerungen am Verbrennungsmotor und die Hybridisierung des Antriebs. Dies führt zum einen dazu, dass nicht immer genug Abwärme zur Verfügung steht, um im Winter zügig eine angenehme Innenraumtemperatur zu erreichen. Diese Problematik trat zuerst bei Fahrzeugen mit direkteinspritzenden Dieselmotoren auf (Koch et al. 2000). Inzwischen zeigt sich das Problem auch bei hocheffizienten Downsizing-Ottomotoren. Zum anderen ist bei Fahrzeugen mit Hybridantrieb und bei Fahrzeugen mit Start-Stopp-Automatik (teilweise auch mit Segelfunktionen kombiniert) der Verbrennungsmotor nicht mehr kontinuierlich in Betrieb. Dies führt dazu, dass Klimakompressoren und Kühlmittelpumpen, die mechanisch durch den Riementrieb von der Kurbelwelle angetrieben werden, nicht dauerhaft betrieben werden und so weder den Kältekreis antreiben, noch die Motorabwärme zum Heizungswärmetauscher fördern können.

Bei Fahrzeugen mit ausschließlich elektrischem Antrieb steigen die Herausforderungen beim Heiz- und Klimakzept durch die minimale Abwärme des Antriebsstrangs (Tabelle 6) und der Batterie als Traktionsenergiespeicher mit geringer Speicherkapazität. Die im dynamischen TÜV SÜD Electric Car Cycle (TSECC) (Bloch 2011; TÜV SÜD Automotive GmbH 10/2010) durch ein Simulationsmodell berechneten Abwärmeströme sind im Vergleich zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor gering (sowohl im Abgas als auch im Kühlmittel eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor fällt etwa eine Abwärmeleistung in Höhe der Antriebsleistung an) (Heikel et al. 06.12.2012)). Im sommerlichen Kühlbetrieb sind die Unterschiede zwischen batterieelektrischen und konventionellen Fahrzeugen geringer, da nur die Antriebsart des Klimaanlagekompressors anders erfolgt. Neue Herausforderungen ergeben sich aus dem Zusammenspiel der jeweils unterschiedlichen Temperaturniveaus von Innenraum, Leistungselektronik, Batterie und E-Maschine.

³ Bestehende Gesetze können unter Umständen im Einzelfall nicht verpflichtend sein bzw. umgangen werden. Vergleiche bspw. den Kältemittelstreit zwischen Daimler und der EU (tju et al 2013).



Tabelle 6: Elektrische Leistungen im TÜV SÜD-E-Car Cycle (TSECC) für einen Elektrokleinwagen

	Mittelwert	Peak	Solltemperatur
Fahrleistung	9.370 W	77.900 W	--
Verlustleistung Batterie	35 W	636 W	15 - 35 °C
Verlustleistung Leistungselektronik	184 W	1.970 W	60 - 75 °C
Verlustleistung Elektromaschine	965 W	3.746 W	< 105 °C

Hinsichtlich der stark veränderten Schwerpunkte für ein optimales HVAC-Konzept und der neuen Randbedingungen, die sich aus dem nicht mehr permanent betriebenen oder gar nicht mehr vorhanden Verbrennungsmotor ergeben, stößt ein rein evolutionäres Vorgehen bei der Entwicklung zukünftiger HVAC-Systeme an seine Grenzen oder schränkt zumindest den Fahrzeugnutzen (Reichweite) stark ein. Daher ist es empfehlenswert, die real auftretenden Lastfälle und Randbedingungen detailliert zu beschreiben und daraus für den betrachteten Anwendungsfall und Fahrzeugtyp ein individuelles System aus Fahrzeugkabine, Wärmeentzugs- sowie Wärmezuführungssystem und HVAC-Einheit zu entwerfen.

3 Auslegung

In diesem Kapitel werden die Standardauslegungskriterien erläutert und neue Ansätze erarbeitet.

3.1 Auslegung der Spitzenleistung

Für die Leistungsauslegung und auch für den Vergleich von HVAC-Systemen dient als Norm die DIN 1946-3. Daran angelehnt ist die VDA 220, die nur für den Heizbetrieb gilt. Die Normen geben die Randbedingungen für die Bestimmung der Heiz- und Kühlleistungen an. Neben den offiziellen Angaben werden von Pkw-Fachzeitschriften Tests zur Ermittlung der Heizleistungen im Winter bei niedrigen Temperaturen und im realen Fahrbetrieb durchgeführt. Für eine objektive Bewertung im Sinne einer intersubjektiv gültigen, messtechnisch reproduzierbaren Einstufung auf einer linearen Skala unabhängig von den Umständen der konkreten Messung eignen sich die Tests aufgrund der kaum reproduzierbaren Randbedingungen im Freien und des Fahrereinflusses nicht. Es ist aber möglich, im direkten Vergleich eine relative Aussage über die Heizleistung für einen konkreten Fall von zwei oder mehr Fahrzeugen zu treffen. Der ADAC bestimmt die Heizleistung, indem er die Zeit bis zum Erreichen von 22 °C im Innenraum des Fahrzeugs bei -10 °C Außentemperatur in der Klimakammer ermittelt.

Tabelle 7: Prüfpunkte Klimatisierung und Heizung

Heizen	DIN 1946-3 (DIN 1946-3 2006)	VDA220 (VDA 220 2005)	Daimler (Salzer et al. 2007)	Audi (Großmann 2010)	GM Standard (Bozeman 2013)
Messdauer	30 min	30 min	10 min	30 min	
Starttemperatur	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C	
Fahrgeschwindigkeit	32 / 50 km/h	50 km/h	50 km/h	32 / 40 / 50 km/h	
Gang	2. / beliebig	4.	Automatik	4.	
Kühlen					
Messdauer	30 min		10 min	40 / 20 / 10 min	
Starttemperatur	40 °C		40 °C	40 °C	30 °C
rel. Luftfeuchte	40%			30%	55%
Solare Strahlung	1.000 W/m ²		1.000 W/m ²	1.000 W/m ²	500 W/m ²
Fahrgeschwindigkeit	32 / 50 km/h		32 km/h	32 / 0 / 96 km/h	
Gang	3. Gang / beliebig		2.		

Neben der DIN-Norm und der VDA-Empfehlung existieren herstellerspezifische interne Quasinormen, wie bspw. in Tabelle 7 für die Daimler AG und Audi AG dargestellt. Die Messdaten werden in der Klimakammer (oder im Klimawindkanal) unter reproduzierbaren Randbedingungen ermittelt und ermöglichen so eine objektive Bewertung der Heizleistung. Bei der zusätzlichen Verwendung eines Klimamessdummys (vgl. Tabelle 5) ist zudem eine Aussage über die thermische Behaglichkeit des Gesamtsystems möglich. In Reimund et al. (5/2014) werden Außentemperaturen im Kundenbetrieb von Mercedes-Benz genannt: Die

Temperaturangaben sind mit -7 bis 0 °C „stark heizen“, 10 °C „leicht heizen“, 22 °C „leicht kühlen“ und 29 °C „stark kühlen“ deutlich milder, als die Werte aus der DIN 1946/VDA220.

Für Heiß- und Kaltländer können erhöhte Anforderungen an das HVAC-System gestellt werden (Mayer et al. 2011), insbesondere wenn die in Tabelle 7 gezeigten Randbedingungen für Temperatur, solare Strahlung und relative Luftfeuchte im Zielmarkt stark abweichen. Für Effizienzuntersuchungen an Heizung und Klimatisierung werden üblicherweise gemäßigte Szenarien betrachtet, die den durchschnittlichen mitteleuropäischen Sommer- und Wintereinsatz widerspiegeln (Kemle et al. 2009; Bloch 2011), da die Häufigkeit der extremen Werte aus Tabelle 7 gering ist. Um dennoch auch an sehr kalten und sehr heißen Tagen zügig ein komfortables Klima im Fahrzeug bereitstellen zu können, sind Heiz- und Klimaanlage tendenziell überdimensioniert, sodass sie in der meisten Zeit des Jahres im Teillastbereich betrieben werden. Während Verdampfer und Kondensator im Teillastbereich einen höheren Wirkungsgrad haben, ist dies für den Kompressor nicht der Fall. Der Anteil der Reibleistung und der Drosselverluste steigt ähnlich wie bei Verbrennungsmotoren bei geringer Verdichterarbeit stark an. Bei Kompressoren mit automatischen Ventilen, bei denen es nicht möglich ist, über den Volumenstrom die Verdampfertemperatur zu steuern, muss in vielen Betriebszuständen nachgeheizt werden (Delphi 2006).

3.2 Auslegung nach realen Wetterdaten

Zur Entwicklung effizienterer Klima- und Heizanlagen von Kraftfahrzeugen, kann das Gerät nicht nur anhand der in Tabelle 7 gezeigten Extremszenarien mit den oftmals negativen Folgen für den häufiger vorkommenden Teillastbetrieb ausgelegt werden, sondern sollte auch anhand der realen klimatischen Bedingungen am Einsatzort betrachtet werden. Detaillierte Klimadaten werden von nationalen Wetterdiensten aufgezeichnet und sind gut verfügbar. Zusätzlich werden kommerzielle Klimadatenbanken, wie „Meteonorm“, mit klimatischen Daten von weltweit über 8.000 Wetterstationen oder die „Testreferenzjahre“ vom DWD (TRY - Test Reference Year) (Schettler-Köhler 2013) angeboten, die mit einer Software anhand gewünschter Parameter ausgewertet werden können. Anhand dieser Daten lässt sich die Auftrittshäufigkeit bestimmter Temperaturen, Luftfeuchtwerte und Strahlungsintensitäten (sowie weiterer Parameter, wie Bedeckungsgrad, Luftdruck, absolute Wasserbeladung, Windgeschwindigkeit, u.v.m.) herleiten.

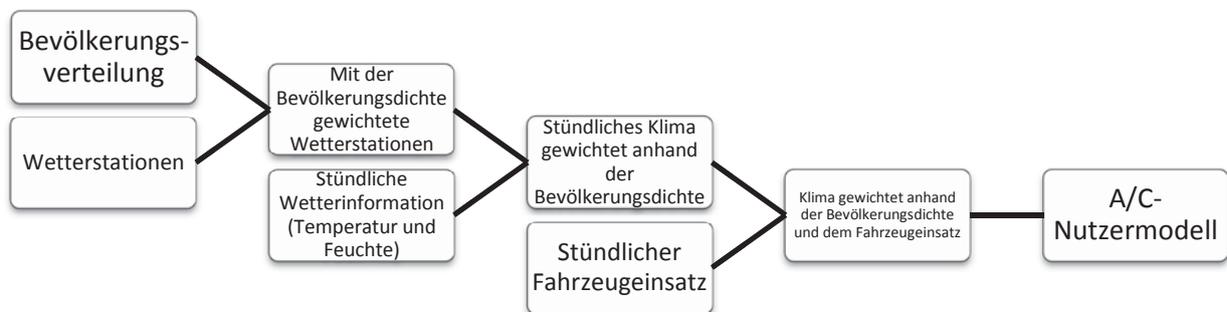


Bild 10: Gewichtetes Klimaanlagebenutzermodell nach G. Duthie (2002), siehe auch Strupp et al. (2009).

Da jedoch die Fahrzeugbewegungen über den Tag nicht gleichverteilt sind (Bild 11), wurde, um die Häufigkeit des Auftretens verschiedener Klimabedingungen bei Fahrzeugbewegungen zu bestimmen, von G. Duthie (2002) der Fahrzeugeinsatz in mehreren Stufen mit dem lokalem Klima in Verbindung gebracht (Bild 10). Mit dem daraus gewonnenen Wissen lässt sich die Heizung und Klimatisierung an den realen Fahrzeuggebrauch anpassen, es kann aber auch für andere Dinge, die von klimatischen Einflüssen abhängig sind, verwendet werden (Jayasheela et al. 2004).

Darauf aufbauend wurde für Europa, die USA, China und Indien in der FAT-Schriftenreihe (Strupp et al. 2009) eine detaillierte Analyse der vorkommenden Temperaturen mit den dabei auftretenden Fahrten durchgeführt. Neben zusammengeführten Daten für die Vereinigten Staaten und Europa, sind auch die Daten von Bundesstaaten/Provinzen bzw. Ländern dargestellt. Das Vorgehen entspricht dem von G. Duthie mit den dabei entstehenden Ungenauigkeiten, wie zum Beispiel durch die notwendige Extrapolation punktueller Informationen von Wetterstationen auf Bezugsräume für die Zusammenführung der Daten. Zudem dürfen um Wetterstationen keine Bebauung oder Strahlung und Wind abschirmende Hindernisse vorhanden sein (DWD 2001). Dies führt dazu, dass das aufgezeichnete Wetter nicht dem Mikroklima von städtischen Straßen entspricht, da hier durch Bäume und Bebauung eine Verschattung, Windabschirmung und Temperaturspeicherung erzeugt wird.

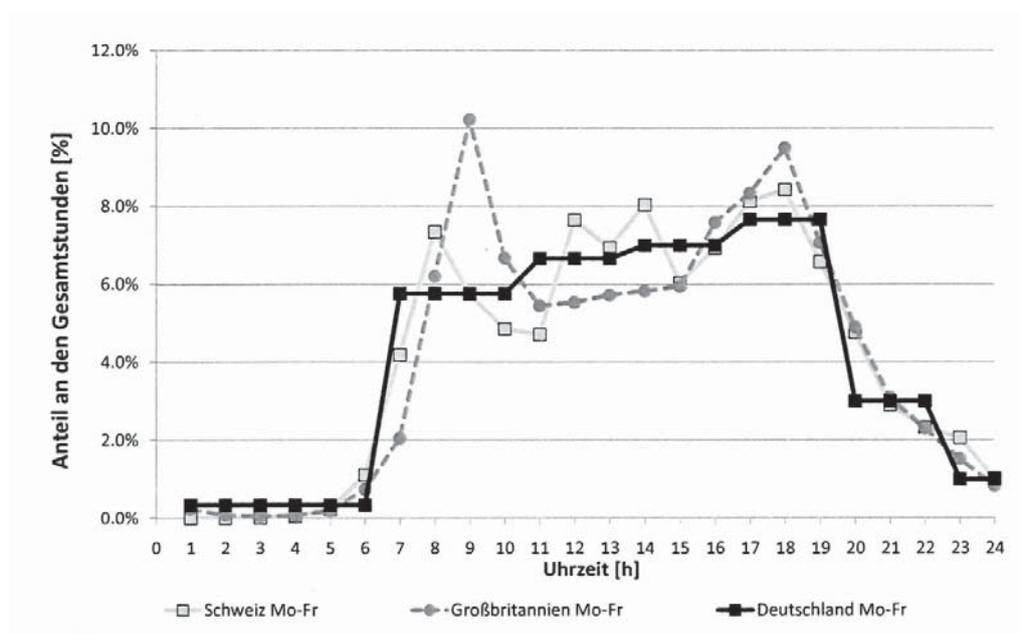


Bild 11: Normierte Nutzungsverteilung an Werktagen für Deutschland, Großbritannien und die Schweiz aus Strupp et al. (2009)

Dennoch gibt es für Wetterdaten im Vergleich zu Fahrzeugbewegungen eine gute Datenverfügbarkeit mit hoher Präzision. Für örtlich und zeitlich aufgelöste Fahrzeugbewegungen ist dies nicht der Fall. In Deutschland und einigen weiteren Ländern wurden Befragungen durchgeführt, mit denen das Mobilitätsverhalten untersucht wurde. In Deutschland erfolgt diese Befragung etwa alle sechs Jahre unter dem Titel „Mobilität in Deutschland“ (MID), in der 50.000 Haushalte befragt werden. In Bild 11 ist das Nutzungsverhalten für Werktage anhand der

ermittelten MID-Daten für Deutschland, *Mobilität in der Schweiz* und *National Household Travel Survey* für Großbritannien, dargestellt. Zu erkennen ist ein grundsätzlich ähnlicher Verlauf, dennoch fehlt im deutschen Tagesgang der charakteristische morgendliche Peak. Dieser ist sowohl in den Daten aus der Schweiz und Großbritannien als auch in anderen Ländern, wie den USA (Johnson 2002) und China, zu beobachten. Weitere Veröffentlichungen (Hennings et al. 2012; infas, DLR 2010), die auf den MID-Daten basieren, zeigen ebenfalls den morgendlichen Fahrtenanstieg und auch subjektiv ist dieser im Straßenverkehr zu beobachten. Durch die unterschiedliche Darstellung (Gesamtfahrtstunden im FAT 224) und Startzeiten (MID 2008) entstehen zwar Abweichungen, die sich aber nicht in diesem Maße auswirken sollten⁴. Da es keine alternative Untersuchung des Klimas bei Fahrzeugbewegungen gibt und die Auswirkungen im Vergleich zum Verlauf der Schweiz (ca. 6% in Deutschland gegenüber gut 7% in der Schweiz um 8:00 Uhr morgens in Bild 11) gering sind, werden die Daten der FAT-Studie dennoch als Analysegrundlage herangezogen.

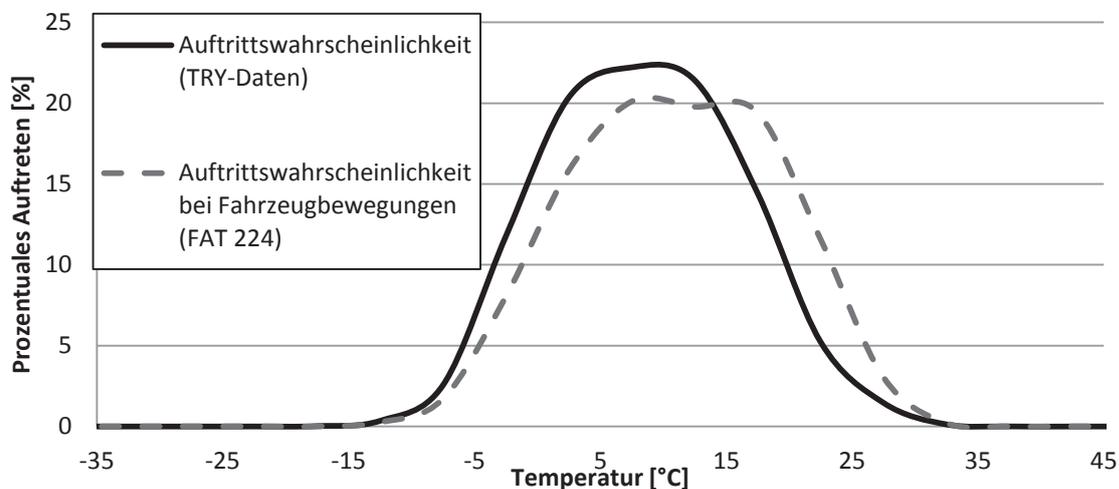


Bild 12: Prozentuales Auftreten bestimmter Temperaturen (Vergleich TRY-Daten vom DWD) und Fahrzeugbewegungen aus Strupp et al. (2009)

In Bild 12 ist der Einfluss des Abgleichs der auftretenden Temperaturen mit den Fahrzeugbewegungen zu erkennen: Die Temperaturen mit großer Häufigkeit sind bei Fahrzeugbewegungen höher als bei der reinen Tagesverteilung. Dies liegt daran, dass die meisten Fahrzeugbewegungen tagsüber bei höheren Temperaturen stattfinden (vgl. Bild 11). Insgesamt unterscheidet sich die Varianz der beiden Temperaturverläufe nicht wesentlich. Zu beachten ist, dass in Ermangelung der Meteorologischer Rohdaten der FAT-Studie TRY-Daten verwendet wurden, sodass hier zwei unterschiedliche Wetterdaten miteinander verglichen werden und nur eine grobe Aussage möglich ist.

Die Temperaturdaten wurden in Strupp et al. (2009) mit weiteren Größen (Luftfeuchtigkeit und Strahlungsintensität) kombiniert, sodass eine dreidimensionale Matrix mit den Auftrittshäufigkeiten entsteht. In Tabelle 8 ist dies exemplarisch in einer Temperatur-Luftfeuchtematrix für Europa dargestellt. Diese Matrix ist weiterhin in vier Strahlungsintensitätskategorien aufgeteilt (Tabelle 10).

⁴ In Rücksprache am 8.11.2013 mit Herrn Linßen vom FZ Jülich.



Die rote Zellenkodierung bedeutet, dass keine Fahrten unter diesen Bedingungen aufgetreten sind, die orange, dass das Auftreten unter 0,1% liegt und die gelbe Markierung gilt dann ab 1%. Oberhalb von 1,0% nimmt die Grünfärbung der Zellen zu. Die Gesamtspreizung der Temperatur liegt zwischen -40 und +45 °C. Die sehr niedrigen Temperaturen treten in der Ländergruppe *Skandinavien* auf, die hohen Temperaturen in der Gruppe *Griechenland-Italien-Kroatien-Portugal-Spanien-Türkei*.

Tabelle 8: Prozentuales Auftreten klimatischer Umgebungsbedingungen (relative Luftfeuchte Φ [%] und Temperatur [°C]) in Europa (Strupp et al. 2009, modifiziert). Der markierte Bereich zeigt die Anteile, in denen die relative Luftfeuchte in der Kabine bei 22 °C über den komfortablen 60% liegt und die Luft getrocknet werden muss.

	-50	-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
Europa
	-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	
	°C																					
$\phi = 0$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
$0 < \phi \leq 20$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	
$20 < \phi \leq 40$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,5	1,3	2,2	2,8	2,5	1,0	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	
$40 < \phi \leq 60$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,3	1,4	3,6	6,2	8,0	6,8	2,9	0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
$60 < \phi \leq 80$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,4	1,9	5,3	8,5	9,1	7,3	3,0	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
$80 < \phi \leq 100$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,3	1,0	3,2	5,7	5,9	4,0	2,0	0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	

Zudem ist zu erkennen, dass eine Abhängigkeit zwischen Temperatur und relativer Luftfeuchtigkeit besteht: Mit steigender Temperatur nimmt die relative Luftfeuchte ab, sodass bei hohen Temperaturen tendenziell niedrigere relative Feuchten auftreten. Bei Betrachtung der absoluten Wasserbeladung würde dieser Effekt nicht auftreten. Auch die Strahlungsintensität (hier nicht gezeigt) nimmt mit steigender Temperatur zu (oder umgekehrt: mit steigender Strahlung nimmt auch die Temperatur zu), sodass dieser Effekt auch dazu führt, dass bei hoher Strahlungsintensität häufiger eine niedrige relative Luftfeuchte auftritt.

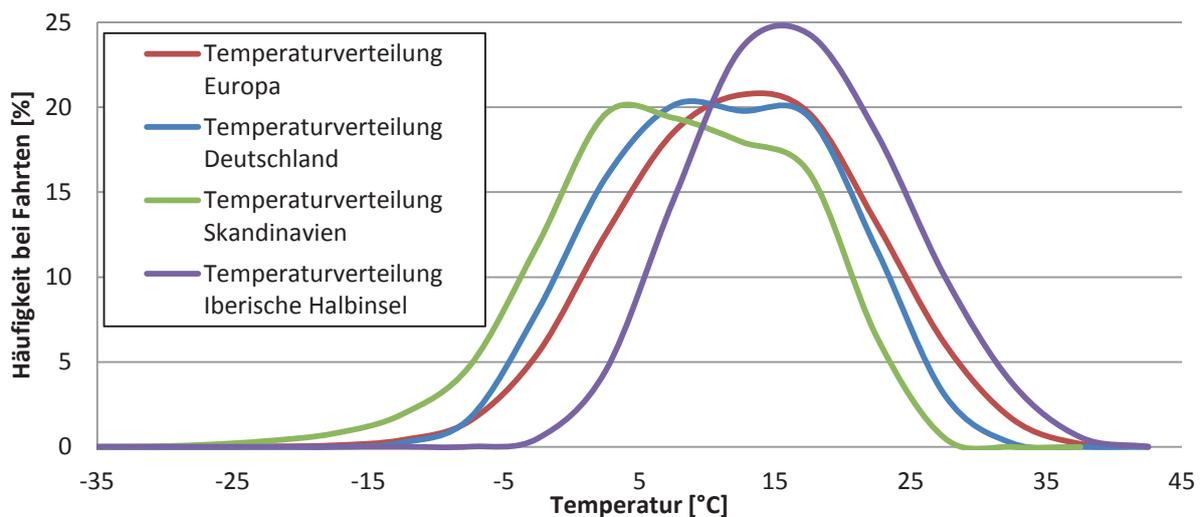


Bild 13: Vergleich der Temperaturverteilung bei Fahrten in verschiedenen Regionen in Europa (Strupp et al. 2009, Rohdatenquelle)



Die größte Temperaturhäufigkeit liegt im Bereich von etwa 15 °C (Bild 12 und Bild 13). In Bild 13 sind die Temperaturverteilungen für Fahrzeugbewegungen in Europa, Deutschland, Skandinavien und auf der Iberischen Halbinsel dargestellt. Die Temperaturen sind nahezu normalverteilt, unterscheiden sich aber in der Position der größten Häufigkeit und in der Varianz. Es treten sowohl relativ hohe Temperaturen (+ 30 °C) in den skandinavischen Kaltländern als auch niedrige Temperaturen (- 5 °C) auf der Iberischen Halbinsel auf.

Tabelle 9: Temperatur-Konfidenzintervalle für verschiedene Ländergruppen und Perzentile (Strupp et al. 2009, Rohdatenquelle)

	Europa	Deutschland	Deutschland (TRY Daten)	Skandinavien	Iberische Halbinsel
-20,0 ... 40,0 °C	99,993	100,000	100,000	99,865	100,000
-12,5 ... 37,5 °C	99,878	99,998	99,976	98,709	99,995
-7,5 ... 32,5 °C	99,299	99,751	99,622	96,781	99,426
-2,5 ... 27,5 °C	96,133	97,831	96,933	91,987	95,700

Zur Identifizierung der Häufigkeit dieser Extremwerte sind in Tabelle 9 die Konfidenzintervalle für Europa, Deutschland, Skandinavien und die Iberische Halbinsel für unterschiedliche Grenzwerte dargestellt. Für Deutschland sind analog zu Bild 12 die Temperaturverläufe (TRY-Daten) und die mit den Fahrzeugbewegungen korrigierten Temperaturverläufe gezeigt. Die Unterschiede sind gering, sodass zumindest für Deutschland die Korrektur nach Duthie kaum Einfluss hat. Für das breite Intervall nach Tabelle 7 zwischen -20,0 und 40,0 °C sind für die mittel- und südeuropäischen Länder bereits alle der auftretenden klimatischen Verhältnisse pro Jahr erfasst. Auch mit kleiner werdendem Intervall ändert sich der Anteil (vgl. auch Jung et al. (2011)) der erfassten Fahrten zunächst nur gering. Erst beim Intervall zwischen -2,5 °C und 27,5 °C sinkt der Prozentsatz merklich.

Tabelle 10: Verteilung der Strahlungsintensitäten bei Fahrten in Europa (Strupp et al. 2009)

Solare Strahlungsintensität	< 100 W/m ²	100 ... 500 W/m ²	500 ... 900 W/m ²	> 900 W/m ²
Anteil der gefahrenen Strecken	44,39%	39,77%	14,80%	1,04%

In Tabelle 8 sind die Häufigkeiten hervorgehoben, in denen die absolute Luftfeuchte der Außenluft bei einer Temperatur von 22 °C im Fahrzeug zu einer relativen Luftfeuchte von oberhalb der komfortablen 60% führt. Das Abkühlen der Außenluft bei hohen Temperaturen und konstanter Wasserbeladung bewirkt einen Anstieg der relativen Luftfeuchtigkeit, sodass auch bei 20 bis 40% relativer Luftfeuchte und Temperaturen über 35 °C ein Trocknen notwendig ist. Hingegen führt das Aufheizen der Luft bei niedrigen Temperaturen zum Absinken der relativen Feuchte, sodass hier die Luft bei Komforttemperatur trocken genug ist. Insgesamt ist es nur bei weniger als 10% der Fahrten notwendig, die Außenluft zu trocknen um ein komfortables Klima im Fahrzeug zu erlangen. Weitere Einflüsse, wie die Kleidung und Wasserabgabe der Insassen, sowie Scheibentemperaturen unterhalb des Taupunkts, die zu einem Beschlag führen, sind hier nicht berücksichtigt.



In Tabelle 10 ist die in Europa auftretende Strahlungsintensität gezeigt. Auch hier überwiegen gemäßigte Strahlungsstärken bis 500 W/m^2 bei fast 85% der Fahrzeiten. Hohe Intensitäten von 1000 W/m^2 , wie sie in Tabelle 7 für die Auslegung herangezogen werden, haben mit rund einem Prozent nur einen sehr geringen Anteil.

Zu entscheiden ist nun, welcher Prozentsatz der Fahrten für die Auslegung der Heizung und Klimatisierung verwendet werden soll. Ein Tag entspricht 0,27% in Tabelle 9, sodass bei den drei ersten Temperaturintervallen für Europa maximal die Fahrten an knapp drei Tagen pro Jahr nicht berücksichtigt werden. Da erwartet wird, dass Pkw an jedem Tag im Jahr einsetzbar sind, wäre unter Umständen tolerierbar, dass an ein bis zwei Tagen im Jahr die Heizung oder Klimatisierung nicht schnell ein komfortables Innenraumklima erzeugen kann. Das Fahrzeug muss jedoch weiterhin nutzbar sein, d.h. dass die Scheiben ohne Beschlag und eisfrei gehalten werden müssen und eine Traktionsbatterie bei höheren Temperaturen nicht beschädigt werden darf. Ein Angebot mit Ersatzfahrzeugen, wie es BMW für die i-Modelle für gelegentliche Fahrten auf längeren Strecken anbietet (Auto, Motor und Sport 11.7.2013), ist schwer zu realisieren, da sich extreme Niedrigtemperaturen, wenn überhaupt nur kurzfristig voraussagen lassen und zudem lokal viele Nutzer gleichzeitig betroffen wären. Das Vorhalten von Ersatzfahrzeugen ist hier wirtschaftlich nicht sinnvoll.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass fast 85% der Fahrten in Europa im Temperaturintervall zwischen 0 und $25 \text{ }^\circ\text{C}$ stattfinden (davon 15% im Intervall 20 bis $25 \text{ }^\circ\text{C}$, in dem gekühlt werden muss, und 50% im Intervall 0 bis $15 \text{ }^\circ\text{C}$, in dem geheizt werden muss). Die restlichen 15% verteilen sich zu gleichen Anteilen auf Temperaturen über und unter dem Intervall. Die relative Luftfeuchte liegt bei über 90% der Fahrten unterhalb der komfortablen 60% (vgl. Tabelle 8) und auch die Strahlungsintensität liegt bei fast 85% der Fahrten unterhalb von gemäßigten 500 W/m^2 (vgl. Tabelle 10). In Europa treten die zur Auslegung in Tabelle 7 verwendeten Randbedingungen nur selten im realen Fahrbetrieb auf: Fahrten mit $40 \text{ }^\circ\text{C}$ und mehr haben einen Anteil von 0,006% und Fahrten unter $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ einen Anteil von 0,028%. Die Auslegung anhand dieser Kriterien führt daher zu einer beträchtlichen Überdimensionierung.

Um die Heizung und Klimatisierung nicht anhand dieser im Promillebereich auftretenden Randbedingungen auszulegen, wird in dieser Arbeit ausgehend von den ausgewerteten Klimadaten für Europa folgender Ansatz vorgeschlagen. Die Auslegung der Heizung und Klimatisierung erfolgt abgestuft für drei Bereiche:

- *Effizienz*: 85 bis 90% der Fahrten finden bei gemäßigttem Klima statt. Hier ist Effizienz das Hauptkriterium.
- *Funktion*: Bei Erweiterung des Konfidenzintervalls auf etwa 99% der Fahrten liegt der Schwerpunkt für den hinzugekommenen Bereich auf einer einwandfreien Funktion, ohne dabei hohe Anforderungen an die Effizienz zu stellen.
- *Eingeschränkter Komfort*: Für das letzte Prozent der Fahrten wird dem Nutzer eine Einschränkung des Komforts zugemutet, dabei bleibt die Funktionalität des Fahrzeugs erhalten (Beschlags- und Eisfreiheit der Scheiben), jedoch kann ein komfortables Innenraumklima gar nicht oder nur nach langer Fahrtzeit erreicht werden.

Die ermittelten Randbedingungen für die drei Kategorien zur Auslegung der Heizung und Klimatisierung in Europa sind in Tabelle 11 gezeigt. Der fehlende Anteil von etwa 20% liegt im Intervall von 15 bis 20 °C, in dem keine nennenswerte Heizleistung benötigt wird.

Tabelle 11: Wertebereiche für die Auslegung von HVAC-Systemen (Europa) nach Relevanz

Winter	Effizienz	Funktion	Eingeschränkter Komfort
Temperatur [°C]	0 bis 15	-10 bis 0	-35 bis -10
Anteil [%]	50	7	0,5
Strahlung [W/m ²]	0	0	0
rel. Luftfeuchte [%]	< 60	< 60	< 60
Sommer			
Temperatur [°C]	20 bis 25	25 bis 35	35 bis 45
Anteil [%]	13	8	0,2
Strahlung [W/m ²]	0 bis 500	500 bis 900	> 900
rel. Luftfeuchte [%]	< 60	30 bis 60	20 bis 60

3.3 Abgeleitete Randbedingungen für Simulationsrechnungen

In Deutschland beträgt die durchschnittliche Wegedauer und -länge zwischen 21 und 25 min bei 15 bis 18 km (infas, DLR 2010). Für Gesamteuropa existiert keine Befragung mit ähnlicher Tiefe wie die „Mobilität in Deutschland“ Verkehrserhebung (Strupp et al. 2009). In De La Feunte Layos (2007) werden Angaben zur Tagesgesamtfahrzeit in zehn europäischen Staaten genannt. Abgesehen von Spanien mit 18,9 min Fahrtzeit liegen die Staaten auf einem ähnlichen Niveau 32,4 bis 43,0 min wie Deutschland (43 min).

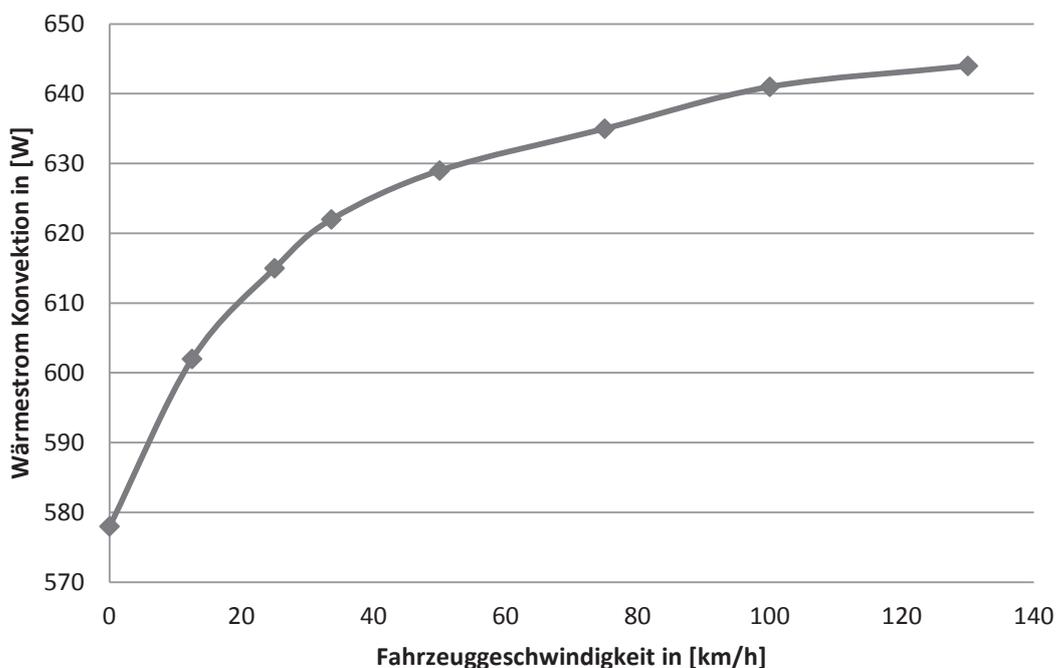


Bild 14: Simulatorisch ermittelter Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit auf den konvektiven Wärmeübergang an der Karosserieoberfläche auf ein Fahrzeug des A-Segments bei 0 °C

Die Unterschiede im Nutzungsverhalten zwischen den untersuchten Staaten fallen gering aus, sodass in dieser Arbeit als Simulationsdauer 20 min gewählt werden, was in etwa der deutschen Fahrtstrecke und auch der Strecke des NEFZ entspricht. Als für den erzwungenen konvektiven Wärmeübergang relevante Geschwindigkeit wird die Durchschnittsgeschwindigkeit des NEFZ verwendet (33,6 km/h bzw. 9,33 m/s, dies entspricht einer Fahrtstrecke von 11 km). Die Fahrzeuggeschwindigkeit beeinflusst den konvektiven Wärmeübergang an der Fahrzeugoberfläche (Bild 14). Je nach Fahrzeugtyp, -einsatz und klimatischen sowie geografischen Randbedingungen entspricht dieses jedoch nicht der durchschnittlichen Nutzung, sodass wenn dies sinnvoll erscheint, exemplarisch auch längere Fahrtdauern (60 min) und Geschwindigkeiten untersucht werden. Diese Ergebnisse lassen sich dann auch auf längere Fahrten übertragen, da nach Erreichen der quasistationären Temperaturen (t_3 in Bild 15) nur minimale Änderungen im Leistungs- und Temperaturverlauf auftreten.

Aus den in Tabelle 11 ermittelten Intervallen für Temperatur, Luftfeuchte und Strahlung werden drei Winter- und drei Sommerszenarien abgeleitet. Der Bereich des eingeschränkten Komforts (unter -10 °C im Winter und über 35 °C im Sommer) wird nicht mitbetrachtet, da hier entsprechend der Definition die Komforttemperaturen nicht oder nur nach langer Fahrzeit erreicht werden. Die Szenarien sollen dabei typische Tage in einem mitteleuropäischen Jahr darstellen. Dazwischen können Ergebnisse für überschlägige Betrachtungen interpoliert, die extremen Temperaturen können extrapoliert werden. In Tabelle 12 sind die aus den Eckwerten der Tabelle 11 abgeleiteten Szenarien dargestellt. Erwartungsgemäß wird die notwendige Leistung zur Heizung und Klimatisierung ansteigen je größer die Differenztemperatur zum Komfortwert von 22 °C ist. Zusätzlich haben Luftfeuchte und Strahlungsintensität im Sommerbetrieb Einfluss auf die Leistung der Klimaanlage, sodass diese auch bei einem kühlen Sommertag zur Kompensation der solaren Strahlung in Betrieb genommen wird.

Tabelle 12: Simulationsszenarien

Für die Winterszenarien wurde keine solare Strahlung angenommen, da die morgendlichen und abendlichen Fahrten (vgl. Bild 11) oftmals ohne Tageslicht stattfinden.

	Temperatur	Relative Luftfeuchte	Solare Strahlung
Kalter Wintertag	-10 °C	90%	0 W/m^2
Normaler Wintertag	0 °C	90%	0 W/m^2
Übergangstag	15 °C	70%	0 W/m^2
Kühler Sommertag	20 °C	50%	500 W/m^2
Warmer Sommertag	25 °C	50%	700 W/m^2
Heißer Sommertag	35 °C	30%	900 W/m^2

3.4 Fahrzeugklassen

Derzeit (2014) auf dem europäischen Markt verfügbare batterieelektrische Serienpersonenkraftwagen gehören den unteren Fahrzeugsegmenten A bis C an. In Tabelle 15 sind die bekanntesten Modelle aufgelistet. Die Ausnahme bildet der Tesla Motors Model S, der dem F-Segment zuzuordnen ist. Für die weitere Betrachtung werden analog zu Konz et al. (2011) Fahrzeuge des A- (Smart-Klasse) und des C-Segments (Golf-Klasse) genutzt. Die Unterschiede im Innenraumvolumen (EPA-Messung) ohne Kofferraum zwischen C- und F-



Segment sind gering (2,7 m³ beim Tesla Model S zu 2,6 m³ beim VW e-Golf), sodass auch bei größeren Fahrzeugen keine starken Abweichungen zu erwarten sind. Erst bei Kleinbussen/Vans, Kombis oder großen SUVs, die teilweise auch über zwei separate Klimageräte (Ghebru 2013) verfügen, gibt es größere Abweichungen bei den Innenraumvolumina.

3.5 Bewertungskriterien

Für die vollständige Bewertung eines HVAC-Systems sind die in Bild 9 gezeigten Anforderungen zu untersuchen. Dies ist im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, da einige Anforderungen wie der Klimakomfort (vgl. 3.7 Thermische Behaglichkeit), sehr komplex sind und stark durch das subjektive menschliche Empfinden beeinflusst werden. Andere Kriterien, wie die Dauerhaltbarkeit, erfordern sowohl Prototypen als auch Prüfstände (bspw. zur Erprobung von Bauteilen im Zeitraffer).

Um eine möglichst breite Untersuchung von verschiedenen Heiz- und Kühlvarianten durchzuführen, werden die Bewertungskriterien reduziert. Hauptaugenmerk liegt auf der Effizienz und dem Erreichen der Zielwerte für Temperatur und Luftfeuchte in der Fahrzeugkabine. Eine Bewertung des thermischen Komforts erfolgt ausschließlich über die Temperatur und Luftfeuchte mit den daraus für jedes untersuchte System resultierenden Einschränkungen. Heiz- und Kühlmethoden, die nicht die Kabinenluft temperieren, sondern Kontaktflächen, wie Sitz und Lenkrad, beheizen und kühlen oder durch Strahlung direkt heizen, werden über aus der Literatur entnommene Vergleichstemperaturen bewertet.



4 Heiz- und Kühlbedarf im Kfz

Der Heiz- und Kühlbedarf eines Pkw hängt stark von Einsatzszenario und Fahrzeugtyp ab. Des Weiteren spielen der Insasse und dessen Komfortempfinden eine wichtige Rolle. In Tabelle 13 ist die Entwicklung der HVAC-Systeme für BMW Fahrzeuge des D-Segments seit den 1960er Jahren dargestellt. Die Leistungsanstiege seit den 1990er Jahren sind gering. Zu beachten ist, dass die mechanische Kompressorleistung noch mit der jeweiligen Leistungszahl (siehe Kapitel 2.1.2) verrechnet werden muss (bei Pkw-Klimaanlagen betriebspunktabhängig zwischen 1,5 und 4,0 (Lang et al. 2007)), sodass nicht der Kompressor die maximale thermische Leistung vorgibt, sondern die maximale Verdampferleistung im Klimagerät. Diese liegt bei aktuellen Fahrzeugen im Bereich von 8 kW (Automobil-Produktion 2003; Mall et al. 2010).

Tabelle 13: Entwicklung der HVAC-Systeme der BMW 3er-Baureihe seit 1966 (Braess 2000)

	BMW 02	BMW E21	BMW E30	BMW E36	BMW E46
SoP	1966	1975	1982	1990	1998
Luftmenge [m ³ /min]	3	6,8	7,2	7,4	7,4
Gebläseleistung [W]	40-60	120	220	340	350
Heizleistung [kW]	5,2	8,8	9,3	10,4	10,2
Leistungsaufnahme Kompressor [kW]	2,5	2,9	3,5	3,8	4,15
Gebläsetyp	Axial	Doppel-Radialgebläse	Doppel-Radialgebläse	Zweiflutiges Radialgebläse	Zweiflutiges Radialgebläse

Bei den Angaben in Tabelle 13 handelt es sich um Maximalwerte, die jedoch nicht in jedem Fall und zu jeder Zeit abgerufen werden können, sondern von den vorliegenden Randbedingungen abhängen. Die Heizleistung kann nur bei optimaler Vorlauftemperatur bereitgestellt werden und die Kälteleistung ist abhängig von Kompressordrehzahl, Kondensatortemperatur sowie Verdampferleistung. Die hohe Heiz- und Kälteleistung in Pkw (für ein Niedrigenergieeinfamilienhaus mit 150 m² Wohnfläche sind etwa 6 kW Heizleistung notwendig) resultiert einerseits aus der Frischluftheizung und -klimatisierung. Das bedeutet, dass die kalte bzw. warme Außenluft erwärmt und in den Innenraum geblasen wird. Damit ist die Luftaustauschrate um den Faktor 30 höher als bei Immobilien. Andererseits geht die hohe Heiz- und Kälteleistung aus den stark dynamischen Aufheiz- und Abkühlvorgängen hervor, die bei einem kontinuierlich klimatisierten Haus nicht auftreten. Weitere Ursachen liegen in der fehlenden Wärmedämmung bei Pkw, der deutlich höheren Windgeschwindigkeit durch den Fahrtwind sowie der Nähe der Insassen zu den umschließenden Flächen. (Kolb 2004).

4.1 Leistungen heutiger Fahrzeuge

Heiz- und Kälteleistungen heutiger konventioneller Fahrzeuge werden in der Literatur selten genannt. In der letzten Spalte der Tabelle 13 sind Werte vom bis 2007 produzierten BMW 3er gezeigt. Tabelle 14 nennt die Leistungsempfehlungen für unterschiedliche Fahrzeuggrößen aus der DIN 1946-3. Die in Tabelle 14 gezeigten Leistungen aus der DIN haben ein sehr breites Spektrum und können deshalb nur als grobe Anhaltspunkte dienen.



Tabelle 14: Empfohlene Leistungen nach DIN 1946-3 (DIN 1946-3 2006)

	Heizleistung	Kühlleistung
Pkw (Innenraumvolumen 2 bis 4 m³)	5 ... 10 kW	3 ... 7 kW
Pkw (Innenraumvolumen 2,5 bis 18 m³)	6 ... 12 kW	3 ... 7 kW
Lkw, SUV, Van (Innenraumvolumen 2,5 bis 8 m³)	9 ... 13 kW	4 ... 8 kW

Bei heutigen Elektrofahrzeugen sind die Heizleistungen deutlich geringer. Der 2008 vorgestellte Mini E verfügt lediglich über einen 3 kW PTC-Luftheizer (Vater 2009), der Smart ED besitzt einen 4 kW PTC-Luftheizer (Bloch 2011) und der Mitsubishi i-MiEV sowie seine Derivate Citroen C-Zero und Peugeot Ion über einen 5 kW PTC-Wasserheizer (Umezu et al. 2010). Die geringen Heizleistungen der Elektrofahrzeuge führen zu einem sehr langsamen Aufheizen bei niedrigen Temperaturen, so erzielt der Mini E bei sehr niedrigen Temperaturen kaum noch eine Innenraumerwärmung⁵. Dies ist in den geringen Heizleistungen begründet, zudem handelt es sich bei den genannten BEV oftmals um Conversion Cars, deren Kabine und Heizkonzept nicht oder nur provisorisch an die geringe Heizleistung angepasst wurde. Eine stärkere Heizung würde aufgrund des geringen Energieinhalts der Batterie die ohnehin schon geringe Reichweite noch stärker reduzieren.

Die Kälteleistungen von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben weichen weniger stark von denen konventioneller Fahrzeuge ab, da hier die Kälte, wie bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor, über eine Kompressionskältemaschine bereitgestellt wird und der zusätzliche Kältebedarf der Batterie gering ist (Tabelle 6). Die verwendeten elektrisch angetriebenen Klimakompressoren (eine Ausnahme ist der Honda Civic IMA mit einem Dual Mode Compressor (Talley 2011; Michniacki et al. 2006)) haben eine mechanische Leistung von bis zu 4,5 kW, die dann zusammen mit der Leistungszahl einer Kälteleistung von etwa 8 kW am Verdampfer entsprechen. Auch hier ist das leistungsbestimmende Bauteil der Verdampfer.

Für die Beurteilung ist neben den nominellen Spitzenleistungen für Heizen und Kühlen entscheidend, wie schnell die Spitzenleistung bereitgestellt werden kann, unter welchen Randbedingungen dies der Fall ist und wie hoch der jeweilige Endenergieeinsatz ist.

⁵ Ermittelt bei Versuchen am Fachgebiet Kraftfahrzeuge der TU Berlin mit einem Mini E im Winter 2009/2010 in Berlin.



4.2 Stationärer und instationärer Bedarf

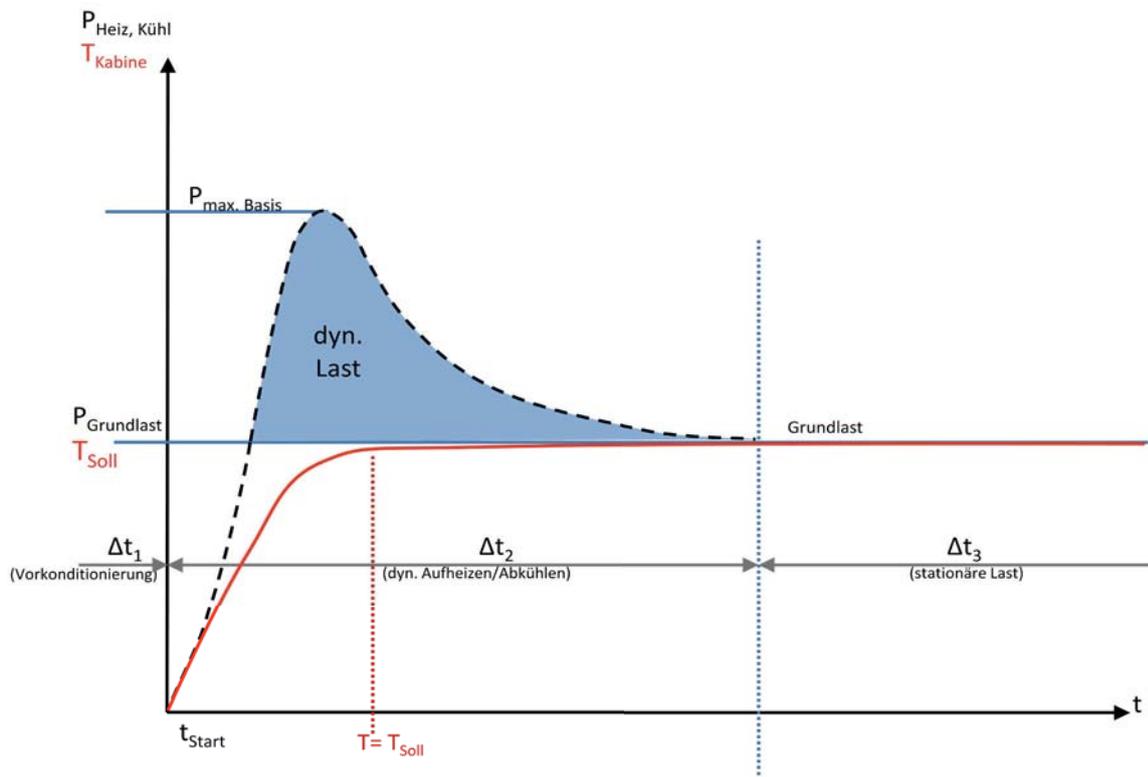


Bild 15: Schematischer Leistungsbedarf eines Aufheiz- oder Abkühlvorgangs ohne Vorkonditionierung

Für eine Optimierung des HVAC-Systems ist es sinnvoll, den Leistungsbedarf und den Temperaturverlauf im Innenraum detailliert zu betrachten. Hierbei sollte zwischen dem instationären Leistungsbedarf, der für das Aufwärmen oder Abkühlen des Fahrzeugs benötigt wird, und dem stationären Bedarf, der zum Halten der Zieltemperatur im Innenraum notwendig ist, unterschieden werden. Dies wird umso wichtiger, wenn das Einsatzprofil eines betrachteten Fahrzeugs bekannt ist, da bspw. im Kurzstreckenverkehr der instationäre Leistungsbedarf entscheidend ist, während bei Langstrecken die stationäre Last überwiegt.

In Bild 15 ist der schematische Leistungsverlauf für die Temperierung des Innenraums über der Zeit dargestellt. Der Vorgang ist in drei Zeitintervalle aufgeteilt:

- t_1 Vorkonditionierung
- t_2 dynamisches Aufheizen/Abkühlen
- t_3 Grundlast

Eine Vorkonditionierung wird nicht realisiert, sodass die Temperierung erst bei Fahrtantritt (t_{Start}) beginnt. Im Bereich t_2 (dyn. Aufheizen/Abkühlen) muss die Fahrzeuggabine von der Umgebungstemperatur im Winter bzw. im Sommer von der durch Sonnenstrahlung über der Umgebungstemperatur liegenden Innenraumtemperatur auf die Komforttemperatur gebracht werden. Um dies in einem für die Insassen komfortablen Zeitfenster durchzuführen, ist eine Spitzenleistung (P_{max}) notwendig, die möglichst schnell bereit stehen sollte.

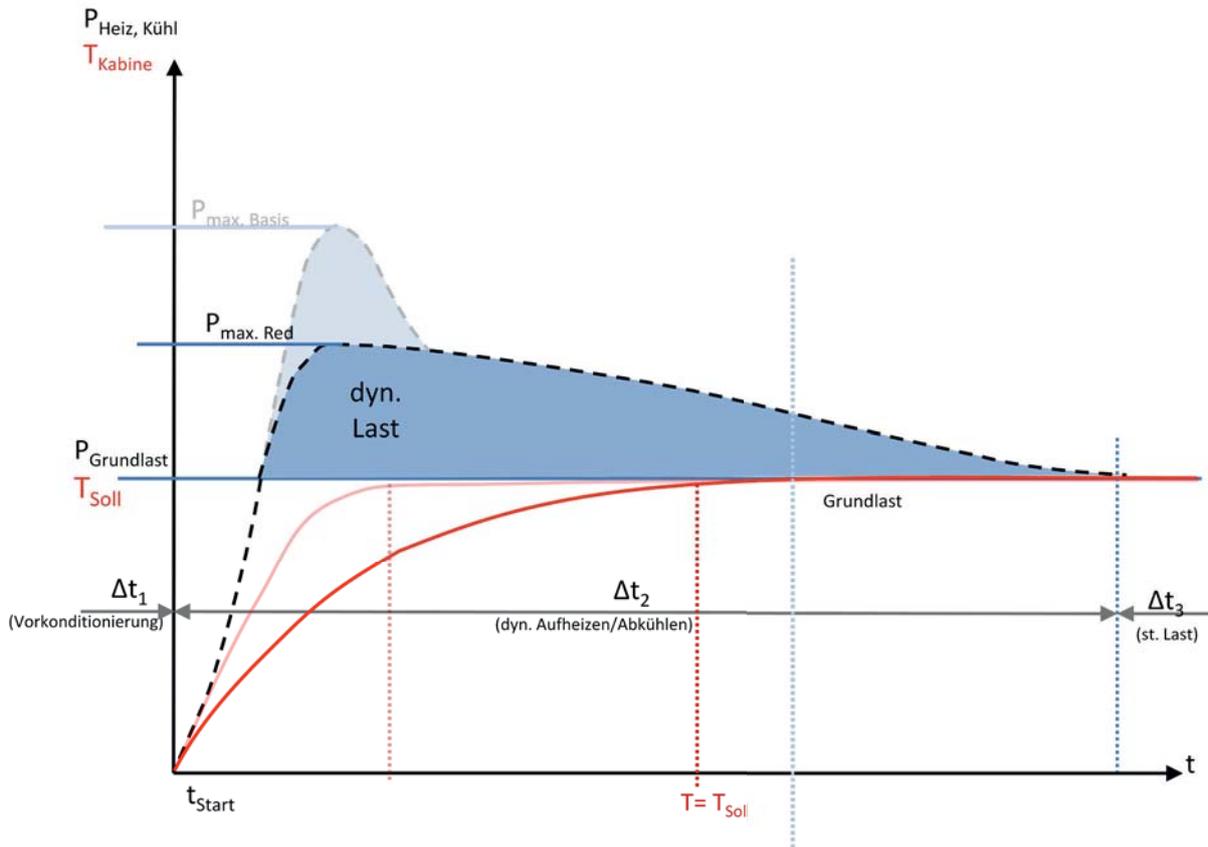


Bild 16: Einfluss der maximalen Heiz-/Kälteleistung auf die Temperierungsgeschwindigkeit und den Energiebedarf

In Bild 16 ist der Einfluss einer reduzierten maximalen Leistung gezeigt. Das Zeitintervall bis zum Erreichen der Komforttemperatur ($T = T_{\text{Soll}}$) verlängert sich, jedoch bleibt das Integral der Kurve, was der notwendigen thermischen Energie entspricht, nahezu gleich (da die Temperaturdifferenz zwischen Innenraum und Umgebung bei niedriger Heiz-/Klimaleistung langsamer ansteigt, sind auch die Wärmeverluste etwas geringer, sodass die notwendige Energie leicht abnimmt). Eine niedrigere Heizleistung führt nicht zu einer relevanten Energieeinsparung, sondern kann nur den Innenraumkomfort verschlechtern. Die ersten batterieelektrischen Fahrzeuge (Ruhdorfer 2011; Ruhdorfer 2/2012; Ruhdorfer 2010) hatten noch eine geringe Heizleistung, was sich in einem nicht zufriedenstellenden Innenraumkomfort widerspiegelte. Gründe hierfür liegen in erster Linie in den noch nicht auf dem Markt verfügbaren PTC-Heizern mit hohen Leistungen. Spätere BEV (Brand 9/2013; Poloczec 7/2012) und REEV (Ruhdorfer 12/2012) zeigen einen mit konventionellen Fahrzeugen vergleichbaren Klimakomfort (Brand 3/2013).

Sobald sich die Innenraumtemperatur der Komforttemperatur annähert, kann die Leistung reduziert werden und es ist nur noch die Grundlast im Bereich t_3 notwendig, deren Höhe durch den Wärmedurchgang und den Strahlungseintrag bestimmt wird.

Sowohl die maximale Leistung als auch die Leistung, die notwendig ist, um die Grundlast bereitzustellen, hängen vom Einsatzszenario und verwendeten Fahrzeugtyp ab. Der Verlauf gilt für Aufheiz- und Abkühlvorgänge, sofern es sich um einen Kaltstart handelt. Das heißt, dass das

Fahrzeug zuvor eine längere Zeit nicht genutzt wurde. Für den Fall, dass das Fahrzeug nur kurz abgestellt wurde und noch nicht die Umgebungstemperatur angenommen hat, reduziert sich die dynamische Last. Die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Leistung hängt vom Verfahren zum Bereitstellen der thermischen Energie ab. Wenn die Abwärme des Verbrennungsmotors als thermische Energie genutzt wird, kann sich das Zeitintervall bis zum Erreichen des Maximums gerade bei niedrigen Temperaturen deutlich verlängern. Bei elektrischen Heizungen, Kraftstoffzuheizern und auch Kompressionskältemaschinen ist der Einfluss der Umgebungstemperatur geringer (Bild 17), sodass früher die Komforttemperatur ($T = T_{\text{Soll}}$) erreicht wird.

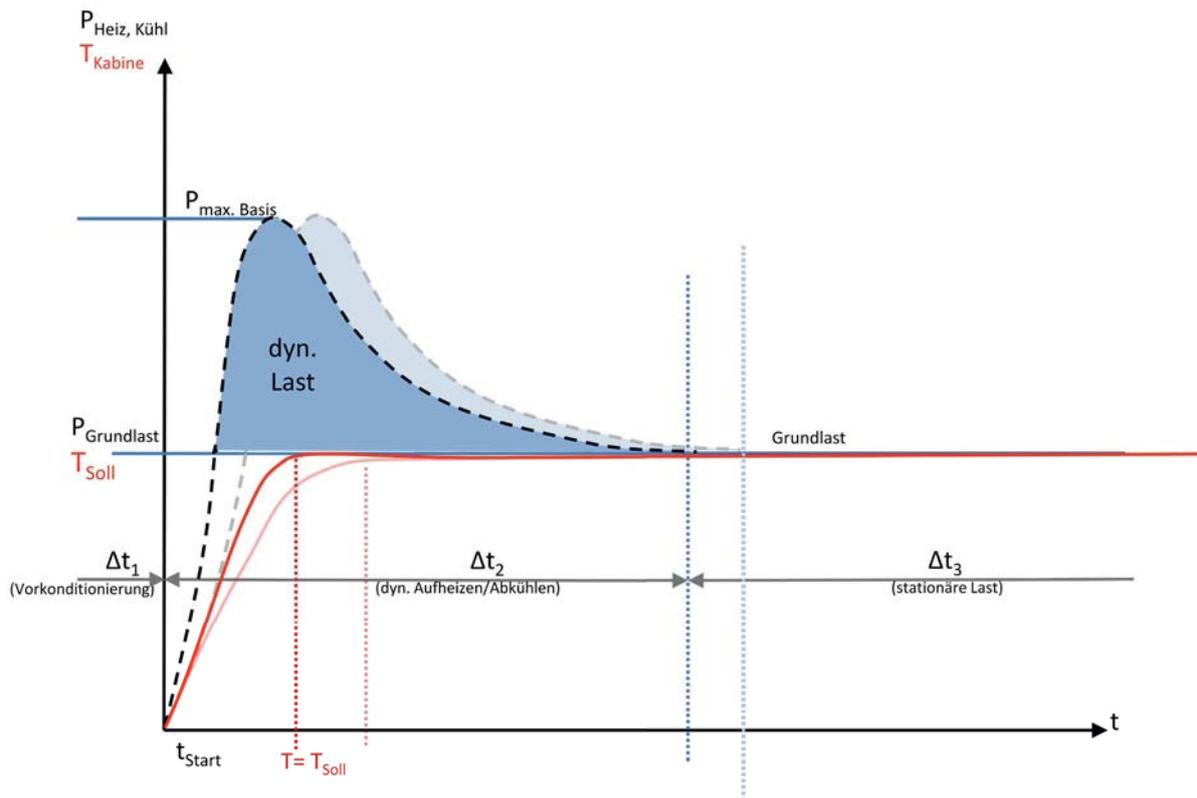


Bild 17: Einfluss einer schnelleren Wärmebereitstellung auf den Aufheizvorgang

Die Reduktion der Leistung ab dem Scheitelpunkt der Kurve wird durch einen Regler (bei manuellen Heizsystemen durch die Fahrerin/den Fahrer) realisiert. Die Leistung kann dann reduziert werden, wenn die Kabinenluft die Zieltemperatur erreicht hat. Je nach Regelkonzept kann eine schnelle Leistungsreduktion mit Überschwingen erfolgen oder eine langsamere, bei der sich die Leistung asymptotisch $P_{\text{Grundlast}}$ annähert. Durch die Wärmekapazität der Kabinenbauteile ist, obwohl die Kabinenluft die Zieltemperatur erreicht hat, zunächst noch eine höhere Leistung notwendig, bis sich auch die Kabineneinbauten der Lufttemperatur angenähert haben.

In Bild 18 ist die zeitliche Verlagerung des Leistungsbedarfs durch eine Vorkonditionierung gezeigt. Zu sehen ist, dass sich die während der Fahrt notwendige maximale Leistung auf die Grundlast verringert und sich dadurch auch der Energiebedarf während der Fahrt aus dem mitgeführten Energiespeicher minimiert, sofern die Energie für die Vorkonditionierung aus dem

Stromnetz während der Standzeit entnommen werden kann. Wegen dieses Vorteils besitzen sämtliche auf dem Markt befindlichen batterieelektrischen Fahrzeuge und auch Plug-in Hybride die Möglichkeit, das Fahrzeug während des Ladevorgangs zu heizen und zu klimatisieren. Ausnahmen sind nur sehr frühe Elektrofahrzeuge, wie bspw. der Smart ed der ersten und zweiten Generation (bis 2011) und der Mini E. Ein weiterer Vorteil der Vorkonditionierung ist, dass die bereits genannte schwache Heizleistung kompensiert wird, da der Konditionierungsvorgang vor Fahrtantritt begonnen werden kann und damit mehr Zeit zum Erzielen einer angenehmen Temperatur zur Verfügung steht.

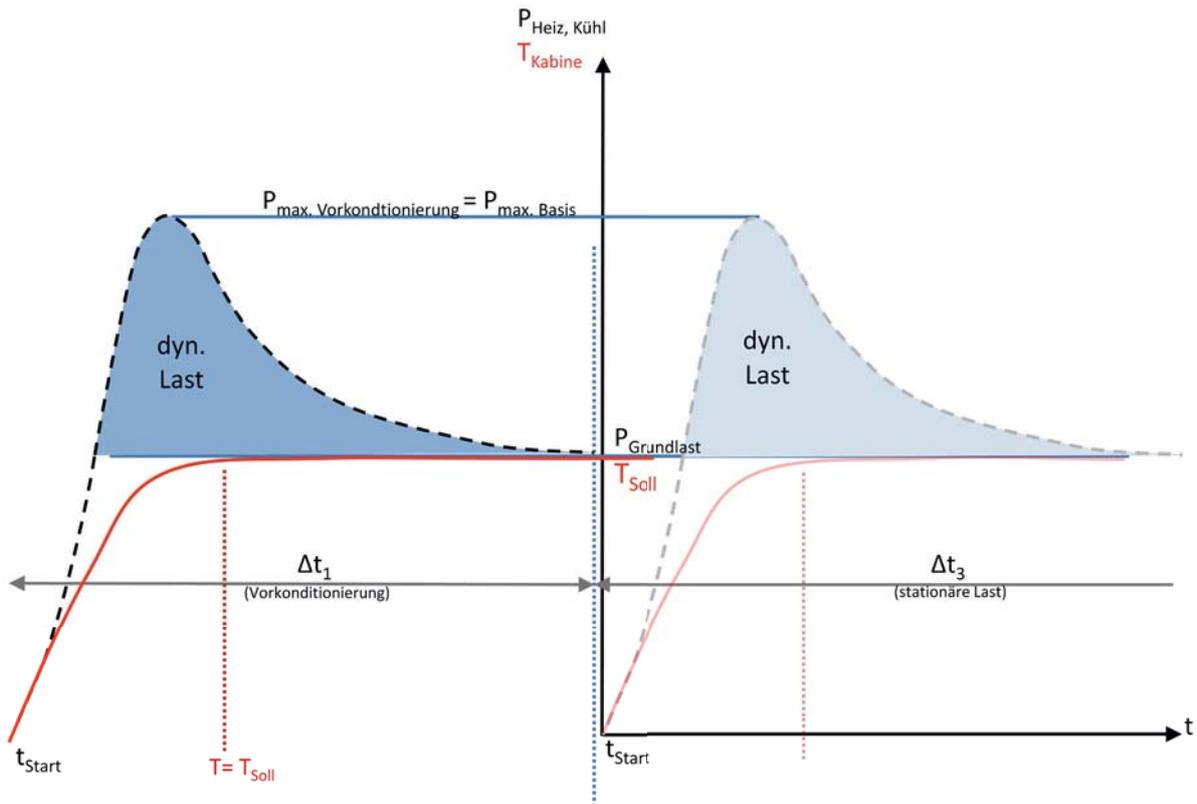


Bild 18: Einfluss der Vorkonditionierung auf den maximalen Leistungsbedarf

Die Aktivierung der Vorkonditionierung kann auf unterschiedliche Art erfolgen. Die gängigen Methoden über eine Zeitschaltuhr im Bordcomputer des Fahrzeugs oder auch über eine Funkfernbedienung, wie sie bei Standheizungen üblich sind, werden zunehmend von internetbasierten Systemen abgelöst. Mit diesen kann der Vorkonditionierungsvorgang von einem beliebigen Standort zu einer beliebigen Zeit erfolgen, sofern Internetverbindung für FahrerIn und Fahrzeug zur Verfügung stehen. Als Bedienschnittstelle werden je nach Hersteller Webinterfaces, Java-Skripte oder Apps verwendet, mit denen auch weitere Daten mit dem Fahrzeug (Ladestand, Standort, Reichweite, Kilometerstand, Navigationsziele, etc.) ausgetauscht werden können (Schweitzer 11.2.2013). Zu beachten ist, dass insgesamt der Energieverbrauch durch die Vorkonditionierung ansteigt, da bereits vor Fahrtantritt Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird.

Auch ohne eine Vorkonditionierung kann der Energie- und Leistungsbedarf des HVAC-Systems für das Erreichen der Wunschttemperatur, wie in Bild 19 gezeigt, reduziert werden. Dies kann

über Wärme- bzw. Kältespeichersysteme (vgl. Bild 4) oder mithilfe der Reduktion der thermischen Massen erfolgen. Speichersysteme, sogenannte thermische Energiespeicher, werden bereits mit unterschiedlicher Motivation in Fahrzeugen verwendet: Latentwärmespeicher wurden in den 90er Jahren von BMW in der Serie eingesetzt (Heck et al. 1994), sensible Wärmespeicher wurden als Zubehör für VW-Modelle angeboten und gewinnen mit strengeren Abgasnormen und der Problematik der schlechten Abgasnachbehandlung bei kaltem Motor wieder an Interesse (Eilemann et al. 2012; Ichinose et al. 2004). Latentkältespeicher werden bei Fahrzeugen mit Start-Stopp-Automatik zur Überbrückung der Kompressorstillstandsphasen und bei Lkw zur Standklimatisierung eingesetzt (Walter et al. 2012; Khelifa et al. 2004).

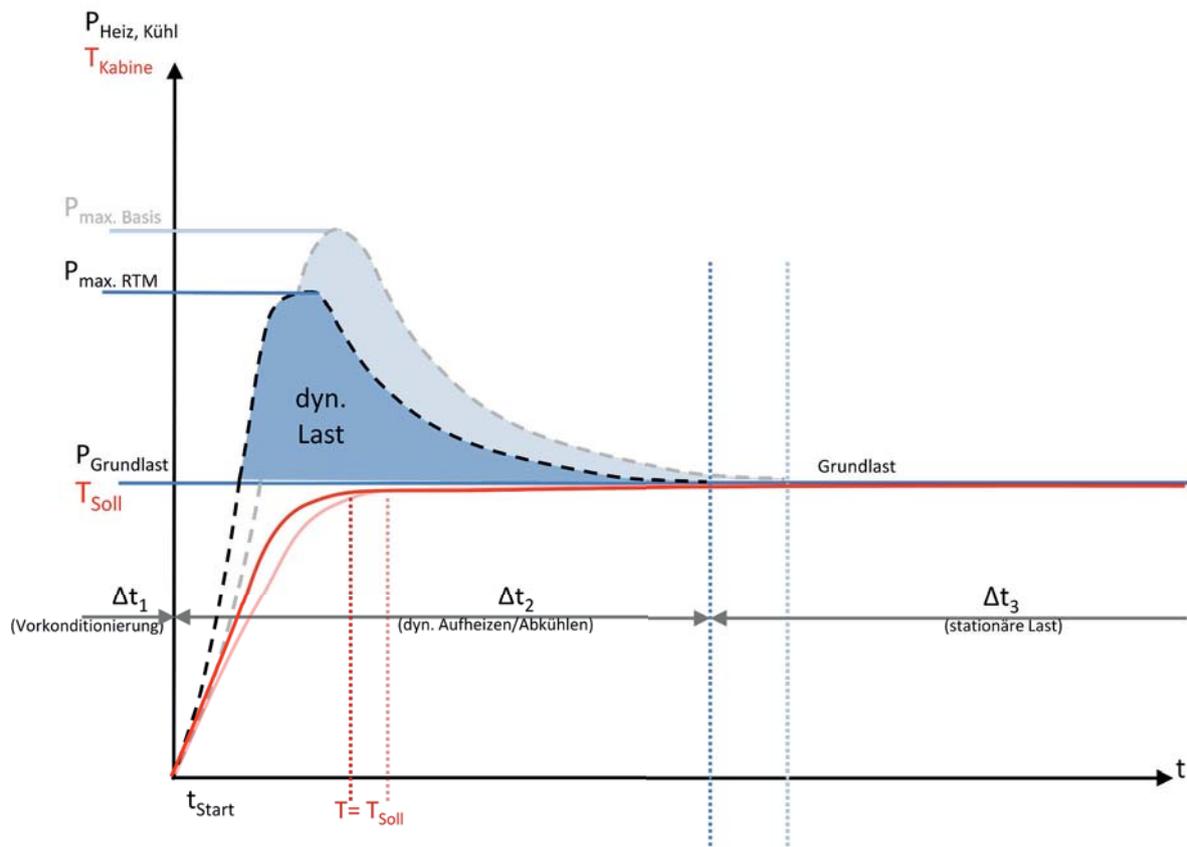


Bild 19: Einfluss von thermischen Speichern und thermischen Massen auf den Leistungsbedarf

Neben sensiblen und latenten thermischen Speichersystemen ist auch das Fahrzeug selbst ein thermischer Speicher, der einer Temperaturänderung durch seine thermische Trägheit entgegen wirkt. Durch eine Reduktion der thermischen Massen in der Fahrzeugkabine wird die Wärmekapazität (thermische Trägheit) verringert, sodass weniger Energie zum Erreichen der Komforttemperatur notwendig ist. Zwar ist es energetisch sinnvoller, die Wärmekapazität (vgl. Kapitel 2.4) des Fahrzeugs zu reduzieren, als durch Speichersysteme zu versuchen, die thermische Trägheit zu kompensieren, da hierbei Masse, Bauraum und Kosten eingespart werden können, jedoch kann der Innenraum als thermischer Speicher nicht geschaltet be- und entladen werden.

Anders verhält es sich bei den verwendeten Kältespeichern, da diese nicht zum Überwinden der Trägheit, sondern zum Halten der Temperatur bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor dienen.

Einen Einfluss auf den stationären Leistungsbedarf haben weder die thermischen Massen noch thermische Speicher. Die Möglichkeit mit thermischen Speichern zeitweise Grundlast abzudecken, ist wegen der geringen Speicherdichten von etwa 50 Wh/l (Heck et al. 1994; Khelifa et al. 2004; Koch et al. 2000) nur in Fällen von sehr geringer Differenz zwischen Außen- und Innentemperatur möglich. Lithium-Ionen-Batterien erreichen mit etwa 250 Wh/l (Köhler 2006) deutlich höhere Speicherdichten, sodass Wärmespeichersysteme nur unter Kostenaspekten einer größeren Lithium-Ionen-Batterien vorzuziehen sind.

Aus Gleichung (21) ergeben sich mehrere Stellglieder zur Reduktion der Wärmeenergie Q , die zum Ändern der Temperatur der Fahrzeugkabine notwendig sind und die dem Integral über Δt_2 der Kurve in Bild 19 entspricht: Durch eine veränderte Materialauswahl kann die spezifische Wärmekapazität eines Bauteils beeinflusst werden und durch Leichtbau (sogenannter Bedingungsleichtbau, vgl. Friedrich (Wintersemester 2011/2012)) kann die zu temperierende Masse verringert werden (vgl. Tabelle 2). Eine weitere Möglichkeit besteht in der Reduktion oder Abkopplung von Bauteilen bzw. Bauraum in der Kabine. Dies kann durch Trennwände, aber auch eine gezielte Innenraumströmung erfolgen (Ghosh et al. 2012). Prinzipiell kann auch über eine stärkere Wärmedämmung von Bauteilen mit hoher Wärmekapazität die dynamische Last zu einer Quasigrundlast verschoben werden.

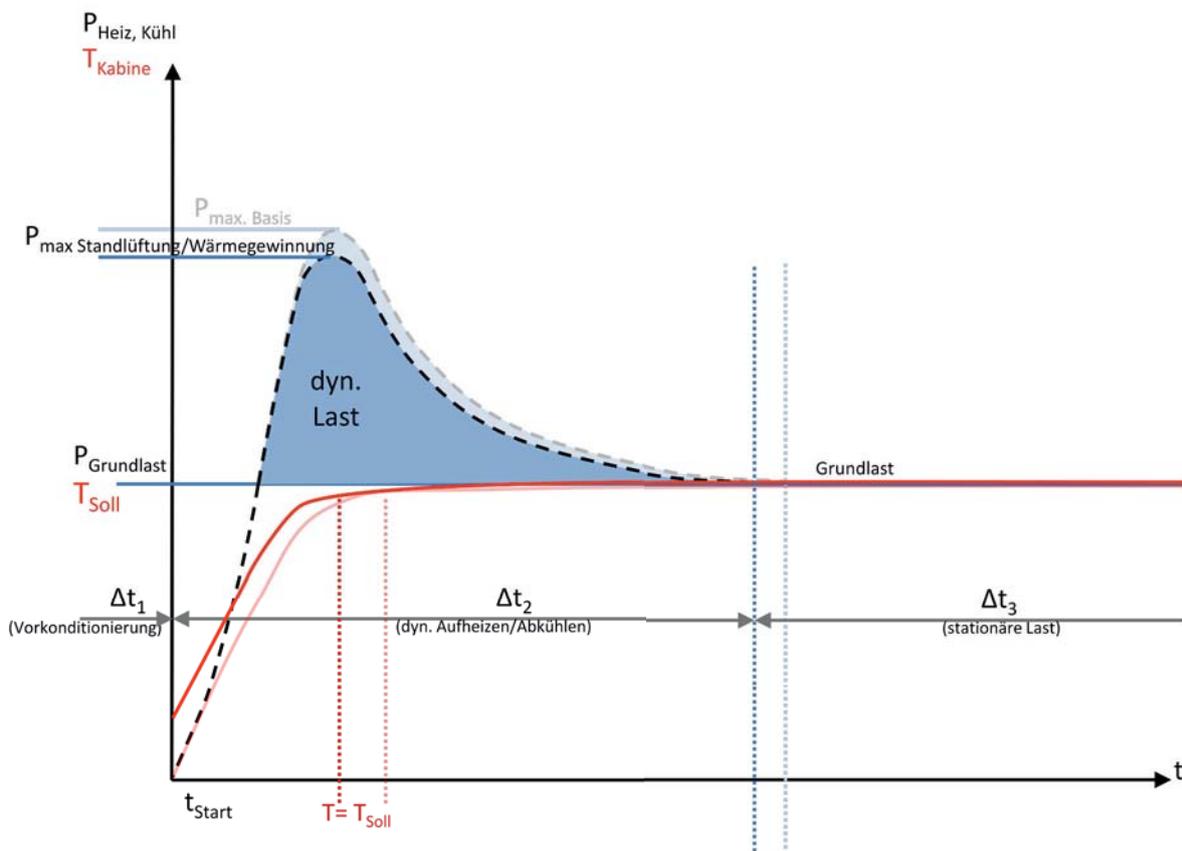


Bild 20: Einfluss einer Standbelüftung auf den Leistungsbedarf

In der Serie tauchen schon heute Lösungen zur Reduktion der maximalen Kälteleistung unabhängig vom Heiz- und Klimasystem durch eine Standbelüftung auf. Durch ein von Solarzellen mit Strom versorgtes Gebläse wird bei geparktem Fahrzeug Frischluft in das

Fahrzeug geblasen, sodass die Überhitzung des Innenraums durch den Treibhauseffekt reduziert wird (Watzlawick et al. 10/1992). Da keine aktive Temperierung der Zuluft erfolgt, kann der Innenraum im besten Fall die Außentemperatur erreichen. Der Nutzen solcher Systeme beschränkt sich auf Heißländer. Weitere Möglichkeiten zur Reduktion der maximalen Last, ohne dabei nennenswerte Energie aus Bord- oder Stromnetz zu benötigen, bestehen in einer Reduktion des Strahlungseintrags durch die Scheiben und zur Vermeidung von Eisbildung auf den Scheiben. Dies kann über spezielle Glasbeschichtungen (Offermann et al. 2012; Rugh et al. 2007) erfolgen, durch Glas mit variabler Transparenz (Winterhagen 2011; Heim et al. 2011) oder durch außenliegende Jalousien. Der Nutzen dieser passiven Lösungen ist in Bild 20 gezeigt. Über außenliegende Jalousien und Glasbeschichtungen kann auch bei niedrigen Temperaturen ein reduzierter Beschlag und Vereisung verzeichnet werden (Paulus et al. 2012).

Die Veränderungen finden vor dem Einschalten der Klimaanlage statt und reduzieren den maximalen Leistungsbedarf. Einen Einfluss auf die Grundlast haben die Systeme nicht. Aufgrund der geringen elektrischen Leistung der Solarschiebedächer von etwa 50 W wäre auch eine zeitweilig batteriegestützte Belüftung denkbar. Bei Nutzung des gesamten Dachs als Photovoltaikmodul wären Leistungen von 200 W bis 300 W möglich (Grube 2014).

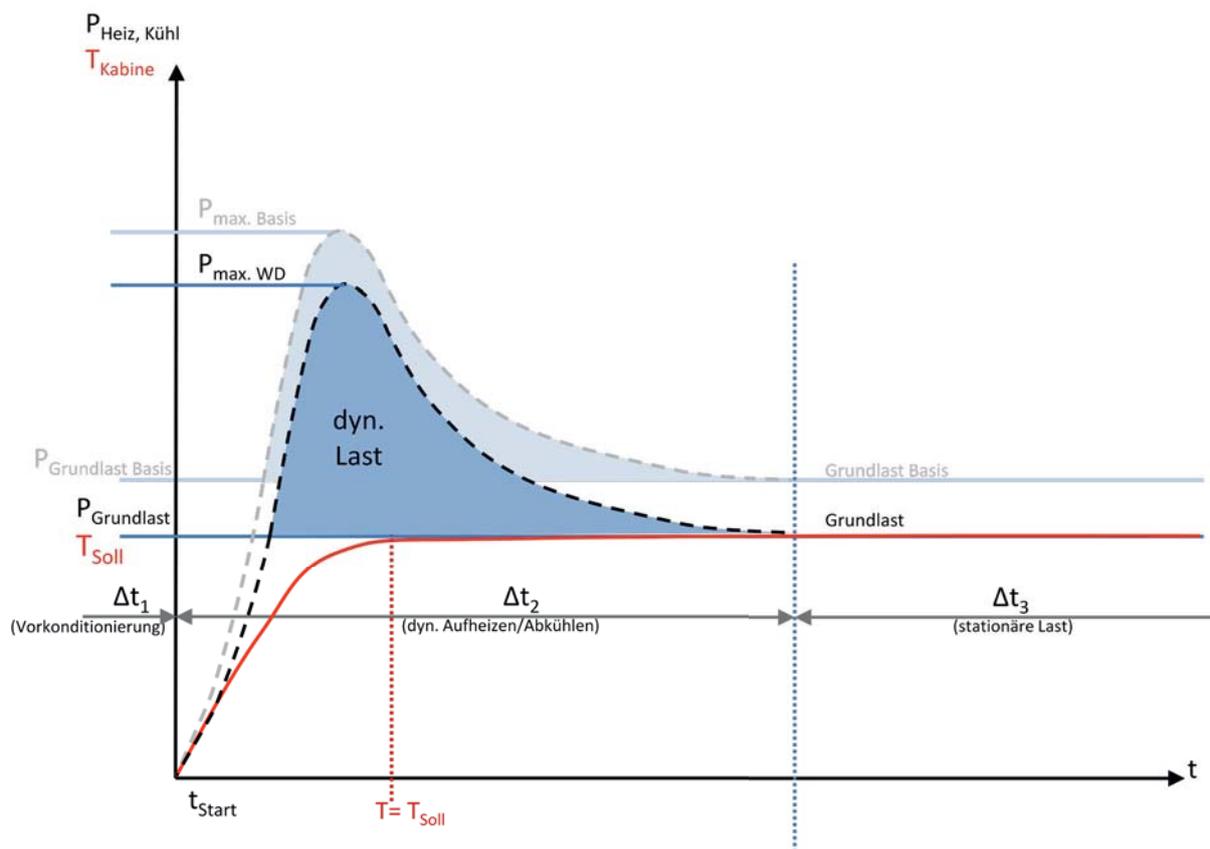


Bild 21: Einfluss der Wärmedämmung (WD) auf den Leistungsbedarf

Die stationäre Grundlast $P_{\text{Grundlast}}$ kann über eine bessere Wärmedämmung reduziert werden. Dies hat auch einen Einfluss auf die Maximalleistung P_{max} , da das gesamte Leistungsniveau reduziert wird (Bild 21), sodass der Energie- und Leistungsbedarf sowohl im Kurz- als auch im Langstreckeneinsatz verringert wird. Nachteilig kann die Wärmedämmung im Sommerbetrieb



sein, da weniger Wärme vom Innenraum an die Umgebung übertragen werden kann und so durch den Treibhauseffekt bei abgestelltem Fahrzeug in der Sonne der Innenraum stärker aufgeheizt wird.

Neben einer geringeren Wärmeleitung durch verbesserte Wärmedämmung von Fahrzeugstruktur und Verglasung sowie verringerter Konvektion können weitere Ansätze zur Verminderung des Wärmeeintrags beim Kühlen bzw. Wärmeverlusts beim Heizen verfolgt werden. Diese ergeben sich für die Wärmeleitung aus Formel (13) und für Konvektion aus Formel (17). Für die Wärmeleitung ist in erster Linie die Wärmeleitfähigkeit der verwendeten Materialien relevant. Zusätzlich spielen aber auch die Wärmekapazität und Dichte bei der Wärmeleitung eine Rolle, da sie die Dynamik der Übertragung beeinflussen. Durch die Materialauswahl für Karosserie, Innenverkleidung, Dämmstoffe und Verglasung ist die Wärmeleitung am stärksten beeinflussbar. Zusätzlich kann sie durch eine Verringerung der Temperaturdifferenz zwischen Innenraum und Umwelt reduziert werden. Dies ist gleichbedeutend mit einer Reduktion der Innenraumtemperatur im Winter und Erhöhung der Temperatur im Sommer. Um dabei nicht den Komfort einzuschränken, sind spezielle Heiz- und Kühlmethoden, wie eine Infrarothheizung (Pudenz 12/2012; Kosack 10/2009) oder eine Oberflächenheizung und -kühlung (Ackermann et al. 2013; Wehner et al.), notwendig. Durch diese Maßnahmen ist es möglich, den Komfortbereich der Innenraumlufttemperatur bis zu einem gewissen Grad zu erweitern. Gubalke (2013) gibt bspw. für Infrarothheizungen einen um etwa 2 °C erweiterten Komfortbereich an.

Für den konvektiven Wärmeübergang ist nach Formel (17) ebenfalls λ , c_p und ρ relevant. Da diese Parameter durch die Luft im Innenraum fest vorgegeben sind und zudem durch die geringe Viskosität von Luft der linke, von der Strömungsgeschwindigkeit abhängige Gleichungsteil dominiert, spielen die genannten Parameter für die Beeinflussung der Konvektion keine Rolle. Stattdessen kann der konvektive Wärmeübergang im Innenraum und bei Umströmung der Karosserie durch das Geschwindigkeitsfeld (Bild 14) und durch den Temperaturgradienten beeinflusst werden. Auch hier sind die Einflussmöglichkeiten gering, es kann aber bspw. versucht werden, ein möglichst homogenes Temperaturfeld im Innenraum zu erzeugen, sodass eine niedrige, natürliche, aus der Thermik entstehende Luftbewegung stattfindet. Dies kann jedoch nur in geringem Maße durch CFD-Optimierungen erfolgen, da durch das Innenraumgebläse und den punktuellen Wärmeeintrag der Luftausströmer die Ausbildung eines homogenen Felds verhindert wird. Ein weiterer Ansatz besteht in der Reduktion der Anströmung der kalten Außenflächen, dazu muss das Geschwindigkeitsfeld in diesem Bereich verlangsamt werden. Dies kann noch verbessert werden, wenn, wie in der Reinraumtechnik (Gail et al. 2012), statt einer turbulenten eine laminare Innenraumdurchströmung erreicht wird, da diese in der Grenzschicht keine oder nur geringe Querbewegungen zur Strömungsrichtung hat und damit die Wärmeübertragung fast ausschließlich durch Wärmeleitung erfolgt. Bei einer turbulenten Grenzschicht wird die Wärmeübertragung von der Mischbewegung dominiert. Eine laminare Innenraumdurchströmung erfordert eine grundlegend andere Konzeption des HVAC-Systems mit großflächigen Luftausströmern. Der konvektive Wärmeverlust an der Karosserie kann ebenfalls mithilfe aerodynamischer Maßnahmen verbessert werden. Auch hier ist eine über möglichst glatte Oberflächen laminare Umströmung anzustreben. Dies kann jedoch mit Anforderungen an die Gesamtfahrzeugaerodynamik kollidieren. Eine turbulente



Grenzschichtströmung hat eine geringere Neigung zur Strömungsablösung, da diese energiereicher ist. Eine weitere Möglichkeit zur Reduktion der Wärmeübertragung besteht in der Optimierung der Zu- und Abluftöffnungen und in der Türen- und Klappenabdichtung, um die Leckluftströme zu reduzieren (Großmann 2010).

Neben Leckluftströmen erfolgt auch über das Gebläse und die Abluftöffnungen ein gewollter Luftaustausch zwischen Innenraum und Umgebung. Bei diesem Luftaustausch wird eine erhebliche Menge an thermischer Energie, die zuvor über das HVAC-System bereitgestellt wurde an die Umgebung abgeben. Die Energiemenge lässt sich nach Formel (5) aus der Temperaturdifferenz der Außenluft und der Innenluft ermitteln. Die ausgetauschte Luftmasse (vgl. Tabelle 13) ist mit ca. 8 kg/s hoch, weshalb es bereits Ansätze gibt, diesen Verlust an thermischer Energie zu verringern. Eine sehr einfache und praktikable Lösung ist die Umluftschaltung. Diese schließt die Frischluftklappe, sodass keine Frischluft, sondern Kabinenluft vom HVAC-System angesaugt wird und somit auch (fast) keine Luft aus den Abluftöffnungen der Karosserie entweicht. Der Umluftbetrieb wird durch den ansteigenden CO₂-Gehalt und die Geruchsbelastung im reinen Heizbetrieb jedoch durch die zunehmende Luftfeuchtigkeit begrenzt. Zudem entsteht eine ungünstige Strömungswalze, wenn die Luft unter der Instrumententafel angesaugt wird und auch aus dieser ausgeblasen wird. Dies hat zur Folge, dass sich die Luft- und Temperaturkonditionierung im hinteren Fahrzeugbereich stark verschlechtert. In Fällen, in denen aus oben genannten Gründen kein Umluftbetrieb möglich ist, wäre die Wärmerückgewinnung aus der Abluft, wie sie in der Haustechnik genutzt wird, ein alternativer Ansatz (Kapitel 5.4.2) (Suck et al. 2014).

5 HVAC-Systeme

Heating, Ventilation and Air-Conditioning (HVAC)-Systeme beschreiben Anlagen für Heizung, Lüftung und Klimatisierung in Gebäuden und Fahrzeugen, mit denen ein mehr oder weniger komfortables Klima erzeugt wird. In Bild 22 ist das HVAC-System eines Fahrzeugs, bestehend aus Kompressionskältemaschine und motorabwärmegespeistem Heizungswärmetauscher, zu sehen.

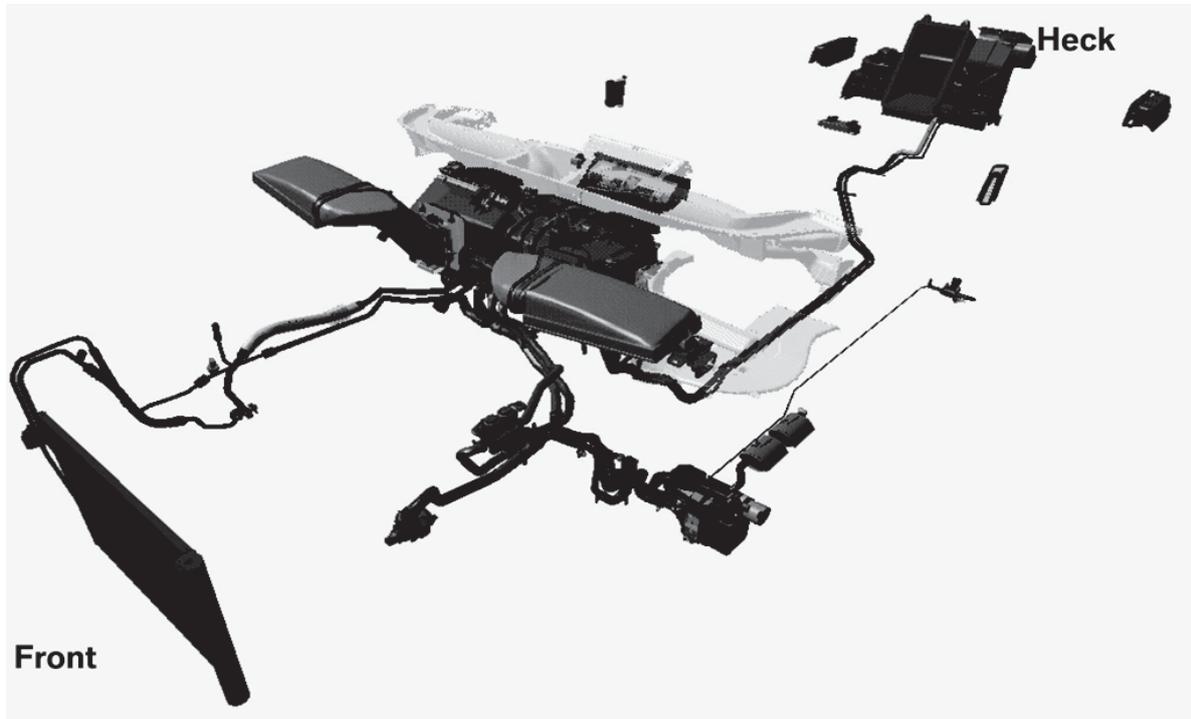


Bild 22: HVAC-System mit Kompressionskälteanlage, Brennstoffzuheizung, Heckklimagerät und motorgespeistem Heizungswärmetauscher eines BMW 7er (E65) (Wiesmüller 2004)

Seit den 1920er Jahren werden in Fahrzeugen Heizungen verbaut, die zunächst Abgaswärme zum Beheizen der Kabine nutzten und nach dem zweiten Weltkrieg (1939-1945) zunehmend auf Kühlwasserheizer umgestellt wurden, da der Wärmetransport durch ein flüssiges Medium Vorteile gegenüber dem gasförmigen Transportmedium Luft birgt (Kolb 2004). Die Minimalanforderung zum Enteisen und Entfeuchten der Scheiben wird seit 1978 durch die EU-Richtlinie 1978/317/EWG (78/317/EWG.) vorgegeben (Kapitel 2.5). Daneben gehören folgende klimatische Funktionen zu einem HVAC-System: Heizen, Kühlen, Entfeuchten, Frischluftversorgung, Luftreinigung und Befeuchten (Kolb 2004). Ein Befeuchten von zu trockener Luft, bspw. bei niedrigen Außentemperaturen, wird in Fahrzeugen bisher nicht angeboten. Standard heutiger Fahrzeuge sind die Innenraumheizung, Lüftung mit Pollenfilter und fast immer auch eine Klimaanlage. Daneben sind weitere Komponenten dem HVAC-System zuzuordnen, wie Standheizung und direkte Beheizung von Sitzen und Lenkrad. Bei Oberklassefahrzeugen und zunehmend auch in Volumensegmenten werden weitere HVAC-Komponenten, wie Beduftungsanlagen (Kroner et al. 01/2012), Sitzbelüftungen und -kühlungen, Nackenheizungen und Wärme- bzw. Kältespeicher verbaut. Die Hauptkomponenten, bestehend aus Heizungswärmetauscher, Klimaanlageverdampfer, ggf. Zuheizung, Gebläse,

Luftverteilungssystem und Pollenfilter werden im sogenannten Klimagerät in einem Modul zusammengefasst. Diese Einheit wird in der Regel von Zulieferern entwickelt, produziert und anschließend im Fahrzeuginnenraum unter der Instrumententafel verbaut. Die ehemals manuelle Steuerung der Heizung und Klimaanlage weicht von der Oberklasse ausgehend („Top-Down“), sukzessive einer automatischen Regelung. Ein Zwischenschritt ist die halbautomatische Regelung, bei der nur die Temperatur geregelt wird. Vollautomatische Systeme regulieren nicht nur die Temperatur, sondern auch Luftmasse, Frischluftfrate, Luftverteilung und Lufttrocknung. Ermöglicht wird dies durch eine steigende Anzahl Sensoren, wie Scheibenbeschlagsensor, Luftgütesensor, CO₂-Sensor, Solarsensor, Luftfeuchtesensor und mehreren Temperatursensoren. Ziel ist es dabei, eine hohe thermische Behaglichkeit bei allen Insassen auch bei anspruchsvollen Randbedingungen (z.B. einer starken einseitigen Sonneneinstrahlung) zu erlangen.

5.1 State of the Art in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor

Heutige Heiz- und Kühlkonzepte für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor bestehen aus einem Klimagerät mit Heizungswärmetauscher, Klimaanlageverdampfer, ggf. Zuheizung, Gebläse, Luftverteilungssystem mit Umluftklappe, Heizungsbyypass und Pollenfilter, das im Innenraum untergebracht ist. Der Luft- und der Signalpfad eines solchen Systems sind in Bild 23 gezeigt.

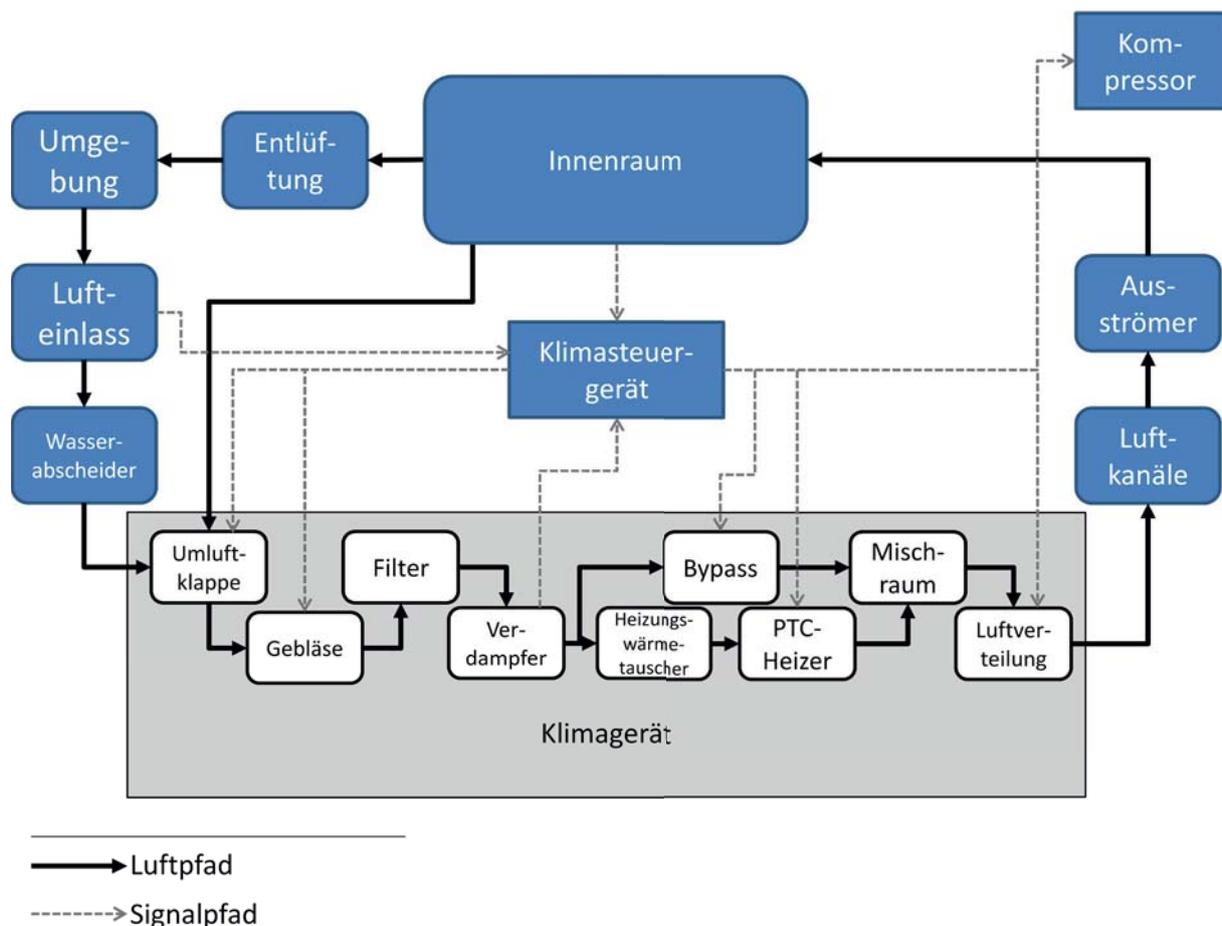


Bild 23: Luft- und Signalpfad eines HVAC-Systems eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor

Im Luftpfad vor dem Klimagerät befinden sich der Lufteinlass (in der Regel an der Frontscheibenwurzel/Windlauf) und ein Wasserabscheider, an dem einlaufendes und



mitgerissenes Wasser abgeschieden wird. Diese Abscheidung erfolgt durch Umlenkungen und Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit über einen Diffusor im Motorraum (Braess 2013). Die danach folgende Umluftklappe ist bereits Teil des Klimageräts im Fahrzeuginnenraum. Mit ihr kann der Um- und Frischluftanteil manuell oder automatisch mit Hilfe von Geruchs- und CO₂-Sensoren gesteuert werden. Die Luftbewegung findet fahrtwindunabhängig über ein Radialgebläse statt. Im Unterschied zu Axialgebläsen arbeiten Radialgebläse geräuschärmer, sodass sie aus Komfortgründen heutzutage ausschließlich verwendet werden. Je nach Leistungsbedarf und Geräuschanforderungen können unterschiedliche Radialgebläse verwendet werden. Früher verbaute Doppelradialgebläse mit zwei Gebläsewalzen wurden seit den 1990er Jahren durch zweiflutige Radialgebläse ersetzt, die an beiden Seiten der Gebläseachse Luft ansaugen (Tabelle 13) (Großmann 2005). In Bereichen, in denen das Geräusch eine untergeordnete Rolle spielt, wie bspw. beim Gebläse für den Klimaanlagekondensator, werden die effizienteren Axialgebläse verwendet. Der anschließende Filter (Pollenfilter) reinigt die einströmende Luft von Partikeln. Heutzutage werden statt reiner Textilfilter kombinierte Filter aus Textilfasern und Aktivkohle verwendet (vgl. Kapitel 2.6), die nach dem Gebläse positioniert sind, damit auch die Umluft gefiltert werden kann. Da im Fahrzeug mit sehr hohen Luftaustauschraten gearbeitet wird, ist eine Filterung der Luft wichtig, um deutlich höhere Schadstoffwerte als in der Umgebung zu vermeiden. Der Anstieg entsteht, da sich Schadstoffe auf dem Weg durch den Fahrgastraum von Gebläse zur Entlüftung im Innenraum ablagern und so weniger Schadstoffe aus- als einströmen (Kolb 2004). Die gefilterte Luft gelangt dann zum Verdampfer der Klimaanlage. Dieser wird fortwährend durchströmt, jedoch wird am Verdampfer bei ausgeschalteter Klimaanlage der Luft keine Wärme entnommen. Nach dem Verdampfer wird die Luft bei luftseitig geregelten Klimageräten über Klappen durch den Heizungswärmetauscher oder durch den Bypass daran vorbei geleitet. Die Zieltemperatur wird also über die Mischung von geheizter und nicht geheizter Luft erreicht, während der Heizungswärmetauscher mit konstantem Volumenstrom durchflossen wird. Inzwischen seltener, da träger in der Regelbarkeit, werden wasserseitig geregelte Klimageräte verwendet. Hier erfolgt die Temperaturregelung über ein Ventil, das den Volumenstrom des Kühlmittels durch den Heizungswärmetauscher steuert. Nach dem Heizungswärmetauscher wird häufig bei Dieselfahrzeugen seriell ein PTC-Heizer verbaut, der die geringe Heizleistung beim Kaltstart kompensieren soll. Die maximale Leistung bei Fahrzeugen mit 14 V Bordnetz beträgt etwa 1,5 kW, da hierfür bereits Ströme von über 100 A notwendig sind. In luftseitig geregelten Geräten folgt dann eine Mischkammer, in der die Luft aus dem Bypass und dem Heizungswärmetauscher zusammengeführt wird. Anschließend wird die Luft durch Klappen auf die verschiedenen Kanäle (Defrost, Face, Foot) und die abschließenden Ausströmer verteilt. Klappenbewegung und Steuerung kann manuell oder automatisch durch Elektromotoren (früher auch pneumatisch) erfolgen. Nach dem Temperieren des Innenraums strömt die Luft entweder über die Entlüftung mit Membranverschluss im Bereich des Heckstoßfängers in die Umgebung (Bild 44) oder wird bei Umluftschaltungen wieder durch das Klimagerät angesaugt.

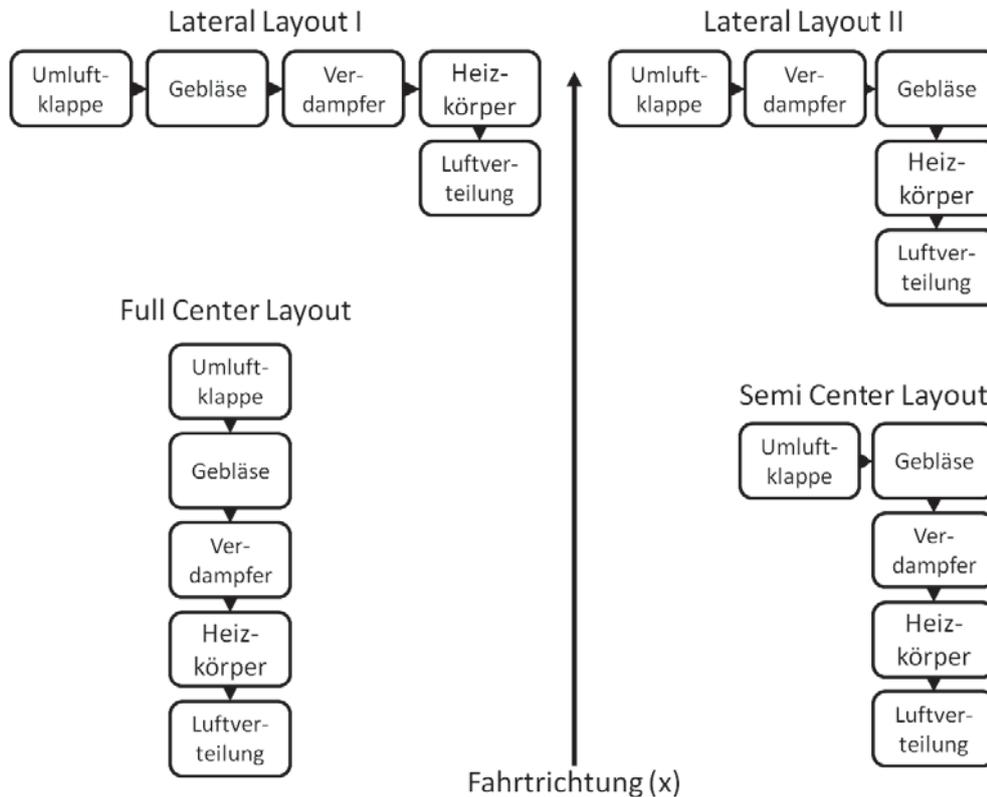


Bild 24: Layoutvarianten von Klimageräten nach Kolb (2004)

Automatische Klimaanlage regulieren Umluftklappe, Gebläse, Klimakompressor, PTC-Zuheizer, Mischung und Luftverteilung durch das Klimasteuerggerät. Hierfür nutzt das Steuergerät Informationen aus dem Innenraum (Temperatur, Feuchte, Strahlung, Scheibenbeschlag, Luftgüte und CO₂-Gehalt) sowie Informationen aus dem Lufteinlass über die Außenluftqualität und die Verdampfer Temperatur, um ein Vereisen des Verdampfers zu vermeiden. Bei Fahrzeugen mit manueller oder halbautomatischer Klimaregelung muss der Fahrzeugführer alle oder zumindest Teile dieser Aufgaben übernehmen. Die Signalwege sind durch die gestrichelten Linien in Bild 23 symbolisiert.

Der logische Aufbau von Klimageräten unterscheidet sich nur bei luft- und wasserseitiger Regelung. Physisch wird zudem zwischen Lateral (I und II), Full Center und SemiCenter Layout unterschieden. Die vier Layouts sind in Bild 24 gezeigt. Die Unterschiede liegen in der Anordnung der Bauteile. Dies führt auch zu einem geänderten Bauraumbedarf in x- und y-Richtung. Das Full Center Layout hat zudem den Vorteil, dass für rechts- und linksgesteuerte Fahrzeuge das gleiche Gerät verwendet werden kann.

Häufigste Verwendung findet das Semi Center Layout, da in diesem ein guter Kompromiss für den Bauraumbedarf in x- und in y-Richtung gefunden wurde. Im Zuge von Modul- und Plattformstrategien findet eine starke Vereinheitlichung der Klimageräte statt. In Bild 25 ist der Schnitt des Klimageräts aus einer Mercedes-Benz C-Klasse (W204) mit seinen einzelnen Bauteilen gezeigt. Es handelt sich um ein Semi Center Layout mit luftseitiger Temperaturregelung und einem PTC-Zuheizer.

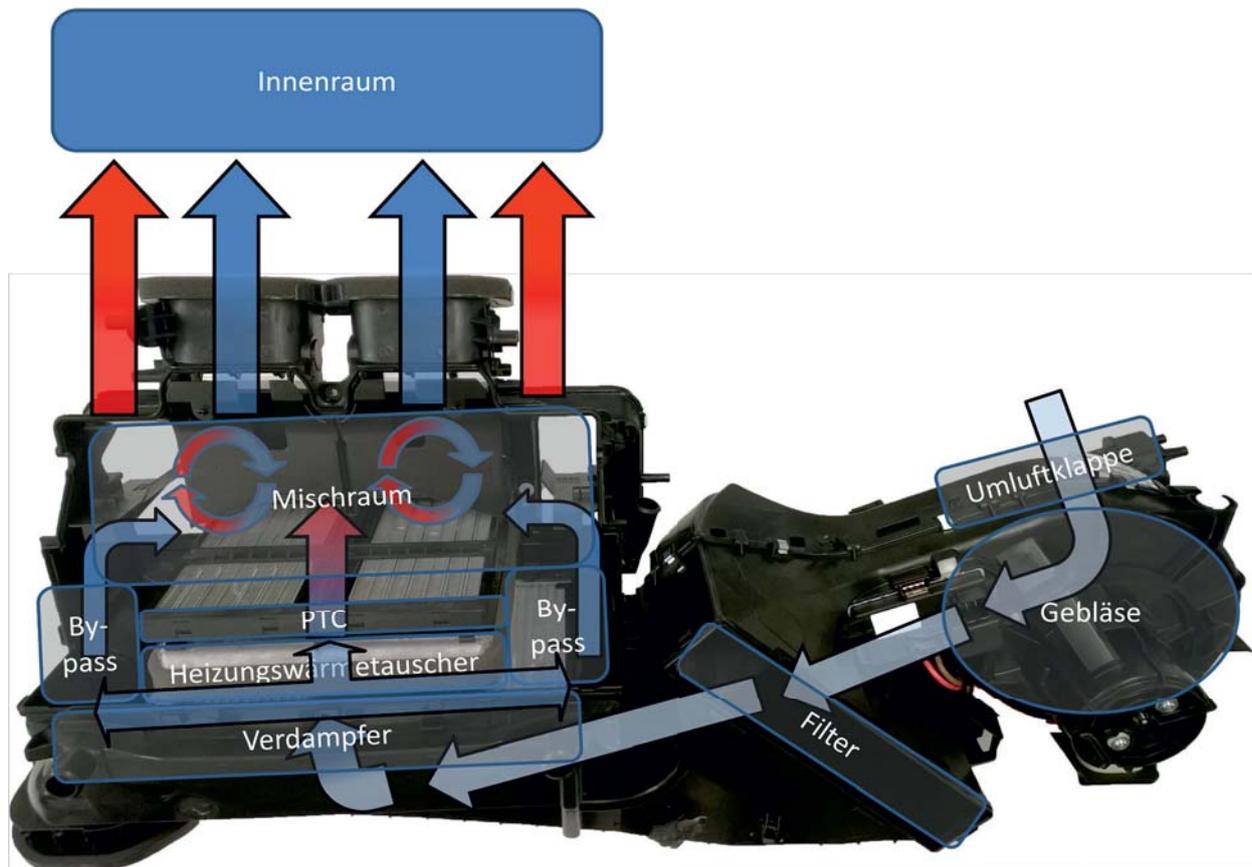


Bild 25: Klimagerät Semi Center Layout Mercedes-Benz W204

Da die Heiz- und Kühlleistungen der HVAC-Systeme anhand der extrem kalten und heißen Szenarien nach (DIN 1946-3 2006) ausgelegt werden, sind die Systeme für mildes mitteleuropäisches Klima überdimensioniert. Unter Berücksichtigung der in Kapitel 3.2 ermittelten Klimadaten, ließen sich die Leistung und damit auch die Größe der HVAC-Systeme reduzieren.

5.2 State of the Art in Fahrzeugen mit alternativen Antrieben

Die Bauteile der Luftführung von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben unterscheiden sich nicht grundlegend von denen von konventionellen Fahrzeugen. Dies liegt zum einen daran, dass die meisten Fahrzeuge *Conversion Cars* sind. Falls es sich um ein *Purpose Design* BEV oder HEV handelt, wie etwa den BMW i3 oder den Toyota Prius, so wird aus Kostengründen zumindest auf Gleichteile von konventionellen Fahrzeugen zurückgegriffen. Zum anderen ist die Luftverteilung unabhängig vom Antriebssystem, sodass auch hier keine Notwendigkeit grundlegender Änderungen besteht. Unterschiede ergeben sich aus Wärmequelle bzw. Wärmesenke, da der Verbrennungsmotor als kontinuierliche Abwärmequelle und mechanischer Antrieb für den Klimakompressor entfällt. Da sich nur die Antriebsart des Klimakompressors ändert, bleibt der Rest des Klimakreislaufs gleich.

Tabelle 15: Übersicht derzeit auf dem Markt befindlicher Elektrofahrzeuge mit dem Heiz- und Kühlprinzip

	BMW i3	Mitsubishi i-MiEV	Nissan Leaf	Renault Fluence	Renault Zoe
SoP	2013	2009	2013	2012	2013
Heizung	Elektrisch (Wasser), Wärmepumpe	Elektrisch (Wasser)	Elektrisch (Luft), Wärmepumpe	Elektrisch (Luft)	Elektrisch (Luft), Wärmepumpe
Kühlung	Elektrische KKM	Elektrische KKM	Elektrische KKM	Elektrische KKM	Elektrische KKM
Vorkonditionierung	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja
Innenraumvolumen (EPA)		2,4 m ³	2,6 m ³		
	Smart ED	Tesla Motors Model S	VW e-UP!	VW e-Golf	Mercedes-Benz B-Klasse ED
SoP	2012	2012	2013	2014	2014
Heizung	Elektrisch (Luft)	Elektrisch (Luft und Wasser)	Elektrisch (Wasser)	Elektrisch, Wärmepumpe	Elektrisch (Wasser)
Kühlung	Elektrische KKM	Elektrische KKM	Elektrische KKM	Elektrische KKM	Elektrische KKM
Vorkonditionierung	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja
Innenraumvolumen (EPA)	1,3 m ³	2,7 m ³		2,6 m ³	3,3 m ³

Beim Heizungswärmetauscher gibt es Unterschiede, da nicht alle BEV über einen Wasserkreislauf zur Bereitstellung von Wärme für den Innenraum verfügen, sodass hier teilweise eine reine PTC-Luftheizung für den notwendigen Wärmeeintrag in den Innenraum sorgt. Mit der Temperatur steigt auch der Widerstand des PTC-Heizers, sodass die Heizleistung mit der Zeit und steigender Temperatur abnimmt. Um über längere Zeiträume die maximale Heizleistung bereitstellen zu können, werden statt PTC-Technik (Weinhold 2011) auch andere elektrische Heizmethoden, wie Schichttechnik und Heizdrahttechnik (Cap et al. 2013), verwendet. Diese arbeiten mit einem Wasser-Glykol-Gemisch als Wärmetransportmedium und können somit außerhalb des Klimageräts untergebracht werden. Zudem kann das bestehende Konzept des Heizungswärmetauschers vom konventionellen Fahrzeug übernommen werden. Mit dem Wasser-Glykol-Gemisch lässt sich Wärme leicht transportieren, sodass das Zuheizsystem auch für eine Beheizung der Hochvoltbatterie verwendet werden kann. Weitere Möglichkeiten ergeben sich aus der Einkopplung von Abwärmeströmen des elektrischen Antriebsstrangs (Hinrichs et al. 2012; Kowsky et al. 2012). Nachteil der Wasser-Glykol-Gemische ist ihre zusätzlich eingebrachte thermische Masse, die die Dynamik der Heizung reduziert und den Energiebedarf zusammen mit der zusätzlich notwendigen Förderpumpe erhöht. Neben den genannten elektrischen Heizelementen wurde erstmals im ab 1996 vertriebenen GM EV1 (Pommé 1997) eine Wärmepumpe zur effizienten Beheizung des Innenraums verwendet. Aufgrund der damals noch geringeren Energiedichte von Batterien war die Notwendigkeit einer energieeffizienten Heizung höher. Diese Heizmethode wurde in den 2000er Jahren infolge der

Diskussion über das Kältemittel CO₂ weiterentwickelt (siehe bspw. Vetter et al. (2004)), aber erst 2013 wieder in Serie mit den Modellen Nissan Leaf und Renault Zoe realisiert (Weissler 2013). Es werden dabei die Kältemittel R134a im Nissan Leaf und R1234yf im Renault Zoe und BMW i3 verwendet, die jedoch aufgrund ihrer Kältemiteleigenschaften nur bis 0 °C zur Beheizung der Kabine geeignet sind (Jung et al. 2011). Unterhalb von 0 °C ist der Druck im Kältekreis zu niedrig (Großmann 2010). Weitere Einschränkungen der Wärmepumpe ergeben sich aus der Gefahr, dass der Verdampfer im Frontend bei hoher Luftfeuchte und geringen Temperaturen einfriert sowie aus dem Fehlen der Luftentfeuchtung im Heizbetrieb.

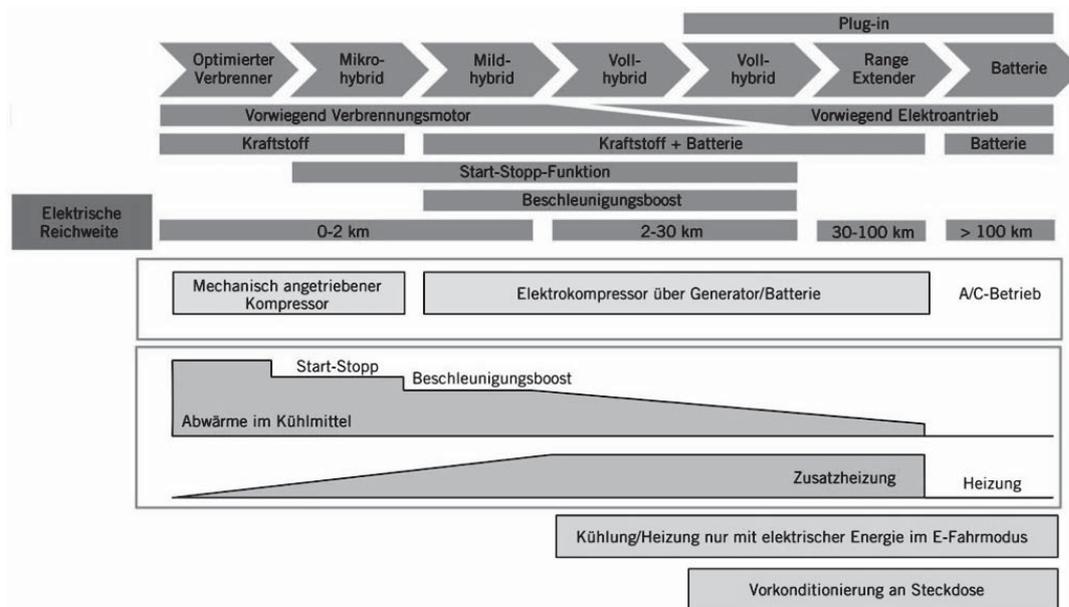


Bild 26: Elektrifizierungsgrad und Auswirkungen auf das HVAC-System (Wiebelt et al. 2013)

In Tabelle 15 ist eine Übersicht der HVAC-Systeme der derzeit auf dem Markt befindlichen Serienelektrofahrzeuge dargestellt. Zu erkennen ist, dass sich kein einheitliches System etabliert hat, sondern Wasserheizer und Luftheizer parallel existieren. Zusätzlich wird in den neueren Fahrzeugen eine Wärmepumpe angeboten. Zur Innenraumkühlung verwenden derzeit alle Hersteller eine Kompressionskältemaschine mit elektrisch angetriebenem Klimakompressor. Diese werden auch bei Hybridfahrzeugen eingesetzt. Zum Heizen nutzen Hybridfahrzeuge einen mit Wasser-Glykol-Gemisch betriebenen Heizungswärmetauscher. Die notwendige Wärme wird aus dem Motorkühlkreis entnommen und kann auch teilweise in einem thermischen Speicher gepuffert werden (Ichinose et al. 2004). Falls der Motor keine oder nicht genügend Abwärme zur Verfügung stellt, wird elektrisch zugeheizt. Dies erfolgt analog zu den rein batterieelektrischen Fahrzeugen über Luft- oder Wasserzuheizer. Da Hybride mit deutlich höheren Spannungen für den Antrieb arbeiten, verfügen auch die Zuheizer bei gleicher maximaler Spannung über größere Leistungen (6 kW). Ziel ist es, möglichst schnell und unabhängig von den klimatischen Bedingungen und der Nutzung die in Tabelle 13 sowie Tabelle 14 gezeigten Leistungen bereitzustellen. In Bild 26 sind die sich mit dem Elektrifizierungsgrad ändernden Herausforderungen an das HVAC-System dargestellt.



5.3 Wärmequellen und Kältesenken

Zur Beheizung und Kühlung des Innenraums muss Wärme in die Fahrzeugkabine hinein oder heraus transportiert werden. Als Schnittstelle dient das Klimagerät mit Luftverteilungskanälen und Ausströmern. Es existieren verschiedene Varianten von Wärmequellen und -senken, um das notwendige thermische Gefälle zu erzeugen. Dabei werden zur Energieversorgung entweder die Abwärme des Antriebs, der bestehende Energiespeicher (Batterie oder Kraftstofftank) oder zusätzlich verbaute Speicher genutzt. Da Elektrofahrzeuge deutlich weniger Abwärme produzieren (vgl. Tabelle 6) und der Antriebsmotor nicht permanent läuft, unterscheiden sich die HVAC-Konzepte von denen für konventionelle, verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge. Aufgrund des Wärmemangels sind thermische Rekuperationssysteme, wie bspw. BMW mit dem Turbosteamer (Freyman et al. 2/2012) und TEG (Friedrich et al. 4/2010) erprobt hat, nachgeschaltete Alkali Metal Thermo to Electric Converter (AMTEC) (Wegner et al. 2002) sowie abwärmegetriebene Kältemaschinen (Schüppel 2012), nicht einsetzbar.

5.3.1 Wärmequellen

Konventionelle Fahrzeuge nutzen die Abwärme des Verbrennungsmotors als Wärmequelle. Der Heizungswärmetauscher erhält den Wärmestrom über das Kühlmittel aus dem Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors. Die Zirkulierung des Kühlmittels erfolgt durch die Kühlmittelpumpe des Motors. Diese wird entweder von der Kurbelwelle über einen Riemen oder inzwischen auch elektrisch (Kiefer et al. 12/2004) angetrieben. Um den Heizungswärmetauscher auch bei abgestelltem Verbrennungsmotor (bei Fahrzeugen mit Start-Stopp-Automatik) durchströmen zu lassen, werden teilweise elektrische Zusatzwasserpumpen verbaut. Neben der Versorgung des Wasserwärmetauschers kann auch ein Nachkühlen des Verbrennungsmotors erfolgen, um Wärmespitzen zu vermeiden oder den Volumenstrom durch den Heizungswärmetauscher von der Motordrehzahl zu entkoppeln (Drees 2004). Genannte Pumpen können in HEV und auch in BEV verwendet werden, sofern mit einem Wasserkreis gearbeitet wird (vgl. Tabelle 15).

Im Folgenden werden die Möglichkeiten der Wärmeerzeugung im Fahrzeug erläutert.

5.3.1.1 Abwärmenutzung

Die entstehende Abwärme ist durch den geringen Wirkungsgrad von etwa 20% bei Dieselmotoren und 10 bis 15% bei Ottomotoren im Stadtfahrbetrieb (Heikel et al. 06.12.2012) auch bei niedriger Last relativ hoch, sodass, obwohl Motor und Betriebsflüssigkeiten eine hohe Wärmekapazität haben, die Fahrzeugkabine bei milden Temperaturen relativ schnell mit Abwärme beheizt werden kann. Ausgehend von Tabelle 6 bedeuten 10 kW Fahrleistung, dass bei einem Wirkungsgrad von 20% etwa 40 kW Abwärme entsteht. Diese verteilt sich auf den gesamten Antriebsstrang, jedoch hauptsächlich und in etwa gleichen Teilen auf das Kühlmittel und das Abgas. Bei sehr niedrigen Temperaturen führt die hohe Wärmekapazität des Verbrennungsmotors zusammen mit der großen Temperaturdifferenz⁶ dazu, dass die Abwärme nicht immer ausreicht, um den Innenraum insbesondere bei Dieselfahrzeugen zügig auf Komforttemperatur zu heizen. Um dieses Wärmedefizit zu kompensieren, werden auch bei rein verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen Kraftstoffzuheizer (Standheizungen) oder

⁶ Um 100 kg Aluminium um 100 K zu erwärmen werden 2,5 kWh benötigt; (100 kg Stahl 1,4 kWh; 10 kg H₂O 1,2 kWh).



elektrische Zuheizer eingesetzt. Unterschieden wird dabei zwischen Wasserheizern, in denen das Kühlwasser erwärmt wird, und Luftheizern, mit denen die Zuluft direkt erwärmt wird. PTC-Luftzuheizer haben sich für fast alle Fahrzeugtypen durchgesetzt. Nur bei Großraumlimousinen und Vans werden Kraftstoffzuheizer, die das Kühlwasser erwärmen, verwendet. Bei Hybridfahrzeugen mit Ottoverbrennungsmotor kommen teilweise Abgaswärmeübertrager zur Anwendung (Wandt 2010), die Wärme aus dem Abgasstrom nach der Abgasnachbehandlung in den Kühlwasserkreis übertragen. Bei Dieselmotoren ist der Abwärmeanteil im Abgas im Vergleich zu Ottomotoren gering, sodass *Exhaust Gas Recovery* (EGR)-Systeme nicht eingesetzt werden, und auch bei Ottomotoren ist der Wärmeeintrag beim Kaltstart begrenzt (Koch et al. 2000).

Bei Elektrofahrzeugen kann ebenfalls Abwärme zum Beheizen der Kabine genutzt werden. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass durch den hohen Wirkungsgrad des elektrischen Antriebsstrangs (wie in Tabelle 6 gezeigt) die Wärmeleistung deutlich geringer ist. Die meiste Abwärme fällt in der elektrischen Maschine an. Da diese jedoch eine vergleichsweise große Masse mit hoher Wärmekapazität hat, ist die Abwärme nur bei längeren Fahrten nutzbar. Zudem erfordern die unterschiedlichen Temperaturniveaus der Abwärme und die Positionierung von Batterie, Leistungselektronik und E-Maschine im Fahrzeug mehrere Kühlkreise mit aufwändiger Verschaltung. Wie in den beiden Konzepten von Ixetic (Hinrichs et al. 2012) und Delphi (Kowsky et al. 2012) gezeigt wurde, bietet die Abwärmerückgewinnung zusammen mit einer Wärmepumpe auch bei Elektrofahrzeugen einen Nutzen. Jedoch ist im Vergleich zu Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor ein Mehraufwand notwendig und zudem die rekuperierbare Leistung durch den hohen Wirkungsgrad des Antriebs beschränkt. Zu beachten ist auch die Regelung einer Abwärmenutzung, da die Batterie im Winter geheizt und im Sommer gekühlt werden muss und damit feste, unidirektionale Lösungen ausscheiden. Lösungen, in denen Wärme direkt genutzt wird, z.B. die Innenraumwärme zum Klimatisieren der Batterie beim BMW Mini E, haben den Nachteil, dass Volumenströme und Temperaturen durch die serielle Verschaltung voneinander abhängen. Es lässt sich nicht gleichzeitig eine optimale Temperatur für Innenraum und Batterie erzielen. Weitere Probleme entstehen durch die im Winter- und Sommerbetrieb unterschiedliche Richtung des Wärmetransports. Bei hohen Außentemperaturen ist die Antriebsstrangabwärme im Innenraum unerwünscht, sodass die Wärmenutzung schaltbar sein muss. Aufgrund der starken Komforteinschränkungen muss auf Anwendungen verzichtet werden, in denen die Wärme direkt genutzt wird, wie Unterbringung von Leistungselektronik und Gleichspannungssteller im Innenraum.

5.3.1.2 Antriebsstrangmanagement

Die Möglichkeiten über das Antriebsstrangmanagement eine erhöhte Wärmeabgabe zu erzielen, sind bei Fahrzeugen mit nur einem Antrieb gering. Bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor besteht die Möglichkeit, durch einen Eingriff in das Motormanagement die Abwärmemenge zu erhöhen, indem der Motorwirkungsgrad abgesenkt wird. Dies kann durch einen erhöhten Abgasgegendruck (Diehl 2000) oder durch eine Zünd- (bei Ottomotoren) bzw. Einspritzverschiebung nach spät (bei Dieselmotoren) (Geskes et al. 2006) erfolgen, wodurch insbesondere die Abgastemperatur erhöht wird. Da diese Maßnahmen die Heizleistung auf Kosten der Effizienz steigern und zudem einen Abgaswärmetauscher benötigen, ist ihre

Anwendung unter den heutigen CO₂-Reduktionsvorgaben kritisch zu bewerten. Über eine intelligente Generatorregelung in der Warmlaufphase kann die elektrische Last erhöht werden, um die Erwärmung des Motors zu beschleunigen (Christ 2006). Die Möglichkeiten sind durch den geringen Energieinhalt der Starterbatterie begrenzt. Durch optimiertes Medienmanagement kann der Warmlauf beschleunigt werden, indem möglichst geringe Mengen an Kühl- und Schmiermittel im Motor zirkulieren. Hierbei helfen elektrisch gesteuerte Mehrwegekühlerthermostate nach dem Drehschieberprinzip, die anstelle der konventionellen Wachsthermostate eingesetzt werden. Der Kühlkreis wird auf weitere kleinere Kreise, wie Zylinderkopf, Abgaskrümmern, Turbolader und Kurbelgehäuse, unterteilt und der Thermostat arbeitet mit einem Kennfeld, um für jeden Betriebspunkt eine optimale Kühlmitteltemperatur zu ermöglichen. Zudem wird möglichst der Ausgleichsbehälter in der Warmlaufphase abgekoppelt (Jaeckel et al. 2012). Neben dem Kühlwasserkreis kann der Ölkreis unterteilt werden, um auch hier im Warmlauf nicht das gesamte Ölvolumen aufheizen zu müssen. (Higashitani et al. 2012).

Eine intelligente Generatorregelung wird in Verbindung mit einem Start-Stopp-System bereits als Micro-Hybrid bezeichnet. Mit steigendem Hybridisierungsgrad des Antriebs, d.h. mit steigender elektrischer Leistung und Energie des Antriebs (vgl. Bild 26), steigen auch die Möglichkeiten, durch Eingriffe in die Regelung der beiden Antriebe die (Ab-)Wärmeabgabe zu beeinflussen. Über die Nutzung des Verbrennungsmotors nach dem Kaltstart zum Vortrieb und zum Laden der Traktionsbatterie kann unter Umständen nicht nur eine höhere Wärmeabgabe erzielt werden, sondern zusätzlich auch ein Effizienzgewinn durch eine Lastpunktverschiebung. Voraussetzung hierfür ist, dass zu Fahrtbeginn genügend Batteriehubs zum Nachladen vorhanden ist und Generator und Verbrennungsmotor zur benötigten Antriebsleistung zusätzliche Leistung bereitstellen können. Durch eine GPS-basierte prädiktive Regelung ist es möglich, die Batterie vor dem Erreichen des Wohnorts leerzufahren. Eine vorausschauende Betriebsstrategie wird bereits zur Effizienzsteigerung bei Hybridfahrzeugen (z.B. BMW F10 Active-Hybrid 5 und Mercedes-Benz S-Klasse W222 Bluetec Hybrid) eingesetzt. Als Einflussparameter dienen Geschwindigkeitsbeschränkungen und das Höhenprofil (Pudenz 11/2011; Back 2006). Falls zusätzlich elektrisch zugeheizt werden muss, führt auch dies zu einer Lastpunktverschiebung, was in den meisten Fällen eine Wirkungsgradverbesserung des Verbrennungsmotors zur Folge hat. Die mehrfache Wandlung (chemisch-mechanisch, mechanisch-elektrisch, elektrisch-thermisch) führt aber zu einem insgesamt ungünstigen Wirkungsgrad (Kolb 2004; Parei 2008).

Mit weiter steigendem Hybridisierungsgrad, bei dem auch ein rein elektrisches Fahren über längere Strecken möglich ist, nehmen auch die Einflussmöglichkeiten der Betriebsstrategie des Antriebs auf die Innenraumbeheizung ab, da beim rein elektrischem Fahren nur ein Antrieb in Betrieb ist. Bei nicht aktivem Verbrennungsmotor steht nur die geringe Abwärme des elektrischen Triebstrangs zur Verfügung. Einsparpotenzial ergibt sich nur bei Strecken, die die elektrische Reichweite überschreiten, indem der Verbrennungsmotor zu Fahrtbeginn betrieben wird, wenn auch die notwendige Heizleistung maximal ist (vgl. Bild 15). Damit steigt auch die elektrische Reichweite, da weniger Energie zum elektrischen Heizen verwendet wird. Voraussetzung dafür ist aber, dass die Fahrstrecke länger als die elektrische Reichweite ist und dass dies auch bei Fahrtbeginn bekannt ist, sowie dass der Kühlkreis des Range Extenders in das Heizsystem eingebunden ist.



Bei rein elektrischen Fahrzeugen sind die Möglichkeiten analog zu den rein verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen eingeschränkt. Als Antrieb dient allein die E-Maschine. Bei längeren Fahrten, in denen sich der elektrische Antriebsstrang ausreichend erwärmt, sollten die Bauteiltemperaturen auf die maximal vertretbaren Temperaturen geregelt werden, um die treibende Temperaturdifferenz zur Wärmenutzung zu erhöhen. Bei Fahrzeugen mit Allradantrieb kann über die Lastverteilung an Vorde- und Hinterachse eine Lastpunktverschiebung zur geringerer Effizienz und mehr Abwärme erzielt werden. Mit gleichem Ziel kann eine Gleichspannung auf die E-Maschinen gelegt werden ohne das daraus Vortrieb generiert wird.

5.3.1.3 Elektrische Heizer

Elektrische Energie kann über eine Widerstandsheizung, über Lichtbogen, induktive Erwärmung, kapazitive Erwärmung und elektromagnetische Strahlung (Infrarot, Laser und Plasma) zu thermischer Energie gewandelt werden. Für die Anwendung zur Beheizung der Fahrzeugkabine bzw. der direkten Erwärmung der Insassen kommen nur eine Widerstandsheizung, bei der hauptsächlich über Wärmeleitung Wärme an die Insassen abgegeben wird, oder eine Infrarotstrahlungsheizung, bei der über Wärmestrahlung die Passagiere beheizt werden, in Betracht.

Widerstandsheizungen basieren auf einem elektrischen Bauelement, das aus einem leitfähigen Material mit hohem spezifischem elektrischem Widerstand besteht, durch welches bei Anlegen einer Spannung Strom fließt. Die Heizleistung ist abhängig vom Widerstandswert und der angelegten Spannung bzw. dem Stromfluss.

Die Heizleistung lässt sich über das Ohmsche Gesetz bestimmen:

$$P = U \cdot I = \frac{U^2}{R} = I^2 \cdot R \quad (23)$$

Die durch die Widerstandsleistung P entstehende Wärme kann zum Heizen verwendet werden. Dabei ist zu beachten, dass die Schmelztemperatur des Bauelements nicht erreicht werden darf, um eine Schädigung zu vermeiden. Zusätzlich ist auf eine elektrische Isolation zu achten, damit keine benachbarten Elemente durch die Spannung beaufschlagt werden.

In der Elektrotechnik wird zwischen Heiß- und Kaltleitern unterschieden, jedoch kommen zur Beheizung ausschließlich Kaltleiter in Frage, da bei Heißeitern die Heizleistungsdichte mit steigenden Temperaturen zunimmt, während bei niedrigen Temperaturen die Leistungsdichte gering ist. Da jedoch hohe Heizleistungen üblicherweise bei niedrigen Temperaturen benötigt werden, werden die sogenannten Kaltleiter mit umgekehrter Charakteristik verwendet (hohe Leistungsdichte bei niedrigen Temperaturen). Kaltleiter werden auch PTC-Widerstand (vom englischen *Positive Temperature Coefficient*) genannt und bezeichnen elektrische Leiter, deren Widerstand mit der Temperatur steigt. Diese Eigenschaft weisen die meisten Metalle auf. Je nach Legierung kann die Zunahme des Widerstands mehr oder weniger stark ausgeprägt sein. Dies kann für die Selbstregelung einer Heizung genutzt werden, da durch den Widerstandsanstieg bei konstanter Spannung auch eine feste Temperatur am Bauteil entsteht. Je niedriger die Widerstandszunahme ist, desto höher ist auch die Temperatur, bei der sich dieses Gleichgewicht

einstellt (solange die Temperatur unter der Schmelztemperatur liegt). Spezielle Heizleiterlegierungen wie Konstantan, Isotan, Isabellin oder Kanthal haben Schmelzpunkte über 1000 °C und können damit zum Heizen auf hohe Temperaturen verwendet werden. Aufgrund der hohen Temperaturen und fehlender Selbstregelung erfordern sie komplexere Sicherheitsschaltungen (Cap et al. 2013). Für Pkw werden drei Arten von elektrischen Heizungen mit PTC-Charakteristik verwendet:

Selbstregelnde PTC-Keramiken: Bei PTC-Heizern werden Keramikelemente auf Leiterbahnen geklebt oder geklemmt und mit einer isolierenden Aluminiumoxidkeramik gegenüber dem Gehäuse getrennt (Weinhold 2011). Die Keramiken sind so aufgebaut, dass die Leitfähigkeit des Mehrschichtmaterials durch thermische Ausdehnung reduziert wird. Dadurch kann die Abnahme der Leitfähigkeit verstärkt werden, sodass die Elemente selbstregelnd sind und keine zusätzlichen Sicherheitsschaltungen benötigen (Cap et al. 2013). Für die Keramik werden seltene Metalle, wie Titan und Barium sowie teilweise auch Blei verwendet. (Michalowsky et al. 1994).

Heizleiter: Ein Metallheizdraht wird auf einem Keramikträger festgeklemmt oder festgeklebt, der elektrisch isoliert und thermisch leitet (Cap et al. 2013). Heizleiter werden bspw. bei Sitzheizungen eingesetzt, wo lange Heizdrähte mit entsprechend hohem Widerstand und niedriger Leistung (vgl. Tabelle 17) verwendet werden.

Schichtleiter: Hierbei handelt es sich um eine spezielle Form von Heizleitern. Eine leitende Heizschicht wird auf einen Keramikträger aufgedampft (Gesamtdicke etwa 0,5 mm). Dadurch entsteht gegenüber der geklemmten Lösung ein deutlich geringerer Wärmewiderstand zwischen Heiz- und Keramikschicht, was Effizienz und Dynamik positiv beeinflusst. (Cap et al. 2013).

Tabelle 16: Übersicht über die Eigenschaften elektrischer Widerstandsheizungen basierend auf Weinhold (2011), Kolb (2004) und Cap et al. (2013)

	Selbstregelnde PTC-Keramiken	Heizleiter	Schichtleiter
+	Selbstregelnd Luft- und Wasserheizung Wirkungsgrad	Proportionale Regelung Hohe Temperaturen Wasserheizung Wirkungsgrad	Proportionale Regelung Hohe Temperaturen Luft- und Wasserheizung Wirkungsgrad
-	Heizleistung warm Seltene Metalle, Blei Einschaltstrom	Sicherheit Lokale Überhitzung möglich	Sicherheit

Die Widerstandsheizelemente können in einem Rohrheizkörper (vgl. mit einem Durchlauferhitzer aus der Stationärtechnik) verbaut werden und dort durchfließendes Kühlmittel erwärmen oder auf einem Lamellenwärmetauscher zum direkten Beheizen von Luft eingesetzt werden. Wegen der fehlenden Selbstregelung von Schicht- und Heizdrahtheizungen werden diese bisher nicht als Luftheizer, sondern mit einem separaten Wasserkreis eingesetzt.

Der Wirkungsgrad von Widerstandsheizungen liegt zwischen 90 und 100%. Theoretisch werden 100% der elektrischen Energie in Wärme umgewandelt. Da jedoch nicht die gesamte Wärme in eine gezielte Richtung abgegeben werden kann, sondern bspw. bei einem Rohrheizkörper auch Wärme vom Gerätegehäuse an die Umgebung und nicht an das Kühlmittel übertragen wird,



reduziert sich der Wirkungsgrad auf etwa 95%. Bei langen Leitungswegen und dynamischen Anforderungen kann sich der Wirkungsgrad durch die Wärmekapazität der Kanäle und Schläuche weiter verringern.

5.3.1.4 Direkte Beheizung (Sitzheizung, Lenkradheizung, Scheiben)

Eine direkte Bauteilbeheizung bietet den Vorteil, dass kein Transportmedium notwendig ist, um die Insassen zu wärmen. Dadurch sinkt der Energiebedarf und die Dynamik steigt, da weniger Masse, wie Kühlwasser oder Luft erwärmt, werden muss. Direkt beheizt werden zB. Pkw-Scheiben, um Beschlagen zu vermeiden oder Vereisungen zu entfernen, sowie Bauteile im Innenraum, die von den Insassen berührt werden. Seit den 1960er Jahren werden Sitzheizungen (erstmalig im Cadillac Fleetwood) verbaut, beheizte Heckscheiben wurden in den 1970er Jahren eingeführt. Frontscheibenheizungen werden in größeren Stückzahlen seit den 1990er Jahren verbaut (Beck et al. 1972; Großmann 2013). Die Einführung erfolgte deutlich nach der Heckscheibenheizung, da aufgrund des geringeren Abstands vom Fahrer zur Frontscheibe die Siebdruckheizdrähte von Heckscheibenheizungen nicht anwendbar sind. Zudem darf die Heizschicht vor allem bei Nachtfahrten im Regen keine störenden Reflexionen erzeugen und muss die gesetzliche Vorgabe von 75% Transmission der sichtbaren Wellenlängen erfüllen (UN/ECE R43). Grundprinzip der Bauteilbeheizung ist fast immer ein elektrisches Heizelement (Kapitel 5.3.1.3), das elektrische Energie in thermische Energie wandelt. Für Sitze werden teilweise auch Thermoelemente angeboten, die zusätzlich zum Heizen auch als Peltierelemente betrieben werden können und so eine aktive Kühlung des Sitzes erlauben (Wolfe et al. 2008; Bell, Lon, E. 2009). Insbesondere für Cabrios werden auch PTC-Luftheizer angeboten (Jungmann 19.02.2004), die über ein Gebläse warme Luft aus dem Sitz strömen lassen. Für Peltier- und PTC-Luftheizer werden zusätzliche Gebläse benötigt, die Kabinenluft ansaugen und nach dem Erwärmen durch Thermoelemente oder einen PTC-Heizer an die entsprechende Stelle leiten. Es handelt sich nicht um eine Flächenheizung im eigentlichen Sinn.

Infolge des schnelleren Ansprechens der direkten Beheizung gegenüber der Luftheizung werden heutzutage auch Lenkräder, Armauflagen (Frisch et al. 7/2013) und Schalthebel direkt beheizt. In der Luftfahrt werden im Cockpit auch beheizte Fußstützen für die Piloten der Passagierflugzeuge angeboten. Die ermittelten elektrischen Leistungen zur Beheizung sind in Tabelle 17 gezeigt. Mit zunehmender Einschaltdauer und Temperatur sinken die Leistungen aufgrund der PTC-Charakteristik ab. Die Leistungen wurden über Strommessungen am Sicherungskasten ermittelt.

Tabelle 17: Heizleistungen direkter Heizsysteme (eigene Messungen und ADAC (2010))

Bauteil	Sitzheizung	Lenkrad- heizung	Frontscheiben- heizung	Heckscheiben- heizung	Außenspiegel- heizung
Heizleistung	80 W	80 W	500 W	180 W	40 W

Bei einer insassennahen Beheizung ist neben den obligatorischen Kriterien, nämlich dass die Bauteiltemperaturen weder zu einer schnelleren Alterung oder gar Schädigung des Materials führen, zusätzlich darauf zu achten, dass die Temperatur der Kontaktflächen zur Insassenhaut nicht dauerhaft über 40 °C steigt, um Hautschädigungen und Diskomfort zu vermeiden.



Elektrische Sitz- und Flächenheizungen bestehen aus Heizdrähten, die zwischen Sitzschaum und Sitzbezug eingeklebt werden. Optional können auch die Seitenwangen beheizt werden. Da keine PTC-Elemente verwendet werden, arbeiten die Systeme mit quasi konstanter Leistung, sodass die Temperatur stark von den Randbedingungen abhängt. Den größten Einfluss auf die Wärmeleitung und damit auch auf die Temperatur hat dabei die auf dem Sitz befindliche Person. Zwischen der Heizung und der Sitzstruktur befindet sich ein PU-Sitzschaum, welcher die Verluste an die Sitzstruktur verringert. Der Komfortnutzen bezogen auf die notwendige elektrische Leistung ist bei einer direkten Beheizung groß. Diese Systeme können jedoch lediglich für Kontaktflächen zum Körper mit Fahrzeugelementen in Betracht gezogen werden. Zum Warmhalten von Körperoberflächen ohne Kontakt zu Fahrzeugbauteilen müssen andere Prinzipien zur Komfortsteigerung angewendet werden.

In Pischinger et al. (2014) wird vorgeschlagen, kühlmitteldurchströmte Flächenheizungen im Fahrzeug zu verwenden, um die Niedertemperaturabwärme (Tabelle 6) der Leistungselektronik zu nutzen. Wegen der geringen Abwärmemenge, dem hohen Aufwand durch die Kühlmittleitungen und der schweren Integration in die wenigen nutzbaren Flächen (Dach, evtl. Teile des Unterbodens) wurden kühlmitteldurchströmte Flächenheizungen in Fahrzeugen bisher nicht erforscht.

Zur Beheizung von Heck- und hinteren Seitenscheiben aus Einscheibensicherheitsglas werden Siebdruckheizdrähte auf der Innenseite der Scheibe angebracht und mit der für Sicherheitsglas notwendigen thermischen Vorspannung aufgesintert. Im Anschluss werden die Heizdrähte durch Galvanisierung verstärkt. Das Verfahren ist bewährt und kostengünstig. Wegen der Drahtdicke und der Aufbringung auf der Oberseite ist das Verfahren nicht für das mehrschichtige Verbundsicherheitsglas (VSG) von Frontscheiben verwendbar. Bei VSG werden dünne Drahtsysteme in Wellenlinien auf die zwischen den beiden Glasscheiben befindliche Klebefolie aus Polyvinylbutyral aufgebracht. Durch die hohe Anzahl an Drähten ist die Temperaturverteilung im Vergleich zu den Siebdruckheizdrähten homogener. Es werden deutlich höhere Leistungen benötigt (vgl. Tabelle 17), die aber im Vergleich immer noch geringer als Leistungen von Scheibenheizungen durch warme Luft (bis zu 3 kW bei Scheibenheizung durch Luft, vgl. Lorenz et al. (2012)) sind. Nachdem anfangs 42 V Spannung mit Gleichspannungssteller notwendig waren, um die Scheibe adäquat und zielgerichtet zu beheizen, sind inzwischen auch 14 V-Systeme auf dem Markt (Flörecke 16.5.2011).

In Schmidt, C. et al. (2013) wird das Absenken der Innenraumtemperatur in Kombination mit einer Sitzheizung untersucht. Dabei kann bei Verwendung einer Winterjacke und Sitzheizung die Lufttemperatur im Innenraum um 7 °C abgesenkt werden. In Herschold-Pliessnig et al. (2014) wird bei Hinzunahme von Heizflächen auf Instrumententafel und Türverkleidungen sogar eine Absenkung um 12 °C bei nahezu konstantem Komfort realisiert. Der Zusammenhang von Wand- und Lufttemperatur für Gebäude wurde erstmals in den 1930ern von Bedford und Liese untersucht. In Bild 27 ist der Zusammenhang dargestellt. Da die Untersuchungen dazu in Gebäuden durchgeführt wurden, ist ein Übertragen auf Fahrzeuge wegen des geringen Abstands zwischen Insassen und Karosserie (Wand) und der starken Variation an Temperatur und Materialien nicht empfehlenswert. Die Grundtendenz gilt aber auch für Pkw. Möglichkeiten zur Gestaltung von körpernahen elektrischen Heizflächen werden in Ackermann et al. (2013) und

Herschold-Pliessnig et al. (2014) gezeigt. Vorgeschlagen werden zusätzlich zur Sitz- und Lenkradheizung Heizelemente in Kopfstützen, Nackenbereich, Armauflagen, Beinanlageflächen an der Mittelkonsole, Mittelarmlehne (bereits in Serie), Türseitenverkleidung, Instrumententafel, Verkleidungen der B-Säule und Fußmatten zu verbauen.

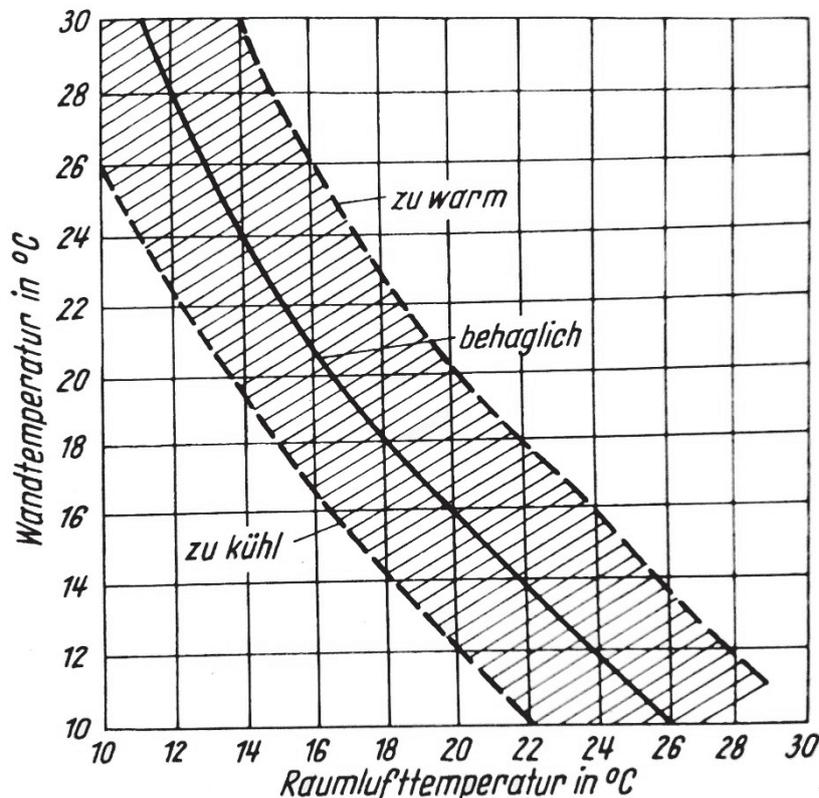


Bild 27: Auswirkungen von Wand- und Lufttemperatur auf das Komfortempfinden nach Bedford und Liese aus Reeker et al. (1994)

5.3.1.5 Wärmepumpen

Wärmepumpen nutzen einen linksdrehenden thermodynamischen Kreisprozess, um thermische Energie durch Arbeit vom niedrigen Temperaturniveau der Umgebung auf ein höheres Temperaturniveau als Nutzwärme zu übertragen. Neben der aus der Umgebung entnommenen thermischen Energie wird auch die aufgewendete Antriebsenergie in Wärme umgewandelt. Durch den Verdichter wird die entnommene Wärmeenergie aus der Umgebung auf ein höheres Temperaturniveau „gepumpt“ (transportiert). Da es sich um einen Kreisprozess handelt, muss das Wärmetransportmedium ein Fluid (Kältemittel) sein, welches in einem Kreislauf zirkuliert. Eine Kompressionskältemaschine (Kapitel 5.3.2.1) ist ebenfalls eine Wärmepumpe, nur dass hier die Wärme aus dem Innenraum an die Umgebung gepumpt wird. Die vom Kompressor eingebrachte Wärme kann im Kühlbetrieb nicht genutzt werden.

In Bild 28 sind das Temperatur-Entropie-Diagramm und das Prinzipschaltbild einer idealen Wärmepumpe dargestellt. Beginnend bei (1) wird das gasförmige Kältemittel in einem Verdichter bis zum Punkt (2) isentrop verdichtet. Der Kältemitteldampf wird dabei überhitzt und Temperatur und Druck steigen an. Anschließend wird im Kondensator Wärme an den Innenraum abgegeben. Dabei sinken zunächst Entropie und Temperatur bis die obere Grenzlinie erreicht ist

und der Übergang in das Nassdampfgebiet erfolgt. Danach bleibt die Temperatur konstant und das Kältemittel kondensiert vollständig (3). Es folgt eine Entspannung in der Drossel, die theoretisch isentrop ist. Praktisch lässt sich die bei der Expansion frei werdende Energie nicht sinnvoll verwenden, sodass die Entropie durch die Drosselung zunimmt. Ab (4) wird im Verdampfer Wärme aus der Umgebung vom entspannten Kältemittel aufgenommen, welches dabei verdampft. Der Dampf wird vom Kompressor in Punkt (1) angesaugt und der Kreislauf beginnt von vorne.

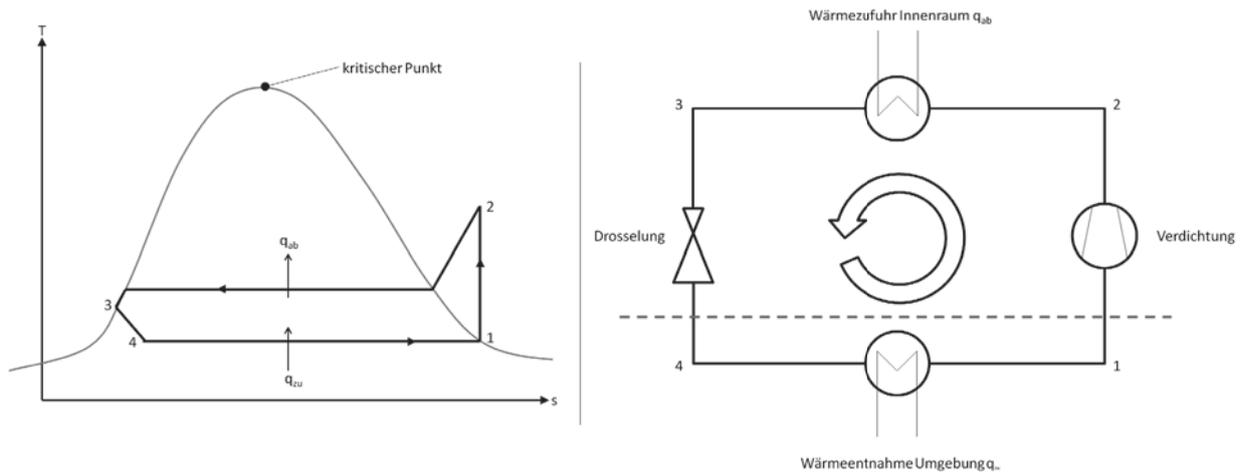


Bild 28: T-s-Diagramm und Prinzipschaltbild einer Wärmepumpe

Als Kondensator werden Querstromwärmetauscher mit mehrfacher Umlenkung und integriertem Sammler/Trockner für das Kältemittel verwendet. Vor der letzten Umlenkung wird das Kältemittel in den Sammler geleitet und anschließend durch eine letzte Kühlschleife geführt, um eine stabile Unterkühlung zur Vermeidung von Dampfblasenbildung auch bei Kältemittelverlusten zu garantieren. Bei überkritischen Systemen muss der Sammler separat nach dem Expansionsventil verbaut werden, da sich das komprimierte Kältemittel nicht verflüssigt. Je nach Bauraumanforderungen können die bei einer Wärmepumpe im HVAC-Modul befindlichen Kondensatoren auch zweireihig ausgeführt sein.

In der nach dem Kondensator sitzenden Drossel, auch Expansionsventil genannt, wird das Kältemittel entspannt. Heutzutage werden thermostatische Expansionsventile verwendet, die druckregelt arbeiten, sodass das Kältemittel im anschließenden Verdampfer vollständig verdampft und keine flüssigen Anteile am Verdichter ankommen.

Der Aufbau des Verdampfers entspricht weitestgehend dem des Kondensators. Zu beachten ist, dass der Verdampfer Temperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur annimmt und dadurch bei hoher Luftfeuchte, Schnee oder Regen vereisen kann. Dabei sinkt die Übertragungsleistung, sodass der Verdampfer enteist werden muss (z.B. durch elektrische Beheizung oder die Verwendung als Kondensator im A/C-Betrieb) (Jung et al. 2011). Bei Verdampfern, die nicht von der Umgebungsluft, sondern bspw. durch den Kühlkreis im Fahrzeug erwärmt werden, besteht keine Vereisungsgefahr.



Da die beiden Temperaturniveaus durch die Heiz- und die Umgebungstemperatur vorgegeben sind, kann nur über das verwendete Kältemittel das Druckniveau verändert werden. Je nach Kältemittel kann dies dazu führen, dass der Prozess teilweise oder vollständig überkritisch erfolgt und damit auch keine Phasenänderungen bei konstanter Temperatur stattfinden, sondern Wärmeabgabe und -aufnahme ohne Phasenwechsel erfolgen. Der Kondensator und auch der Verdampfer arbeiten dann als Gaskühler. Dies ist bspw. beim Kältemittel CO₂ der Fall, da R744 unter 5,2 bar nicht flüssig wird (vgl. Tabelle 18).

Tabelle 18: Kältemittleigenschaften

Kältemittel	R134a	R1234yf	R744	R717	R290
GWP	1.430	4,4	1	-	3,3
Siedepunkt [°C]	-26	-30	-	-33	-42,1
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	217		260	1.300	
krit. Temperatur [°C]	101	95	31	132	97
Dampfdruck bei 20 °C [bar]	8,2	6,1	57,0	8,6	
vol. Kälteleistung [kJ/m ³]	2.232	2.040	18.400	3.100	2.922

Die Effizienz einer Wärmepumpe wird über den CoP oder die Leistungszahl (Kapitel 2.1.2) angegeben und ist das Verhältnis der Nutzwärme zur eingesetzten mechanischen Leistung. In Bild 28 wird die Kompressorarbeit zwischen den Punkten 1 und 2 geleistet, während die Wärme zwischen den Punkten 2 und 3 abgegeben wird. Über die Kompressorarbeit werden auch Temperatur und Druck definiert, bei denen Wärme aufgenommen (q_{zu}) bzw. abgegeben (q_{ab}) wird. Je höher dieser Temperaturunterschied ist, desto höher ist auch die erforderliche Kompressorarbeit und der CoP sinkt. Dementsprechend haben Wärmepumpen die höchste Leistungszahl, wenn der Temperaturunterschied von Wärmequelle und -senke gering ist.

Die derzeit in batterieelektrischen Fahrzeugen eingesetzten Wärmepumpen arbeiten mit R134a oder R1234yf als Kältemittel und können bei niedrigen Temperaturen nur noch eine geringe Wärmeleistung abgeben, da die thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels die Wärmeaufnahme am Verdampfer bergrenzen (Bild 29). Der Kältemitteldruck sinkt bei Temperaturen unter 0 °C unter 1 bar ab, sodass die mögliche Druckdifferenz zwischen der Saugseite des Verdichters und dem Ausgang des Verdampfers sehr gering ist und dadurch der Volumenstrom limitiert wird. Weitere Probleme ergeben sich aus dem Verhalten des Verdichteröls bei niedrigen Temperaturen und aus dem Dichtungskonzept, wenn mit Unterdruck gearbeitet wird. Ein Druck von unter einem bar tritt bei konventionellem Klimaanlagenbetrieb nicht auf (Michniacki et al. 2006; Jung et al. 2011). CO₂-Wärmepumpen (R744) arbeiten mit fast zehnfachem Druck (Tabelle 18), wodurch der Ansaugdruck auch bei niedrigen Temperaturen eine ausreichende Differenz zum statischen Dampfdruck (vgl. Tabelle 18) aufweist und damit die Funktion temperaturunabhängiger ist. Im Gegenzug sind die Anforderungen an die Wärmepumpenkomponenten durch den höheren Druck, insbesondere an flexible Verschlauchung und Verdampfer, die einem Berstdruck von 260 bar bei 90 °C stand halten

müssen, deutlich anspruchsvoller: Bei R134a/R1234yf Kreisläufen ist der Auslegungsdruck von 30 bar wesentlich geringer (Kroner et al. 2008).

In BEVs werden für Wärmepumpen Scrollverdichter (Baumgart 2013) verwendet, da durch den direkten Antrieb des Verdichters mit einer eigenen E-Maschine die Verdichterleistung über die Drehzahl geregelt werden kann (Baumgart 2010). Dies ist bei Kompressoren, die über den Riementrieb des Verbrennungsmotors angetrieben werden, nicht der Fall. Hier wird die Leistung über einen variablen Hub geregelt. Neben mechanischen Verdichtern können auch sogenannte thermische Verdichter verwendet werden. Dies ist bei Ad- und Absorptionskältemaschinen der Fall (vgl. Kapitel 5.3.2.3); solche Lösungen werden derzeit nicht eingesetzt.

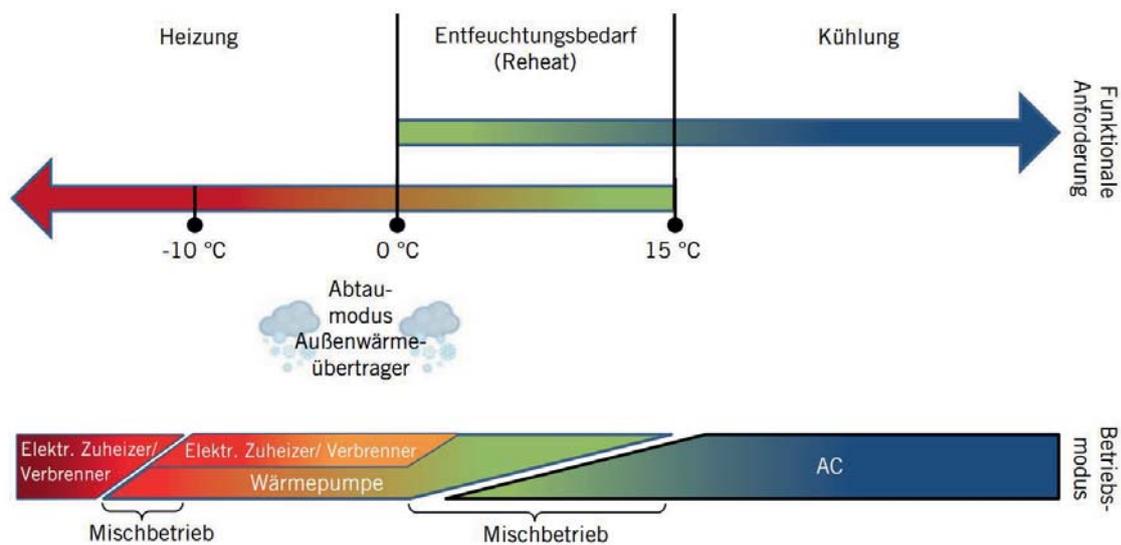


Bild 29: Einsatzbereich einer R134a/R1234yf Wärmepumpe aus Jung et al. (2011)

Wärmepumpen können als Luft-Luft-Wärmepumpe direkt Wärme aus der Umgebung aufnehmen und damit am Kondensator die Kabinenluft erwärmen. Es ist auch möglich, mit Zwischenkreisen zu arbeiten, sodass Verdampfer und/oder Kondensator Wärme an ein Fluid (bspw. Wasser-Glykol-Gemisch) abgeben oder von einem Fluid aufnehmen (Vetter et al. 2004). Zwischenkreise haben den Vorteil, dass die jeweiligen Wärmetauscher aufgrund der geringeren Unterschiede in der volumetrischen Wärmekapazität kleiner ausfallen. Es werden dann an anderer Stelle Wasser-Glykol/Luft-Wärmeübertrager benötigt, jedoch ergeben sich aufgrund der drucklosen Kühlmittleitungen unter Umständen Vorteile beim Package gegenüber Hochdruckkühlmittleitungen oder Luftkanälen (Malvicino et al. 2010). Weiterhin kann mit einem Wasserkreis leichter Abwärme vom Antriebsstrang (Verbrennungsmotor oder elektrischer Antriebsstrang) als Wärmequelle genutzt werden (Hinrichs et al. 2012) und es kann das HVAC-Gerät eines konventionellen Fahrzeugs mit Heizungswärmetauscher verwendet werden. Wegen der gegenüber einer Motorabwärmespeisung niedrigeren Vorlauftemperatur einer Wärmepumpe muss die Dimensionierung überprüft werden. Der zusätzliche Bauaufwand sowie die zusätzliche Wärmekapazität des Kühlmittels sprechen gegen eine Wasser-Wasser-Wärmepumpe. Zudem muss im Kühlbetrieb die Antriebsstrangabwärme vom Kreis abgekoppelt werden, da hier der Wärmeeintrag den Wirkungsgrad verschlechtert.



Da im Wärmepumpenbetrieb gegenüber dem Klimaanlagebetrieb Verdampfer und Kondensator vertauscht sind, ist der für Temperaturen zwischen 15 und 20 °C auftretende „Reheat“-Betrieb (vgl. Bild 29 und Tabelle 8), bei dem geheizt und gleichzeitig entfeuchtet wird, allein mit einer Wärmepumpe nicht möglich. Es ist ein zweites Geräte zum Entfeuchten oder Heizen notwendig.

Neben einer Wärmepumpe kann auch über den sogenannten Dreiecksprozess (auch Heißgaszyklus genannt) Wärme für den Innenraum gewonnen werden. Hierbei wird nur die vom Kompressor in den Kreis eingebrachte Energie über den Kondensator als Wärme an den Innenraum abgegeben. Der Verdampfer wird nicht verwendet. Ein Austausch mit der Umgebung findet nicht statt, sodass der CoP unter 1 liegt und damit Aufwand und Geräusch im Vergleich zu elektrischen Heizern und Wärmepumpen in einem ungünstigen Verhältnis stehen. (Vetter et al. 2004; Martin et al. 2006).

Die Leistungszahl von im Fahrzeug eingesetzten Wärmepumpen (inkl. Prototypen) liegt zwischen 2 und 4 (Hinrichs et al. 2012; Martin et al. 2006; Lang et al. 2007; Pommé 1997; Wawzyniak 2011; Mardorf et al. 2007).

5.3.1.6 Infrarotheizungen

Infrarotheizungen nutzen Wärmestrahlung (vgl. Kapitel 2.3.1) zur Beheizung. Bei normalen Luftheizungen ist der Strahlungsanteil dagegen gering und die teilchengebundene Konvektion überwiegt. Da nicht die Luft in der Kabine, sondern - idealisiert - nur die Insassen und Einbauten durch die Strahlung erwärmt werden, ist der Energiebedarf gegenüber einer Luftheizung geringer. Da sich jedoch durch die erwärmten Insassen und Einbauten aufgrund von Konvektion auch die Luft in der Kabine erwärmt, reduziert sich die Differenz im Energiebedarf gegenüber einer Luftheizung. Untersuchungen bei stationären (Kosack 10/2009) und mobilen IR-Heizungen (Gubalke 2013) haben etwa 2 °C niedrigere Lufttemperaturen bei gleichem Komfortempfinden ergeben. Aus dieser Lufttemperaturabsenkung und weiteren positiven Effekten kann im stationären Bereich der Heizenergiebedarf um 60% reduziert werden. Da sich die stationären Ergebnisse nicht auf die abweichenden Randbedingungen im Fahrzeug übertragen lassen (vgl. auch Kapitel 2.7), sind die Einsparmöglichkeiten im Fahrzeug geringer. Gubalke (2013) nennt als Ergebnis von Probandenversuchen eine Reduktion von 8%.

Tabelle 19: Infrarotstrahlung nach DIN 5031

Region	Wellenlängenbereich (DIN 5031-7 1984)	Wellenlänge	Temperaturbereich
nahes Infrarot	IR-A	0,78 ... 1,4 µm	> 3700 K
	IR-B	1,4 ... 3,0 µm	3700...1000 K
mittleres Infrarot	IR-C	3,0 ... 50,0 µm	1000...60 K
fernes Infrarot		50,0 ... 1000 µm	< 60 K

Infrarote Strahlung schließt sich am langwelligen Ende des sichtbaren Lichtspektrums an und hat eine Wellenlänge von 0,78 bis 1000 µm. Der für Heizungen einsetzbare Wellenlängenbereich wird mittleres Infrarot genannt und hat eine Wellenlänge zwischen 3 und 50 µm. In Tabelle 19 ist die Temperatur eines schwarzen Körpers angegeben, bei welcher die größte Strahlungsleistung im genannten Wellenbereich liegt. Sowohl für Immobilien als auch für

Fahrzeuginnenräume kommen für den Einsatz im Dunkeln nur solche Strahler in Betracht, die kein sichtbares Licht aussenden. Nur im infraroten, nicht sichtbaren Bereich ist gewährleistet, dass kein rotes Licht im Innenraum bei Nachtfahrten zu Sichteinschränkungen führt. Um diese Bedingung zu erfüllen, muss wegen des antiproportionalen Zusammenhangs zwischen Wellenlänge λ und Temperatur T durch das Wiensche Verschiebungsgesetz (24) die Strahlungstemperatur relativ niedrig sein. (DIN 5031-7 1984).

$$\lambda_{max} = \frac{2897,8 \mu m \cdot K}{T} \quad (24)$$

Dies führt durch das Stefan-Boltzmann-Gesetz (25) gegenüber Hellstrahlern mit Strahlungstemperaturen von 900 °C (und sichtbarem Licht) zu einer vergleichsweise geringen Strahlungsleistung P , da die Temperatur mit der vierten Potenz in die Strahlungsleistung eingeht (σ : Stefan-Boltzmann-Konstante):

$$P = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (25)$$

Neben der Strahlungsleistung ist zu beachten, dass die ausgesendete Strahlung auch vom menschlichen Körper absorbiert wird. Da er hauptsächlich aus wasserbasierten Schichten besteht, sollte die Strahlung auch ihren Schwerpunkt in der Nähe der Spitze des Absorptionsspektrums von Wasser (ca. 3 μm) oder im Bereich von Textilfasern (ca. 3,5 μm) haben. Zudem darf die Strahlung nur zu geringen Anteilen von der Luft mit ihren Bestandteilen (vgl. Kapitel 2.6) absorbiert werden, um nicht Strahlung in Konvektion zu wandeln. Da bei hoher relativer Luftfeuchte auch Wasserdampf Strahlung absorbiert, ist hier ein Kompromiss zwischen Absorption durch Luftfeuchte und Körper zu finden. In Kosack (10/2009) wird der Bereich zwischen 7 und 13 μm vorgeschlagen, da hier nur Ozon stark absorbiert und dieses im Fahrgastraum nur in sehr geringen Mengen vorhanden ist.

Da die Strahlungstemperatur bei einem thermischen Strahler auch der Oberflächentemperatur der Infrarotquelle entspricht, ist darauf zu achten, dass Flächen, die länger von den Insassen berührt werden, nicht deutlich über 40 °C warm werden (vgl. Kapitel 5.3.1.4). Entsprechend der Gleichung (25) hat die Temperatur einen starken Einfluss auf die Strahlungsleistung. Daher reichen 40 °C Oberflächentemperatur nicht für eine vorrangig auf Strahlung basierende Heizung aus, sondern der konvektive Anteil wird überwiegen. Für eine strahlungsdominierte Heizung sind Temperaturen um 100 °C notwendig und auch dann werden nur maximal 60% Strahlung (und 40% Konvektion) erreicht (Kosack 2013). Erst Hellstrahler erreichen höhere Strahlungsanteile; sie sind aber für den Innenraum von Fahrzeugen ungeeignet. Um im genannten Wellenlängenbereich zwischen 7 und 13 μm zu bleiben, muss die Oberflächentemperatur nach (24) zwischen 140 °C und -50 °C liegen und für die vom Menschen am besten absorbierbaren 3 μm bei 693 °C. Bei Temperaturen über 40 °C ist ein Berührungsschutz notwendig. Alternativ wäre auch ein automatisches Deaktivieren über Näherungssensoren denkbar. Voraussetzung dafür ist jedoch, dass die Systeme schnell genug reagieren. Mit dem Stefan-Boltzmann-Gesetz lässt sich dann die notwendige Fläche A bei gegebener Leistung und Temperatur ermitteln: Bei 40 °C werden rund 1,8 m² benötigt, um eine Strahlungsleistung von 1 kW eines schwarzen Körpers auszusenden (wenn die



Oberflächentemperatur auf 140 °C erhöht werden kann, sind nur noch 0,6 m² notwendig). Temperaturen unter der Körpertemperatur des Menschen sind nicht zum Heizen nutzbar, da hier die Strahlungsbilanz für den Menschen negativ ausfällt. Mögliche Positionen für dunkle Infrarotstrahler, die nicht von den Insassen berührt werden, sind der Fahrzeughimmel und die Instrumententafel.

Infrarote Strahlung kann auf verschiedene Arten erzeugt werden. Für medizinische Zwecke und im Haushalt geschieht das vorwiegend über thermische Strahler in Form von konventionellen Glühlampen, deren sichtbares Licht über Farbfilter teilweise absorbiert wird. Unter den zuvor genannten Randbedingungen für Fahrzeuganwendungen kommen Flächenheizelemente in Frage, die aus einem stromdurchflossenen Karbon-Gewebe bestehen (Kosack 2013). In der Literatur werden auch Entwicklungen zu Niedertemperaturinfrarotkeramiken genannt, deren Oberflächentemperaturen auf 20 °C abgesenkt werden können (Pudenz 7/2011). Dabei ist die reduzierte Strahlungsleistung nach Gleichung (25) zu beachten. Mit Infrarot-LEDs, bei denen es sich nicht um thermische Strahler handelt, sodass Gleichung (24) nicht gilt, lassen sich theoretisch auch kompakte Strahlungsheizungen mit niedrigen Oberflächentemperaturen erstellen. Da die gängigen IR-LEDs jedoch maximale Wellenlängen von etwa 1 µm aufweisen und damit IR-A (vgl. Tabelle 19) aussenden, sind diese derzeit noch nicht für Heizungen geeignet. Erste Entwicklungen zu größeren Wellenlängen finden statt (Malyutenko et al. 12.10.2006), sodass zukünftig auch LED-Infrartheizungen denkbar sind. Momentan verfügbar und geeignet sind wegen der genannten Randbedingungen zur Wellenlänge und damit auch der Oberflächentemperaturen die Karbon-Gewebe IR-Heizflächen aus dem stationären Bereich. Diese müssten jedoch an die im Fahrzeug auftretenden Randbedingungen, wie Insassenabstand, Spannungsniveau, Package, Positionierung zur optimalen Bestrahlung von Insassen, und nicht dem Interieur etc. angepasst werden. Vielversprechend ist der in Herschold-Pliessnig et al. (2014) vorgestellte, mit einer Folie geschützte Widerstandsheizlack mit PTC-Charakteristik. Mit den angestrebten 70 °C Oberflächentemperatur ließe sich ein vergleichsweise hoher Strahlungsanteil bei der Beheizung erzielen.

5.3.1.7 Thermoelektrik

Thermoelektrizität bezeichnet die Wandlung zwischen Wärme und elektrischer Energie, die durch den Seebeck-Effekt, den Peltier-Effekt und den Thomson-Effekt erfolgt. Der Thomson-Effekt beschreibt den Einfluss des Stromflusses durch einen elektrischen Leiter auf den Wärmetransport. Wegen der geringen resultierenden Wärmetransportmengen wird dieser bisher nicht zur Wärmeerzeugung genutzt. Mit dem Seebeck-Effekt kann eine Temperaturdifferenz in eine elektrische Spannung gewandelt werden. Für die Heizung und Klimatisierung ist der Peltier-Effekt nutzbar, der als Wärmepumpe oder Kältemaschine genutzt werden kann. Für den Peltier- und den Seebeck-Effekt sind zwei unterschiedliche, elektrisch leitende Materialien mit unterschiedlichen Werten des Seebeckkoeffizienten notwendig. Wenn die beiden Materialien elektrisch leitend in Kontakt gebracht werden, gleicht sich das Energieniveau der beiden Materialien an, die dabei freiwerdende potenzielle Energie wird als Wärme abgegeben und es entsteht ein elektrisches Feld. (Jansch et al. 2010).

Werden nun die beiden Materialien in einem elektrischen Stromkreis zusammengeschlossen (vgl. Bild 30), entstehen zunächst zwei gleichstarke Felder, die sich gegenseitig aufheben, und es

fließt kein Strom. Wenn ein Temperaturgefälle zwischen den beiden Kontaktstellen eingestellt wird, d.h. eine Seite wird erwärmt (K1 in Bild 30), so steigt das Energieniveau der Elektronen des einen Materials. An der anderen kühleren Seite (K2) sinkt das Energieniveau der Elektronen, wobei Energie in Form von Wärme abgegeben wird. Durch die Energiedifferenz entsteht eine Elektronenbewegung. Dieser Stromfluss, der als Seebeck-Effekt bezeichnet wird, stellt die Grundlage zur Stromerzeugung aus einer Wärmedifferenz von thermoelektrischen Generatoren dar. (Ambühl et al. 1998).

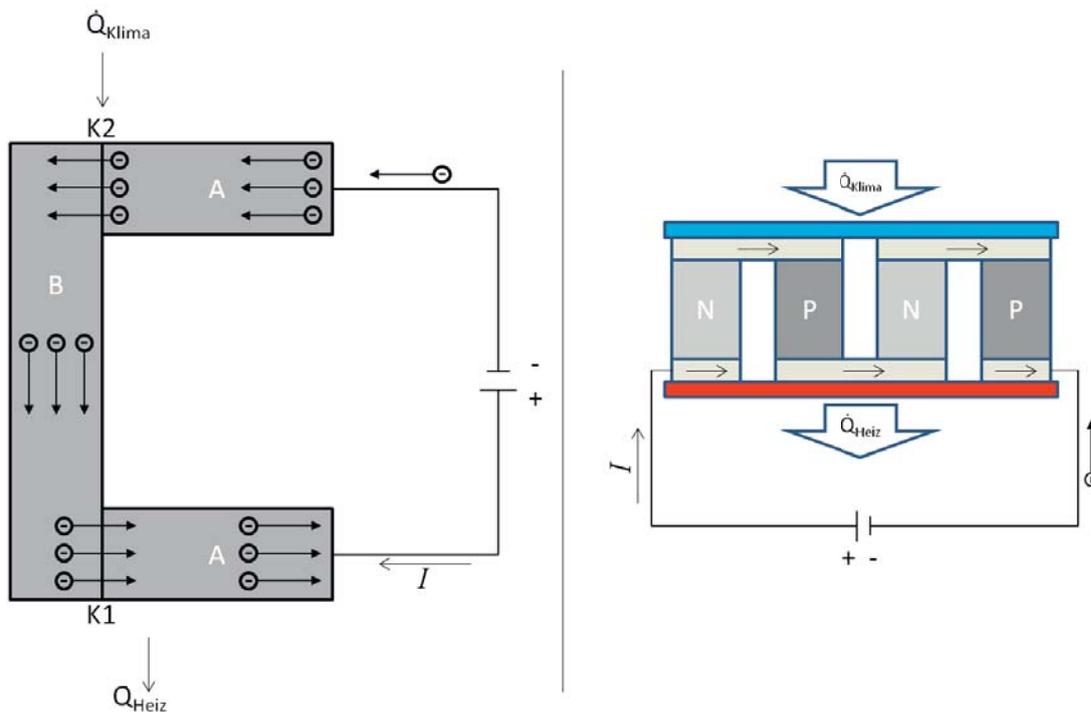


Bild 30: Prinzip des Peltier-Effekts und der Verschaltung von Peltier-Halbleiterelementen nach Jänsch et al. (2010)

Der Vorgang kann auch umgekehrt werden, sodass eine Spannung angelegt wird und durch den Stromfluss Elektronen ein höheres Energieniveau erlangen. Dabei nehmen sie Wärme auf und geben diese an der anderen Schnittstelle zwischen den beiden Materialien wieder ab. Der Seebeckkoeffizient S (Gleichung (26)) gibt die elektrische Spannung pro Temperaturdifferenz an. Die beiden verwendeten Materialien sollten möglichst unterschiedliche Koeffizienten haben, um eine hohe Leistung zu erzielen. Daneben sind eine gute elektrische und eine schlechte thermische Leitfähigkeit wichtig, um einerseits viele freie Elektronen zum Ladungstransport zur Verfügung zu haben und andererseits den Wärmetransport durch das Material „B“ zwischen den beiden Kontaktstellen K1 und K2 möglichst gering zu halten. (Rowe 1995).

Die thermoelektrische Güte „ZT-Wert“ eines Materials wird über den Seebeckkoeffizienten S , die elektrische Leitfähigkeit σ , die thermische Leitfähigkeit λ und den Mittelwert der Temperatur T von warmer T_o und kalter Seite T_u bestimmt:

$$ZT = \frac{\sigma \cdot S^2 \cdot T}{\lambda} \quad (26)$$



Für eine Materialpaarung aus p und n-dotierten Halbleitern werden die Materialkennwerte verrechnet, sodass ein gemeinsamer ZT-Wert entsteht (siehe dazu Rowe (1995, 2012)). Mit dem ZT-Wert kann der maximale Gesamtwirkungsgrad eines thermoelektrischen Generators zwischen der oberen Prozesstemperatur T_O und unteren Prozesstemperatur T_U ermittelt werden:

$$\eta_{max} = \frac{T_O - T_U}{T_O} \cdot \frac{\sqrt{1 + ZT} - 1}{\sqrt{1 + ZT} + \frac{T_U}{T_O}} \quad (27)$$

Der erste Temperaturterm in Gleichung (27) errechnet den Carnot-Wirkungsgrad. Dieser nimmt vor allem mit sinkender unterer, aber auch mit steigender oberer Prozesstemperatur zu, während der zweite Term, der den TEG-Wirkungsgrad beschreibt, mit steigender Differenz zwischen oberer und unterer Prozesstemperatur und steigendem ZT-Wert erhöht wird. Der Gesamtwirkungsgrad von derzeitigen thermoelektrischen Generatoren beträgt etwa 5% bei üblichen ZT-Werten von heute serienmäßig verfügbaren Materialpaarungen ($ZT = 0,8$). Es besteht aber die Hoffnung, dass dieser in den nächsten Jahren auf $ZT = 1,8$ gesteigert werden kann. (Jänsch et al. 2010).

Zur Berechnung des Wärmetransports wird der temperaturabhängige Peltier-Koeffizient Π verwendet. Mit ihm lässt sich der von der Stromstärke I abhängige Peltier-Wärmestrom \dot{Q}_{Peltier} bestimmen. Der Peltier-Koeffizient kann ein negatives oder ein positives Vorzeichen haben. Bei positivem Vorzeichen fließen Strom und Wärme in dieselbe Richtung, bei negativem Vorzeichen in die entgegengesetzte Richtung:

$$\dot{Q}_{\text{Peltier}} = (\Pi_A - \Pi_B) \cdot I \quad (28)$$

Die Peltier-Koeffizienten hängen von Material und Temperatur ab und lassen sich rechnerisch nur sehr schwer ermitteln, was das Finden von optimalen Materialien für die Peltier-Kühlung erschwert (Ambühl et al. 1998).

Die erzielbaren thermoelektrischen Leistungen mit Metallen sind gering. Erst durch die Verwendung von Halbleitern konnte die Leistungsdichte und auch die Effizienz gesteigert werden. Trotzdem sind die erzielbaren Leistungen pro Element gering. Um nennenswerte Kühl- oder Heizleistungen zu erzielen, müssen Peltier-Elemente thermisch parallel und elektrisch seriell verschaltet werden (Bild 30 rechts). Wenn größere Temperaturhübe erzeugt werden sollen, müssen mehrere solcher Schichten hintereinander geschaltet werden.

In Fahrzeugen werden Peltier-Elemente zur Heizung und Kühlung (Kapitel 5.3.2.2) bisher nur für beheizte und klimatisierte Cupholder (WAECO OEM Solutions 14.9.2007; Morich et al. 2008) und Sitze (Bell, Lon, E. 2009) verwendet. Gegenüber konventionellen Lösungen bieten Peltier-Elemente die Möglichkeit, mit einem Gerät sowohl zu heizen als auch zu kühlen. Hierfür sind, anders als bei Kompressionswärmepumpen, keine Umschaltventile mit entsprechenden Schlauchleitungen notwendig, es muss nur die Polung der Spannungsversorgung geändert werden. Zudem sind die Elemente kompakt und nahezu beliebig skalierbar, sodass eine dezentrale, lokale Wärme- oder Kälteerzeugung möglich ist. Da keine bewegten Teile an den Elementen vorhanden sind und auch keine Fluidbewegung notwendig ist, treten an den

Elementen keine hör- und spürbaren Schwingungen auf. In der Praxis werden jedoch zur Verkleinerung der Luftwärmeübertrager relativ leistungsstarke und damit auch geräuschintensive Lüfter notwendig. Anders als bei Kältemaschinen und Wärmepumpen, die mit einem Kältekreislauf und Kompressorantrieb arbeiten, lässt sich die thermoelektrische Kühlung sehr präzise über die Stromstärke (vgl. Gleichung (28)) regeln (auf $\pm 0,1$ K). Zudem ist die Wärmekapazität des Gesamtsystems gering, sodass das System schneller auf Änderungen reagieren kann.

Die erzielten CoP bei Peltier-Wärmepumpen sind sehr stark vom Temperaturhub ΔT abhängig. Bei geringen Hübten (10 K) sind CoP-Werte von etwa 4 möglich, dagegen sinkt der CoP bei hohen Hübten (30 K) auf etwa 1 ab (Bell, Lon, E. et al. 2/2007). Dies ist vor allem in der starken Temperaturabhängigkeit der Peltier-Koeffizienten begründet. Weiterhin sind bei hohen Hübten auch hohe Stromstärken notwendig, was die Wärmezeugung weg von der Wärmepumpenfunktion hin zur Jouleschen Erwärmung durch den hohen Stromfluss verschiebt. Deshalb sind die erzielbaren CoPs im Kühlbetrieb um etwa 1 geringer (Wehowski et al. 2013). Die erzielbaren Leistungsdichten der Peltier-Elemente liegen bei etwa 280 W/l bei einem ΔT von 20 K und einem CoP von 2,6 (Bell, Lon, E. et al. 2/2007). Bei geringeren Hübten und/oder höheren Stromstärken lässt sich die Leistungsdichte steigern.

Da Peltier-Kühl- und Heizsysteme derzeit noch mit vergleichsweise hohen Kosten verbunden sind, werden sie nur für geringe Leistungen, wie erwähnte Thermocupholder, Sitzheizungen oder Kleinkühlschränke unter 100 W Leistungsaufnahme verwendet. Wehowski et al. (2013) geben an, dass der Einsatz von Peltierelementen bis etwa 1 kW wirtschaftlich sinnvoll ist, darüber sind Methoden, bei denen die Kosten nicht linear mit der Leistung steigen zu wählen. Weitere Einschränkungen für den Einsatz von Peltier-Elementen ergeben sich aus dem geringen CoP bei großen ΔT (Bell, Lon, E. et al. 2/2007), sodass bei großen Temperaturunterschieden zwischen Wärmequelle und -senke keine Vorteile im CoP gegenüber PTC Hezelementen bestehen. Bei dezentralen Kleinanwendungen, wie Thermocupholder und Sitzheizungen, ist bei der Bilanzierung des Energiebedarfs darauf zu achten, woher die Wärme genommen und dann durch ein Peltier-Element auf ein höheres Temperaturniveau gebracht wird. Wenn hier Innenraumluft verwendet wird, so ist für die Gesamtbilanz durch die Abkühlung der Kabinenluft kein CoP über 1 möglich.

5.3.1.8 Brennstoffzuheizer

Wenn kein Verbrennungsmotor vorhanden ist oder die Abwärme des Verbrennungsmotors nicht ausreicht, um die Kabine in einem akzeptablen Zeitrahmen auf die Wunschtemperatur aufzuheizen, werden teilweise in der Serie (bei Fahrzeugen mit Dieselmotor und großem Innenraum wie z.B. Vans) oder als Nachrüstlösungen Brennstoffzuheizer („Standheizungen“) angeboten. Die Leistung der Heizungen für Pkw liegt bei etwa 5 kW. Für Elektrofahrzeuge werden Bioethanolstandheizungen angeboten, um die CO₂-Emissionsbilanz nicht negativ zu beeinflussen. Der Wirkungsgrad solcher Heizsysteme beträgt etwa 85% (Reichenbach 2011a) und ist damit deutlich niedriger als die Leistungszahl von Wärmepumpen. Dazu werden bei der Verbrennung von Bioethanol lokal Emissionen erzeugt, was genauso, wie der erforderliche Tankvorgang bei einem batterieelektrischen Fahrzeug, dem Kunden schwer vermittelbar ist. Zu betrachten ist auch, ob nicht statt alleiniger Zuheizung auch eine Kraft-Wärme-Kopplung in

Frage kommt, da auf diesem Weg neben Wärme auch höherwertige mechanische Energie aus dem Kraftstoff gewonnen werden kann (Schüppel 2012; Minnrich et al. 2014). Abgesehen von Elektrofahrzeugumbauten, wie dem Karabag 500 und Versuchsfahrzeugen, wie dem Volvo C30 Electric für den Einsatz in Skandinavien, werden Brennstoffzuheizer nicht in Elektrofahrzeugen eingesetzt. Aus diesem Grund und vor allem wegen auftretenden lokalen Emissionen werden in dieser Arbeit die sogenannten Standheizungen nicht weiter betrachtet.

5.3.1.9 Schukeyprinzip

Das Schukeyprinzip ist ein Joule-Kreisprozess mit einem Verdichter bei linksdrehenden bzw. Expander bei rechtsdrehenden thermodynamischen Kreisprozessen, der in den 1970er Jahren erfunden und nach seinem Erfinder Jürgen Schukey benannt wurde. Als Verdichter/Expander wird eine schlitzzgesteuerte Rotationskolbenmaschine eingesetzt. Die Maschine besteht aus zwei ineinandergreifenden Flügelkreuzen, die zwei unterschiedliche ungleichförmige Drehbewegungen ausführen. Dabei ändert sich das Volumen der acht Kammern, wodurch das enthaltene Gas komprimiert, entspannt, angesaugt oder ausgestoßen wird (Bergholter 5/2010). Über einen zwischengeschalteten Wärmetauscher kann Wärme an die Umgebung abgegeben werden, sodass die Ausströmtemperatur bei T_4 in Bild 31 unter der Einlasstemperatur T_1 liegt. Je nach Anwendungsfall kann dieser Temperaturgradient zum Kühlen der Kabinenluft bzw. die abgegebene Wärme an das „Kühlwasser“ zum Beheizen genutzt werden. Es wird mit Luft als Medium gearbeitet, sodass keine Kälte- oder Kühlmittel notwendig sind. Der erzielbare CoP liegt vergleichbar mit Kompressionskältemaschinen bei etwa drei. (Lüdersen 2013)

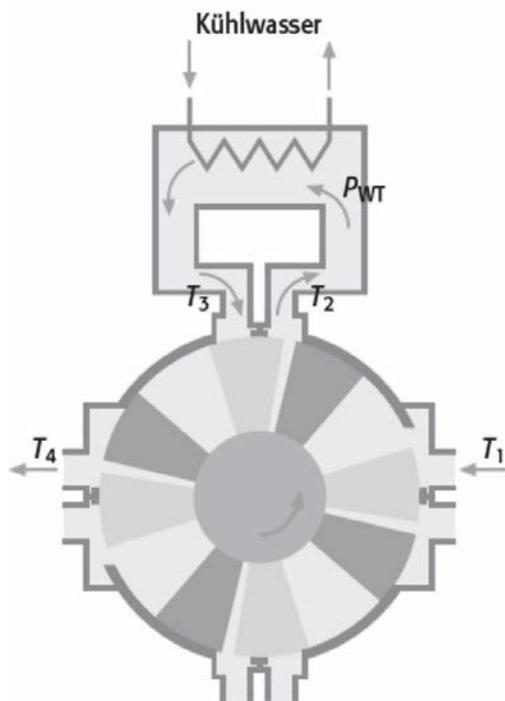


Bild 31: Prinzip einer Schukey-Kältemaschine aus Lüdersen (2013)

Bisher existieren nur Prototypen von Schukeyanlagen, sodass über einen Einsatz der Technologie für Fahrzeuge wenige Informationen zur Verfügung stehen. Die Leistungsdichte der Anlagen ist vielversprechend, jedoch sind diese unter Prüfstandsbedingungen erzielt worden, sodass unbekannt ist, wie sich solche Anlagen im Fahrzeugeinsatz verhalten.



5.3.2 Kühlsysteme

Bei konventionellen Fahrzeugen wird der Innenraum über Frischluft und Kompressionskältemaschinen abgekühlt. Die Kühlung mit Frischluft kann nur bei gemäßigten Außentemperaturen erfolgen, bei denen die Kabinenluft aufgrund der solaren Strahlung über der Umgebungstemperatur aufgeheizt wurde. Sobald die Temperatur der Umgebung über dem Komfortniveau liegt, muss die Luft aktiv temperiert werden, d.h. es muss Wärme entzogen werden. Hierfür werden Kompressionskältemaschinen verwendet, die über einen Riemen von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors angetrieben werden. Diese pumpen die Wärme vom Innenraum an die Umgebung. Es tauschen also im Vergleich zu Wärmepumpen (vgl. Kapitel 5.3.1.5) Kondensator und Verdampfer die Positionen. Da der Kompressor in den Phasen nicht angetrieben wird, in denen der Verbrennungsmotor bei Start-Stopp-Systemen abgestellt ist, werden teilweise sogenannte Speicherverdampfer eingesetzt, die auch bei stehendem Kältemittelkreis über einen Latentkältespeicher dem Innenraum Wärme entziehen. Hauptkriterien sind dabei nicht nur die Temperatur der ausgeblasenen Luft, sondern auch die durch fehlende Entfeuchtung der Luft am Verdampfer ansteigende Luftfeuchtigkeit und die damit verbundene Geruchsbelastung (Walter et al. 2012). Die 60 kJ thermischer Energie des Speicherverdampfers ließen sich auch durch einen Druckspeicher realisieren, der bei Kompressorstillstand den Kältekreis antreibt. Im Bild 32 müsste der Speicher zwischen dem Kondensator („Wärmezufuhr Umgebung“) und Drossel verbaut werden und genauso wie der Kompressor über einen schaltbaren Bypass verfügen. Bei stehendem Kompressor wird dieser aus dem Kältekreis ausgekoppelt und stattdessen flüssiges Kältemittel aus dem Druckspeicher entnommen. Mit der Verdampfungsenthalpie von 300 g R134a Kältemittel (Tabelle 18) ließe sich die Energiemenge des Speicherverdampfers realisieren. Alternativ wäre auch ein Druckluftspeicher (Energiedichte 2 kWh/m³) parallel zum Kompressor denkbar (Schmidt, M. 2013). Dieser bräuchte ein Volumen von 8,5 l. Mit einem Druckspeicher lässt sich sowohl eine Wärmepumpe (Kapitel 5.3.1.5) als auch eine Kältemaschine antrieben, was mit einem PCM-System nicht möglich ist.

Bei Hybridfahrzeugen und batterieelektrischen Fahrzeugen werden elektromotorisch angetriebene Kompressoren verwendet. Als Kältemittel für Kompressionskältemaschinen dienen R134a und das thermodynamisch ähnliche R1234yf. Die deutschen Automobilhersteller planen, in Europa ab 2017 das weniger umweltschädliche CO₂ als Kältemittel zu verwenden (Pillau 8.11.2013).

Im Folgenden werden die Möglichkeiten des Entzugs von Wärme aus dem Fahrzeuginnenraum erläutert.

5.3.2.1 Kompressionskältemaschine

Eine Kompressionskältemaschine pumpt Wärme vom Innenraum an die Umgebung. Es handelt sich also um eine Wärmepumpe (vgl. Kapitel 5.3.1.5). Da Verdampfer und Kondensator gegenüber einer heizenden Wärmepumpe ihre Positionen vertauscht haben, muss auch ihre Form an die jeweilige Position angepasst werden, da im Gebläsekasten andere Anforderungen an Geräusch und Platz gestellt werden. Dies bedeutet, dass der im HVAC-System eingebaute Verdampfer eine kleinere Fläche hat, dafür aber mehrreihig aufgebaut ist. Da die Geräuschbelastung mit der Strömungsgeschwindigkeit ansteigt, muss diese begrenzt werden. Um

dennoch eine hohe Wärmeübertragung am Verdampfer zu erzielen, sind an den Lamellen spezielle Finnen angebracht, um die Grenzschicht trotz niedriger Strömungsgeschwindigkeit turbulent zu halten (siehe auch Ende Kapitel 4.2). Kreisprozess (Bild 28) und verwendete Kältemittel (Tabelle 18) entsprechen einer Wärmepumpe.

Mit der EU-Verordnung 2006/842 wurde die Verwendung von klimaschädlichen Kältemitteln eingeschränkt. Die deutschen Automobilhersteller einigten sich zunächst auf das Kältemittel R744 (CO_2) (Schedel 2013). Um mit R744 Kältemittelanlagen die Effizienz von klassischen R134a Anlagen zu erreichen, wurde der sogenannte innere Wärmeübertrager (IWT) eingeführt. Dieser Wärmetauscher ist zwischen der Hochdruckseite nach dem Kondensator und niederdruckseitig nach dem Verdampfer angebracht. Durch den IWT wird die Temperatur vor dem Drosselorgan reduziert und in gleichem Maße die Temperatur vor dem Verdichter erhöht. In der Theorie sollte dies keinen Einfluss auf die Leistungszahl haben, in der Praxis stellen sich aber erhebliche Vorteile ein: Die Reduktion von Restflüssigkeitsteilchen in dem vom Verdichter angesaugten Kältemittel verbessert den Liefergrad des Kompressors (Mardorf et al. 2007). Innere Wärmeübertrager sind in der Stationärtechnik Standard und wurden nach dem positiven Erfahrungen mit R744 Kältemittelkreisen auch für R134a Anlagen eingeführt (Reichelt et al. 2007). In Bild 32 ist der schematische Aufbau eines Kältemittelkreises mit innerem Wärmeübertrager (in Bild 28 der konventionelle Kältekreis) gezeigt.

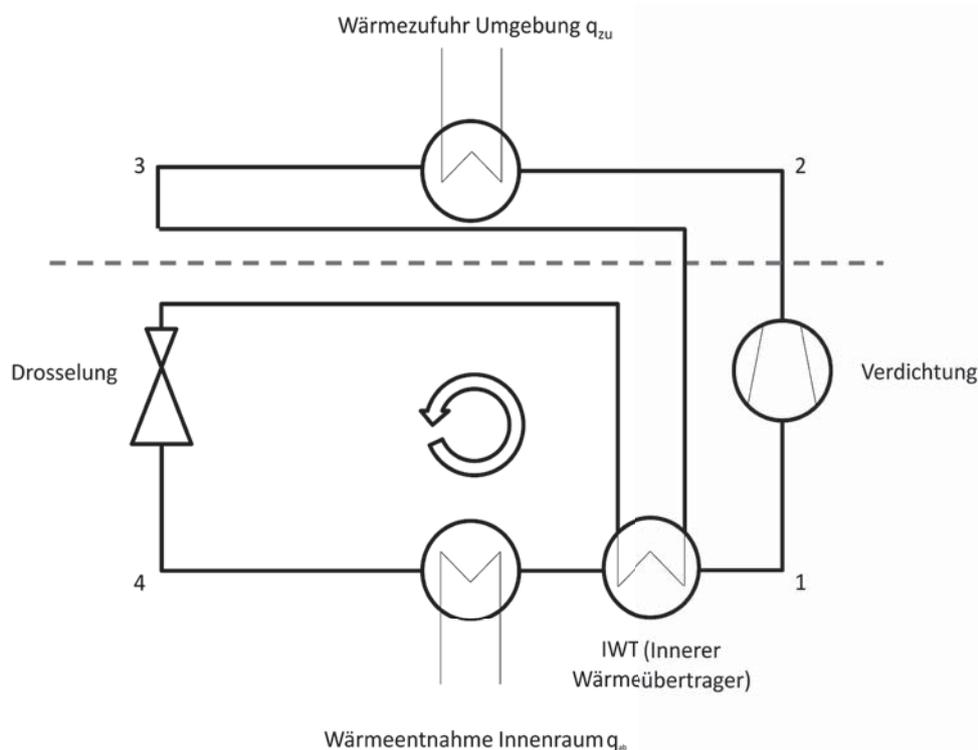


Bild 32: Kältemittelkreislauf einer Kompressionskältemaschine mit innerem Wärmeübertrager

Die Leistung von Kompressionskältemaschinen in aktuellen Fahrzeugen liegt bei etwa 8 kW Spitzenleistung zum schnellen Herunterkühlen bei hohen Außentemperaturen (vgl. Kapitel 4.1). Die notwendige Leistung hängt von den Randbedingungen wie Umluftrate, Luftfeuchtigkeit,

solare Strahlung und Temperatur ab (vgl. Bild 33). Die maximal verfügbare Leistung ist von den Temperaturen und Luftgeschwindigkeiten an Verdampfer und Kondensator, sowie der Antriebsleistung und bei Fahrzeugen mit riemengetriebenem Verdichter von der Kompressordrehzahl abhängig.

Die Leistungsdichte von Kompressionskältemaschinen ist sehr hoch. Gewicht und Volumen von Kondensator mit Sammler (1,4 kg; 2,3 l), Verdampfer (0,8 kg; 2,0 l) und Kompressor mit Magnetkupplung (6,0 kg; 2,6 l) für ein Fahrzeug des A-Segments mit etwa 6 kW Kühlleistung ergeben eine Leistungsdichte⁷ von 730 W/kg bzw. 870 W/l zuzüglich Kältemittel, Verschlauchung, Expansionsventil und ggf. einen elektrischen Antrieb bzw. Riementrieb. Diese Werte sind deutlich höher als bei anderen Kälteerzeugungsmethoden, obwohl bereits die Wärmetauscher mitberücksichtigt sind (Leistungsdichte nur Kompressor mit Magnetkupplung ohne Wärmetauscher: 1.000 W/kg und 2.300 W/l).

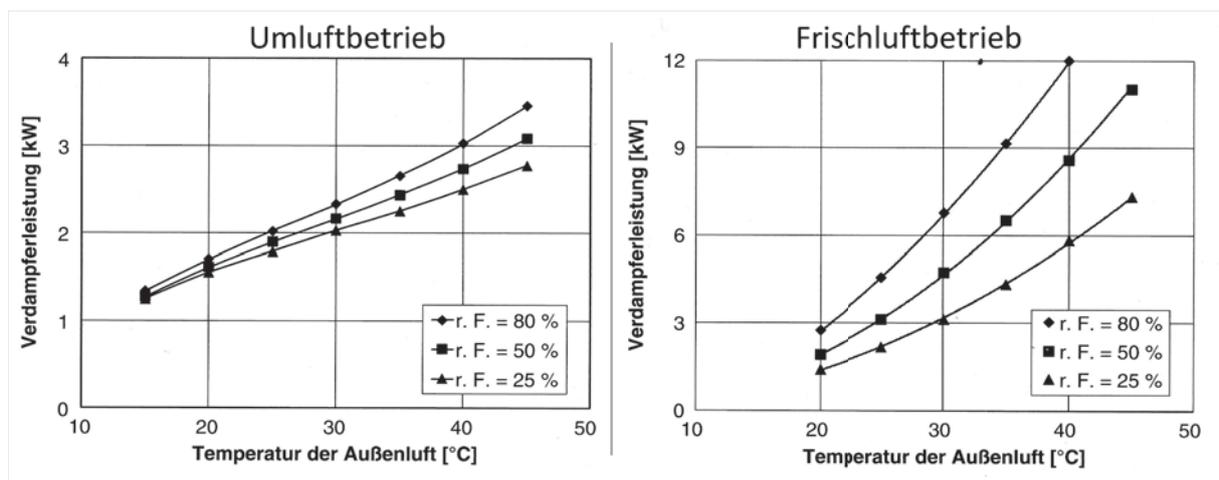


Bild 33: Vergleich der Verdampferleistung für ein Fahrzeug des B-Segments im Umluft- und Frischluftbetrieb bei 900 W/m^2 Sonnenintensität und 50 km/h Fahrtgeschwindigkeit aus Großmann (2013)

5.3.2.2 Thermoelektrik

Die Thermoelektrische Kühlung nach dem Peltier-Effekt arbeitet nach dem Wärmepumpenprinzip, d.h. es wird Wärme aus dem Innenraum an die Umgebung gepumpt. Funktion und Aufbau sind analog zur thermoelektrischen Heizung in Kapitel 5.3.1.7, lediglich die Positionen von Wärmequelle und Wärmesenke sind vertauscht, oder die Polung der Spannungsversorgung wird umgekehrt. Dabei liegen jedoch die Leistungszahlen im Kühlbetrieb unter denen im Heizbetrieb, da sich die Elemente durch den Stromfluss erwärmen (Gleichung (23) und dabei ein Teil der Wärmepumpenfunktion kompensiert wird. Die Joulsche Erwärmung ist abhängig von der Stromstärke, sodass die Leistungszahl insbesondere bei hohen Leistungen reduziert wird (Wehowski et al. 2013) bis hin zum Überkompensieren der Kühlfunktion. Hauptauslegungspunkt von thermoelektrischen Wärmepumpen sollte deshalb die Kühlfunktion sein, da ein Heizen zumindest mit einem CoP von etwa eins, entsprechend einem elektrischen Heizer (Kapitel 5.3.1.3), möglich ist.

⁷ Eigene Messungen, durchgeführt an Bauteilen eines Mitsubishi i-MiEV (Kondensator, Sammler, Verdampfer) und VW Fox (Verdichter).

Die erwähnten thermoelektrischen Heizungen für Cupholder und Sitz werden auch als thermoelektrische Kühlungen verwendet. Bei der thermoelektrischen Kühlung des Sitzes ist zu beachten, dass bei einer Kühlung des Polstermaterials keine Entfeuchtung stattfindet und dies das Komfortniveau („nasskaltes“ Empfinden) reduzieren kann. Neben Sitz- und Getränkeklimateisierung wird in Wehowski et al. (2013) noch die thermoelektrische Klimateisierung von Lithium-Ionen-Batterien vorgeschlagen. Da nur vergleichsweise geringe Abwärmemengen entstehen (vgl. Tabelle 6), aber sowohl eine Heizung als auch eine Kühlung notwendig ist, bietet die kabinenunabhängige Klimateisierung durch Peltier-Elemente Vorteile.

In zwei vom *Department of Energy* in den USA geförderten Projekten wurde eine thermoelektrische Kabinenkühlung für Pkw untersucht. In beiden Projekten (Bozeman 17.5.2013; Maranville 17.5.2013) wurde für den Kühlbetrieb trotz relativ geringem ΔT von 17,5 K nur ein CoP von 1,3 bzw. 1,4 erreicht. Bei geringeren Leistungen und Temperaturgradienten steigt dieser auf max. 2,8 (Maranville 17.5.2013). Die Leistungsdichte bei Peltier-Kühlelementen hängt stark vom verwendeten Wärmetauscher und Transportmedium (Wasser/Luft/...) ab. In Bell, Lon, E. et al. (2/2007) wird im Kühlbetrieb bei einem ΔT von -10 K eine Leistungsdichte von 350 W/l erreicht. Die Unterschiede zu den Kennwerten von Kompressionskältemaschinen sind zwar relativ gering, dennoch sind konventionelle Klimaanlage effizienter, leichter und vor allem günstiger.

5.3.2.3 Ab- und Adsorptionskältemaschinen

Ab- und Adsorptionskältemaschinen sind Maschinen mit einem Kältekreislauf, der nicht durch einen mechanischen, sondern durch einen thermischen Verdichter betrieben wird. Als Antrieb dient thermische Energie mit relativ niedriger Temperatur (vgl. Bild 34). Zusätzlich zur Wärmeenergie ist eine geringe Menge an mechanischer Energie zur Überwindung der Druckverluste in den Wärmekreisläufen und zum Schalten von Ventilen notwendig. Die Wärmequelle wird verwendet, um das sorbierte Kältemittel zu desorbieren. Die dabei und während des Kühlprozesses vom Kältemittel aufgenommene Wärme muss dann in einem Rückkühler an die Umgebung abgegeben werden.

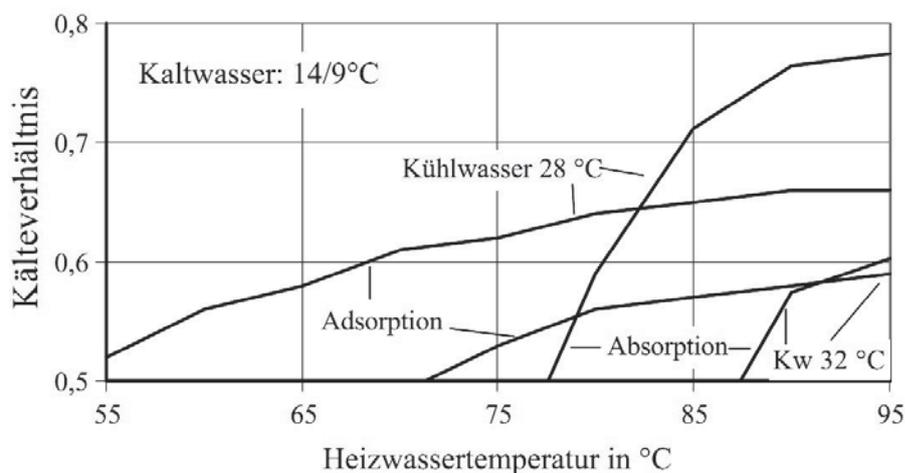


Bild 34: CoP („Kälteverhältnis“) in Abhängigkeit der Antriebstemperaturen von Ab- und Adsorptionskältemaschinen für zwei Rückkühltemperaturen („Kühlwasser 28 °C“ und „Kw 32 °C“) (Gassel 1998)

Der Kreisprozess lässt sich in folgenden Teilschritten beschreiben:

1. Verdampfung (Wärmeentzug): Das Kältemittel wird unter Aufnahme von Umgebungswärme verdampft. Dies geschieht bei reduziertem Druck, sodass die Siedetemperatur des jeweiligen Kältemittels ebenfalls verringert wird.
2. Sorption (Abwärmeabgabe an die Umgebung): Das Kältemittel wird an bzw. in einem festen oder flüssigen Lösungsmittel ad- bzw. absorbiert. Hierbei sinkt der Druck und es entsteht Lösungswärme. Diese muss an die Umgebung abgeführt werden.
3. Trocknung (durch Wärmezufuhr) bzw. Desorption: Das Kältemittel im gesättigten festen oder flüssigen Lösungsmittel muss durch äußere Wärmezufuhr desorbiert werden, d.h. Kälte- und Lösungsmittel müssen wieder voneinander getrennt werden. Die Sorptionsfähigkeit nimmt mit steigender Temperatur ab, sodass durch Wärmeeinwirkung das Kältemittel ausgetrieben werden kann.
4. Kondensation (Abwärmeabgabe an die Umgebung): Im Kondensator wird das desorbierte Kältemittel unter Wärmeabgabe an die Umgebung kondensiert und abgekühlt. Anschließend wird das Kältemittel wieder dem Verdampfer zugeführt und der Kreislauf beginnt von vorne.

Neben den in Bild 34 gezeigten Unterschieden bei den Antriebstemperaturen unterscheiden sich Adsorptions- und Absorptionskältemaschinen durch den Aggregatzustand des Lösungsmittels: Fest bei Adsorptionskältemaschinen und flüssig bei Absorptionskältemaschinen. Daraus ergeben sich auch unterschiedliche Kältekreisverschaltungen, da das feste Lösungsmittel nicht durch Rohrleitungen gefördert werden kann. Die Hauptunterschiede gängiger Ad- und Absorptionssysteme sind in Tabelle 20 (weitere Adsorbentien sind hydridbildende Salze auf Trägern und MCM-41 (Mugele 2005)) aufgeführt. Die minimale Temperatur der Nutzkälte ergibt sich aus der Verdampfungstemperatur des Kältemittels. Die Siedetemperatur von Wasser sinkt auch bei sehr niedrigem Druck nicht weit unter 0 °C (Tripelpunkt H₂O: 0,01 °C und 6,1 hPa).

Tabelle 20: Vergleich Ad- und Absorptionskältemaschinen (Gassel 1998; Glaser 2005; Jakob 2010)

	Adsorptionskälte- maschine	Ammoniak-Wasser- Absorptionskälte- maschine	Wasser- Lithiumbromid- Absorptionskälte- maschine
Verfahren	Adsorption	Absorption	Absorption
Lösungsmittel („Adsorbens“)	Zeolith oder Silicagel	Wasser	Lithiumbromid
Aggregatzustand Lösungsmittel	Fest	Flüssig	Flüssig
Betrieb	Zyklisch	Kontinuierlich	Kontinuierlich
Antriebstemperaturen	55 - 105 °C	90 - 170 °C	70 - 120 °C
Min. Temperatur Nutzkälte	5 °	-60 °C	5 °C
CoP (max.)	0,6	0,7	0,7



In Bild 35 ist das Prinzipschaltbild einer Adsorptionskältemaschine mit einer Kammer dargestellt: Zur Kälteerzeugung ($Q_{\text{Klimaanlage}}$) adsorbiert der Zeolith oder das Silicagel das Kältemittel Wasser an seiner Oberfläche. Hierbei sinkt der Druck, sodass der Siedepunkt des Kältemittels herabgesetzt wird, Wasser am Verdampfer verdampft und dabei der Umgebung Wärme entzogen wird. Dies geschieht so lange, bis der Adsorber vollständig gesättigt ist. Die bei der Adsorption entstehende Wärme muss über einen Rückkühler an die Umgebung abgegeben werden. Da die Adsorptionsfähigkeit temperaturabhängig ist, kann auch die Leistung der Kältemaschine durch die Rückkühltemperatur beeinflusst werden.

Nach der Sorption muss der Adsorber regeneriert werden, d.h. das adsorbierte Kältemittel muss wieder ausgetrieben werden. Dies geschieht durch äußere Wärmezufuhr bei etwa 100 °C. Die Temperaturbegrenzung entsteht (bei Zeolith-Adsorptionskältemaschinen) vor allem durch die verwendeten Bindemittel, mit denen der Zeolith auf dem Trägermaterial befestigt ist. Durch die zugeführte Wärmeenergie steigt der Druck in der Kammer und der ausgetriebene Wasserdampf strömt zum Kondensator, wo er unter Wärmeabgabe an die Umgebung zu Wasser kondensiert.

$$Q_{\text{Rueckkuehl}} = Q_{\text{Antrieb}} + Q_{\text{Klimaanlage}} \quad (29)$$

Die Bilanz der Wärmeenergie ist in Gleichung (29) dargestellt. Die Anforderungen an den Rückkühler sind vergleichsweise hoch.

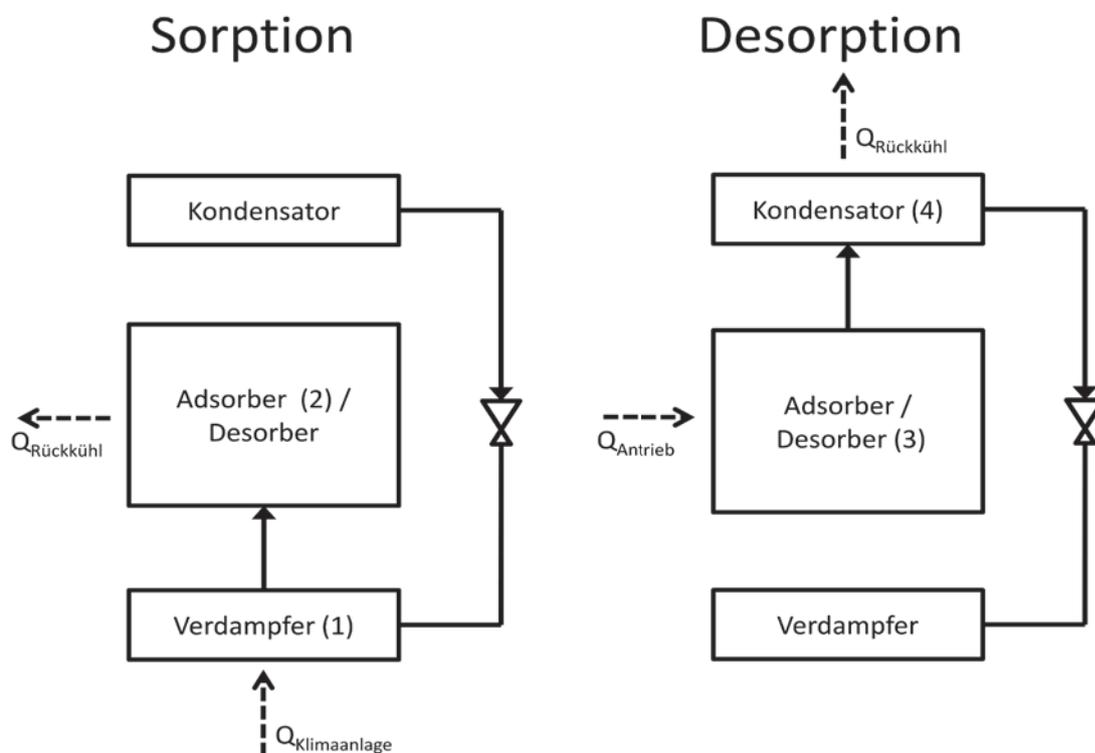


Bild 35: Prinzipschaltbild einer Adsorptionskältemaschine

Zur quasikontinuierlichen Kälteerzeugung ist eine zweite Kammer notwendig, sodass Ad- und Desorption parallel erfolgen können (Bild 36). Neben der zweiten Kammer muss die Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr am Adsorber umgeschaltet werden, sodass die beiden

Kammern ihre Funktion tauschen. Da die Adsorptionsgeschwindigkeit mit steigender Kältemittelbeladung des Lösungsmittels abnimmt, erfolgt auch bei einer Zweikammeradsorptionskältemaschine die Kältegewinnung mit relativ hohen Schwankungen.

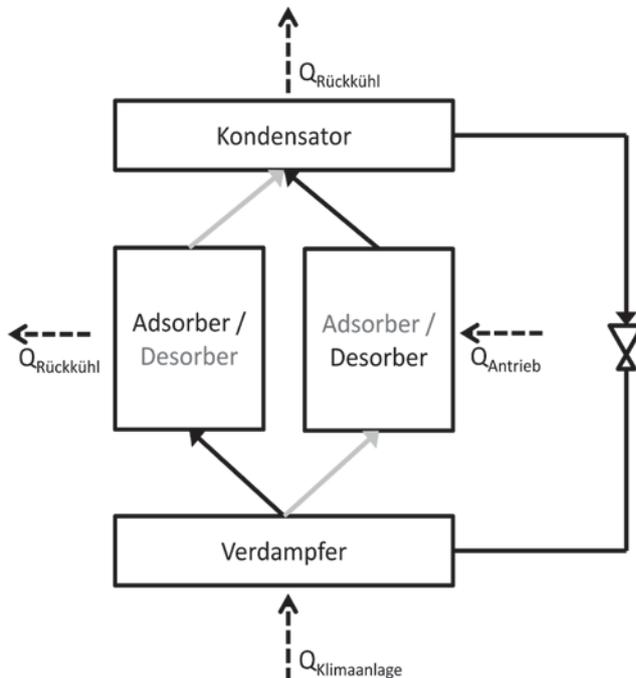


Bild 36: Zweikammeradsorptionskälteanlage

Der Einsatz von Adsorptionskälteanlagen in Kraftfahrzeugen wurde in mehreren Projekten erprobt. Die erzielten Leistungen und die verwendeten Adsorbentien sind in Tabelle 21 gezeigt. Durch den Einsatz neuer Adsorbentmaterialien und thermodynamische Verbesserungen konnten im betrachteten Zeitraum hohe Steigerungen in der Leistungsdichte erzielt werden. Dennoch sind bei Annahme der in Tabelle 14 gezeigten Mindestkälteleistung von 3 kW ein Volumen von knapp 100 l und 60 kg Masse für die Kältemaschine notwendig (vgl. dazu ca. 5 kg Masse und 4 l Volumen eines mechanischen Klimakompressors zur Versorgung von 8,3 kW Verdampferleistung (Automobil-Produktion 2003)). Hinzu kommen Wärmetauscher und Lüfter, sodass eine Adsorptionskältemaschine bei derzeitiger Leistungsdichte undzeitigem Leistungsbedarf im Vergleich zu einer Kompressionskältemaschine deutliche Nachteile im Gewicht und Package hat. Durch die starke Abhängigkeit der Kühlleistung von der Rückkühltemperatur lässt bei hohen Außentemperaturen die Leistungsfähigkeit nach. Der mögliche Temperaturhub zwischen Kondensator (bei einer KKM) bzw. Rückkühler (bei einer AKM) und Verdampfer im Innenraum ist bei der Kompressionskältemaschine höher. Die Wärmetauscherflächen für Verdampfer und Rückkühler müssen im Vergleich zu einer Kompressionskältemaschine deutlich vergrößert werden. Dies ergibt sich zum einen aus den Leistungen in Gleichung (29) und dem CoP aus Tabelle 21, sodass für 3 kW Nutzkälte etwa 6 kW Antriebswärmeleistung und 9 kW Rückkühlleistung notwendig sind. Zum anderen folgt dies daraus, dass im Wärmetauscher des Klimakastens im Fahrzeug keine Verdampfung stattfindet und durch den deshalb fehlenden Phasenwechsel die Tauscherfläche vergrößert werden muss.



Der Nutzen einer Adsorptionskältemaschine zur Beheizung des Fahrzeuginnenraums ist sehr begrenzt, dennoch lässt sich entsprechend Gleichung (29) im Wärmepumpenbetrieb mehr Wärme gewinnen als durch den Antrieb eingebracht wird. Kondensator und Verdampfer müssen vertauscht werden, sodass am Verdampfer der Umgebung Wärme entzogen wird und als Rückkühlwärme am Kondensator und der Adsorptionskammer an den Innenraum abgegeben wird. Durch den niedrigen CoP, den geringen Temperaturhub und die Mindestaußentemperatur von 5 °C (bei der Verwendung von Wasser als Kältemittel, vgl. Tabelle 20) sind die Vorteile der AdKM im Heizbetrieb, insbesondere in Anbetracht des zuvor erwähnten hohen Gewichts und Volumens, gering. Eine Klimaanlage für einen Pkw lässt sich dagegen, wie in mehreren Forschungsprojekten gezeigt, mit einer Adsorptionskältemaschine darstellen. Problematisch ist der geringe Temperaturhub, der die Trocknungsleistung einschränkt. Hier könnte mit einem anderen Kältemittel evtl. die minimale Kühltemperatur reduziert werden.

Tabelle 21: Daten mobiler Adsorptionskältemaschinen

	Diesel AdKM Tsinghua University, Beijing (Zhang 2000)	Projekt TOPMACS (Boer)	CoolSteam I (Schüppel 2012)	CoolSteam II
Jahr	2000	2009	2011	2012
max. CoP	0,38	0,5	0,5	0,46
max. Kälteleistung	15 kW	2,5 kW	3,6 kW	3,4 kW
max. Leistungsdichte	26 W/kg	30 W/kg	30 W/kg	49 W/kg
max. Leistungsdichte	- W/l	14 W/l	10 W/l	32 W/l
Adsorbens	Zeolith	Silica Gel	Zeolith	Zeolith

Ein energetischer Vorteil gegenüber einer Kompressionskältemaschine lässt sich dann erzielen, wenn die AdKM mit Abwärme oder solarer Wärme betrieben werden kann. Dies ist für die in dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugtypen nicht realisierbar. Derzeitige zeolithbasierte Kältemaschinen erzielen einen CoP von 0,5, sodass für die Mindestanforderung von 3 kW Kälteleistung 6 kW Wärme notwendig sind. Diese Abwärme steht bei Elektrofahrzeugen im Stadtbetrieb nicht zur Verfügung. Im NEFZ werden im Mittel 5,2 kW Antriebsleistung für ein Fahrzeug des C-Segments benötigt, sodass max. 1 kW Abwärme entsteht. Für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor mit deutlich geringerem Wirkungsgrad ließe sich die AdKM mit Abwärme betreiben, sie stünde aber in Konkurrenz zu anderen Abwärmenutzungssystemen, wie ein nachgeschalteter Dampfkreis oder thermoelektrische Generatoren.

5.3.2.4 Thermoakustische Kühlung

Thermoakustische Kältemaschinen erzeugen Kälte mit Hilfe von stehenden akustischen Wellen in einem Resonatorgehäuse. Mit Hilfe eines Oszillators wird das Arbeitsmedium im Resonator zum Schwingen gebracht. Der Resonator hat die halbe Wellenlänge der erzeugten Frequenz, sodass die Welle im Gehäuse steht. Dies führt zu Druck- und Temperaturänderungen. Letztere können dann mittels Wärmetauschern als Nutzwärme bzw. -kälte abgeführt werden. Die in Versuchsanlagen erzielte Leistungsdichte ist mit 1,22 W/l sehr gering, sodass ein zeitnahe

Einsatz zur Kühlung des Pkw-Innenraums nicht absehbar ist. (Hendricks et al. 2002; Altenbokum 2007; Johnson 2001).

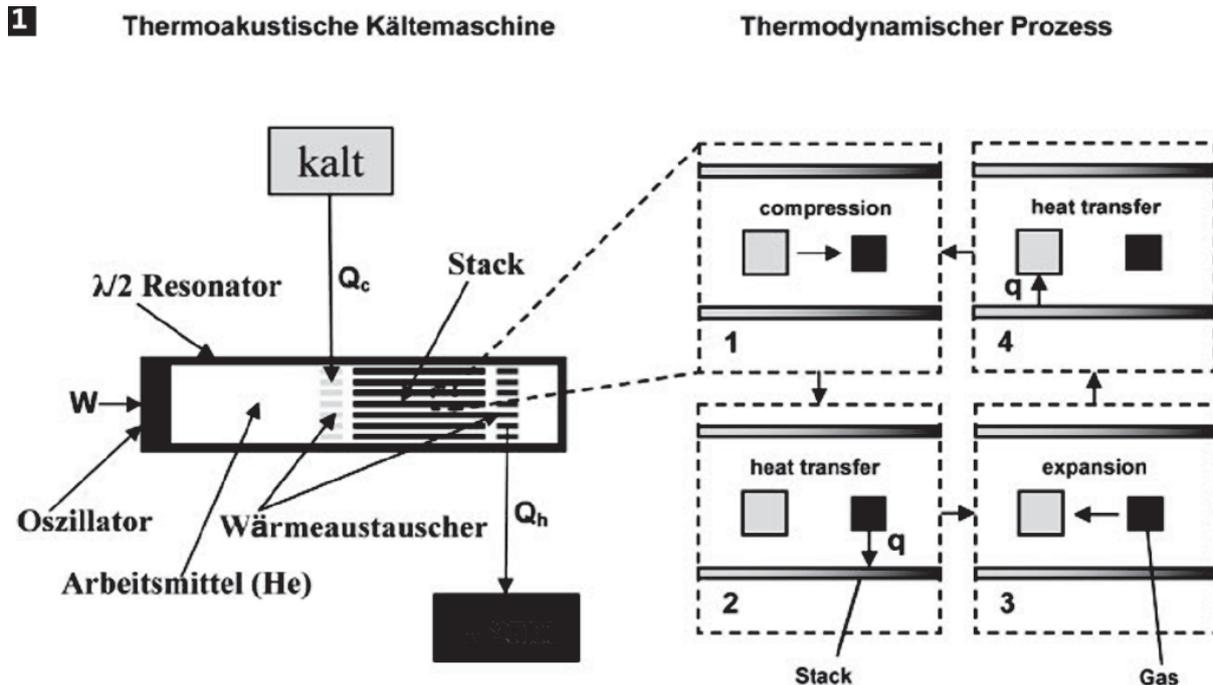


Bild 37: Funktionsprinzip der Thermoakustischen Kältemaschine (Altenbokum 2007)

5.3.2.5 Dampfstrahlkältemaschinen

Dampfstrahlkälteanlagen sind thermische Kälteanlagen, bei denen aus Wärme Kälte erzeugt wird. Abgesehen von einer Förderpumpe werden, ähnlich wie bei einer Adsorptionskälteanlage, keine mechanischen Bauteile verwendet. Der für die Kälteerzeugung notwendige Druckunterschied zur Verdampfung des Kältemittels wird über den Wärmeeintrag und eine Treibdüse erzeugt. Der Volumenstrom im geschlossenen Kältekreislauf kann über Wärmeeintrag, Fördermenge der Pumpe und eine steuerbare Drossel eingestellt werden. Dampfstrahlkälteanlagen werden bisher nicht als Standardbaureihen hergestellt, sondern entsprechend den Bedingungen der Anwendung speziell entwickelt. Bis zu einem evtl. Fahrzeugeinsatz ist noch ein langer Weg, zumal die bisherigen stationären Anlagen mit einer Leistungsdichte von etwa 0,075 kW/kg (Noeres 2006) mehrere Größenordnungen von Kompressionskältemaschinen entfernt sind. Wie auch bei Ab- und Adsorptionskältemaschinen muss mangels Abwärmeüberschuss auf anderem Weg die Antriebswärme erzeugt werden. Da nur Leistungszahlen von 0,5 erreicht werden (Noeres 2006), ist der Einsatz von Dampfstrahlkälteanlagen ohne Abwärmeüberschuss im Vergleich zur Kompressionskältemaschine oder thermoelektrischer Kühlung mit höherem Energieeinsatz verbunden.

5.4 Lösungen mit Einfluss auf die Grundlast

Mit Grundlast (t_3 im Kapitel 4.2) wird in dieser Arbeit die benötigte Leistung zur Heizung und Klimatisierung des Innenraums nach dem instationären Abkühl-/Aufheizvorgang bezeichnet. Die Grundlast ist die Leistung, die notwendig ist, um die Zieltemperatur zu halten. Entscheidend für die Grundlast sind der Wärmedurchgang durch Karosserie und Scheiben, der Strahlungseintrag



(im Sommer) durch die solare Strahlung und die Versorgung des Innenraums mit Frischluft. Im Folgenden werden Ansätze zur Reduktion der Grundlast diskutiert. Da die genannten Wärmeübertragungen auch während des Aufheizens und Abkühlens auftreten, werden durch die folgenden Ansätze auch diese Phasen mit beeinflusst.

5.4.1 Dämmung

Im Hinblick auf die Fahrzeugdämmung (ugs. Isolation) kann zwischen Wärmedämmung und Schalldämmung unterschieden werden. Bei derzeitigen Fahrzeugen wird die Verglasung strahlungsgedämmt, um die Aufheizung durch Sonneneinstrahlung zu reduzieren. Zudem erfolgt eine Wärmedämmung des Abgasstrangs (insbesondere der Abgasanlage), um dort abgestrahlte Hochtemperaturwärme vom Innenraum fernzuhalten. Daneben sind die Fahrzeuginnenräume schalldämmt. Da jedoch gegensätzliche Anforderungen für Schall- und Wärmedämmung bestehen, ist der Nutzen der Schalldämmung für die Wärmedämmung gering. Um Schall zu dämmen werden Materialien mit hoher Dichte (bis zu 6 kg/m^3 (Knauer 2014)) benötigt, die nicht durch Luftschwingungen angeregt werden (z.B. Bitumenmatten auf Karosserieblech). Mit Gleichung (30) (Schirmer 2006) kann das Schalldämmmaß R in dB für eine ebene Platte bestimmt werden. Darin ist ω die betrachtete Frequenz, M die flächenbezogene Masse, c die Schallgeschwindigkeit in Luft, ρ die Dichte von Luft und ϑ der Winkel des Schalleinfalls.

$$R = 20 \lg \frac{\omega M}{2 \rho c} \cos \vartheta \quad (30)$$

Anhand der Formel ist zu erkennen, dass das Dämpfungsmaß mit der flächenbezogenen Masse und der Frequenz ansteigt: Materialien mit hoher Dichte dämpfen den Schall besser und hohe Frequenzen sind leichter zu vermindern. Dies gilt erst einmal nur für eine homogene ebene Platte, kann aber tendenziell auch auf andere Formen und begrenzt auch auf einen mehrschichtigen Aufbau übertragen werden.

Eine weitere Möglichkeit den Schallpegel zu reduzieren, ist die Schallabsorption. Dabei werden die bereits in den Fahrgastraum eingedrungenen Schallwellen gedämpft, indem ihre kinetische Energie in thermische Energie umgewandelt wird. Hierfür eignen sich offenporige Materialien, wie Schaumstoffe und Fasermaterialien. Zu beachten ist, dass nicht nur Störgeräusche reduziert werden, sondern der gesamte Schallpegel (jedoch frequenzabhängig), also auch die Kommunikation der Insassen untereinander oder der Schall des Infotainmentsystems.

5.4.1.1 Wärmedämmung: Konvektion und Wärmeleitung

Für Wärmedämmung gelten andere Anforderungen. Zudem muss entsprechend Kapitel 2.3 zwischen Wärmestrahlung, Konvektion und Wärmeleitung unterschieden werden. Wärmeleitung und Konvektion treten in nicht evakuierten Räumen immer gemeinsam auf, weshalb auch Dämmmaßnahmen oftmals Einfluss auf beide Mechanismen haben. Anders als bei der Schalldämmung werden für die Dämmung von Wärmeleitung Materialien mit möglichst geringer Dichte und hohem Vakuum oder Luftanteil verwendet, um die Festkörperwärmeleitung gering zu halten. So ist die Wärmeleitfähigkeit (Kapitel 2.3.5) von Luft um den Faktor 10 geringer als die von Polypropylen oder um den Faktor 2.000 geringer als die von Stahl (vgl. Tabelle 2). Als Wärmedämmmaterialien werden deshalb bspw. PUR-Schäume oder PS-Schäume

mit geringer Dichte von $15 - 60 \text{ kg/m}^3$ verwendet, die dann eine Wärmeleitfähigkeit von $0,03 \text{ W/(m K)}$ haben.

Zur Bestimmung des Wärmestroms, der durch ein Bauteil (Bild 38) fließt, wird der Wärmedurchgangskoeffizient (auch U- oder k-Wert genannt) $[\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})]$ nach Gleichung (31) herangezogen. Dieser berücksichtigt, anders als bei der Wärmeleitfähigkeit, nicht nur die Stoffeigenschaft λ , sondern auch noch Geometrie, Dicke d , Wärmestrahlung und Konvektion an der Oberfläche. Wenn das Bauteil mehrschichtig ist, können die Kennwerte $\frac{d_i}{\lambda_i}$ der Schichten addiert werden:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{\text{Grenzsch.,Aussen}} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_i}{\lambda_i} + R_{\text{Grenzsch.,Innen}}} \quad (31)$$

Der U-Wert kann für eine ideale Wand (eben und unendlich ausgedehnt) durch Addition der Kehrwerte aus dem Quotienten der Dicke d und der Wärmeleitfähigkeit λ bestimmt werden. Für die Innen- und Außenseite muss der Wärmedurchgangswiderstand $R_{\text{Grenzsch.}}$ aufgrund des Übergangs von Umgebung zur Wand ermittelt werden. Bei im Fahrzeug üblicherweise auftretenden kleineren Flächen, bei denen nicht von einer quasiunendlichen Ausdehnung gesprochen werden kann, ist für den U-Wert auch die Randeinfassung der Fläche relevant.

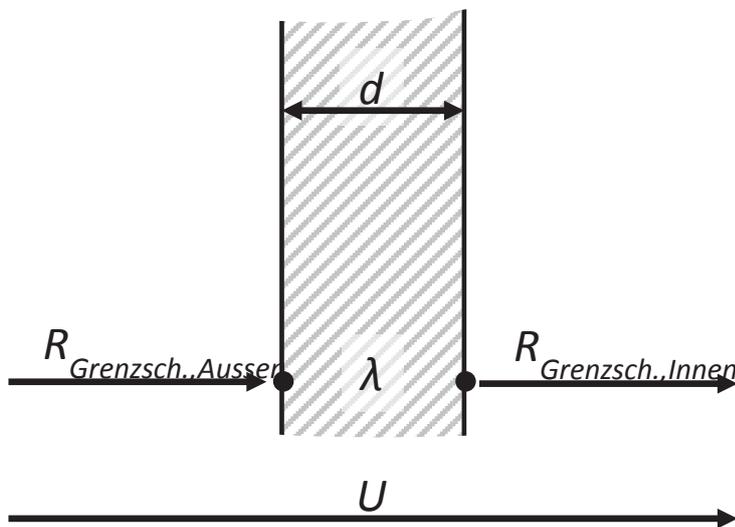


Bild 38: U-Wertbestimmung nach Gleichung (31) für eine einschichtige Wand

Eine weitere Zusammenfassung von Geometrie und Materialkennwerten erfolgt durch den $k \cdot A$ -Wert (Großmann 2013), bei dem der Wärmedurchgangskoeffizient mit der Fläche multipliziert wird. Damit kann mit einer niedrigen Anzahl an Kennwerten der Wärmedurchgang der Karosserie beschrieben werden. Dies geht jedoch mit einer geringeren Genauigkeit der Ergebnisse einher, da sich der Durchgangskoeffizient von Scheiben im Pkw (aber auch der Karosseriefächen), wie in (Großmann 2013) vorgeschlagen, aufgrund der unterschiedlichen Geometrie und Glasart (Verbundglas, Einscheibensicherheitsglas) unterscheidet.



Aus den Formeln (15), (17) und (31) lassen sich die Einflussmöglichkeiten für eine Dämmung von Konvektion und Leitung ableiten. Neben der Auswahl eines Materials mit geringer Wärmeleitfähigkeit, hoher Dämmdicke und mehreren Materialübergängen kann das Dämmverhalten durch die Beeinflussung des Strömungsfelds z.B. durch Beschichtung oder Anpassung der Oberflächenbeschaffenheit beeinflusst werden. Der ebenfalls auftretende Verlust thermischer Energie an die Umgebung durch Wärmestrahlung wird in Abschnitt 6.4.1.2 diskutiert. Alle Begrenzungsflächen des Innenraums sind für eine Wärmedämmung geeignet. Durch die natürliche Temperaturschichtung aufgrund der Dichteänderung der Luft sind im Winter die Wärmeverluste im Dachbereich am größten. Theoretisch ist im Sommer deshalb der Unterboden wegen der absinkenden, kalten Luft und der daraus entstehenden größeren Temperaturdifferenz zur Umgebung der Bereich des stärksten Wärmestroms. Durch starkes Überhitzen der Außenflächen aufgrund von Sonneneinstrahlung im Dachbereich kann aber auch im Sommer das Dach der Bereich des größten Wärmeeintrags sein. Der effiziente Elektroantrieb sorgt für einen geringen Wärmeeintrag des Triebstrangs in den Fahrzeuginnenraum. Dennoch ist auch bei batterieelektrischen Fahrzeugen und noch stärker bei Hybridfahrzeugen darauf zu achten, dass die Kabine nicht nur gegenüber der Umwelt, sondern auch gegenüber dem Antrieb wärmegeklämt ist. Neben der Karosserie spielen die Scheiben eine wichtige Rolle bei der Wärmeübertragung. Durch die Vergrößerung der Scheibenflächen bei modernen Fahrzeugen steigt die Gewichtung der Scheibendämmung. Da hohe Anforderungen für die Front- und vorderen Seitenscheiben in Bezug auf Transmission sichtbaren Lichts und Verzerrung gestellt werden (UN/ECE R43), sind die Möglichkeiten der Wärmedämmung begrenzt. Weitere Randbedingungen, wie Verfahrbarkeit der Seitenscheiben, Beschlag, Gewicht und Kratzempfindlichkeit, sind zu beachten. Aus diesen Gründen kommen für Scheibendämmung bisher nur Zweischichtverbundglas (in Fahrzeugen ab dem E-Segment teilweise bereits Serienausstattung (Mayer et al. 2011)) und eine Transmissionsbeschichtung (nächster Abschnitt) in Frage.

Die Auswahl an möglichen Beplankungsmaterialien zur Wärmedämmung ist begrenzt. Gängige Karosseriewerkstoffe sind Aluminium- und Stahlbleche. Aluminium hat eine deutlich bessere Wärmeleitfähigkeit, sodass sich der Trend zum Aluminiumleichtbau negativ auf die Wärmedämmung auswirkt. Mit Kunststoffen, wie sie im Smart verwendet werden (Wirth et al. 2013), kann die Dämmung deutlich verbessert werden. Da die Kunststoffe eine niedrige Wärmeleitung und auch ein niedrigeres E-Modul haben, müssen größere Wandstärken verwendet werden, was ebenfalls einen positiven Einfluss auf die Dämmung hat. Neue Materialien, wie Faserverbundwerkstoffe, weisen bei orthotroper Auslegung eine richtungsabhängige Wärmeleitfähigkeit auf. CFK hat in Faserrichtung eine ähnliche Wärmeleitfähigkeit wie Stahl⁸, andere Faserverbundmaterialien, wie AFK und GFK, weisen deutlich geringere Leitfähigkeiten auf⁹.

⁸ $\lambda = 15-40 \text{ W/mK}$ (<http://www.swiss-composite.ch/pdf/i-Werkstoffdaten.pdf>)

$c_p = 0,710 \text{ kJ/kgK}$; Dichte = $1.500 - 1.600 \text{ kg/m}^3$ (http://www.kohlefaser.de/cosmoshop/rubrikpdf/data_de.pdf; Zugriff 13.7.2014).

⁹ $\lambda = 0,2-0,6 \text{ W/mK}$; $c_p = 1,0-1,2 \text{ kJ/kgK}$; Dichte= 2.000 kg/m^3 (<http://fibrolux.com/de/main/wissenswertes/kennwerte/>; Zugriff 13.7.2014).



Gängiger sind jedoch Dämmungsmatten, die an der Innenseite der Karosserie angebracht werden. Neben klassischen Dämmstoffen, wie Mineralwolle und Polystyrol, bieten auch speziell ausgelegte PU-Schäume eine sehr geringe Wärmeleitfähigkeit bei ebenfalls geringer Dichte. Derzeit noch relativ teure Vakuumisolationspaneele oder hochporöse Festkörper („Aerogele“) (Brooke 17.9.2013; Han et al. 2009) haben abermals um eine Größenordnung niedrigere Wärmeleitfähigkeiten, sind aber aus Kostengründen nicht für größere Karosserieflächen verwendbar. Hesch (1997) macht einen Vorschlag für die Anordnung von Dämmflächen, zusätzlich wird ein Tropendach mit einer Lüftung unter der Dachhaut beschrieben, welches die Überhitzung im Sommer reduzieren soll.

Zur Verbesserung der Wärmedämmung der Fenster kann eine Mehrfachverglasung eingesetzt werden, z.B. durch die Polyvinylbutyralzwischenlage in Verbundglasscheiben. Diese könnte auch für Seitenscheiben verwendet werden (in Oberklassefahrzeugen bereits Standard). Die Vorteile der Verbundglasscheiben sind vergleichsweise gering. Der U-Wert verbessert sich um etwa 10% (Parei 2008). Die Gewichtszunahme durch Verbundglasscheiben lässt sich teilweise durch die Verwendung von dünneren gewichtsoptimierten Scheiben kompensieren. Dabei wird die Glasstärke der zur Verbundglasscheibe gehörenden Glasschichten von je 2,1 mm auf 1,8 mm (außen) und 1,4 mm (innen) reduziert. Die Stärke der dazwischenliegenden Polyvinylbutyrallaminatschicht bleibt mit 0,76 mm konstant (Offermann 2013). Dreifachverglasungen, wie in Immobilien eingesetzt, kommen wegen des hohen Gewichts oder ihrer Dicke (40 mm) nicht in Frage. Problematisch an der Scheibendämmung ist, dass die Außenseite der Scheiben deutlich weniger durch die Innenraumluft erwärmt wird und es so zu Vereisungen bei schnellen Temperaturwechseln (z.B. bei der Einfahrt in einen Tunnel) kommen kann (Schüppel 2013).

Die Quantifizierung von Wärmedämmmaßnahmen ohne Versuche wird durch die uneinheitliche Angabe von U-Werten erschwert. Für Verbundglasscheiben variieren die Werte um 100% (Parei 2008; Reichenbach 2011b). Hierbei spielen sowohl die Messmethode als auch die Einfassung der Scheibe eine Rolle.

Im Sommereinsatz kann Wärmedämmung eine negative Wirkung haben, da die vor allem durch Strahlung in den Fahrgastraum eingetretene Wärme nicht mehr so leicht an die Umgebung abgegeben werden kann. Es entsteht dann ein stärkerer Treibhauseffekt, der die Abkühlung verlangsamt (Han et al. 2009). Dieser kann bspw. durch eine Standbelüftung reduziert werden.

5.4.1.2 Dämmung: Wärmestrahlung

Wärmestrahlung basiert auf elektromagnetischen Wellen im Bereich des infraroten Lichts (vgl. Kapitel 5.3.1.6). Aus Gleichung (9) ergeben sich die Möglichkeiten zur Reduktion von Wärmestrahlung. Zum einen kann die Temperaturdifferenz über eine verbesserte Dämmung der Wärmeleitung reduziert werden und zum anderen kann die Oberflächenbeschaffenheit modifiziert werden, sodass der Emissionsgrad reduziert wird. Eine Sonderrolle nehmen die Glasflächen im Fahrzeug ein, da diese transparent für den sichtbaren Bereich der elektromagnetischen Strahlung sein müssen. Dies führt dazu, dass die solare Strahlung relativ ungehindert in die Fahrzeuggabine und aus dieser hinaus gelangen kann. Es muss deshalb bei der

Dämmung von Strahlung einerseits zwischen transparenten und nicht transparenten Flächen unterschieden werden sowie andererseits zwischen reiner Wärmestrahlung und solarer Strahlung.

Nicht transparente Flächen sind Karosseriefächen, die aus Metallblechen oder Kunststoffen bestehen. Durch den mehrschichtigen Aufbau mit Blech, ggf. Schalldämmung, Luftvolumen und Innenverkleidung kann die strahlungshemmende, niedrig emmissive Oberfläche oder Beschichtung auch im nicht sichtbaren Bereich den Strahlungsaustausch im Zwischenluftvolumen reduzieren. In Wirth et al. (2013) wird diese Maßnahme für die Türdichtfolie eines Smart ED erläutert. Alternativ können auch niedrig emmissive Textilien verwendet werden. Da von jedem Körper über 0 K eine Wärmestrahlung ausgesendet wird, erfolgt die Strahlung sowohl von innen nach außen, als auch umgekehrt, nur dass die heißere Seite stärker emittiert. Dementsprechend ist darauf zu achten, ob die Innenseite, die Außenseite oder beide Seiten eine optimierte Oberfläche besitzen, um so den Wärmestrom richtungsabhängig oder -unabhängig zu beeinflussen.

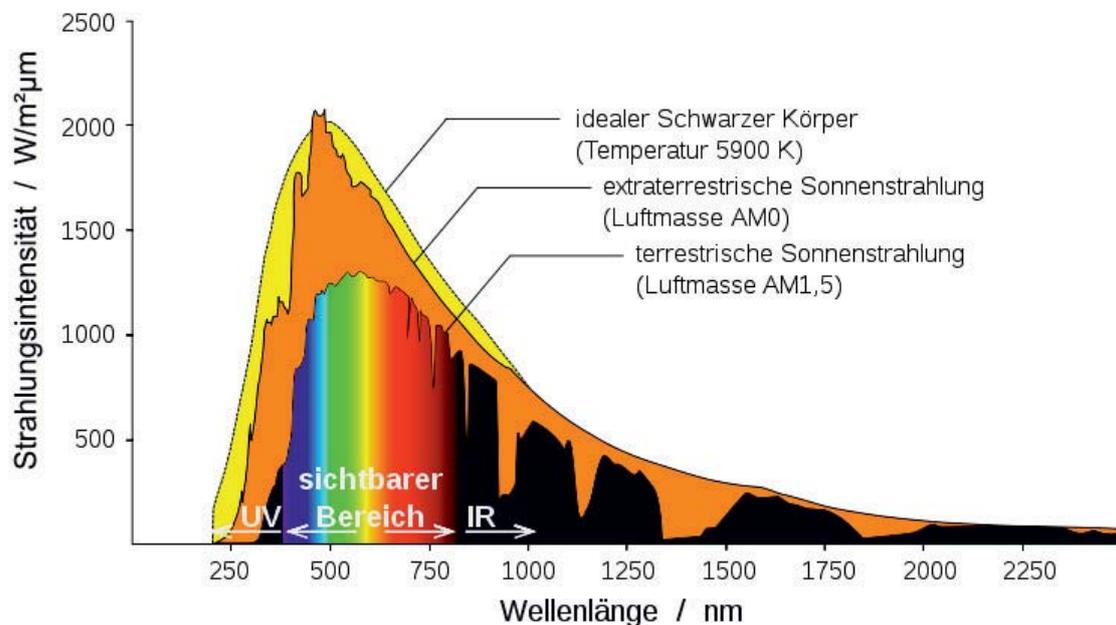


Bild 39: Extraterrestrische und terrestrische Strahlungsintensität der Sonne über der Wellenlänge.

Luftmasse (englisch Airmass) AM 1 wird für Bereiche am Äquator verwendet, AM1,5 für Breiten, die nicht in der Nähe des Äquators liegen, verwendet. Die globale Strahlungsleistung (direkte und indirekte Strahlung) bei AM 1,5 beträgt $1.000 W/m^2$ (Quilbert 18.10.2007).

Solare Strahlung wird von nichttransparenten Oberflächen absorbiert und reflektiert (die Transmission ist sehr gering). Das Verhältnis zwischen Absorption und Reflexion hängt von der Oberfläche ab. Bekannt ist die unterschiedliche Erwärmung von Fahrzeugen mit unterschiedlichen Farben. In Großmann (2013) wurden Untersuchungen mit lackierten Blechen durchgeführt, die eine Differenz zwischen weiß und schwarzmetallic in der Aufheizung von 36 K bei gleichen Randbedingungen ergaben. Die Differenz entsteht, weil schwarz deutlich stärker solare Strahlung absorbiert als weiß. Neben der Farbe sind auch der Lackaufbau und die Zusammensetzung wichtig. Lacke, die zusätzlich mit Klarlack versiegelt sind oder auch matte Oberflächen erwärmen sich unter solarer Strahlung stärker als Einschichtlacke und glänzende

Oberflächen. Durch eine optimierte Pigmentzusammensetzung kann der Reflexionsgrad von dunklen Lacken bei gleichbleibendem optischem Eindruck erhöht und damit die Absorption verringert werden. Mit speziellen organischen Schwarzpigmenten kann die Aufheizung an der Oberfläche gegenüber konventionellen Lacken um etwa 20% (12 °C) verringert werden, auf der Blechunterseite beträgt die Reduktion noch etwa 10% (Henning 2012). In Rugh et al. (2007) wurden Outdoor-Messungen im Sommer 2005 in Golden/Colorado (USA) mit einem Cadillac STS u. a. mit einem infrarotreflektierendem Lack beschrieben. Es werden keine absoluten Zahlen genannt. Die Temperaturreduktion der Lackoberfläche liegt mit 7 °C in ähnlicher Höhe. Der Einfluss auf die Lufttemperatur im Innenraum des Fahrzeugs durch den IR-Lack ist mit 1 °C Absenkung gering.

Die gesetzlichen Anforderungen zur Transmission von Front- und vorderen Seitenscheiben schränken die Möglichkeiten für diese Scheiben ein. Die Windschutzscheibe muss in der EU eine Transmission von 75% (in den USA 70% lt. Rugh et al. (2007)) des sichtbaren Lichts haben, die Seitenscheiben 70%. Für die restlichen Glasflächen im Kfz gelten keine besonderen Anforderungen zur Transmission. Solare Strahlung weist ein sehr breites Wellenlängenspektrum auf (Bild 39). Der infrarote Wellenlängenbereich ist deutlich breiter als der sichtbare. Ziel einer Sonnenschutzverglasung ist es daher, nur im Bereich der sichtbaren Wellenlänge eine hohe Transmission zu haben und ultraviolette sowie infrarote Strahlung zu reflektieren oder zu absorbieren, und damit eine sogenannte wellenlängenselektive Transmission zu erzielen. Diese wird bereits seit den 1960er Jahren durch den Einsatz des sogenannten Colorglases erreicht. Dabei handelt es sich um grün oder braun eingefärbtes Glas mit einer auf etwa 65% reduzierten Transmission von solarer Strahlung (Offermann et al. 2012).

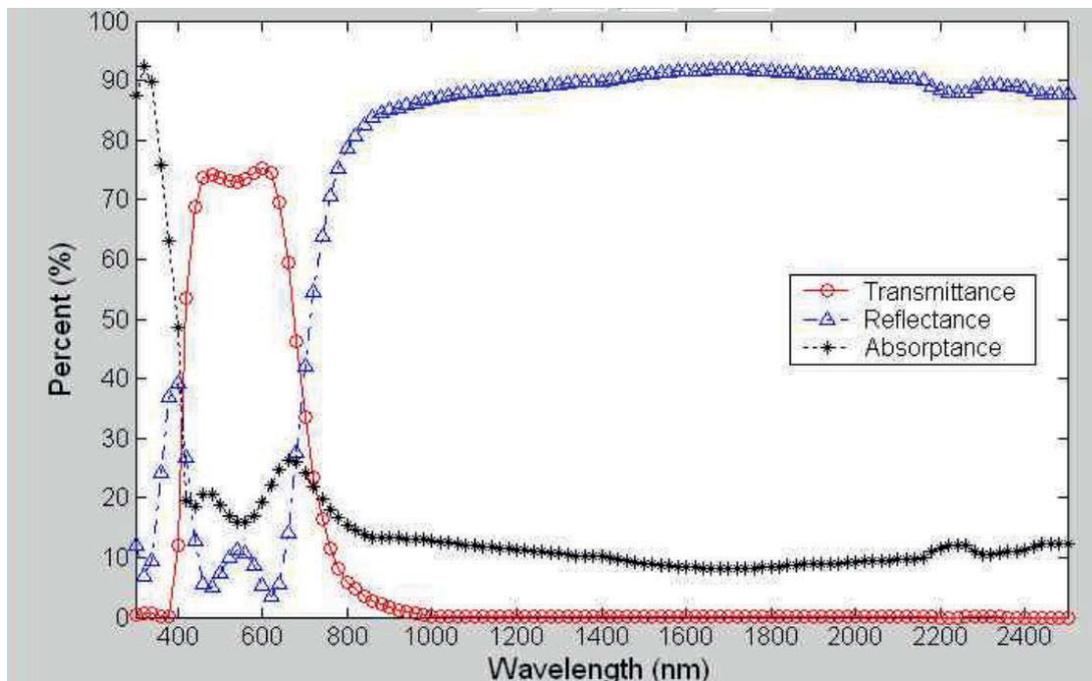


Bild 40: Transmission, Reflexion und Absorption vom Pittsburgh Glass Works Sungate EP Fahrzeugglas (Rugh 6/2009)

Colorglas bewirkt, dass die Scheiben sich zwar stärker erwärmen, aber weniger solare Strahlung in den Innenraum gelangt, dort von Flächen absorbiert und in Wärmestrahlung umgewandelt wird. In Bild 40 sind die spektralen Eigenschaften einer optimierten Wärmeschutzverglasung dargestellt. Der sichtbare Wellenlängenbereich zwischen 380 und 750 nm hat eine hohe Transmission, während außerhalb des sichtbaren Bereichs Absorption (ultraviolett) und Reflexion (infrarot) stark ansteigen. Die Optimierung der IR-Reflexion erfolgt über eine Beschichtung der Scheiben. UV-Licht wird bereits von gewöhnlichem Fensterglas relativ gut absorbiert, nur ein Teil der UV-A-Strahlung wird transmittiert. Zusätzlich kann über die Beschichtung erreicht werden, dass die von der Sonne aufgeheizte Scheibe weniger Wärmestrahlung an den Innenraum abgibt (Paulus et al. 2012). In Bild 41 ist dies auf der rechten Seite dargestellt. Die Beschichtung bewirkt, dass der Hauptteil der von der Scheibe abgegebenen Wärmestrahlung an die Umwelt und nicht in den Innenraum abgestrahlt wird. Der Nutzen von Glas mit verbesserter Reflexion der Infrarotstrahlung wurde in verschiedenen Veröffentlichungen (Han et al. 2009; Offermann et al. 2012; Paulus et al. 2012; Devonshire et al. 11/2003) untersucht. Die solare Einstrahlung durch die Scheiben konnte um etwa 20% reduziert werden.

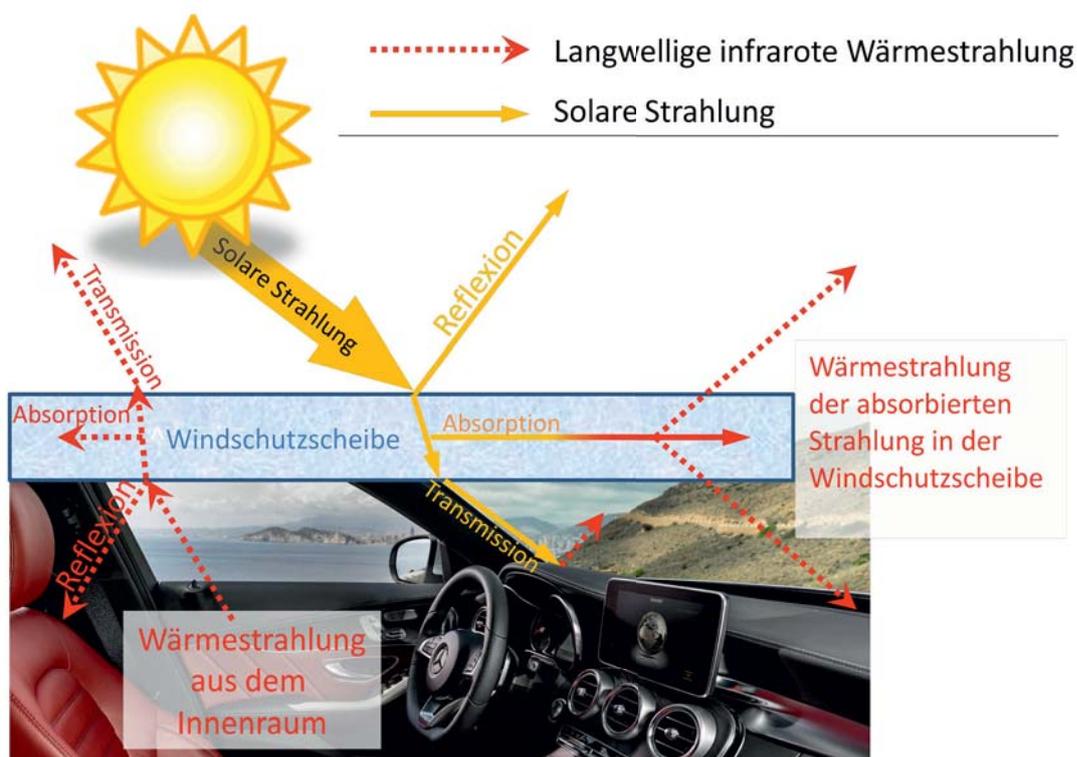


Bild 41: Solare Strahlung und Wärmestrahlung sowie die Strahlungsteilung in Reflexion, Transmission und Absorption (Bildquelle Pkw Innenraum: Daimler Global Media 1/2014)

Für Scheiben, für die keine gesetzlichen Vorgaben zur Durchlässigkeit von Licht bestehen, ist bei reduzierter Transmission eine stärkere Reduktion des Wärmeeintrags durch die Scheiben möglich. Zusätzlich steigt auch die Absorption durch die dunkle Färbung an, sodass sich die Scheiben stärker aufwärmen (Offermann et al. 2012). Daimler hat mit dem 2010 vorgestellten *Magic Sky Control* ein Glas mit variabler Transparenz für Fahrzeuganwendungen in die Serie gebracht. Die Schaltung der Transparenz erfolgt durch eine 120 V-Spannungsquelle mit der sich



Polyiodid-Nanopartikel, die sich in einer Zwischenschicht der Verbundglasscheibe des Dachs befinden, ausrichten lassen. Es kann zwischen nahezu 0% und 48% Transmission des sichtbaren Lichts variiert werden. Die transmittierte Strahlungsenergie kann so von 17% der einfallenden Strahlung auf unter 1% bei verdunkeltem Dach reduziert werden (Zygan et al. 2011). Neben dieser Serienanwendung wird an Kunststoffscheiben mit im Vergleich zu Glas geringerer Masse mit variabler Transparenz geforscht. Ein Serieneinsatz ist jedoch nicht absehbar (Heim et al. 2011).

Für Heizanwendungen bestehen andere Anforderungen an das Glas. Im Winter ist eine Strahlungstransparenz förderlich, da dadurch die solare Strahlung zur Beheizung des Innenraums genutzt werden kann. Wichtiger ist jedoch, dass möglichst wenig Wärmeenergie durch langwellige Strahlung an die Umgebung abgegeben wird. Dies kann analog zu bereits genannten nicht verglasten Flächen über eine niedrig emmissive Beschichtung der Scheiben erreicht werden. In Bild 41 ist dies im linken Bildteil dargestellt. Durch die Beschichtung wird erreicht, dass die Reflexion von Wärmestrahlung erhöht wird und Absorption und Transmission reduziert werden. Low-E-Beschichtungen sind gängig bei Mehrfachverglasungen von Immobilien. In Prüfstandsversuchen konnte eine 6 bis 12% niedrigere Heizleistung durch Low-E-Verglasung erreicht werden (Paulus et al. 2013). Die Beschichtung hat allerdings bei abgestelltem Fahrzeug im Sommer den Nachteil, dass weniger Strahlungswärme das Fahrzeug verlassen kann und so der Treibhauseffekt verstärkt wird. Während des Kühlbetriebs hat die Beschichtung wiederum den Vorteil, dass weniger Strahlung in das Fahrzeug gelangt.

5.4.2 Reduktion des Luftaustauschs und Abluftwärme-/Abluftkälterückgewinnung

Frischlufbetrieb ist die Basiskonfiguration für die Heizung und Klimatisierung von Pkw. Dies ist einer der Gründe für den in Kapitel 4 genannten hohen Leistungsbedarf des HVAC-Systems im Pkw im Vergleich zu Immobilien. Die Luft im Pkw-Innenraum wird 100 bis 150 mal pro Stunde ausgetauscht, während in Gebäuden die Luftaustauschrate zwischen 3 bis 8 pro Stunde (Kolb 2004) liegt. Neben dem hohen Leistungsbedarf hat die hohe Austauschrate auch eine langsame Temperierung des Innenraums zur Folge, weshalb für Fahrzeuge mit Klimaanlage bereits in den 1980er Jahren die Umluftschaltung eingeführt wurde (Frank 1992). Damit wird die Innenraumluft rezirkuliert, sodass der Luftaustausch mit der Umgebung auf geschwindigkeits- und karosserieabdichtungsabhängige Leckageströme reduziert wird. Negative Folgen des Umluftbetriebs sind eine Verschlechterung der Luftqualität durch abnehmenden Sauerstoffgehalt, stärkere Wasserbeladung und Geruchsbelastungen (Hygiene). Hohe Luftfeuchtigkeit ist jedoch nur im Heizbetrieb problematisch, da im Kühlbetrieb die Luft am Verdampfer getrocknet und die Feuchtigkeit aus dem Innenraum geführt wird. Im Heizfall steigt bei Umluft die Innenraumwasserbeladung durch die Wasserdampfabgabe der Insassen (ca. 35 g/h pro Person (DIN 1946-3 2006)) und zusätzlich durch feuchte Bekleidung an. Um ein Auskondensieren des Wassers an den Scheiben zu vermeiden, muss die Luft entweder am Verdampfer getrocknet werden, was ein anschließendes Heizen (Reheat) notwendig macht, oder es muss der Frischluftanteil erhöht werden. Die Steuerung der Umluftrate kann anhand von Sensordaten zur Luftfeuchte (Käfer 1998) und zum CO₂-Gehalt (Arndt et al. 2007) erfolgen. Beim Überschreiten von Grenzwerten (2.000 ppm für den CO₂-Gehalt (Großmann 2013)) muss dann die Frischluftrate erhöht werden. Dies sollte nach Möglichkeit nicht durch eine 2-

Punktregelung (an/aus), sondern kontinuierlich erfolgen. Frischluftwerte unter 20% können zur in Kapitel 4.2 genannten Strömungswalze führen, infolge derer keine konditionierte Luft mehr in die hinteren Fahrzeugbereiche gelangt (Markowitz 2012). Bei nicht besetzten hinteren Sitzreihen kann dies aber auch von Vorteil sein, da nicht mehr der gesamte Innenraum konditioniert wird.

Neben der Kabinenluft entweicht auch Frischluft durch die Entlüftung (Kurzschlussströmung), sodass der Luftaustauschwirkungsgrad bei der in Fahrzeugen auftretenden Mischlüftung in etwa bei 50% liegt. Das mittlere lokale Alter der Luft beträgt 50 bis 60 s (Flieger 2013).

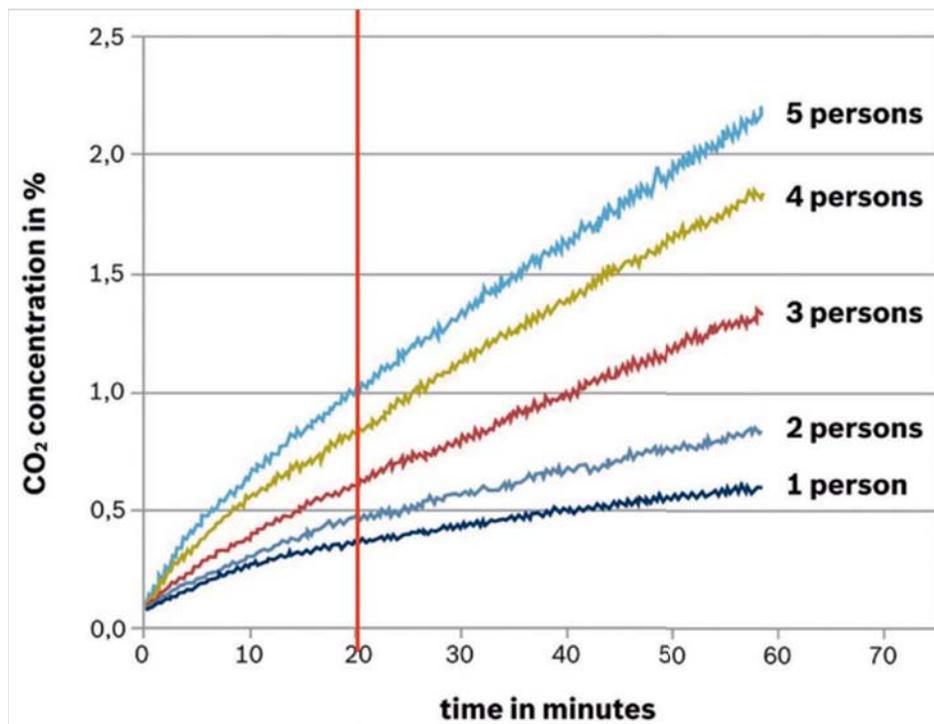


Bild 42: CO₂-Konzentration in Abhängigkeit der Fahrzeit und der Personenzahl im reinen Umluftbetrieb aus Arndt et al. (2007)

In rot ist die durchschnittliche Fahrdauer eines mit einer Personen besetzten Pkw aus (infas, DLR 2010) eingezeichnet.

Die empfohlene Frischluftmenge für Gebäude liegt bei 0,4 bis 1,3 kg/min (20 bis 65 m³/h) pro Person (Schickel 2007). Für Fahrzeuge werden in der DIN 1946-3 deutlich höhere Werte von 5 bis 12 kg/min angegeben. Luftqualität und Hygiene sollten auch bei hohen Umluftraten nicht beeinträchtigt werden. Der Hauptgrund für die Notwendigkeit hoher Frischluftraten liegt bei der Beschlagsneigung der Scheiben durch niedrige Oberflächentemperaturen und hohe Luftfeuchtigkeit. Der CO₂-Gehalt ist bei Fahrzeugen mit nur einem Passagier relativ unkritisch. Der Mensch atmet durchschnittlich 4 l/min, davon sind 4% CO₂ in der ausgeatmeten Luft. Selbst bei einem Smart (V = 1.500 l) würde es knapp 19 min dauern, bis der CO₂-Gehalt auf den RAL 3 Grenzwert von 2.000 ppm für „Räume für dauerhaften Aufenthalt von Personen“ aus der VDI-Richtlinie 6022 (VDI 6022.) angestiegen ist. Der MAK-Grenzwert (Maximale Arbeitsplatz-Konzentration) von 5.000 ppm würde nach 47 min erreicht werden. Erst bei mehreren Personen Besatzung können die Grenzwerte relativ schnell erreicht werden (vgl. Bild 42). Ein reiner Umluftbetrieb ist jedoch durch die mit der Geschwindigkeit steigenden Leckageströme nicht

möglich, es findet immer ein Luftaustausch mit der Umwelt statt. In Arndt et al. (2007) wird durch die Umluftregelung mit Hilfe eines CO₂-Sensors eine Verringerung der Kompressorleistung von 3.100 W auf 1.920 W bei 35 °C Außentemperatur und 40% relative Luftfeuchte angegeben, was einer Einsparung von etwa 30% entspricht (der Fahrzeugtyp wird nicht genannt). Diese Einsparung reduziert sich mit steigender Passagierzahl, sodass bei fünf Insassen nur noch 400 W eingespart werden können.

Bei größeren Fahrzeugen ist zu beachten, dass durch die genannte Strömungswalze nur ein begrenzter Luftaustausch zwischen vorderem und hinterem Innenraumbereich stattfindet und so die lokale CO₂-Konzentration höher sein kann (Markowitz 2012).

Die Regelung der Frischluftmenge muss im Heizbetrieb sowohl über den CO₂-Gehalt als auch über die Luftfeuchtigkeit erfolgen (Bild 43). Diese wird durch die Insassen kontinuierlich erhöht, sodass ein höherer Frischluftanteil notwendig ist. Der Einfluss der Frischluft auf die Innenraumluftfeuchte hängt auch von der absoluten Wasserbeladung der Umgebungsluft ab. Die absolute Feuchte ist bei milderem Temperaturen in der Regel deutlich höher als bei sehr niedrigen Temperaturen (vgl. Bild 5). Im Heizbetrieb kann zusätzlich auch am Klimaanlageverdampfer Feuchtigkeit auskondensiert werden. Dafür muss aber die Verdampfertemperatur unter der Umgebungstemperatur liegen, sodass mehr Heizleistung als im Frischluftbetrieb für den *Reheat* notwendig ist.

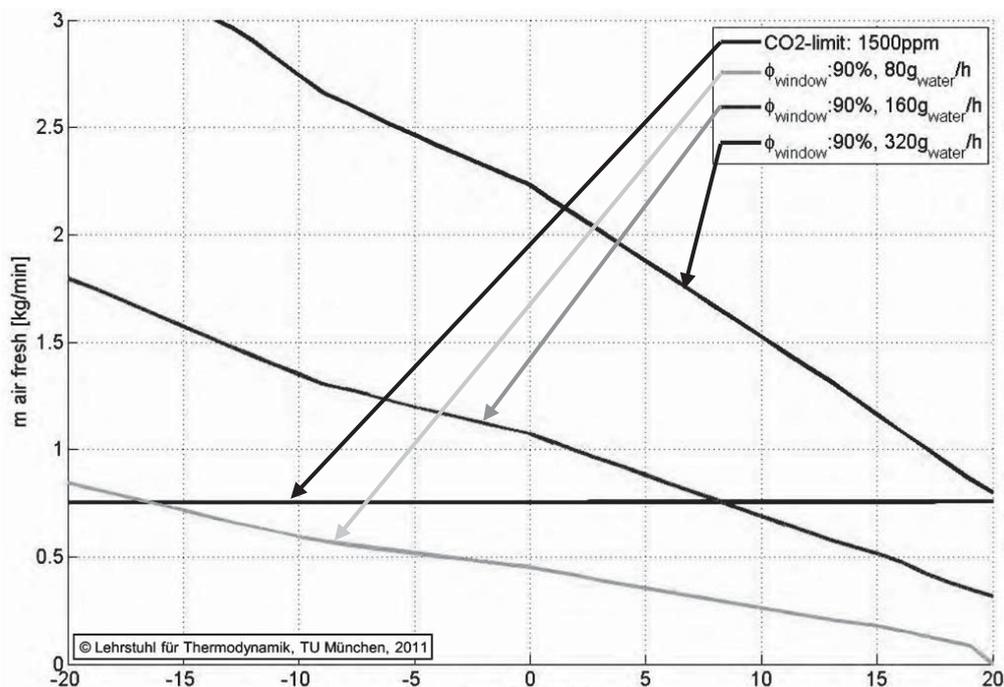


Bild 43: Vergleich von notwendigen Luftmassenströmen (Ordinate) für unterschiedliche Wasserdampfabgabewerte der Insassen in Abhängigkeit der Temperatur in °C (Abszisse) Grenzwerte sind die Luftfeuchtwerte von 90% an der Scheibe und die CO₂-Konzentration (1.500 ppm) (Lorenz et al. 2012).

Die Frischluftmenge kann im Klimaanlagebetrieb über den maximalen CO₂-Gehalt geregelt werden. Wenn dieser nicht über einen Sensor gemessen werden kann, ist auch anhand pauschaler Aussagen zur CO₂-Emission pro Person und Personenbelegung durch die

Sitzbelegungserkennung eine Umluftsteuerung möglich. Die durch die Insassen erhöhte Luftfeuchtigkeit wird am Verdampfer auskondensiert und abgeführt.

Da im Heizbetrieb die Luftfeuchte nicht am Verdampfer reduziert werden kann, ist ein hoher Frischluftanteil notwendig. Um negative Folgen hoher Luftfeuchte für die Fahrsicherheit (Beschlag) zu reduzieren, kann bspw. beschlagfreies Glas (Franz 28.10.2010) oder eine Scheibenheizung (Kapitel 5.3.1.4), die durch Erreichen einer erhöhten Temperatur dem Taupunkt ausweicht, eingesetzt werden. Weiterhin kann mithilfe einer verbesserten Wärmedämmung der Scheiben (vorheriges Kapitel) erreicht werden, dass die Scheibeninnentemperatur weniger stark absinkt (Lorenz et al. 2012). Auch ohne Scheibenbeschlag sind jedoch entsprechend Bild 6 durch die maximale Luftfeuchte Grenzen gesetzt, sodass Frischluft in das Fahrzeug gebracht werden muss. Aufgrund der isobaren Wärmekapazität von Luft von etwa $1,005 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ wird auch genau diese Energie pro K und kg Luft zum Heizen benötigt. Bei genanntem Minimum an Frischluftdurchsatz nach DIN 1946-3 von $5 \text{ kg}/\text{min}$ und einem ΔT von 1 K sind $83,7 \text{ W}$ notwendig. Für jeden weiteren 1 K Temperaturunterschied und kg Frischluft sind $16,6 \text{ W}$ aufzubringen, sodass bei den nach Tabelle 8 am häufigsten auftretenden Temperaturen bei Fahrten in Deutschland von $5 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$ eine Leistung zwischen $1,0 \text{ kW}$ und $1,4 \text{ kW}$ für das Aufheizen der Frischluft ohne Wärmeverluste an Umgebung oder Interieur notwendig ist. Wenn der Luftdurchsatz auf das Maximum von $12 \text{ kg}/\text{min}$ nach DIN 1946-3 erhöht wird, steigt die Leistung auch auf mehr als das Doppelte an. Durch die $35 \text{ g}/\text{h}$ Wasserdampfabgabe von Passagieren steigt die Luftfeuchte um etwa 3% pro Minute, m^3 Innenraumvolumen und Insasse an (bei einem Smart mit $1,5 \text{ m}^3$ Innenraumvolumen und einem Insassen beträgt der Anstieg 2% pro Minute). Der Wert kann durch feuchte Kleidung deutlich erhöht werden, sodass gerade bei leistungsschwacher Heizung und niedrigen Temperaturen der Taupunkt an den kalten Scheiben schnell überschritten wird. Um dies zu vermeiden, muss die Frischluftzufuhr erhöht werden.

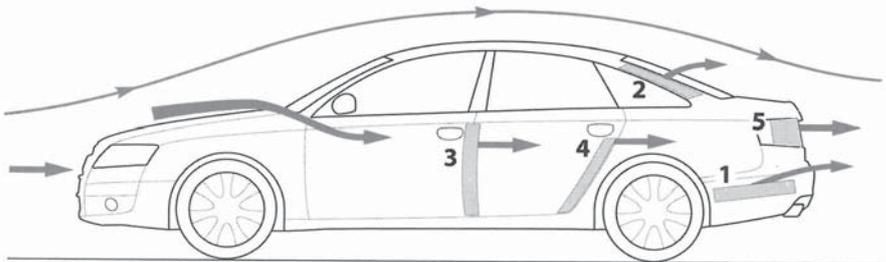


Bild 44: Zu- und Abluftöffnungen im Pkw (Nr. 1: gängige Entlüftung bei Pkw; Nr. 2 & 5: Entlüftung bis etwa 1990 verwendet; Nr. 3 & 4: Leckageströme an Türfugen) (Großmann 2013)

Um den Frischluftanteil zu reduzieren, kann, wie im Toyota Prius II, die Umluftrate im oberen Kabinenteil niedriger eingestellt werden, sodass eine CO_2 -Anreicherung im Bereich der Atemwege und Beschlag an den Scheiben vermieden werden. Im Fußbereich kann dagegen ohne Beeinträchtigung der Konzentration des Fahrers und somit ohne Einfluss auf die Fahrsicherheit ein höherer Umluftanteil eingestellt werden (Michniacki et al. 2006). Der Nutzen wird jedoch durch Nutzereingriffe und Vermischung der Luftvolumina durch Konvektion reduziert. Zudem

ist es aufgrund der Thermik nicht sinnvoll, im Heizfall neben den unteren auch die oberen und im Kühlfall neben den oberen auch die unteren Lüftungsdüsen zu betreiben.

Zur Reduzierung der Wärmeverluste durch den Frischluftbetrieb könnte die Abluft genutzt werden, um die Frischluft vorzuwärmen oder zu kühlen (Reichenbach 2011b). Dies kann entweder direkt über einen Wärmetauscher zwischen Zu- und Abluft erfolgen oder über einen Zwischenkreis mit einem flüssigen Kühlmittel. Bei Niedrigenergiehäusern werden Kreuzgegenstromwärmetauscher mit einem Wärmetauscherwirkungsgrad von bis zu 95% eingesetzt (u.a. Vailant 03/2006). Die Volumenströme entsprechen denen von Fahrzeugbelüftungen ($70 \dots 350 \text{ m}^3/\text{h} = 1,2 \dots 5,8 \text{ m}^3/\text{min}$), jedoch sind die Wärmetauscher aufgrund ihrer Größe nicht in einem Fahrzeug einsetzbar. Bei Verkleinerung der Wärmetauscherflächen sinkt auch der Wirkungsgrad, sodass hier ein Kompromiss gefunden werden muss. Problematisch ist auch die Anordnung der Öffnungen für Zu- und Abluft (vgl. Bild 44), die zusätzliche Kanäle erfordern, um diese zusammen in einen Wärmetauscher zu führen. Da heutige Luftführungskanäle sehr flach gestaltet werden können und es bereits Konzepte für dezentrale HVAC-Systeme gibt (Visteon), ließe sich prinzipiell eine Rückgewinnung realisieren. Mit einem Zwischenmedium mit hoher Wärmekapazität (bspw. Wasser) würden die Kanalquerschnitte stark reduziert werden, dafür sinkt durch den Zwischenkreis der Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung. Bei HVAC-Systemen, die bereits mit einem Wasserkreis arbeiten oder bei Wärmepumpensystemen kann der Wasserzwischenkreis als Wärmequelle genutzt werden. Versuche bei Audi führten zu sehr geringer Leistungsrückgewinnung mit einem Wärmetauscher (aus 6.000 W Abluftleistung konnten nur 500 W zurückgewonnen werden) (Schüppel 2013).

5.4.3 Gezielte Anströmung der Insassen

Durch eine gezielte Anströmung des Passagiers ist gegenüber einer reinen Kabinenkühlung eine reduzierte Kühlleistung notwendig, da die thermische Trägheit des Innenraums teilweise ausgekoppelt werden kann. Dieser Effekt ist vor allem bei kürzeren Fahrtstrecken mit schnellem Abkühlen der überhitzten bzw. schnellem Aufheizen der unterkühlten Kabine relevant. Ziel sollte es sein, möglichst nur die besetzten Sitze zu temperieren. Da jedoch immer ein Luftaustausch in der gesamten Fahrzeugkabine stattfindet, sind die Einsparmöglichkeiten ohne eine vollständige Abtrennung einzelner Sitzplätze gering. In Kwon et al. (2012) bzw. Lee et al. (2012) wird ein mit zusätzlichen Klappen erweitertes HVAC-System vorgestellt, das die temperierte Luft nur auf die besetzten Plätze leitet. Die Einsparung im FTP72 Fahrzyklus beträgt bei einem mit einer Person besetzten Kleinwagen (Hyundai i10) 17% der Leistung beim Kühlen ($35 \text{ }^\circ\text{C}$) und 20% beim Heizen ($0 \text{ }^\circ\text{C}$). In Jung (2010) und Heckenberger (2010) wird eine Komfortdüse vorgestellt, die mit einem ähnlichen Konzept arbeitet.

Weiteres Energiereduktionspotenzial lässt sich ausschöpfen, wenn nicht nur die Richtung, sondern die Ausströmdüsengeometrie verändert wird, da im Kühlfall durch stärkere Anströmung die Verdampfungskühlung auf der Hautoberfläche der Insassen verstärkt wird. So kann versucht werden, durch optimierte Luftbewegung die Temperaturanisotropie um den Insassen zu reduzieren. Der aus den Lüftungsdüsen strömende Strahl verhält sich näherungsweise entsprechend der Freistrahtheorie. Damit erreichen die Insassen (Abstand ca. 800 mm) nur noch $1/3$ der Strömungsgeschwindigkeit der Düse, da der Strahl sich sehr weit auffächert. Mithilfe



einer verbesserten Düsengeometrie, einer zum Insassen gerichteten Ausströmrichtung und durch Verringerung des Düsenquerschnitts kann bei reduziertem Volumenstrom eine bessere Luftführung zum Passagier erreicht werden. Voraussetzung hierfür ist, dass Düsen und Sitzposition der Insassen optimal aufeinander abgestimmt sind.

In Kaushik et al. (2011) wird ein vom *Department of Energy* (DOE) finanziertes Projekt für eine „Micro-Cooling/Heating Strategy“ vorgestellt. Deren Grundidee ist es, vor allem im Kühlbetrieb nicht die gesamte Kabinenluft zu kühlen, sondern die Insassen möglichst direkt mit deutlich höherer, lokaler Anströmgeschwindigkeit und durch Kontaktflächen (Sitz) zu kühlen. Damit soll der Zielkonflikt zwischen hohem thermischen Komfort und hoher Energieeffizienz entschärft werden. Es werden unterschiedliche Konzepte für „Local/Micro Cooling“ untersucht: Sitzbelüftung, Lüftungsdüsen im Sicherheitsgurt (siehe auch Klassen et al. 2011), Spotcooling mit höherer Geschwindigkeit unterhalb der Instrumentenkombi (3 Düsen mit einem Durchmesser von 2,14 cm) und eine Nackenkühlung durch Düsen im oberen Bereich der Rücksitzlehne (Düsendurchmesser 1,6 cm). Die drei Konzepte werden miteinander kombiniert und es werden sowohl die Energieeffizienz als auch der thermische Komfort untersucht und bewertet. Dies erfolgt hauptsächlich in der Simulation mit dem kommerziellen Programm RadTherm und dem *Virtual Thermal Comfort Engineering Tool* der UC Berkeley. Die Rechenergebnisse werden durch Versuche, bei denen der Zuluft Wärme über Peltier-Elemente entzogen wird, validiert (Chen et al. 2012).

2012 wird in das Energieeinsparpotenzial des Spotcooling an einem umgerüsteten Cadillac SRX quantifiziert. Die Einsparungen ergeben sich im Falle der Kühlung zum einen durch eine direktere Anströmung der Insassen, sodass die Lufttemperatur in der Kabine bei gleichem thermischen Komfort höher sein kann, und zum anderen durch eine höhere Verdampfungskühlung auf der Hautoberfläche der Insassen durch die direktere Anströmung mit einer höheren Geschwindigkeit. Zusätzlich wird der thermische Komfort über die verringerte Anisotropie der die Insassen umgebenden Luft und infolge der geringeren Kühltemperatur gesteigert, um eine kaltluftbedingte Blutgefäßverengung zu vermeiden. Ziel ist es, ein Mikroklima um die Insassen zu erzeugen. Die notwendige Kälte zur Erzeugung des Mikroklimas wird im Versuch über eine auf der Rücksitzbank und im Kofferraum untergebrachte thermoelektrische Kühlung erzeugt.

Mit der Kombination aus Spotcooling mit Luftdüsen im Instrumententräger, die das Gesicht und die Oberschenkel der Insassen anströmen, Luftdüsen an der B-Säule zur Anströmung des Oberkörpers und einem belüfteten Sitz konnten in der Simulation bessere Temperaturverteilungen und ein auf etwa 30-50% reduzierter Luftbedarf erreicht werden (Chen et al. 2012; Ghosh et al. 2012). Durch die direkte Anströmung können die Kabinentemperatur und auch die Ausblastemperatur ohne Verlust an Komfort deutlich erhöht werden.

Der Einfluss auf den Energiebedarf kann lediglich abgeschätzt werden, da nicht der Volumenstrom, sondern nur die Spannung am Gebläsemotor gemessen wird. Zudem läuft in den Versuchen das konventionelle HVAC-System im „Eco-Modus“ parallel zum thermoelektrischen Spotcooling mit. Eine einfache Quantifizierung der Reduktion des Energiebedarfs durch das Spotcooling kann über den reduzierten Luftbedarf erfolgen. Der in Ghosh et al. (2012) genannte

auf 50% reduzierte Luftbedarf bedeutet auch einen um die Hälfte reduzierten Energiebedarf für die Temperierung der Kabinenluft. Abhängig vom Einsatzszenario kann diese Einsparung variieren. Problematisch dürfte die Geräusentwicklung durch den geringeren Düsenquerschnitt und die direkte Anströmung der Insassen sein, die zu einem Zuggefühl führt und die automatisch auf den Insassen und die Sitzposition angepasst werden muss.

5.4.3.1 Verbreiterung des Temperaturfensters

Wenn die Innenraumlufttemperatur im Sommer über den komfortablen 22 °C und im Winter darunter liegen kann, tritt zum einen eine Energieeinsparung auf, da das HVAC-System eine geringere Temperaturänderung (vgl. Gleichung (21)) im Innenraum vollziehen muss, und zum anderen geringere Wärmeverluste durch Konvektion, Strahlung und Konduktion auftreten (Kapitel 2.3). Alle drei Wärmeübertragungsprinzipien haben die Innenraumtemperatur bzw. die Differenz zur Umgebungstemperatur als treibende Größe. Die Verbreiterung des Temperaturfensters bei nahezu konstantem Komfort kann durch eine direkte Beheizung oder Kühlung (Kapitel 5.3.1.4) sowie mithilfe einer Strahlungsheizung (Kapitel 5.3.1.6) erreicht werden. Keiner der beiden Ansätze kann eine ganzheitliche Körpertemperierung gewährleisten. Die Strahlungsheizung kann nur Körperflächen temperieren, die nicht in Kontakt zu einem Bauteil stehen. Im Gegensatz dazu ist die direkte Beheizung lediglich auf Kontaktflächen anwendbar, weshalb die Kombination der beiden Heizarten empfehlenswert ist. Eine Strahlungskühlung ist physikalisch nicht realisierbar. Zwar können nach Gleichung (9) auch kalte Oberflächen dem menschlichen Körper Wärme entziehen (die Strahlungsbilanz ist dann negativ), jedoch ist die Strahlungsleistung (Gleichung (25)) des Menschen aufgrund der niedrigen Hauptoberflächentemperatur gering und die infrage kommenden Abmessungen der kalten Fläche im Fahrzeug begrenzt, sodass in solchen Fällen der konvektive Wärmeübergang dominiert.

Bei der Kombination von Strahlungs- und Flächenheizungen mit einer reduzierten Luftheizung ist zu beachten, dass damit der Regelungsaufwand steigt, da die Temperierung nach drei Prinzipien mit jeweils mehreren Segmenten erfolgt. Theoretisch lässt sich auf diese Weise die anisotrope Temperaturverteilung von Innenraumluft und Kontaktflächen mit dem Körpers reduzieren, praktisch ist dies jedoch aufgrund der vielen Freiheitsgrade und der Heterogenität des Komfortempfindens von Menschen eine Herausforderung.

5.5 Lösungen mit Einfluss auf das Aufheiz- und Abkühlverhalten

Bis zum Erreichen der Zieltemperatur ist eine hohe Heiz- bzw. Kühlleistung notwendig, um die thermischen Massen des Innenraums und die der Innenraumluft auf die Komforttemperatur zu bringen. Dies findet im Bereich t_2 (im Kapitel 4.2) statt. Die Reduktion der thermischen Massen kann demnach auch den Leistungsbedarf reduzieren. Daneben gibt es weitere Möglichkeiten, die im Folgenden beschrieben werden.

5.5.1.1 Thermische Massen

Die thermische Masse der Einbauten im Fahrzeuginnenraum hat zusammen mit der Luft und den begrenzenden Flächen, wie Karosserie und Scheiben, eine dämpfende Wirkung auf die Temperierung. Während die Kabinenluft des Innenraums mit $1,4\text{ kW}$ von 5 auf 22 °C ($\Delta T = 17\text{ K}$ und $\dot{m} = 6\text{ kg/min}$) trotz reinem Frischluftbetrieb erwärmt werden kann (Kapitel 5.4.2), ist



der Leistungsbedarf zur Anpassung der Innentemperatur wegen der thermischen Massen deutlich höher, da der erwärmten eingeblasenen Luft von den Einbauten Wärme entzogen wird. Wie in Bild 15 schematisch dargestellt, ist die erforderliche Leistung während der Temperierung erheblich höher als nach Erreichen des stationären Zustands. Dies hat zur Folge, dass auch nach schneller Bereitstellung der maximalen Heizungs- oder Klimatisierungsleistung (bspw. bei Fahrzeugen mit einem elektrischen Heizer oder einem Brennstoffzuheizer) die Zeitspanne bis zum Erreichen der Komforttemperatur im Innenraum groß bleibt. Neben der thermischen Masse der Einbauten spielt auch die Wärmekapazität des HVAC-Systems mit seinen Luftkanälen eine wichtige Rolle, da auch hier der Heizluft bis zum Erreichen der Kabine Wärme entzogen wird. Einen Ansatz, um diese zu reduzieren, wird in Raut et al. (2012) vorgestellt, in dem die Kälte oder Wärme erst direkt in den Lüftungsdüsen über ein Peltier-Element erzeugt wird. Eine Quantifizierung der Masse und auch der spezifischen Wärmekapazität der Einbauten kann nur relativ grob erfolgen, da die Einbauten oftmals mehrschichtig und aus verschiedenen Materialien aufgebaut sind, sodass erst bei sehr langen Fahrten die gesamte Masse der Einbauten die Innenraumtemperatur erreicht. Bei den begrenzenden Karosserie- und Scheibenflächen wird zudem die Aufwärmung durch die Luft von Wärmeleitung, -strahlung und Konvektion überlagert. In Konz et al. (2011) werden für ein Fahrzeug der Smart- und der Golfklasse Masse, spezifische Wärmekapazität und Oberfläche für Einbauten, Karosserie und Verglasung angegeben.

Mit den Werten aus Tabelle 22 und Gleichung (22) lässt sich die Wärmeenergie berechnen, die zum Ändern der Innenraumtemperatur um ein bestimmtes ΔT notwendig ist. Für die zu Beginn des Kapitels genannte Temperaturänderung von 17 K sind für ein Fahrzeug der Smart-Kategorie 1,3 kWh und für ein Fahrzeug des C-Segments 2,1 kWh notwendig. Wenn die Temperaturanpassung in 20 min erfolgen soll, muss die Leistung entsprechend erhöht werden. Ebenfalls steigt die notwendige Energie bei Vergrößerung des Temperaturhubs. Vorteilhaft sind hohe thermische Massen, wenn das Fahrzeug vorkonditioniert wird, da die Einbauten als Wärme- bzw. Kältespeicher fungieren. Weiterhin ist die Abstimmung der Temperaturregelung mit hohen thermischen Massen leichter, da das System träger wird und damit Temperaturschwankungen gedämpft werden.

Tabelle 22: Masse, spezifische Wärmekapazität und Oberfläche des Pkw-Fahrgastraums (Konz et al. 2011)

		A-Segment (Smart, V = 1,5 m ³)	C-Segment (VW Golf, V = 2,5 m ³)
Karosserie-blechflächen	Masse [kg]	73	99
(Stahl)	c_p [kJ/(kg K)]	0,48	0,48
	A [m ²]	6,5	9,0
Verglasung	Masse [kg]	20,2	28,3
(Glas)	c_p [kJ/(kg K)]	0,80	0,80
	A [m ²]	2,0	2,8
Einbauten	Masse [kg]	185	300
(Kunststoffe)	c_p [kJ/(kg K)]	1,25	1,25
	A [m ²]	5,0	9,0

Entsprechend Gleichung (22) wird die Wärmeenergie Q , die zum Überwinden der thermischen Masse notwendig ist, über die Masse m und die Wärmekapazität c_p beeinflusst werden. Die Masse kann durch Leichtbau reduziert werden und bei der Materialwahl sollten solche mit geringerer Wärmekapazität bevorzugt werden. In der Praxis lassen sich die beiden Parameter nicht unabhängig betrachten, da bei der Materialauswahl auch die Masse verändert wird und das volle Potenzial von Leichtbau nur mit einer entsprechenden Änderung des Werkstoffs erreicht werden kann. Anhaltspunkte für die Materialwahl lassen sich anhand der Kennwerte in Tabelle 2 ermitteln. Dabei sind vor allem bei tragenden Teilen auch weitere Kennwerte (in der Tabelle nicht dargestellt), wie das E-Modul und die Zugfestigkeit, zu beachten. So führt die Verwendung von Polyamid (PA) statt Stahl zu einer Gewichtsreduktion (CTE GmbH 2011), jedoch ist die Wärmekapazität von Polyamid deutlich größer, sodass die thermische Masse des Bauteils ansteigt.

Bei Verkleidungsteilen, die einen Großteil der Innenraumflächen ausmachen und die von der Kabinenluft umströmt werden, lässt sich durch den Einsatz eines anderen Materials thermische Masse einsparen. Vor allem Schaumstrukturen bieten sich an, da diese zum einen eine geringe Wärmeleitfähigkeit und zum anderen eine geringe Masse besitzen.

Durch das Verlagern von Baugruppen aus der Kabine in das Frontend oder den Kofferraum kann ebenfalls die thermische Masse des Innenraums reduziert werden. Die Möglichkeiten hierfür sind aber gering, da dafür ohne Komforteinschränkungen wenige Bauteile in Frage kommen (bspw. Steuergeräte und Teile der Infotainmentsystems). Eine weitere Möglichkeit bietet die räumliche Abtrennung oder die thermische Abkopplung von Bauteilen. Räumlich können bspw. die hinteren Sitzreihen abgetrennt werden, wenn diese nicht belegt sind (Bild 45). Da alle derzeit verfügbaren Serienelektrofahrzeuge einen mit dem Fahrgastraum verbundenen Kofferraum haben, ließe sich durch eine Luftabtrennung hinter der letzten Sitzreihe problemlos und ohne Komforteinschränkungen zumindest der hintere Fahrzeugbereich von der Heizung und Klimatisierung abkoppeln. Zu beachten ist dabei, dass ein Luftweg zur sich im Kofferraum (Bild 44) befindenden Entlüftung vorhanden bleibt. Wichtig ist auch, dass die thermische Masse des gesamten HVAC-Systems niedrig gehalten wird. Wenn dieses mit einem flüssigen Kühlmittel arbeitet, so sollten Leitungsverlegung und Querschnitte optimiert und eine Abschaltung des Ausgleichsbehälters erwogen werden (Jung et al. 2011). Durch eine Wärmedämmung zwischen Innenraum und Bauteilen mit einer hohen thermischen Masse erfolgt zwar keine vollständige thermische Abkopplung, jedoch kann der Einfluss auf das Aufheiz- und Abkühlverhalten stark gedämpft werden. Dies kann z.B. bei der Sitzstruktur (ca. 10 kg Stahlblech pro Sitz (Schröder 27.10.2011)) erfolgen, indem auch die Rück- und Unterseite der Sitze mit wärmedämmenden Materialien, wie PU-Schäumen, verkleidet wird.

Aus den Werten der Tabelle 22 und den genannten Energiemengen für die Temperierung lassen sich auch die möglichen Einsparungen herleiten. Die größten Potenziale ergeben sich aus der hohen Masse und der hohen spezifischen Wärmekapazität der Einbauten und Scheiben. Wegen des linearen Zusammenhangs von Energiemenge, Wärmekapazität und Masse wirken sich Maßnahmen auch direkt auf den Energiebedarf aus.

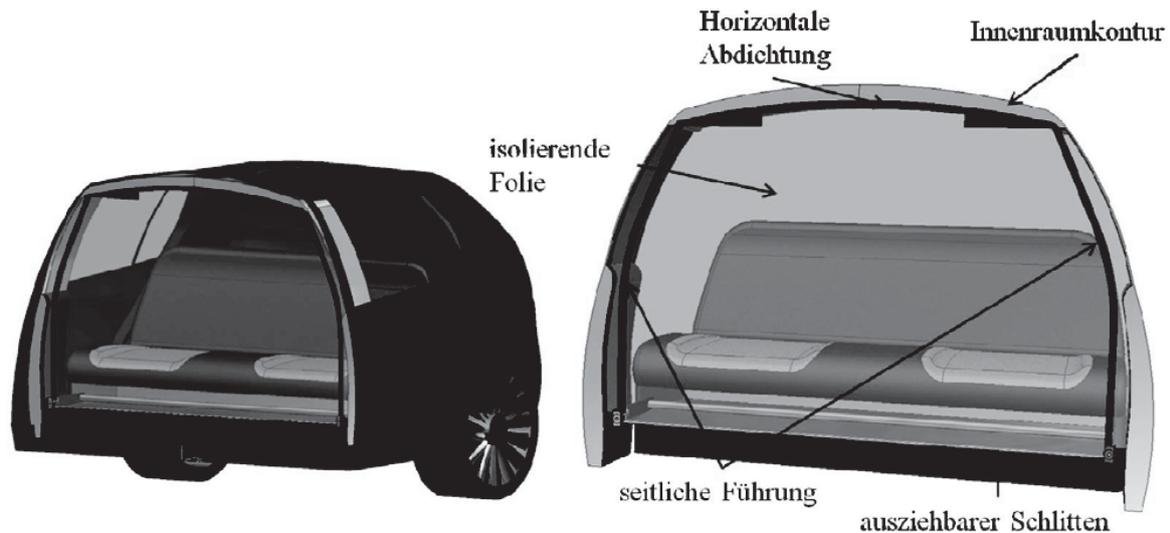


Bild 45: Konzept für eine unter der Rücksitzbank angebrachte ausfahrbare thermische Abtrennung der hinteren Sitzreihe aus einem studentischen Projekt am Fachgebiet Kraftfahrzeuge, TU Berlin

5.5.1.2 Vorkonditionierung

Die positiven Effekte der Vorkonditionierung auf den Energiebedarf zur Heizung und Klimatisierung sowie den Komfort während der Fahrt wurden schon in Kapitel 4.2 genannt: Die benötigte Heiz- und Kühlleistung kann auf die Grundlast reduziert werden. Neben der Fahrzeugkabine ist es vor allem bei Lithium-Ionen-Akkumulatoren sinnvoll, diese vorzukonditionieren, da die Leistung der Batterie bei unter 0 °C stark abnimmt und die Alterung bei hohen Temperaturen stark zunimmt. Wenn die Temperierung während der Vorkonditionierung über die Komforttemperatur hinaus erfolgt, dann wird der Innenraum als thermischer Speicher genutzt und zu Beginn der Fahrt kann auch die Grundlast etwas reduziert werden. Überlegungen, die Batterie als thermischen Speicher zu verwenden (Bouvy et al. 2012), sind zumindest bei den derzeitigen temperatursensiblen Lithium-Ionen-Technologien nicht sinnvoll. Es wurde aber bei BMW für Hochtemperaturbatterien (Natrium-Schwefel und ZEBRA), die eine gewisse Toleranz gegenüber erhöhter Zelltemperatur ausweisen, in den 1990er Jahren untersucht. Die Vorteile der Vorkonditionierung steigen mit größer werdendem Temperaturhub.

Die Vorkonditionierung von Batterie und Innenraum während des Ladevorgangs hat einen positiven Einfluss auf die Reichweite, da die Energie aus dem Stromnetz entnommen wird. Auf den Energieverbrauch wirkt sich die Vorkonditionierung negativ aus, da durch das Anpassen der Temperatur vor Fahrtbeginn auch die Wärmeverluste früher beginnen. Bei aktivierter Vorkonditionierung, aber nicht erfolgter Nutzung des Fahrzeugs, bleibt die gesamte verwendete Energie ungenutzt. Weiterhin kann die maximale Stromanschlussleistung bei kürzeren Stopps eine Reduktion oder gar ein vollständiges Aussetzen des Ladevorgangs durch die Vorklimatisierung erfordern. Aus üblichen („Schuko-“) Steckdosen mit 16 A Absicherung können maximal 3,6 kW entnommen werden. Diese Leistung ist bei größeren Temperaturabweichungen von der Komforttemperatur auch notwendig, um zu heizen oder zu kühlen (vgl. Kapitel 4.1), sodass während dieser Zeit kein gleichzeitiges Laden möglich ist. Die



gleiche Einschränkung gilt auch für die elektrische Beladung eines thermischen Speichers (siehe Kapitel 5.5.1.4). Eine stromkosten- oder netzauslastungsangepasste Ladestrategie lässt sich ebenfalls schwer mit der Vorkonditionierung kombinieren, da hier die Entnahme der Energie aus dem Netz auf die Zeit direkt vor Fahrtantritt beschränkt ist (Gnann et al. 2010). Außer durch elektrische Beheizung und Klimatisierung kann das Fahrzeug auch durch einen Brennstoffzuheizer vorkonditioniert werden (Kapitel 5.3.1.8). Möglich ist es zudem, den Innenraum mit einer Kombination aus Adsorptionskältemaschine (Kapitel 5.3.2.3) und Brennstoffzuheizer zu klimatisieren, jedoch hat diese Variante der Kälteerzeugung einen schlechten Wirkungsgrad. Wenn die Vorkonditionierung aus der Batterie ohne Stromnetzanschluss erfolgt, kann zwar der Komfort deutlich gesteigert werden, die Reichweite und auch der Energiebedarf werden davon aber negativ beeinflusst.

Reichweite und Komfort derzeit verfügbarer Elektrofahrzeuge können mit einer Vorkonditionierung bei ausreichend langer Verbindung mit dem Stromnetz gesteigert werden. Da diese Steigerung jedoch nicht durch Effizienzvorteile, sondern nur durch die zeitliche Verlagerung der Klimatisierung vor den Fahrtbeginn entsteht, sind unter energetischen Gesichtspunkten passive Maßnahmen der Vorkonditionierung vorzuziehen. Für den in dieser Arbeit nur am Rande betrachteten thermischen Komfort ist die Vorkonditionierung aber in jedem Falle vorteilhaft.

5.5.1.3 „Parkmütze“, Jalousien innen/außen

Obwohl die Wärmeleitung λ (Tabelle 2) von Glas im Vergleich zum Stahl der Karosserie deutlich geringer ist, ist der Wärmeverlust durch die Scheiben, vor allem durch Strahlung, vergleichsweise hoch. Die Überhitzung der Innenraumluft kann bei dunklen Fahrzeugen und einem Sommertag nach DIN 1946-3 (Tabelle 7) bis 45 K betragen, wobei die Oberflächentemperatur von Instrumententafeln über 100 °C annehmen kann. Insbesondere die Überhitzung der Oberflächen der Einbauten kann durch einen Sonnenschutz verringert werden. Da die Oberflächen auch die Luft erwärmen, nimmt das Temperaturniveau in der Kabine durch Sonnenschutzsysteme ab.

Eine Reduktion der Scheibenflächen würde einen erheblichen Eingriff in das Design bedeuten. Der Verzicht auf Scheiben und die Verwendung von Kamera-Bildschirmssystemen sind derzeit nur für die hinteren Scheiben vom Gesetzgeber gestattet. Kamerabasierte Innen- (Pudenz 8/2012) und Außenspiegel sind für Kleinserien angekündigt (Audi R8 e-tron) bzw. werden bereits eingesetzt (VW XL1). Ein Verzicht auf transparente Glasflächen für die vorderen Scheiben ist in näherer Zukunft nicht denkbar, auch weil das System bidirektional arbeiten müsste, um der Umwelt die Blickrichtung des Fahrers anzuzeigen. Der Trend geht eher zu größeren Glasflächen und Fahrzeugdächern, die statt einer Blechverkleidung Glas- oder Kunststoffscheiben haben. Die dabei verwendeten Jalousien und Glas mit variabler Transparenz können zwar die Transmissionseigenschaften verbessern, haben aber gegenüber einem gedämmten Blechdach aus energetischer Betrachtung sowohl im Sommer als auch im Winter Nachteile.

Möglichkeiten zur Verbesserung der Wärmedämmung von Scheiben wurden im Kapitel 5.4.1.2 genannt. Für abgestellte Fahrzeuge kann der Wärmedurchgang der Scheiben sowohl mithilfe



einer schaltbaren Transmission als auch eines mechanisches System verringert werden. Auf diese Weise könnte der Strahlungseintrag und damit auch der Treibhauseffekt im Sommer reduziert und im Winter könnten die Wärmeverluste an die Umgebung durch die Scheiben verringert werden. Zudem würde die Unterkühlung der Scheiben und die daraus folgende Vereisung (Kapitel 2.5) vermieden werden, wodurch sich der Komfort verbessert und die energieintensive Enteisung der Scheiben entfällt. Bei Häusern kann je nach Glastyp durch Rollläden und Vorhänge der Wärmedurchgangskoeffizient um etwa 30% reduziert werden, bei speziell gedämmten äußeren Abdeckungen sind Verbesserungen über 60% möglich (Eicke-Hennig et al. 05/2004).

Eine Jalousie könnte vergleichbar zu bereits angebotenen Sonnenschutzrollos im Fahrgastraum vor die Scheibe gefahren werden (ca. 3 kg pro Scheibe (BMWfans.info) ergeben bei einem viertürigen Fahrzeug knapp 20 kg). Nachteilig bei innen liegenden Jalousien ist, dass diese im Sommer durch die Sonneneinstrahlung erhitzt werden, sodass zwar weniger solare Strahlung auf das Interieur trifft, jedoch das erwärmte Rollo Wärmestrahlung nach innen abgibt. Ein Schutz gegen Vereisung kann mit einem Rollo ebenfalls nicht erreicht werden. Außenliegende Rollos sind unter aerodynamischen Gesichtspunkten schwer unterzubringen. Denkbar wären im Heck untergebrachte Verdecke, die ähnlich einem Cabriodach (Gewicht etwa 50 kg für Pkw des D-Segments (BMWfans.info)) über die Kabine fahren, oder eine Art faltgarage (Gewicht ca. 80 kg), wie in Bild 46 gezeigt.

Eine Kombination mit der im folgenden Kapitel erläuterten Standbelüftung bietet sich zur weiteren Reduzierung des Treibhauseffekts im Innenraum an.



Bild 46: Sonnenschutzrollo und faltgarage zur Reduktion von Wärmeverlusten bei abgestelltem Fahrzeug (Bildquelle: Mercedes-Benz und <http://www.zeltgarage.eu>)

5.5.1.4 Standlüftung

Mittels einer Standlüftung kann der durch die Glasflächen am Fahrzeug entstehende Treibhauseffekt im Fahrgastraum reduziert werden, indem Umgebungsluft über ein Gebläse in den Innenraum gefördert wird. Die Umsetzung solcher Systeme ist sehr einfach, da die notwendige Hardware aus Temperatursensoren und Gebläse im Fahrzeug vorhanden ist. Es ist lediglich eine Gebläsedrehzahlregelung in Abhängigkeit der Innen- und Außentemperatur erforderlich. Die notwendigen elektrischen Leistungen von maximal 350 W (bei 14 V, 25 A und 9 kg/min Luftmassenstrom) für das Gebläse sind in Tabelle 13 gezeigt. Der progressive Anstieg

der Gebläseleistung mit wachsendem Luftmassenstrom bewirkt eine geringe Abnahme der Fördermenge mit reduzierter Gebläsespannung, sodass 8 V Gebläsespannung (11,5 A) noch für 6 kg/min reichen (Großmann (2013) und eigene Messungen). Die dafür notwendigen 100 W lassen sich entweder aus der Batterie des Fahrzeugs entnehmen oder können über Photovoltaikmodule im Dach bereitgestellt werden. Solche Solarsysteme werden seit den 1990er Jahren als Sonderausstattung angeboten (Großmann 2013). Da für den Treibhauseffekt im Innenraum genauso wie zur Energiegewinnung durch Solardächer Sonneneinstrahlung notwendig ist, bietet sich eine über ein Solardach angetriebene Standlüftung an. Die maximal erzielbare elektrische Leistung der Solardächer hängt von der Strahlungsintensität, dem Wirkungsgrad der Photovoltaikmodule (welcher mit steigender Temperatur abnimmt und bei 25 °C Modultemperatur etwa 18% beträgt) und der verfügbaren Dachfläche ab. In Grube (2014) werden maximale Leistungen bei 1.000 W/m² Strahlungsintensität und Ausnutzung der gesamten Dachfläche von 180 W für das A- und 300 W für das C-Segment genannt. Mit den 170 W pro m² wäre selbst unter Ausnutzung der gesamten Grundfläche eines Fahrzeugs des A-Segments (Smart-Klasse) von etwa 4 m² eine Leistung von knapp 700 W möglich. Unter Beachtung der Strahlungsauftrittswahrscheinlichkeit nach Tabelle 10 ist der Aufwand in Europa nicht zweckmäßig. In Gebieten mit sehr hoher Strahlungsintensität, wie dem Nahen Osten, kann der Einsatz größerer Solarmodule jedoch zielführend sein. Zur Steigerung der für Photovoltaik nutzbaren Fläche schlägt Ford in einem Forschungskonzept ein Linsensystem vor. In dem in (Pillau 2014) gezeigten Ansatz sind diese in einem Carport untergebracht. Denkbar wäre es auch, die in Bild 46 gezeigt Fal Garage zur Verdeckung der Scheiben mit Linsen oder flexiblen Photovoltaikmodulen zu versehen.

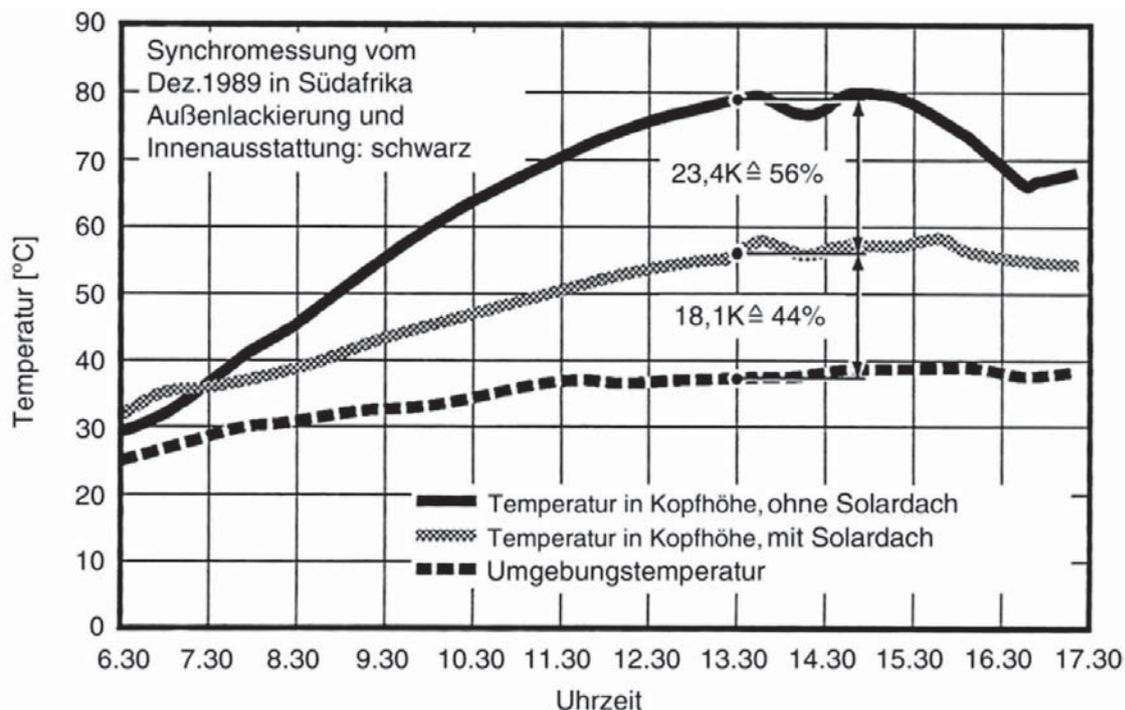


Bild 47: Vergleich der Kabinentemperatur im Sommer mit und ohne solarbetriebener Standbelüftung (Großmann 1992)



Mit einer geringen Leistung von 20 W für die Standlüftung lässt sich die Überhitzung des Innenraums um über 50% von 45 K auf etwa 20 K reduzieren. Zudem wird das Ansprechverhalten der Klimaanlage verbessert, da kein Hitzestau im HVAC-Gerät entsteht (Großmann 1992). Werden zusätzliche Maßnahmen, wie eine Verdunklung der Scheibenflächen, angewendet, ist eine weitere Reduzierung möglich. Ein Kühlen unter die Umgebungstemperatur ist mit einem reinen Gebläsebetrieb nicht realisierbar, sondern erfordert ein aktives Kühlsystem.

Bei der Applikation des Gebläsereglers ist darauf zu achten, dass nicht die solare Strahlung, sondern zum einen die Innenraumtemperatur über der Außentemperatur (Ikeda et al. 7/2010) und zum anderen diese Temperatur über der Komforttemperatur liegen muss. Ein ferngesteuertes Anschalten der Klimaanlage kann die Temperatur weiter reduzieren und den Komfort steigern. Dies erfordert zwar Energie aus der Batterie. Da die Effizienz einer Kompressionsklimaanlage bei hoher Last geringer als bei mittlerer ist, kann es jedoch effizienter sein, die Klimaanlage länger bei niedriger Last zu betreiben, als den Cooldown nach dem Einsteigen bei maximaler Leistung durchzuführen.

Die Nutzung des Kamineffekts, bei dem die heiße Luft durch ihre geringere Dichte über eine Öffnung im oberen Teil des Fahrzeugs ausströmt und dadurch kältere Luft durch Öffnungen im Chassis ansaugt, könnte für eine natürlich Standlüftung sorgen, würde aber einen relativ großen Eingriff in das Design des Fahrzeugs erfordern, da ein strömungsoptimierter „Schornstein“ auf dem Dach angebracht werden müsste. Zudem müssten die Frischluftöffnungen so positioniert werden, dass trotz der geringen Strömungsgeschwindigkeiten möglichst keine Totstellen entstehen. Da die Öffnungen nur bei abgestelltem Fahrzeug genutzt werden, ist ein hoher Dichtungsaufwand notwendig, um Leckageströme (Geräuschprobleme und Störung des HVAC-Systems) bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten zu vermeiden.

5.5.1.5 Thermische Speicher

Die vier Grundprinzipien (sensibel, latent, Physisorption und Chemisorption) der Speicherung von thermischer Energie wurden bereits in Bild 4 gezeigt. Thermische Speicher wurden in den letzten 10 Jahren intensiv für die zeitversetzte Nutzung von Abwärme oder solarer Wärme für stationäre Anwendungen untersucht. Da für Pkw-Anwendungen durch den beschränkten Bauraum und durch den gewichtsinduzierten Zusatzverbrauch andere Anforderungen bestehen, lassen sich die oftmals positiven Ergebnisse nicht auf die Verwendung im Pkw übertragen. Mit zu berücksichtigen ist auch die Energiequelle zum Beladen des Speichers, da üblicherweise keine ausreichend große Abwärmequelle an Ladestationen zur Verfügung steht. Wenn die Beladung über das Stromnetz geschieht, so sind bei der Bereitstellung des Stroms entstandenen CO₂-Emissionen sowie die Verluste beim Be- und Entladen mit einzurechnen. Ein thermischer Speicher sollte eine vergleichbare oder größere Speicherdichte als ein elektrochemischer Speicher haben, da gespeicherte elektrische Energie, anders als thermische Energie, mit im Fahrzeug vorhandener Technik zum Heizen, Kühlen und Fahren genutzt werden kann. Die Speicherdichte aktueller Lithium-Ionen-Batteriesysteme liegt inklusive Gehäuse bei max. 170 Wh/kg bzw. 250 Wh/l. Mit sensibler Wärmespeicherung lassen sich nur geringere Speicherdichten erzielen, da Wasser mit einer sehr hohen spezifischen Wärmekapazität von 4,2 kJ/(kg K) (Tabelle 2) ein durchschnittliches ΔT von 146 K bräuchte, um eine ähnliche Speicherdichte (hinzu käme der Behälter) zu erlangen. Zudem wäre eine sehr aufwändige

Wärmedämmung notwendig, um die Selbstentladung gering zu halten. In Fahrzeugen eingesetzte Latentwärme- und Kältespeicher haben Energiedichten von 40 Wh/kg und 50 Wh/l (Latentwärmespeicher von BMW (Heck et al. 1994)) bis 70 Wh/kg und 50 Wh/l (Kältespeicher für Nutzfahrzeugkabinen (Khelifa et al. 2004, Bouchalat et al.)) erreicht. Sie liegen also noch deutlich unter den Werten der Batteriespeicher. Problematisch an der latenten Speicherung ist zudem, dass die Speichermaterialien eine schlechte Wärmeleitung haben und damit die Entladeleistung tendenziell gering ist.

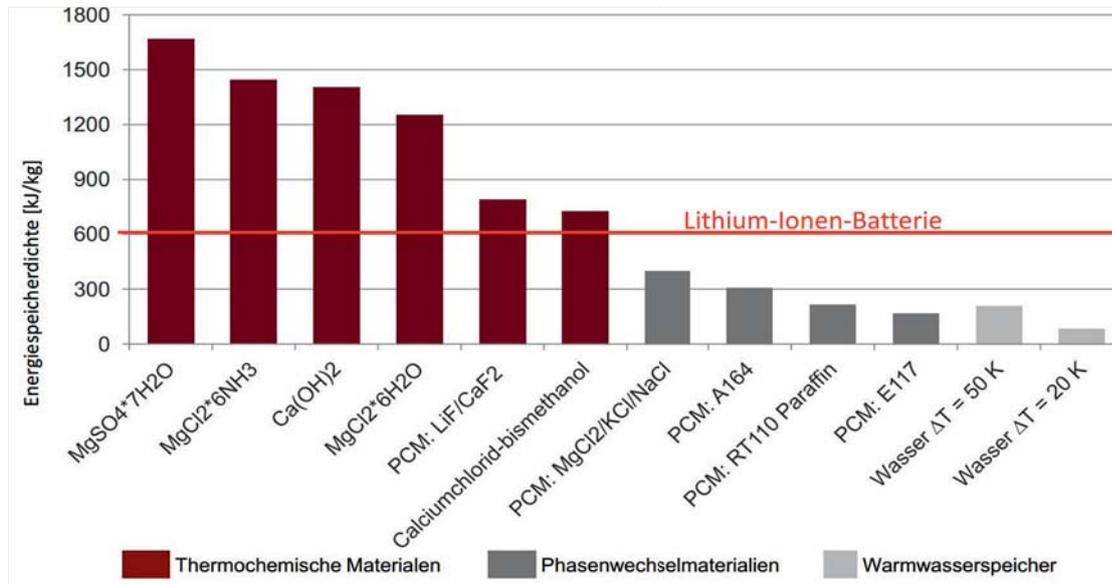


Bild 48: Energiedichte verschiedener Wärmespeichermaterialien und Lithium-Ionen-Batterien (Palocz-Andresen et al. 2012)

Höhere Speicherdichten lassen sich mit thermochemischen Materialien erzielen, bei denen eine reversible Gas-Feststoff-Reaktion zum Speichern genutzt wird. Sämtliche in Bild 48 gezeigten thermochemischen Speicher haben eine höhere Energiedichte als Lithium-Ionen-Batterien. Hier gilt es jedoch zu beachten, dass sich die Angaben nur auf das Speichermaterial beziehen und nicht auf das Gesamtsystem, wie bei der Batterie. Thermochemische Speicher arbeiten nach zwei Prinzipien, die meistens parallel auftreten und sich in der Bindungsstärke unterscheiden: Der Physisorption und der Chemisorption. Bei der Physisorption wird das Adsorbatmolekül am Adsorbens durch physikalische Kräfte (elektrostatische Kräfte) gebunden und das Molekül bleibt weitgehend erhalten wie bspw. bei den in Kapitel 5.3.2.3 genannten Adsorptionsmaterialien Silicagel und Zeolith. Die freiwerdende Energie liegt auf dem Niveau der Kondensationsenthalpie. Bei der Chemisorption wird das Adsorbatmolekül chemisch an das Adsorbens gebunden. Die Chemisorption ist deshalb nicht zwingend vollständig reversibel. Es treten tendenziell höhere Reaktionstemperaturen auf und es sind höhere Energiemengen zur Aktivierung und zur Regeneration notwendig. (Stieglitz et al. 2012; Glaser 2005).

Adsorptionskältemaschinen können als Wärme- und Kältespeicher genutzt werden, da Adsorption und Desorption über Druck und Temperatur gesteuert werden kann. Theoretisch sind Speicherdichten von 200 bis 300 Wh/l möglich, in der Praxis wurden selbst bei großen Pilotanlagen nur 130 Wh/l erreicht (Stieglitz et al. 2012). Zudem ist bei diesen Anlagen die



Leistung ähnlich beschränkt, wie bei PCM-Speichern, da das hochporöse Adsorptionsmaterial ein schlechter Wärmeleiter ist und damit die Energie nur langsam freigesetzt wird. Das *Massachusetts Institute of Technology* (MIT) plant einen Adsorptionswärme- und Adsorptionskältespeicher mit einer Speicherdichte von bis zu 150 Wh/l (128 Wh/kg) und einer Leistungsdichte von 83 W/l (71 W/kg). Ergebnisse wurden bisher nicht publiziert (Ashley 2013). Mit thermochemischen Speichern, die hauptsächlich auf Grundlage von Chemisorption funktionieren (Tabelle 23) und Salzhydrate als Speichermaterial verwenden, sind theoretisch Speicherdichten bis zu 450 Wh/kg und damit deutlich mehr als bei Lithium-Ionen-Batterien möglich (Bild 48). In Forschungsprojekten eingesetzte thermochemische Speicher zeigten eine Energiedichte von 230 Wh/kg (Jost-Köstering 17.1.2013), aber der Be-Entladewirkungsgrad beträgt derzeit nur 40% und die Haltbarkeit ist mit etwa 50 Zyklen noch weit von einer automotiv-tauglichen Anwendung für das HVAC-System entfernt (Palocz-Andresen et al. 2012).

Tabelle 23: Vergleich der charakteristischen Eigenschaften von Physisorption und Chemisorption (Glaser 2005)

	Physisorption	Chemisorption
Adsorbenz	Feststoffe	spezifische Feststoffe
Adsorbat	Gase/Fluide	nur chemisch reaktive Gase/Fluide
Temperaturbereich	niedrige Temperaturen < 100 °C	hohe Temperaturen > 100 °C
Adsorptionswärme	niedrig (Kondensationswärme) 10 ... 70 kJ/mol	hoch (Reaktionswärme) ca. 200 kJ/mol
Aktivierungsenergie	gering	groß
Belegung	Mehrfachsichtung möglich	Monoschicht
Bindungsverhältnisse	Van-der-Waals-Kräfte	chemische Bindungskräfte

Insgesamt sind thermische Speicher nur für Nischenanwendungen energetisch sinnvoll, d.h. in Bereichen, in denen viel und kostenlose Abwärme zur Verfügung steht oder nur geringe Energiemengen für Kleinanwendungen gespeichert werden müssen. Da bei Elektrofahrzeugen und auch zunehmend bei konventionellen Fahrzeugen auf üblichen Strecken bis 20 km nur geringe Mengen an Abwärme anfallen, treten Wärmespeicher in Konkurrenz zu anderen Energiespeichern, bei denen Wirkungsgrad sowie Leistungs- und Energiedichte günstiger ausfallen (Tabelle 24). Eingesetzt werden können thermische Speicher für die Katalysatorheizung für Ottomotoren (Palocz-Andresen et al. 2012), als Speicherverdampfer für die Start-Stopp-Klimatisierung (Walter et al. 2012) und zur Batterieheizung für kalte Wintertage. Letztere kann die Batterie, wenn keine Netzverbindung vorhanden ist, auf eine Temperatur erwärmen, bei der bedenkenlos Leistung entnommen werden kann. Mit der Wärmekapazität von Lithium-Ionen-Batterien von 770 J/(kg K) (Bouvy et al. 2012) bis 1.172 J/(kg K) (Auer et al. 2012) würde pro kWh Batteriekapazität (Leistungsdichte aus Tabelle 24) und einen Temperaturhub von 10 K 16 Wh bis 25 Wh thermische Energie benötigt werden. Für eine 20 kWh Traktionsbatterie sind mindestens 330 Wh notwendig, was mit oben genannten Speicherdichten bei einem PCM etwa 7 kg Mehrgewicht und bei einem Physisorptionsspeicher 2,5 kg bedeuten würde. Probleme bei den Ladevorgängen im Winter, wie Tesla sie 2013/2014 in Norwegen hatte, könnten damit vermieden werden (sp-x/srw 23.1.2014). Um größere Energiemengen zum Heizen oder Kühlen im Fahrzeug zu speichern, müsste die Speicherdichte

bei Latentwärme- oder Physisorptionsspeichern oder die Zyklenzahl und der Wirkungsgrad von thermochemischen Speichern gesteigert werden.

Tabelle 24: Vergleich von Energiedichte, Wirkungsgrad, Speicherdauer und Investitionskosten unterschiedlicher Energiespeicher für stationäre Anwendungen (Schmidt, M. 2013)

	Spezifische Kapazität [kWh/t]	Speicher-nutzungsgrad [%]	Speicherdauer	Investitionskosten [EUR/kWh]
Sensible Wärmespeicher	10 .. 50	50 ... 90	Tag	0,1
Latent-Wärmespeicher	50 ... 150	75 ... 90	Woche	10 ... 50
Druckluftspeicher	2 kWh/m ³	40 ... 70	Tag	
Wasserstoffspeicher	30.000	25 ... 50	Jahr	400 ... 800
Thermochemische Speicher	120 ... 250	100	Tag	1.000 EUR/kW
Bleisäure-Batterie	40	85	Monat	8 ... 40
Lithium-Ionen-Batterie	130	90	Monat	200
NaS-Batterie	110	85	Tag	300
Redox-Flow-Batterie	25	75	Monat	500



6 Simulationsmodell

In dieser Arbeit werden thermische Problemstellungen thematisiert, die mit unterschiedlichen Methoden und Detaillierungsgraden bearbeitet werden können. Entsprechend der in Kapitel 3.3 genannten Bewertungskriterien beschränkt sich der simulatorische Teil der Arbeit auf die Bilanzierung des Energiebedarfs zur Heizung und Klimatisierung des Innenraums.

Tabelle 25: Vor- und Nachteile unterschiedlicher thermischer Innenraumdetaillierung bei der Simulation in Anlehnung an Wagner (2010)

	Vorteil	Nachteil
Empirisch	extrem schnell; überschlägige Abschätzungen; leicht übertragbar in unterschiedliche Programme und Programmiersprachen.	Gültigkeit auf ein Modell beschränkt; keine Prädiktivität; Vernachlässigung lokaler Effekte und Wechselwirkungen.
Einzonig	Schnell; Parameterstudien und Konzeptentwürfe möglich; Ermittlung von Abhängigkeiten; Integration in Gesamtmodelle möglich; makroskopische Darstellung der realen physikalischen Zusammenhänge; steuergerätetauglich.	nur mittlere Innenraumtemperatur; keine Temperaturschichtung; keine Konvektionsabbildung; keine lokalen Effekte.
Mehrzonig	Darstellung lokaler Effekte; detailliertere Wärmeübergänge; gute Annäherung an Temperaturschichtung; Erweiterung des Einzonenmodells.	höherer Modellierungsaufwand; Luftaustauschraten zwischen Zonen nur über CFD-Simulation ermittelbar; Beeinflussung von Wärmeübergang und Luftaustausch.
3D CFD	hohe lokale Auflösung; nah an der Realität; Darstellung fast aller Phänomene; anschauliches Postprocessing; hohe Prädiktivität; hohe Genauigkeit bei der Verwendung eines detaillierten thermophysiologicalen Insassenmodells.	Berechnungsdauer; detaillierte CAD Daten notwendig; Materialkarten notwendig; sehr hoher Modellierungsaufwand; hohe Rechenzeiten; schwieriges Debugging.

Die Auslegung von thermodynamischen Kreisprozessen zum Wärmetransport, eine detaillierte Betrachtung der thermischen Behaglichkeit und des Strömungsfelds im Innenraum sowie die Diskretisierung des Karosseriewandaufbaus werden nicht implementiert. Um eine hohe Anzahl an Variantenrechnungen mit verfügbaren Rechenkapazitäten durchführen zu können, wird auch auf die Berechnung mithilfe numerischer Strömungsmechanik, die *Computational Fluid Dynamics* (CFD), verzichtet. CFD-Simulationen werden in der Innenraumsimulation hauptsächlich zur Untersuchung von lokalen Turbulenzen oder zur Ermittlung der genauen Strömungsverhältnisse in der Kabine (Schneider et al. 2007; Baumgart 2010; Flieger 2013) durchgeführt. Für die Simulation werden die genauen Innenraumabmaße mit verwendeten Materialien und Wandstärken benötigt, sodass die Ergebnisse nur für ein spezielles Fahrzeug gelten. Die Geometrie- und Materialdaten sind jedoch von aktuellen Fahrzeugen nicht frei verfügbar (Wagner 2010). CFD-Rechnungen erfordern, abgesehen von sehr einfachen stationären Problemen, wie geraden Rohrleitungen, einen hohen Rechenaufwand, der sich in



Zonen sind so angelegt, dass die durch solare Erwärmung der Innenraumflächen entstehende Konvektion nachgebildet werden kann. Für die Untersuchung von speziellen Fragestellungen können mit Mehrzonenmodellen bei überschaubarem Aufwand angemessen genaue Ergebnisse erzielt werden. Werden durch das Gebläse Luftbewegungen erzwungen, ist eine von der verwendeten Ausströmöffnung abhängige Zonenaufteilung notwendig (vgl. Flieger 2013). Zusätzlich muss der Luftaustausch zwischen den Volumina für jede Zonenaufteilung und Gebläsekonfiguration über eine CFD-Simulation ermittelt werden.

6.1 Einzonen-Klimatisierungssimulationsmodell

Das verwendete Einzonenmodell wurde in MATLAB/Simulink erstellt und mit mehreren Aufheiz- und Abkühlversuchen validiert. Der Ansatz über die Bilanzierung der Enthalpie- und Wärmeströme wurde bereits früher in Arbeiten zur Ermittlung des Energiebedarfs, des Temperatur- und Leistungsverlaufs verwendet (u.a. Baumgart 2010; Konz et al. 2011; Jordan 2000; Grube 2014; Ghebru 2013; Haupt 2013). Sofern der Luftaustausch zwischen den Zonen bekannt ist, lässt sich das Simulink-Modell mit überschaubarem Aufwand zu einem Mehrzonenmodell erweitern.

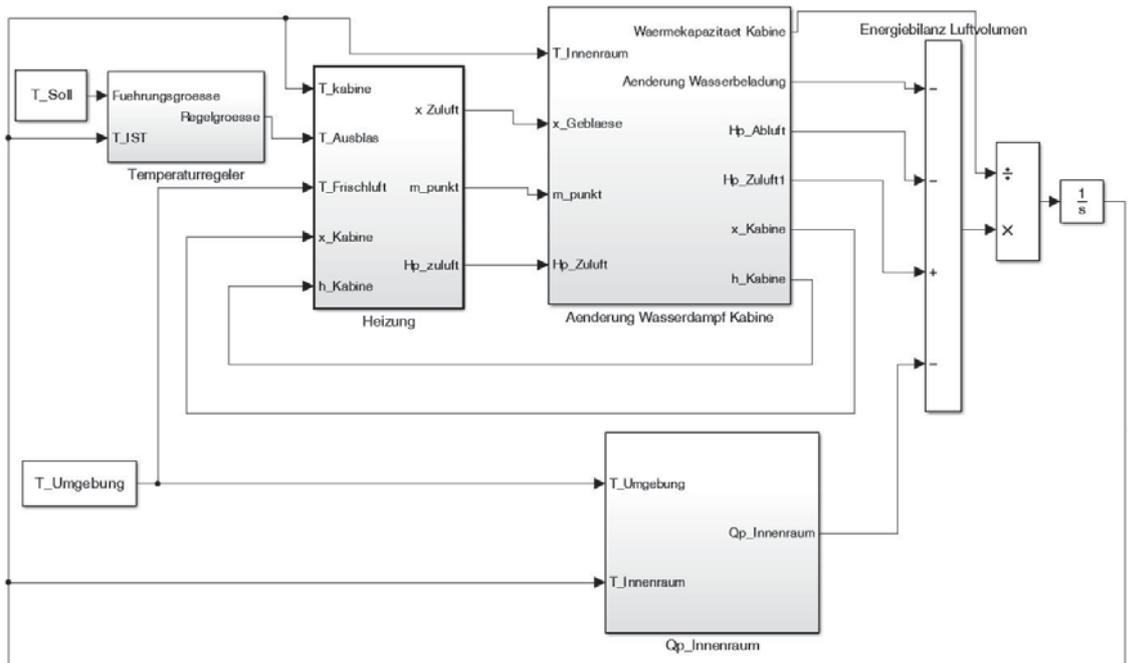


Bild 50: Modellstruktur Simulink Pkw-Innenraummodell

Die Berechnung der Änderung der Innenraumlufttemperatur und der Innenraumluftfeuchte erfolgt analog zu den Veröffentlichungen Baumgart (2010), Jordan (2000), Wagner (2010) und Konz et al. (2011) über die Bilanzierung der Energie des Innenraums. Die Luft in einer Zone wird als homogenes Volumen betrachtet, bei dem sich die Zuluft vollständig mit der Kabinen- und der Atemluft vermischt. Dies entspricht auch weitestgehend der in Versuchen ermittelten Lüftungseffektivität (Wesseling et al. 2014). Die Änderung der inneren Energie des Innenraums U ergibt sich aus der Änderung der Temperatur der trockenen Luft T_{Innen} mit den jeweiligen Wärmekapazitäten und Massen, der Änderung der Wasserdampfmasse m_{H_2O} in der Kabine mit

Innenraumtemperatur und der Wärmekapazität sowie der Verdampfungsenthalpie von Wasser (Δh_{H_2O}):

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dT_{innen}}{dt} (m_{Kabine} \cdot c_{P,Luft} + m_{H_2O} \cdot c_{P,H_2O}) + \frac{dm_{H_2O}}{dt} (T_{innen} \cdot c_{P,H_2O} + \Delta h_{H_2O}) \quad (32)$$

Die innere Energie kann über die Größen $\sum \dot{Q}_{konvektion,innen}$, \dot{H}_{Zuluft} , \dot{H}_{Abluft} und $\dot{H}_{Insassen}$ verändert werden. Dabei ist $\sum \dot{Q}_{konvektion,innen}$ die Summe des über Konvektion von den Karosserieteilen, Scheiben und Einbauten an die Innenraumluft abgegebenen bzw. von der Innenraumluft aufgenommenen Wärmestroms (vgl. Gleichung (40)). \dot{H}_{Zuluft} ist der durch die Heizung oder Klimatisierung zugeführte bzw. entnommene Enthalpiestrom. Für den Frischluftbetrieb ist \dot{H}_{Abluft} die durch Leckagestrom und Abluftöffnungen entwichene Enthalpie. Je nach Besetzung vergrößert die Wärme und Luftfeuchte ($\dot{H}_{Insassen}$) der Insassen die Innenraumenthalpie.

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{Q}_{Konvektion,innen} + \dot{H}_{Zuluft} - \dot{H}_{Abluft} + \dot{H}_{Insassen} \quad (33)$$

Die zur Bestimmung der Konvektion notwendigen Bauteiltemperaturen werden ebenfalls über eine Bilanzierung der ein- und ausgehenden Wärmeströme berechnet. Im Folgenden werden die Größen aus Gleichung (32) und (33) erläutert.

6.1.1 Massen und Wärmekapazitäten

m_{Kabine} ist die Masse der trockenen Luft der Fahrzeugkabine. m_{H_2O} ist die Masse der Wasserbeladung, die von der Atmung und Transpiration der Insassen beeinflusst wird. Zusätzlich wird die Wasserbeladung durch den Wassergehalt der Luft der durch das Gebläse ein- und über die Entlüftung ausströmenden Luft verändert. Der Wassereintrag durch die Atmung hängt genau genommen von der Kabinenluftfeuchte ab¹⁰. Da aber der Atemluftstrom des Menschen mit 0,6 kg/h im Vergleich zum Gebläsemassenstrom von etwa 250 kg/h deutlich geringer ist, wird auf eine Betrachtung des Wassereintrags in Abhängigkeit von Kabinentemperatur und solarer Strahlung verzichtet. c_{P,H_2O} und $c_{P,Luft}$ sind die spezifischen Wärmekapazitäten von Wasser und trockener Luft.

6.1.2 Wärmeübergang von Karosserie zur Kabinenluft

Zur Betrachtung des Einflusses der Wärmedämmung auf den Heiz- und Kühlbedarf besitzen sämtliche Bauteile des Modells ein äußeres und ein inneres Element, welche über Wärmeleitung einen Wärmestrom austauschen. Die in Hohlräumen wie dem Fensterschacht der Türen auftretende Konvektion wird nicht separat betrachtet, sondern über die Wärmeleitfähigkeit λ mitberücksichtigt. Diese Vereinfachung wird aufgrund des heterogenen Aufbaus der Karosserieteile getroffen, die keine für das gesamte Bauteil gültige Bestimmung der inneren Konvektion ermöglicht. Die Änderungen der äußeren und inneren Bauteiltemperaturen werden analog zu Gleichung (32) bzw. (33) über die beiden Differenzialgleichungen (34) und (35)

¹⁰ Atemluft hat im Normalfall eine relative Luftfeuchte von 95% bei 35 °C, sodass der Wassereintrag durch Atmung bei trockener Luft größer als bei feuchter Luft ist.



bestimmt. Die Kopplung der Gleichungen erfolgt über den durch Wärmeleitung zwischen innerer und äußerer Bauteilhälfte übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_{Leitung}$.

Entsprechend der Richtungskonvention in Bild 51 wird die Änderung der Bauteiltemperaturen außen ($T_{BT,aussen}$) wie folgt bestimmt:

$$\frac{dT_{aussen}}{dt} = \frac{(-\dot{Q}_{Strahlung,aussen} + \dot{Q}_{Strahlung,solar} - \dot{Q}_{Konvektion,aussen} + \dot{Q}_{Leitung})}{c_p \cdot m} \quad (34)$$

Analog gilt für die Bauteiltemperatur innen ($T_{BT,innen}$):

$$\frac{dT_{innen}}{dt} = \frac{(\dot{Q}_{Konvektion,innen} - \dot{Q}_{Leitung})}{c_p \cdot m} \quad (35)$$

Die Wärmekapazität $c_p \cdot m$ in den Gleichungen (34) und (35) unterscheidet sich für die Karosserieflächen, da die äußere Bauteilhälfte aus Stahlblech und die innere aus Verkleidungsmaterialien besteht. Die Glasflächen sind symmetrisch aufgebaut. Die einzelnen Wärmeströme aus den Gleichungen (34) und (35) lassen sich mithilfe der Gleichungen (36) bis (40) sowie der Temperaturdifferenz entsprechend der Richtung in Bild 51 bestimmen.

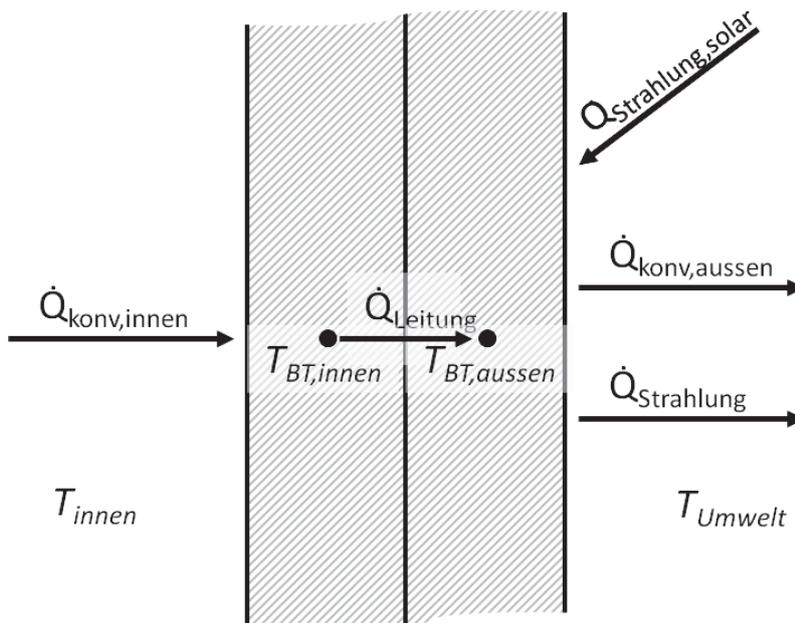


Bild 51: Aufbau der Umgrenzungsflächen des Innenraums

$$\dot{Q}_{\text{Strahlung,aussen}} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A \cdot (T_{\text{Bauteil}}^4 - T_{\text{Umwelt}}^4) \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{\text{Strahlung,solar}} = \alpha_{\text{absorption}} \cdot A_{\text{solar}} \cdot \psi_{\text{Sonne}} \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{\text{Konvektion,aussen}} = \alpha_{\text{konvektion,a}} \cdot A \cdot (T_{\text{BT,aussen}} - T_{\text{Umwelt}}) \quad (38)$$

$$\dot{Q}_{\text{Leitung}} = \frac{\lambda}{d} \cdot A \cdot (T_{\text{BT,innen}} - T_{\text{BT,aussen}}) \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{\text{Konvektion,innen}} = \alpha_{\text{konvektion,i}} \cdot A \cdot (T_{\text{Innenraum}} - T_{\text{BT,innen}}) \quad (40)$$

Eine detaillierte Berechnung der Strahlung (Gleichung (36) für langwellige Temperaturstrahlung und (37) für kurzwellige solare Strahlung) wird nicht durchgeführt. Die absorbierenden A_{solar} (abhängig von der Ausrichtung der Fläche zur Sonne) und emittierenden Flächen A der Karosserie und des Innenraums werden pauschal anhand der Messdaten und in Anlehnung an die Bedatung in Konz et al. (2011) festgelegt. Ebenso wenig erfolgt eine genaue Bestimmung des Sonnenstands (Azimut) und der Ausrichtung der einzelnen Fahrzeugteile zur Sonne. Der etwaige Sonnenstand kann pauschal über eine reduzierte Strahlungsleistung ψ der Sonne und Fläche A_{solar} mitberücksichtigt werden. Die Koeffizienten σ (Boltzmann-Konstante), ε (Emissionskoeffizient), $\alpha_{\text{absorption}}$ und λ können der Tabelle 2 und 12 Anhang 1 entnommen werden. Der Koeffizient für den konvektiven Wärmeübergang α aus den Gleichungen (38) und (40) wird für freie und erzwungene Konvektion über die *Reynoldszahl*, *Prandtlzahl* und *Nußeltzahl* (vgl. Kapitel 2.3.) bestimmt. Die detaillierte Berechnung ist u.a. in Baehr et al. (2013), Glück (1990), Langeheinecke et al. (2004) und Baumgart (2010) nachzulesen. In Konz et al. (2011) wird dagegen ohne die aus der Ähnlichkeitstheorie stammenden dimensionslosen Kennzahlen (*Nußelt*-, *Rayleigh*-, *Grashof*-, *Reynolds*- und *Prandtl*-Zahlen) gearbeitet, sondern mit pauschalen geometrieunabhängigen Koeffizienten. Weitere Unterschiede bestehen bei der Zusammenführung von erzwungener und freier Konvektion. Die daraus resultierenden Unterschiede im Ergebnis sind gering, da bei bewegtem Fahrzeug die erzwungene Konvektion an den äußeren Kabinenflächen dominiert und durch die geringen Ausblasgeschwindigkeiten an der Innenseite die freie Konvektion überwiegt. Anders als in Baumgart (2010) soll in dieser Arbeit jedoch die freie und erzwungene Konvektion an Innen- und Außenseite berücksichtigt werden. Die Zusammenführung erfolgt, wie auch in Flieger (2013) und Glück (1990), über Gleichung (41):

$$\alpha_{\text{konvektion,gesamt}} = \sqrt[3]{\alpha_{\text{konvektion,erzwungen}}^3 + \alpha_{\text{konvektion,frei}}^3} \quad (41)$$

Zusammen mit der Starttemperatur, die entweder der Umgebungstemperatur entspricht oder über eine Vorsimulation (bspw. bei in der Sonne abgestelltem Fahrzeug) ermittelt wird, lassen sich mit den Gleichungen (34) und (35) die inneren und äußeren Bauteiltemperaturen ($T_{\text{BT,aussen}}$ und $T_{\text{BT,innen}}$) berechnen. Der nach Gleichung (40) definierte, von der Innenseite der Karosserie und den Scheiben an die Kabinenluft abgegebene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Konvektion,innen}}$ wird zum einen in



Gleichung (33) zur Bestimmung der Innenraumtemperatur und zum anderen in Gleichung (35) für die Bestimmung der Bauteiltemperatur genutzt.

Die Karosserief Flächen sind in die vier vertikalen Elemente Spritzwand, die beiden Seitenwände mit Türen und den Heckabschluss sowie die horizontalen Bauteile Dach und Unterboden aufgeteilt. In den Seitenwänden sind Türen und feste Karosserief Flächen zusammengefasst. Die Berechnung der natürlichen Konvektion $\alpha_{konvektion}$ unterscheidet sich bei vertikaler und horizontaler Bauteilausrichtung. Für die vier Scheibenelemente (Front- und Heckscheibe sowie die Seitenscheiben links und rechts) wird der Einfluss des Anstellwinkels auf die natürliche Konvektion mitbetrachtet.

6.1.3 Zuluftenthalpiestrom

Der Zuluftenthalpiestrom \dot{H}_{Zuluft} wird für den Heizfall über die Summation der Umgebungsenthalpie mit dem Heizwärmestrom berechnet. Die absolute Wasserbeladung x wird durch die Heizung nicht verändert. Die Umluftrate kann beliebige Werte zwischen 0 und 100% annehmen und bewirkt, dass bei der Summation der Enthalpien anteilig nicht nur die Umgebungsenthalpie miteinbezogen wird, sondern je nach Umluftrate auch die Innenraumenthalpie aus dem vorangegangenen Zeitschritt.

Im Kühlbetrieb wird die Luft getrocknet, d.h. die absolute Wasserbeladung wird reduziert. Die Höhe der Reduktion wird über die Verdampfertemperatur bestimmt. Wenn diese Temperatur unter dem Taupunkt der Frisch- oder Umluft liegt, wird die Luftfeuchte der ausgeblasenen Luft reduziert. Die dabei frei werdende Kondensationenthalpie wird mitberücksichtigt und erhöht die notwendige Kühlleistung.

Die Regelung der Temperatur erfolgt über die Ausblastemperatur, kann aber auch wahlweise über den Luftmassenstrom erfolgen. Da der Luftmassenstrom einen starken Einfluss auf die Luftaustauschrate hat und diese den Heiz- und Kühlleistungsbedarf dominiert, wird mit einem konstanten Massenstrom von 0,1 kg/s gerechnet. Bei gegebener maximaler (Heizen) bzw. minimaler (Kühlen) Ausblastemperatur und konstantem Massenstrom ist auch die maximale Leistung des HVAC-Systems festgelegt. Aus diesem Grund muss der Massenstrom für den Kühlfall das C-Segment-Fahrzeug bei 35 °C Außentemperatur auf 0,16 kg/s erhöht werden, da ansonsten die Leistung nicht ausreicht, um die Komforttemperatur zu erreichen.

Je nach verwendetem Heiz- bzw. Kühlkonzept steht die maximale Heiz- bzw. Kühlleistung erst nach einer Vorlaufzeit zur Verfügung (Bild 52). Dies ist bspw. bei der Abwärmenutzung der Fall, aber auch bei einer elektrischen Heizung über einen Wasserkreis wird die Heizdynamik durch die Wärmekapazität des Wasser-Glykol-Gemischs verringert.

6.1.4 Abluftenthalpiestrom

Der Abluftenthalpiestrom \dot{H}_{Abluft} wird über Multiplikation der spezifischen Innenraumenthalpie mit dem Gebläsemassenstrom berechnet. Es wird von einer vollkommenen Vermischung ausgegangen, Leckageströme werden nicht betrachtet, können aber über den Gebläsemassenstrom und die Umluftrate berücksichtigt werden.

6.1.5 Insassenenthalpiestrom

Die Wärme- und Wasserdampfabgabe der Insassen $\dot{H}_{Insassen}$ wird nicht differenziert betrachtet, sondern pauschal mit 180 W Wärmestrom und $1,0 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{s}$ Wasserdampf veranschlagt (DIN 8996 2004; DIN 1946-3 2006). Von einer detaillierteren Betrachtung wird aufgrund der geringen absoluten Beträge, der geringen Streuung und der Vielzahl von Einflussgrößen (vgl. Tabelle 3, zusätzlich treten zwischen Mund- und Nasenatmung Unterschiede in Höhe von 10% auf (Perwitzschky 1928)) abgesehen.

6.2 Anwendung des Simulationsmodells

Mithilfe des Simulationsmodells sollen die in der Zielsetzung aufgeführten Fragestellungen (Kapitel 1.1) sowie die in den Kapiteln 4.3, 4.4 und 4.5. erläuterten Ansätze untersucht werden. Betrachtet werden die Leistung und die Energie, die zum Beheizen und Klimatisieren des Innenraums notwendig sind, sowie der Zeitverlauf der Temperatur bis zum Erreichen eines optimalen Klimakomforts (entspricht in den meisten Fällen etwa 22 °C Innentemperatur).

Energieeinsparungen bei der Bereitstellung von Wärme und Kälte aus elektrischer Energie der Batterie werden über den jeweiligen CoP ermittelt. Der Einfluss der Außentemperatur auf den CoP wird, sofern in der Literatur angegeben, mitberücksichtigt. Als Vergleichsbasis dient die Heizung über ein elektrisches Heizelement mit einem CoP von 1. Der Nutzen von Kompressionswärmepumpen durch eine mögliche Abwärmenutzung des Triebstrangs als Wärmequelle zur Erhöhung des CoPs wird ebenso betrachtet. Die entstehende Abwärmeleistung im elektrischen Antriebsstrang wurde im Vorfeld am Fachgebiet Kraftfahrzeuge der TU Berlin im Rahmen des Projekts NET-ELAN (Hennings et al. 2012) ermittelt, die Ergebnisse sind im Anhang 13 aufgeführt.

Die Leistungseinsparung, die sich aus der verringerten Innenraumtemperatur ergibt, wird der aufgetragenen Leistung für die direkte Beheizung mithilfe von Infrarotstrahlern sowie der Sitz- und Lenkradheizung gegenübergestellt. Die maximale Absenkung wurde anhand der Ergebnisse von Schmidt, C. et al. (2013) und Gubalke (2013) gewählt.

Wärmedämmungsmaßnahmen, die die drei Wärmetransportmechanismen Konvektion, Wärmeleitung und -strahlung verringern, werden im Simulationsmodell über die Modifikation der Kennzahlen $\frac{\lambda}{d}$ für Wärmeleitung und ε für Wärmestrahlung betrachtet. Sowohl die dabei herangezogenen Basisdaten als auch Verbesserungspotenziale entstammen der Literatur. Der konvektive Wärmeübergang kann nur indirekt über Bauteiltemperaturen, Strömungsgeschwindigkeiten und Abmaße beeinflusst werden. Der Einfluss der thermischen Massen wird über die Masse der Bauteile, den Wärmeübergang an den Bauteilen und den aus der Literatur stammenden Wert der spezifischen Wärmekapazität berücksichtigt. (Wirth et al. 2013; Reichenbach 2011b) (Tabelle 2).

Über den einstellbaren Umluftanteil lässt sich der Nutzen der Umluftschaltung sowie der Abluftwärme- oder Abluftkälterückgewinnung quantifizieren. Die Rückgewinnung kann mit einem Wirkungsgrad versehen werden, da der Wärmetauscher selbst und die Leitungswege zu



diesem verlustbehaftet sind. Die Regelung der Umluft erfolgt anhand der Luftfeuchte und der CO₂-Konzentration im Innenraum.

Auswirkungen auf die Innenraumtemperatur von Maßnahmen, die vor Fahrantritt beginnen (z.B. Vorkonditionierung), werden mithilfe einer Vorsimulation bestimmt. Die dabei aufgewendete Energie wird den Einsparungen im Fahrbetrieb gegenübergestellt. Dabei liegt der Fokus auf der Quantifizierung der Energieeinsparungen unter Vernachlässigung der Komfortsteigerungen. Die maximale Leistung des HVAC-Systems wird anhand der Mittelwerte aus Tabelle 14 begrenzt. Bei Systemen, wie Wärmepumpen und Kompressionskältemaschinen, die nicht sofort ihre maximale Leistung bereitstellen können, wird der notwendige Leistungsanstieg anhand von Literaturdaten gedämpft (Bild 52). Die Ermittlung der für die Vorkonditionierung benötigten Energie lässt Rückschlüsse auf die optimale Größe eines thermischen Speichers zu.

6.3 Parametrisierung des Modells

Geometrische Daten werden über Messungen am Fahrzeug ermittelt, während Materialdaten, wie Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität, Absorptions- und Emissionskoeffizienten, der Literatur entnommen werden. Kraftfahrzeugspezifische Kennwerte werden größtenteils in Anlehnung an Konz et al. (2011) angegeben, während grundlegende Materialdaten aus Tabelle 2 stammen. Die Massen und Maße der Innenraumeinbauten werden überschlägig angegeben, da sie aufgrund ihres mehrschichtigen Aufbaus und der teilweise hohen Wandstärke (z.B. Instrumententafel) nicht vollständig oder nur sehr langsam Wärme mit dem Innenraum austauschen. Die für die Wärmeleitung relevante Dicke und Wärmeleitfähigkeit werden pauschal für das gesamte Bauteil angenommen. Durch die Reihenschaltung von Stahl und Dämmmaterialien fällt die hohe Wärmeleitfähigkeit der Metallwerkstoffe wenig ins Gewicht.

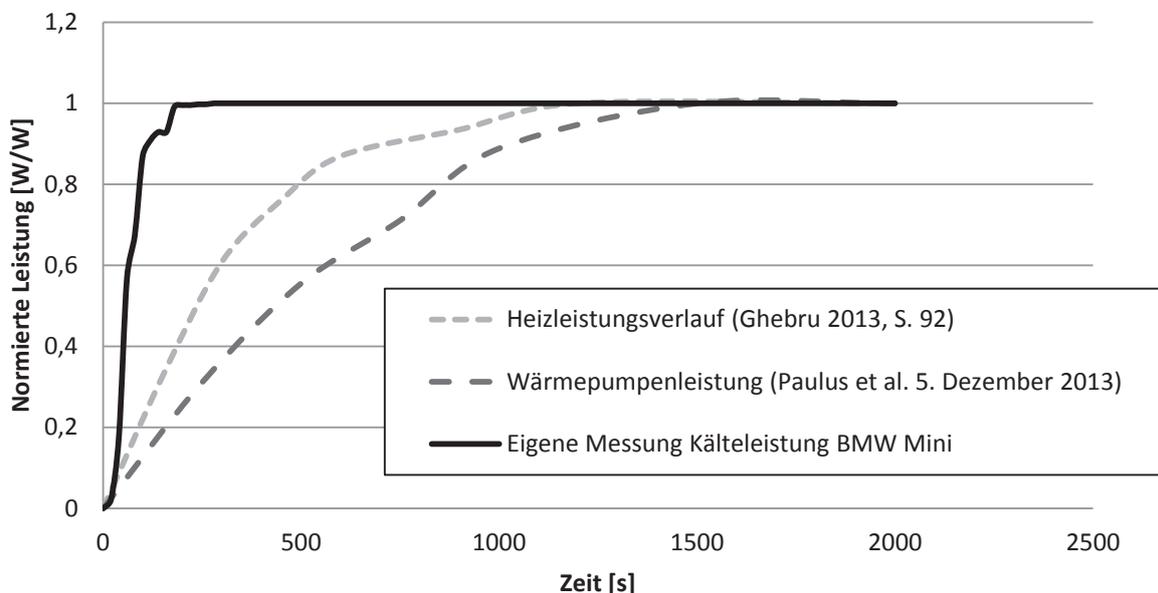


Bild 52: Normierte Dynamik der Kälte- und Heizleistungsbereitstellung¹¹

¹¹ Die Messung der Kälteleistung erfolgte über eine parallele Messung von Temperatur (mit einem PT100) und des Zuluftvolumenstroms (mit einem Anemometer).

Als Basis für die Bereitstellung von Wärme und Kälte für den Innenraum werden Literaturdaten und eigene Messdaten verwendet. Die Dynamik der Heizsysteme ist durch den verwendeten Zwischenwasserkreis zum Wärmetransport gering, da zunächst Wärmeenergie zum Überwinden der Wärmekapazität des Transportkreises notwendig ist. Die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Leistung (ca. 1.100 s bei -10 °C , Bild 52) entspricht den Literaturdaten für konventionelle Fahrzeuge (Ghebru 2013), Elektrofahrzeuge mit Wasserheizer (Herschold-Pliessnig et al. 2014) und Elektrofahrzeuge mit Wärmepumpenheizung (Paulus et al. 2013). Zur Ermittlung der Dynamik der Kälteerzeugung wurden Messungen an einem BMW Mini One durchgeführt. Der Verlauf ist ebenfalls in Bild 52 gezeigt und erreicht nach etwa 200 s sein Maximum.

6.4 Validierung des Modells

Das Modell wird im Anschluss zum einen anhand von Literaturdaten für Leistung und Temperaturverläufe (Ghebru 2013, DIN 1946-3, Auer et al. 2012) und zum anderen über durchgeführte Aufheiz- und Abkühlversuche validiert. Diese Versuche wurden am Fachgebiet Kraftfahrzeuge der TU Berlin mit einem BMW Mini durchgeführt. Es stand keine Klimakammer o. ä. zur Verfügung, weshalb die Messungen im Stand durchgeführt wurden. Der Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Leckageströme und auf die erzwungene Konvektion konnte nicht validiert werden.

In Bild 53 sind exemplarisch zwei Temperaturverläufe des Aufheizvorgangs durch Motorabwärme bei einem Fahrzeug des B-Segments in Versuch und Simulation dargestellt. Trotz weniger Eingabeparameter (Ausblastemperaturverlauf, Umgebungstemperatur, Starttemperatur, Strömungsgeschwindigkeit und Massenstrom in den Innenraum, Kabinenabmessungen) stimmen die Ergebnisse gut überein. Die anfänglich relativ großen Abweichungen der Innentemperatur von ca. 5 K zwischen 250 s und 1.250 s werden zum Teil durch die begrenzte Dynamik der verwendeten PT100-Messwiderstände verursacht. Die im rechten Diagramm gezeigte Dachaußentemperatur soll die Funktion der implementierten Wärmedämmung des Simulationsmodells zeigen. Der bei etwa 1.500 s auftretende kurze Abfall der gemessenen Dachtemperatur hat höchstwahrscheinlich seine Ursache in Luftbewegungen durch Wind während der Messung.

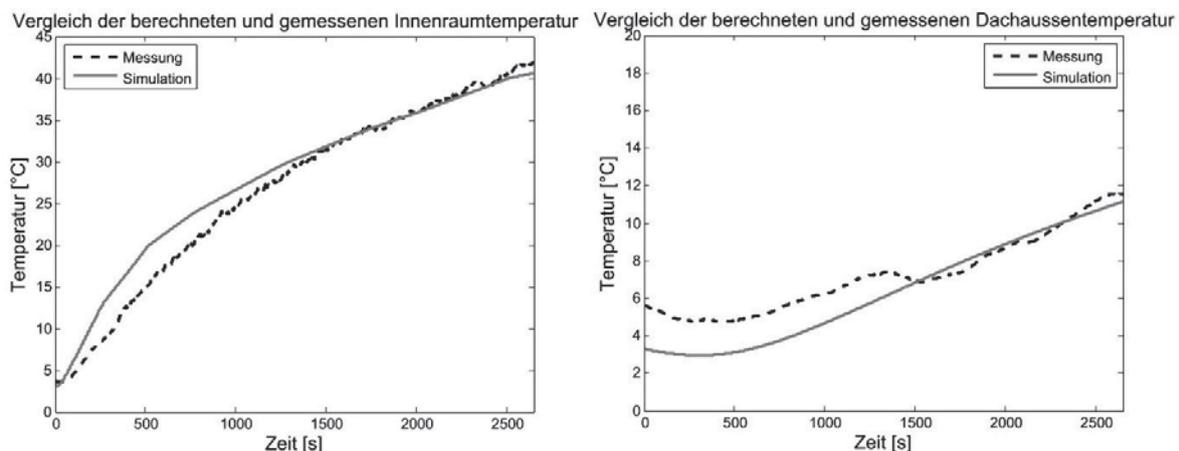


Bild 53: Validation des Simulationsmodells mit Messdaten eines BMW Mini



6.5 Ermittlung der Einflussfaktoren

Mithilfe der Gleichungen (32), (33), (34) und (35) bzw. den entsprechenden Blöcken im Simulationsmodell lassen sich die Wärmeströme der einzelnen Wärmetransportmechanismen, Zuluft, Abluft, Wärme- und Wasserdampfabgabe der Insassen sowie Aufheizung und Abkühlung der thermischen Massen ermitteln. Anhand derer können für einen konkreten Fall die Maßnahmen gefunden werden, die den größten Einfluss auf den Leistungsbedarf des HVAC-Systems haben. In Bild 54 sind für die in Tabelle 12 gezeigten Szenarien von -10 °C bis $+35\text{ °C}$ die Wärmeströme der Fahrzeugkabine aufgeteilt auf die Aufheizung und Abkühlung thermischer Massen, der Wärmeübertragung, der Wärmeabgabe der Insassen sowie die Enthalpieströme der Abluft gezeigt.

Die der Vollständigkeit halber gezeigte Änderung der Wasserdampfmasse in der Kabine hat im Frischluftbetrieb keinen nennenswerten Einfluss auf den Leistungsbedarf, da die Wasserdampfmasse nur durch die Wasserdampfabgabe der Insassen ($0,036\text{ kg/h}$, vgl. Kapitel 6.1.5) beeinflusst wird. Für die Temperaturen -10 °C bis 15 °C wird der Wärme- bzw. Enthalpiestrom aus dem Fahrzeug betrachtet (Heizen), für die Temperaturen 20 °C bis 35 °C in das Fahrzeug (Kühlen). Es wird ein Fahrzeug des C-Segments verwendet. Die Simulationszeit entspricht mit 1.200 s in etwa dem *Neuen Europäischen Fahrzyklus*. Die Fahrzeuggeschwindigkeit beträgt $33,6\text{ km/h}$ und der Gebläseluftmassenstrom $0,1\text{ kg/s}$. Die Achsen sind zur besseren Vergleichbarkeit einheitlich skaliert. Bei den drei Kühldiagrammen (20 °C , 25 °C und 35 °C) wurde die Überhöhung der Innenraumtemperatur durch solare Strahlung über eine 1.200 s lange Vorsimulation ermittelt.

Auf Bild 54 ist zu erkennen, dass die Leistungen mit steigender Temperaturdifferenz zwischen Außentemperatur und Komforttemperatur (22 °C) ansteigen. An den Verläufen der Abluftkurven kann der Zeitpunkt des Erreichens der Solltemperatur abgelesen werden. Erst wenn dieser etwa konstant ist, ist die Solltemperatur erreicht. Dies geschieht bei sehr niedrigen Temperaturen (-10 °C) bei etwa 1.100 s , da die Heizleistung der einer Wärmepumpe (Paulus et al. 2013) bzw. dem Verlauf einer Motorabwärmeheizung (Ghebru 2013) entspricht, die ihre maximale Leistung erst nach etwa 1.200 s bereitstellt (Bild 52). Bei Abkühlvorgängen wird die Solltemperatur deutlich früher erreicht, da die Temperaturhübe geringer sind und die hier betrachtete Kompressionskältemaschine nach eigenen Messungen dynamischer ist und P_{\max} nach 300 s erreicht. Der Wärme- bzw. Kältebereitstellungverlauf wurde zur besseren Vergleichbarkeit für alle sechs Fälle gleich angenommen. Das 20 °C -Diagramm stellt einen Sonderfall dar, weil hier die Außen- unter der Komforttemperatur liegt, und durch die Klimaanlage nur der Wärmeeintrag durch solare Strahlung und Insassen kompensiert werden muss.

Beim Vergleich mit den schematischen Verläufen aus Kapitel 4.2 fällt auf, dass der Wärmeverlust durch die Abluft selbst nach Erreichen der Komforttemperatur nicht geringer wird. Die Ursache liegt am konstanten Massenstrom des Gebläses von $0,1\text{ kg/s}$, der auch nach Erreichen der Zieltemperatur nicht reduziert wird. Die Wärmeleistung, die in bzw. aus den thermischen Massen (Einbauten und Umschließungsflächen) fließt, nimmt mit der Simulationszeit ab, da die Temperatur sich der Innenraumluft angleicht. Umgekehrt verhält sich die Wärmeleitung: Erst wenn die Innenraumluft von der Umgebung abweicht und die thermische Masse der Umgebungsflächen überwunden ist, fließt ein Wärmestrom aus dem bzw. in das

Fahrzeug. Die Wärmeabgabe der Insassen (1,5 Personen) ist im Winter nützlich, da sie die notwendige Heizleistung reduziert, während sie im Sommer zusätzlichen Leistungsbedarf für die Klimaanlage erfordert.

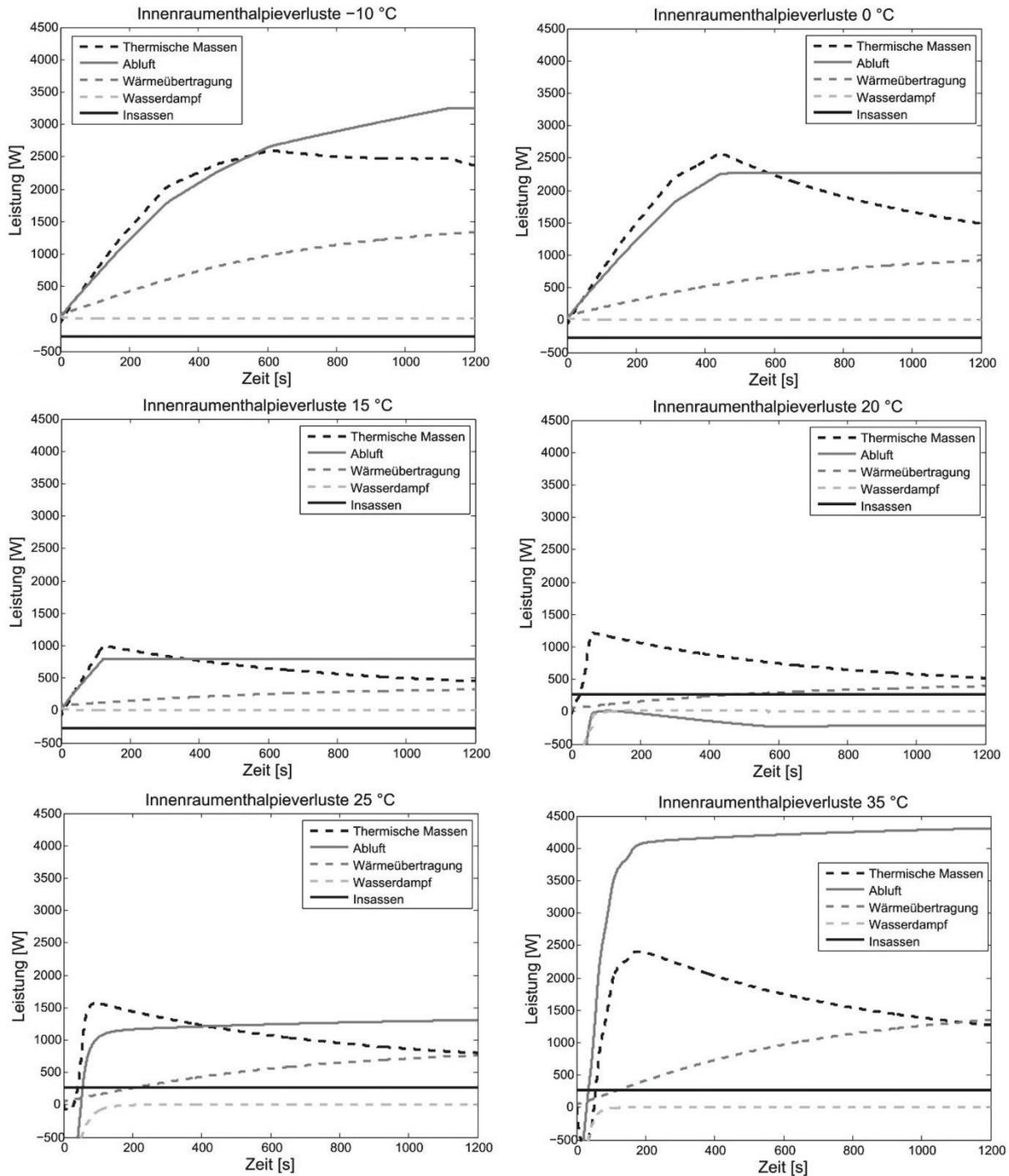


Bild 54: Vergleich der Enthalpieströme eines Fahrzeugs des C-Segments bei unterschiedlichen Temperaturen (Randbedingungen nach Tabelle 12)



6.5.1 Einflussfaktoren mit dem größten Einfluss auf den Leistungsbedarf

Anhand von Bild 54 lassen sich die Einflussfaktoren für unterschiedliche Randbedingungen ableiten. Die größte Energiemenge (abgesehen vom Sonderfall 20 °C) geht in dem betrachteten Zeitraum von 1.200 s über die Abluft verloren. Dies liegt am konstanten Luftmassenstrom (0,1 kg/s entsprechen mit etwa 10 V Gebläsespannung einer mittleren Stufe (Großmann 2013)) und am Frischluftbetrieb. Mithilfe einer bei Klimaautomatiksystemen oftmals angewendeten Reduzierung der Gebläsedrehzahl nach Erreichen der Solltemperatur und durch eine automatische Umluftschaltung lassen sich die Abluftverluste bis hin zu geringen Leckageverlusten im reinen Umluftbetrieb reduzieren.

Nach dem Abluftenthalpiestrom folgt die Leistung, die zum Erwärmen der thermischen Massen notwendig ist. Hierzu gehören neben den Einbauten, wie Sitzen und Armaturenbrett, auch die Karosseriebegrenzungsflächen. Die Leistung steigt mit der Temperaturdifferenz an und fällt zusammen mit der sinkenden Differenz durch die Erwärmung der Bauteile ab. Beim Vergleich von Abluftenthalpie und Wärmestrom in thermischen Massen der sechs Verläufe in Bild 54 ist zu erkennen, dass der Stellenwert der thermischen Massen bei niedrigen Temperaturdifferenzen zunimmt. Die Energie, die zum Überwinden der thermischen Massen notwendig ist, steigt über die Messdauer von 20 min in Abhängigkeit von der Start- und Außentemperatur auf etwa 0,7 kWh an (mittlere Leistung von 2.000 W, die bei -10 °C zum Erwärmen der Einbauten und der Begrenzungsflächen notwendig ist). Daraus wird der Nutzen einer Vorkonditionierung ersichtlich. Weiteres Energieeinsparpotenzial birgt eine optimierte Materialwahl oder die thermische Abkoppelung von großen thermischen Massen durch Wärmedämmung.

Die Wärmeübertragung hat bei Fahrtantritt noch keinen Einfluss auf den Leistungsbedarf, da Außen- und Innentemperatur identisch sind. Bei einer Vorkonditionierung fließt dagegen bereits bei Fahrtbeginn ein Wärmestrom durch die Karosserie. Wenn die Innenraumtemperatur aufgrund solarer Strahlung über der Umgebungstemperatur liegt, kann durch Wärmeübertragung die notwendige Leistung der Klimaanlage reduziert werden. Es kann abgeleitet werden, dass bei vorkonditionierten Fahrzeugen und bei längeren Fahrten die Wärmedämmung eher einen Einfluss auf den Leistungsbedarf des HVAC-Systems hat, während der Einfluss bei kurzen Strecken gering ist.

Der Einfluss der Änderung des Wasserdampfs und der Wärmeeintrag durch die Insassen (1,5 Personen) in der Kabine sind im Frischluftbetrieb gering. Bei voll besetzten Fahrzeugen (5 Personen) steigt der Wasser- und Wärmeeintrag um das Dreifache an und führt bei mildereren Randbedingungen dazu, dass die Wärmeströme im Bereich der anderen Verluste liegen.

7 Bewertung der Einzelsysteme

Die in Kapitel 5.3 bis 5.5 vorgestellten Ansätze zur Reduktion des Leistungs- und Energiebedarfs sollen unter Berücksichtigung der in Kapitel 6.2 zusammengefassten Maßnahmen, also Wirkungsgrad der Kälte- und Wärmebereitstellung (CoP), Absenkung bzw. Anheben der Innenraumtemperatur zur Reduktion des Temperaturhubs, Wärmedämmung, Reduktion des Luftaustauschs mit der Umgebung und Maßnahmen, die vor Fahrtantritt arbeiten, simulatorisch untersucht werden.

7.1 Leistungs- und Energiebedarf der Basisfahrzeuge

Um die Verbesserungen ermitteln zu können, wird zunächst der Energiebedarf des Basissystems bestimmt. Wie auch in Kapitel 6.5 entsprechen die Randbedingungen denen aus Kapitel 3.3 und die maximale Heiz- und Kälteleistung wird wie bei einer Wärmepumpenheizung oder einer Abwärmeheizung verzögert bereitgestellt. Bei konventionellen Fahrzeugen kann die Energie in den Heizszenarien aus der Abwärme des Verbrennungsmotors entnommen werden und muss nicht separat erzeugt werden. Die Vorlauftemperatur der Heizung hat 80 °C, die Verdampfertemperatur der Klimaanlage 5 °C. Dargestellt werden die Zeitverläufe für Temperatur und Leistung. Zusätzlich werden der Energiebedarf für Heizung und Kühlung normiert auf 100 km (zur Vergleichbarkeit mit dem Energieverbrauch zur Traktion) und die Zeit bis zum Erreichen der Zieltemperatur (22 °C) angegeben.

Tabelle 26: Energiebedarf und Aufheiz-/Abkühlzeit für die Basisfahrzeuge

Fahrzeug	T -Außen [°C]	E_{HVAC} [$\frac{kWh}{100 km}$]	t bis $T_{Komfort}$ [s]	E_{HVAC} (PTC-Heizer) [kWh/100 km]	t bis $T_{Komfort}$ (PTC-Heizer) [s]	\dot{m} Gebläse [kg/s]
A-Seg.	-10	12,1	430	14,4	25	0,1
A-Seg.	0	8,7	255	9,7	10	0,1
A-Seg.	15	2,7	80	2,8	5	0,1
A-Seg.	20	1,5	45			0,1
A-Seg.	25	5,1	65			0,1
A-Seg.	35	11,6	95			0,1
C-Seg.	-10	14,9	1.070	21,0	80	0,1
C-Seg.	0	12,0	445	14,3	25	0,1
C-Seg.	15	4,0	120	4,3	5	0,1
C-Seg.	20	3,2	60			0,1
C-Seg.	25	9,1	800			0,1
C-Seg.	35	19,9	300			0,166

In Anhang 3 sind die Temperatur- und Leistungsverläufe für die in Tabelle 26 gezeigten Werte abgebildet. Betrachtet wird die Kälte- und Heizleistung ohne Wirkungsgradeinflüsse. Für das Fahrzeug des C-Segments reicht die maximale Leistung, die durch die Verdampfertemperatur von 5 °C und durch den Luftmassenstrom von 0,1 bzw. 0,166 kg/s gegeben ist, nur für ein vergleichsweise langsames Erreichen der Zieltemperatur von 22 °C. Auch beim Heizen bei sehr niedrigen Temperaturen führt die zu geringe maximal verfügbare Heizleistung zu einer hohen Dauer bis zum Erreichen der Komforttemperatur. In den beiden mit „PTC-Heizer“



gekennzeichneten Spalten steht die maximale Wärmeleistung (6 kW im A-Segment, 8 kW im C-Segment) ohne Verzögerung zur Verfügung. Die Komforttemperatur wird deutlich schneller erreicht.

Beim Vergleich der Leistungs- und Temperaturverläufe (Anhang 3) der Basisfahrzeuge mit den schematischen Darstellungen aus Kapitel 4.2 werden abhängig von der Starttemperatur relativ große qualitative Abweichungen deutlich: Bei sehr hohen und sehr niedrigen Temperaturen arbeitet das HVAC-System an seiner Leistungsgrenze, sodass die in Bild 15 und folgenden gezeigte Reduktion der HVAC-Leistung nach Erreichen der Zieltemperatur nicht auftritt. Ebenfalls ist die Leistung im stationären Bereich (Δt_3) bei den simulierten Verläufen nicht konstant, sondern reduziert sich langsam. Ursache liegt in den thermischen Massen, die, auch nachdem die Kabinentemperatur der Sollvorgabe entspricht, erst langsam die Lufttemperatur annehmen. Die qualitativen Abweichungen ergeben sich aus den jeweiligen Randbedingungen wie Umgebungstemperatur, maximale Heiz- und Kälteleistung sowie die Dynamik der Bereitstellung.

7.2 Erhöhung des CoPs

Im Vergleich zu einer reinen elektrischen Heizung (Kapitel 5.3.1.3), die mit einem maximalen Wirkungsgrad von 1 arbeitet, können mit Kompressionswärmepumpen (Kapitel 5.3.1.5) oder thermoelektrischen Wärmepumpen (Kapitel 5.3.1.7) Leistungszahlen über eins erreicht werden. Die Leistungszahl einer Wärmepumpe ist kein konstanter Wert, sondern hängt von den Betriebsrandbedingungen ab. Haupteinflussgrößen sind der Temperaturhub und die abgeforderte Leistung (Pärisch et al. 2012). Mit Zunahme von Hub und Leistung sinkt die Leistungszahl ab. In realen R744-Anlagen liegt der CoP zwischen 2 (bei ΔT von etwa 50 K) und 4 (bei ΔT von etwa 20 K) (Hinrichs et al. 2012; Martin et al. 2006; Lang et al. 2007; Pommé 1997; Wawzyniak 2011). Bei Außentemperaturen von -10 °C werden noch Leistungszahlen von 2 erreicht (Kowsky et al. 2012). Im Kühlbetrieb liegen die Werte aufgrund des geringeren Temperaturhubs zwischen 2 und 5 (Mardorf et al. 2007). Im Vergleich zu stationären Wärmepumpen und Kompressionskältemaschinen sind die Leistungszahlen geringer, da der Betrieb häufig instationär ist und die Wärmetauscherflächen im Pkw kleiner sind. Der daraus resultierende höhere Temperaturhub (die gleiche Wärmemenge muss bei verkleinerter Wärmetauscherfläche übertragen werden) ist Hauptursache für den schlechteren CoP. R134a und R1234yf können bei Außentemperaturen unter 0 °C kaum noch Wärmeleistung an den Innenraum abgeben (Jung et al. 2011) und werden deshalb hier nicht weiter betrachtet, zumal der Einsatz von R134a in Europa für neue Pkw nur mit Ausnahmegenehmigung gestattet und R1234yf aufgrund seiner Entflammbarkeit, der Verbrennungsprodukte und Abbauprodukte von entwichenem Kältemittel in der Umwelt stark umstritten ist (siehe u.a. Burkert (2014)).

Wegen des Mangels an Kennfeldern für mobile Wärmepumpen in der Literatur wird aufgrund des vorwiegend linearen Verlaufs der stationären Wärmepumpe (Bild 55) für die vorliegenden Berechnungen ebenfalls ein linearer Verlauf angenommen. Die Eckpunkte $T_{\text{Quelle}} -10\text{ °C}$ | CoP 2 (Kowsky et al. 2012) und $T_{\text{Quelle}} 15\text{ °C}$ | CoP 4 (Wawzyniak 2011) entstammen der Literatur. Analog dazu wird mit $T_{\text{Quelle}} 20\text{ °C}$ | CoP 4 und $T_{\text{Quelle}} 35\text{ °C}$ | CoP 2 der Verlauf gespiegelt für den Kühlbetrieb verwendet.

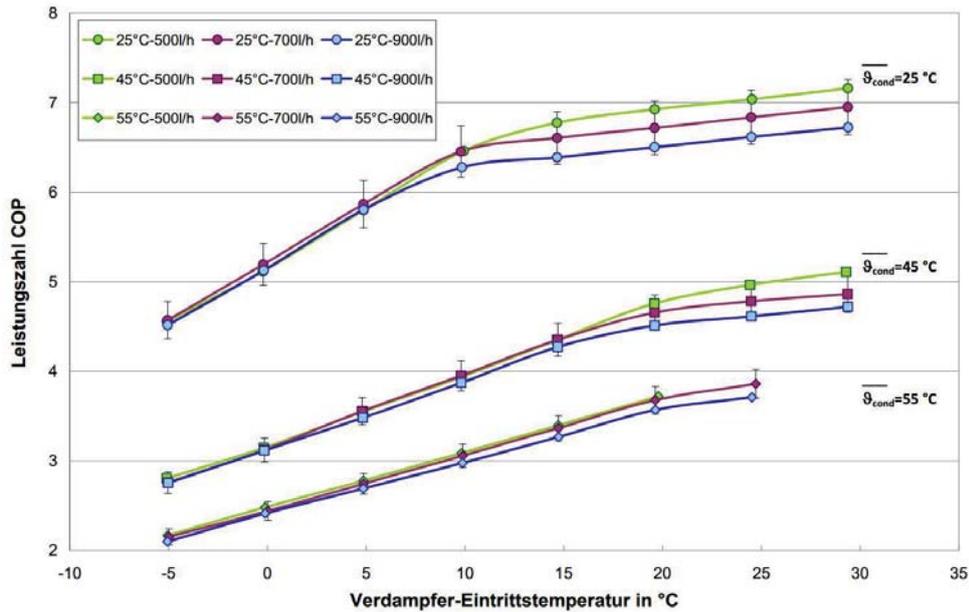


Bild 55: Einfluss von Volumenstrom [l/h], Kondensatortemperatur ϑ_{cond} [°C] und Verdampfertemperatur [°C] (die Differenz zwischen Kondensator- und Verdampfertemperatur definiert den Temperaturhub) auf die Leistungszahl einer stationären Wärmepumpe (Pärisch et al. 2012)

In Tabelle 27 ist der Energiebedarf für Heizung und Klimatisierung durch eine Wärmepumpe unter Berücksichtigung der Leistungszahl gezeigt. Die in der letzten Spalte aufgeführte prozentuale Verbesserung gegenüber Tabelle 26 entspricht der jeweiligen Leistungszahl (bei einer Leistungszahl von 3 kann der Energiebedarf um 75% reduziert werden, usw.). Die Ergebnisse können nur Tendenzen vorgeben, da die Leistungszahl im realen, dynamischen Betrieb von einer Vielzahl von Faktoren beeinflusst wird, bis hin zum Vereisen des Verdampfers bei niedrigen Temperaturen und hoher Luftfeuchte, welches die Leistung einer Wärmepumpe stark beeinträchtigt. Dennoch wird das erhebliche Potenzial deutlich.

Tabelle 27: Energiebedarf unter Berücksichtigung der Leistungszahl

Fahrzeug	T-Umgebung [°C]	E_{HVAC} [kWh/100 km]	\dot{m} Gebläse [kg/s]	Verbesserung [%]
A-Segment	-10	6,1	0,1	50
A-Segment	0	3,1	0,1	64
A-Segment	15	0,7	0,1	74
A-Segment	20	0,4	0,1	73
A-Segment	25	1,6	0,1	69
A-Segment	35	6,0	0,1	48
C-Segment	-10	7,5	0,1	50
C-Segment	0	4,3	0,1	64
C-Segment	15	1,0	0,1	75
C-Segment	20	0,9	0,1	72
C-Segment	25	2,7	0,1	70
C-Segment	35	10,1	0,166	49



7.3 Direkte Beheizung

Durch eine direkte Beheizung kann die Lufttemperatur im Fahrgastraum bei konstantem thermischem Komfort unterhalb von 22 °C abgesenkt werden. Für die Klimatisierung ist es über gekühlte Kontaktflächen möglich, die notwendige Innenraumtemperatur über 22 °C einzuregeln. Da der Mensch empfindlich auf Inhomogenitäten der Hauttemperaturen reagiert, reicht es nicht, die mittlere Oberflächentemperatur zu betrachten. Die vertretbaren Temperaturunterschiede zwischen Kontaktflächen und Lufttemperatur wurden in Schmidt, C. et al. (2013) untersucht. Dabei konnte mithilfe einer Sitzheizung bei 17,8 °C Innenraumtemperatur ein Wohlbefinden bei den Probanden erzeugt werden. Bei weiterer Steigerung der Sitzheizleistung und dickerer Kleidung wurde auch bei 15 °C ein akzeptables Komfortniveau erreicht. In (Gubalke 2013) konnte durch eine Infrarotheizung die Komforttemperatur um 2 °C abgesenkt werden, Gleiches wurde für Räume in Häusern in Kosack (10/2009) festgestellt. Demgegenüber konnte in Herschold-Pliessnig et al. (2014) auch bei einer Absenkung der Innenraumtemperatur um 11 °C in Kombination mit einer IR-Heizung noch ein komfortables Klima erzielt werden.

Bei der Bewertung einer direkten Beheizung muss die Einsparung im HVAC-System dem Energiebedarf der direkten Beheizung gegenübergestellt werden. Zur Quantifizierung der Energieeinsparung wird für die in der genannten Literatur verwendeten ΔT von 2 K, 5 K und 7 K gegenüber der Sollkomforttemperatur von 22 °C der Leistungsverlauf ermittelt. Da keine Untersuchungen zu Komfortbeeinflussungen im Kühlbetrieb vorliegen, werden auch hier die ΔT des Heizbetriebs verwendet. Die Leistungen für die direkte Beheizung entstammen der FAT261 (Schmidt, C. et al. 2013) bzw. eigenen Messungen an Serienfahrzeugen (Tabelle 17) und betragen 20 W bei 2 K, 40 W bei 5 K und 80 W bei 7 K Abweichung pro Person. Der daraus für 1,5 Personen über den Testzeitraum von 1.200 s resultierende Energiebedarf ist mit 0,005 kWh pro 10 W sehr gering. Die 7-K-Temperaturabweichung soll hier als Grenzbetrachtung genutzt werden, da die in der FAT 261 geforderte Winterbekleidung nicht praxistauglich ist. Bei Verwendung von thermoelektrischen Wärmepumpen ließe sich der elektrische Energiebedarf um den jeweiligen CoP weiter absenken.

In Tabelle 28 sind der Energiebedarf E_{HVAC} und die Zeit t bis zum Erreichen der Solltemperatur für eine Absenkung im Heizbetrieb auf 20 °C und eine Erhöhung im Kühlbetrieb auf 24 °C dargestellt. In den letzten beiden Spalten sind die prozentualen Einsparungen gegenüber dem Basissystem aus Tabelle 26 gezeigt. Da mit festen Leistungsvorgaben für das HVAC-System gearbeitet wird, ist die Energieeinsparung bei sehr niedrigen Temperaturen geringer, da hier die Anlage an ihrer Leistungsgrenze arbeitet. Der Nutzen der Temperaturabsenkung besteht dann hauptsächlich in einem schnelleren Erreichen der Zieltemperatur. In den mildereren Szenarien mit 15, 20 und 25 °C wird nur vergleichsweise wenig Energie zum Temperieren der Fahrgastzelle benötigt (max. 2,6 kWh), sodass die absoluten Einsparungen gering, die prozentualen aber sehr hoch sind. Mit steigendem Temperaturhub für das Sommerszenario sinkt wieder die prozentuale Einsparung. Bereits leichte Temperatursenkungen können dabei große Energieeinsparungen erwirken: Durchschnittlich 50% Energieeinsparungen und je nach Fahrzeugsegment 20 bis 40% Zeiteinsparungen bis zum Erreichen der Zieltemperatur.



Tabelle 28: Einfluss einer Temperaturabsenkung/-anhebung um 2 K gegenüber der Komforttemperatur

ΔT 2 K	T-Umgebung [°C]	$E_{HVAC} + \text{Sitz}$ [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	11,4	380	6	12
A-Segment	0	7,8	230	10	10
A-Segment	15	1,6	50	39	38
A-Segment	20	0,2	40	86	11
A-Segment	25	1,0	55	80	15
A-Segment	35	5,0	75	57	21
Mittelwert				46,4	17,7
C-Segment.	-10	14,8	930	1	13
C-Segment	0	11,0	370	8	17
C-Segment	15	2,6	80	35	33
C-Segment	20	0,5	45	84	25
C-Segment	25	2,5	110	72	86
C-Segment	35	9,0	160	55	47
Mittelwert				42,5	36,9

Bei weiterem Erhöhen des ΔT auf 5 K steigen auch die Einsparungen weiter an (Tabelle 29). Für das Kleinstfahrzeug im A-Segment ist bei 20 °C Außentemperatur und 500 W/m² solarer Bestrahlung nun keine Klimatisierung mehr notwendig. Auch bei 15 und 25 °C sind die erforderlichen Leistungen so gering, dass über den betrachteten Zeitraum von 1.200 s nur etwa eine kWh Energie benötigt wird. Der Mittelwert der Energieeinsparungen steigt auf etwa 60% an, Gleiches gilt für die Reduktion der Zeitdauer bis zum Erreichen der Zieltemperatur.

Tabelle 29: Einfluss einer Temperaturabsenkung/-anhebung um 5 K gegenüber der Komforttemperatur

ΔT 5 K	T-Umgebung [°C]	$E_{HVAC} + \text{Sitz}$ [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	10,42	320	14	26
A-Segment	0	6,69	190	23	25
A-Segment	15	0,32	50	88	38
A-Segment	20	-	-	-	-
A-Segment	25	0,6	50	88	23
A-Segment	35	3,31	65	71	32
Mittelwert				57,0	28,6
C-Segment	-10	14,12	700	5	35
C-Segment	0	9,56	300	20	33
C-Segment	15	0,77	35	81	71
C-Segment	20	0,04	30	99	50
C-Segment	25	1,24	60	86	93
C-Segment	35	6,17	100	69	67
Mittelwert				60,1	57,9



Für die Grenzbetrachtung mit einem Temperaturunterschied von 7 K sind in der Tabelle 30 der Energiebedarf und die Zeit bis zum Erreichen der Zieltemperatur gezeigt. Für das milde Sommer- und Winterszenario wurden keine Daten ermittelt, da die Umgebungstemperatur der Solltemperatur entspricht. Die durchschnittlichen Einsparungen gegenüber der Basis sinken ab, da die hohen Werte der milden Szenarien herausfallen. Bei den verbleibenden Szenarien steigen die Einsparungen um 5 bis 10 Prozentpunkte gegenüber den Werten in Tabelle 29 an.

Tabelle 30: Einfluss einer Temperaturabsenkung/-anhebung um 7 K gegenüber der Komforttemperatur

ΔT 7 K	T-Umgebung [°C]	$E_{HVAC} + \text{Sitz}$ [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	9,8	290	20	33
A-Segment	0	5,9	170	32	33
A-Segment	15	-	-	-	-
A-Segment	20	-	-	-	-
A-Segment	25	0,3	50	93	23
A-Segment	35	2,7	60	76	37
Mittelwert				55,3	31,5
C-Segment	-10	13,5	570	10	47
C-Segment	0	8,6	260	28	42
C-Segment	15	-	-	-	-
C-Segment	20	-	-	-	-
C-Segment	25	0,8	55	92	93
C-Segment	35	4,7	95	76	68
Mittelwert				51,5	62,4

Durch eine direkte Beheizung mit einer Anpassung der Kabinentemperatur kann sowohl der Energiebedarf des HVAC-Systems als auch die Zeit bis zum Erreichen einer komfortablen Temperatur verkürzt werden. Die Zeitersparnis ergibt sich aus dem geringeren Temperaturhub. Da die direkten Beheizungen im Vergleich zur Kabinenheizung geringere thermische Massen überwinden müssen und meistens ohne Zwischenmedium arbeiten, kann nach Fahrtbeginn schnell eine Komfortsteigerung erzielt werden. Die Energieeinsparung liegt zwischen 5 und 90% und nimmt mit steigendem Temperaturhub ab. Absolut sind die möglichen Energieeinsparungen selbst bei 5% Reduktion (bei niedrigen Außentemperaturen -10 °C in Tabelle 28) mit etwa einer kWh hoch. Mit einer kWh kann je nach Fahrzeug ca. 10 km gefahren werden, sodass sich der Aufwand einer Sitzheizung und -kühlung auf jeden Fall lohnt. Der größte Nutzen wird jedoch bei milderem Temperaturen erzielt. Da diese gegenüber den extremeren Temperaturen deutlich häufiger auftreten (vgl. Tabelle 11), ist der Nutzen im realen Fahrzeugeinsatz höher als dies die Mittelwerte aus Tabelle 28, Tabelle 29 und Tabelle 30 suggerieren.

7.4 Wärmedämmung

Mittels Wärmedämmung (Kapitel 5.4.1) kann der Wärmetransport aus dem und in den Innenraum verringert werden. Hauptwärmeübertragungsmechanismus ist die Konvektion an der inneren und äußeren Bauteiloberfläche. Die Wärmestrahlung fällt wegen des Betrags der Stefan-Boltzmann-Konstante ($\sigma = 5,670373 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$), genauso wie die Wärmeleitung

zwischen Bauteil und Umgebung gering aus. Die Wärmeleitung im Bauteil wird durch den Unterschied zwischen der Bauteiltemperatur im Innenraum sowie der Karosserie- und Scheibenoberfläche beeinflusst. Neben der Wärmeleitung als Übertragungsmechanismus kann bei Hohlräumen im Bauteil (bspw. Fensterkasten in der Tür) auch Wärme durch Strahlung und Konvektion übertragen werden. Praktische Ansätze, diese zu reduzieren, sind in Wirth et al. (2013) genannt. Aus den Gleichungen (9), (15) und (18) ist ersichtlich, dass die Wärmeleitung über die Materialwahl (λ) und Wandstärke (d) beeinflusst werden kann. Die Konvektion hängt von der Temperaturdifferenz zwischen Bauteiloberfläche und Fluid sowie dem strömungsabhängigen Parameter α ab. Gleiches gilt für die Wärmestrahlung, die außer über die Temperaturdifferenz über den Emissionsgrad ε verändert werden kann.

Tabelle 31: Einfluss von Wärmedämmung auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf ($\left(\frac{\lambda}{d}\right)$ wird bei Karosserief lächen auf $\left(\frac{1}{20}\right)$ reduziert)

Wärmedämmung Blech x20	T-Umgebung [°C]	E_{HVAC} [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	12,0	430	1	0
A-Segment	0	8,6	250	1	2
A-Segment	15	2,6	80	1	0
A-Segment	20	1,7	45	-10	0
A-Segment	25	5,5	60	-7	8
A-Segment	35	11,7	90	-1	5
Mittelwert				-2,3	2,5
C-Segment	-10	14,9	1050	1	2
C-Segment	0	11,9	445	0	0
C-Segment	15	4,0	120	0	0
C-Segment	20	3,5	65	-11	-8
C-Segment	25	9,1	800	0	0
C-Segment	35	20,0	250	-1	17
Mittelwert				-1,8	1,7

Zur Ermittlung des Nutzens von Wärmedämmung auf den Energiebedarf wurde ausschließlich eine Verringerung der Wärmeleitung betrachtet. Durch die Auswirkungen auf die Bauteiltemperaturen werden auch Konvektion und Strahlung beeinflusst. Als pauschaler Ansatz wird die Wärmedämmung der Karosseriebauteile um den Faktor 20 verbessert. Dies kann über das Aufbringen einer Wärmedämmung mit sehr geringer Wärmeleitung (vgl. Tabelle 2), durch die Verwendung von größeren Wandstärken oder die Kombination beider Ansätze erzielt werden. Für die Glasflächen wird als Verbesserungsfaktor 10 eingesetzt (dies entspricht etwa dem U-Wert Unterschied zwischen 3-fach Verglasung (Eicke-Hennig et al. 05/2004) und Einfachverglasung (Reichenbach 2011b; 2008)). Es werden Verbesserungen nur bei Karosserief lächen (Tabelle 31) und bei Karosserief lächen in Kombination mit Scheiben untersucht (Tabelle 32). Anhand der Tabellen wird deutlich, dass der Nutzen einer Wärmedämmung von geringem Ausmaß ist. Mittelwert und Maximalwert der möglichen Energieeinsparungen und der Beschleunigung des Aufheizvorgangs sind niedrig.

Tabelle 32: Einfluss von Wärmedämmung auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf ($\left(\frac{\lambda}{d}\right)$ wird bei Karosserief lächen auf $\left(\frac{1}{20}\right)$ und bei Glasfl ächen auf $\left(\frac{1}{10}\right)$ reduziert)

Wärmedämmung Blech x20, Glas x10	T-Umgebung [°C]	E_{HVAC} [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	11,9	420	2	2
A-Segment	0	8,5	250	2	2
A-Segment	15	2,6	80	3	0
A-Segment	20	1,6	45	-6	0
A-Segment	25	5,2	60	-1	8
A-Segment	35	11,2	90	3	5
Mittelwert				0,6	2,9
C-Segment	-10	14,9	1020	1	5
C-Segment	0	11,8	440	1	1
C-Segment	15	4,0	120	1	0
C-Segment	20	3,4	60	-7	0
C-Segment	25	9,1	800	0	0
C-Segment	35	19,6	240	1	20
Mittelwert				-0,5	4,3

Die Ergebnisse decken sich auch mit der Ermittlung der Haupteinflussfaktoren in Kapitel 6.5.1. Ebenfalls wird deutlich, dass Dämmung bei milden Temperaturen im Sommer (20 °C) einen negativen Einfluss auf den Leistungsbedarf hat, da durch Wärmeübertragung die Klimlast reduziert wird. Bei höheren Außentemperaturen führt die Wärmedämmung zudem zu einer größeren Überhitzung bei in der Sonne abgestelltem Fahrzeug. Dies wurde in der Simulation nicht mit betrachtet. In Bild 56 ist der Temperatur- und Leistungsverlauf für einen Aufheizvorgang eines Fahrzeugs des A-Segments bei -10 °C dargestellt. Es wird deutlich, dass der Einfluss auf den Aufheizvorgang sehr gering ist, da erst mit steigender Temperaturdifferenz und Überwindung der thermischen Massen über die Karosserie und Scheiben nennenswerte Wärmemengen vom Innenraum an die Umgebung abgegeben werden.

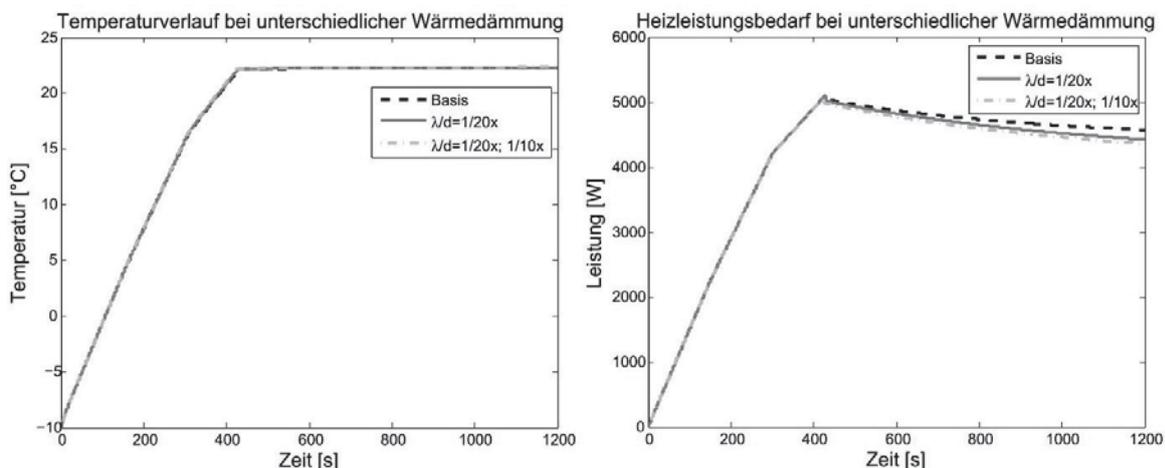


Bild 56: Einfluss von Wärmedämmung auf den Aufheizvorgang und den Leistungsbedarf (-10 °C Außentemperatur, A-Segment)

Bei längeren Fahrzeiten steigt der Nutzen von Wärmedämmung an. Zur Verdeutlichung wurde auf Bild 57 die Fahrzeit bei gleichen Randbedingungen wie in Bild 56 auf 1 h erhöht. Die Leistungsreduktion durch Wärmedämmung beträgt am Ende etwa 500 W. Die Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Wärmedämmungen sind gering. Dabei ist der Einfluss der Scheibenflächen zu berücksichtigen. Der betrachtete Smart hat wegen seiner steilen Seiten- und Heckscheiben einen relativ geringen Anteil der Verglasung. Ein weiteres Verringern der Wärmeübertragung verbessert den Leistungsbedarf nur minimal (Schüppel 2014), bereits mit den angewendeten Faktoren von 1/20 für die Karosserie und 1/10 für die Scheiben tritt eine Sättigung auf. Eine Erhöhung der Karosseriewärmedämmung auf 1/200 führt zu einer Verringerung des Energiebedarfs um nur etwa 0,1 Prozentpunkte.

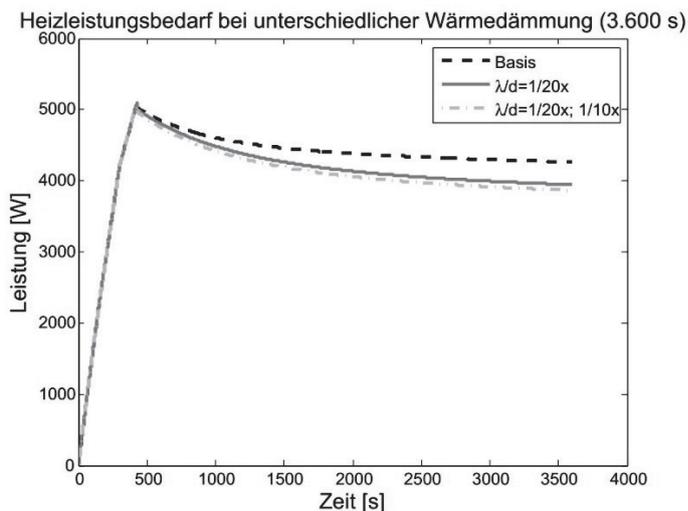


Bild 57: Einfluss unterschiedlicher Wärmedämmung auf den Leistungsbedarf bei längeren Fahrtstrecken (-10 °C Außentemperatur, A-Segment, 60 min)

7.5 Umluftbetrieb und Abluftrückgewinnung

Bei reinem Frischluftbetrieb stellt die aus dem Fahrzeug strömende temperierte Luft den größten Enthalpieverlust dar (Bild 54). Aus diesem Grund werden seit den 1980er Jahren zunehmend Umluftschaltungen für die Heizung und Klimatisierung angeboten. Dabei wird keine Frischluft vom HVAC-System angesaugt, sondern Innenraumluft. Dies geschieht in der Regel im Beifahrerfußraum. Der Anteil des Umluftbetriebs wird durch die CO₂-Konzentration im Innenraum, die verschlechterte Kabinendurchströmung (da die Luft in der Nähe der Ausblasdüsen angesaugt wird und ein höherer Kurzschlussanteil besteht), Geruchsbelastung und im Heizfall durch die Kabinenluftfeuchtigkeit begrenzt. In Gebäuden wird für die Belüftung häufig eine Abluftenthalpierückgewinnung verwendet. Es besteht aber bei den verwendeten Wärmetauschern bei hoher Innenraumluftfeuchte und niedrigen Außentemperaturen die Gefahr von Kondensatbildung, sodass in solchen Fällen ein Bypass verwendet werden muss. Trotz dieser Einschränkung kann die Nutzung der Abluftenthalpie sinnvoll sein, da mit ihr die genannten Nachteile des Umluftbetriebs teilweise kompensiert werden können, ohne den hohen Energiebedarf des Frischluftbetriebs zu erreichen.

Tabelle 33: Einfluss vom φ (Luftfeuchte) und CO_2 -geregelten Umluftbetrieb auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf

CO₂/φ-geregelte Umluft	T-Umgebung [°C]	Umluft-rate [%]	E_{HVAC} [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	45	7,8	390	35	9
A-Segment	0	44	5,8	255	33	0
A-Segment	15	92	0,7	40	76	50
A-Segment	20	97	2,1	55	-37	-22
A-Segment	25	97	3,3	65	35	0
A-Segment	35	97	4,9	85	58	11
Mittelwert					33,3	7,9
C-Segment	-10	37	12,4	600	17	44
C-Segment	0	39	9,4	440	21	1
C-Segment	15	93	2,1	80	49	33
C-Segment	20	99	3,7	75	-17	-25
C-Segment	25	99	5,6	800	39	0
C-Segment	35	99	8,4	250	58	17
Mittelwert					27,6	11,7

Um das Energieeinsparpotenzial einer Umluftschaltung zu quantifizieren, werden folgende Konfigurationen simuliert: Reiner Umluftbetrieb, reiner Frischluftbetrieb und ein automatisch regulierter Umluftbetrieb. Als Regelparameter für den regulierten Umluftbetrieb dient im Heizbetrieb die Beschlagsgefahr an der Frontscheibe. Dabei wird die relative Luftfeuchte auf maximal 80% auf der Innenseite der Frontscheibe durch eine Regelung des Frischluftanteils limitiert. Die CO_2 -Konzentration im Innenraum stellt vor allem im Kühlbetrieb eine kritische Größe dar, da die Luftfeuchte durch die Trocknung am Verdampfer niedrig bleibt. Wie in Kapitel 5.4.2 erwähnt, sollte bei einer Person Besetzung spätestens nach 19 min Frischluft zugemischt werden. Aus diesem Grund wird für die Umluftregelung zusätzlich der CO_2 -Gehalt in der Kabine mitberücksichtigt. Hierbei dient der MAK-Grenzwert von 0,2% CO_2 aus der VDI 6022-3 (VDI 6022.) zur Regulierung des Umluftbetriebs. Die Kohlendioxidkonzentration wird über die Bilanzierung der ein- und ausgehenden Luftströme analog zu Hehl et al. (2003) bestimmt.

Anhand der Daten über die benötigte Energie für den geregelten Umluftbetrieb, den unregulierten Umluftbetrieb und der Basis lässt sich bei bekanntem Wärmetauscherwirkungsgrad die mögliche Einsparung ermitteln. Die geringe Umluftrate im geregelten Betrieb bei niedrigen Temperaturen (-10 und 0 °C in Tabelle 33) von unter 50% zeigt den Bereich des höchstens Nutzens einer Abluftwärmerückgewinnung an. Der Nutzen der verbesserten Innenraumdurchströmung bei einer Abluftenthalpienutzung kann mit dem verwendeten 1-Volumenmodell nicht abgebildet werden.

In Tabelle 33 sind Energiebedarf, Aufheizzeit, Umluftrate und Reduktionspotenzial für den geregelten, in Tabelle 34 für den reinen Umluftbetrieb dargestellt. Limitierende Größe für die Umluftrate ist bei niedrigen Temperaturen die Luftfeuchtigkeit an der Frontscheibe, sodass mit sinkender Scheibentemperatur auch die Umluftrate verringert werden muss. Da die

Wasserbeladung (Tabelle 12) der Umgebung ebenfalls mit der Temperatur abfällt, unterscheiden sich die Umluftraten bei -10 und 0 °C kaum. Im Kühlbetrieb wird aufgrund der Trocknung am Verdampfer nicht die Luftfeuchte als Richtwert eingesetzt, sondern der CO₂-Gehalt in der Kabine.

Tabelle 34: Einfluss des ungeregelten Umluftbetriebs auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf

100% Umluft	T-Umgebung [°C]	Umluft-rate [%]	E_{HVAC} [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	100	4,4	160	63	63
A-Segment	0	100	2,9	112	67	56
A-Segment	15	100	0,5	42	82	48
A-Segment	20	100	2,2	55	-41	-22
A-Segment	25	100	3,3	65	36	0
A-Segment	35	100	4,7	85	59	11
Mittelwert					44,6	25,8
C-Segment	-10	100	10,1	370	32	65
C-Segment	0	100	7,0	240	41	46
C-Segment	15	100	2,0	80	50	33
C-Segment	20	100	3,7	75	-18	-25
C-Segment	25	100	5,5	800	39	0
C-Segment	35	100	8,3	250	58	17
Mittelwert					33,9	22,7

Da der Anstieg des CO₂-Gehalts von der Fahrzeugbesetzung (und dem hier konstant angenommenen Umgebungs-CO₂-Gehalt) beeinflusst wird, ist die Umluftrate konstant und hängt nur vom Kabinenvolumen ab. Durch das größere Luftvolumen des C-Segment-Fahrzeugs muss gegenüber dem A-Segment erst später Frischluft zugemischt werden. In Betrachtung der Umluftraten wird deutlich, dass aus Energieeinsparungsgründen eine Abluftwärmerückgewinnung nur bei niedrigen Temperaturen sinnvoll ist. Hier besteht aber auch die Gefahr einer Vereisung der Scheiben. Aus Gründen des verbesserten Strömungsfelds bei einer Abluftenthalpierreückgewinnung (Markowitz 2012) sollte eine detaillierte Betrachtung in Erwägung gezogen werden. Zur Verbesserung der Kabinendurchströmung käme auch eine räumlich optimierte Verteilung der Ansaugstellen in Frage.

Beim Vergleich der Energie- und Zeitreduktionen zwischen Tabelle 33 und Tabelle 34 wird deutlich, dass im Heizbetrieb weitere Einsparungen möglich sind – jedoch mit der Folge eines Anstiegs der Luftfeuchte im Innenraum und vor allem an der Frontscheibe. Im unteren rechten Ausschnitt des Bild 58 ist die relative Luftfeuchte bei der Oberflächentemperatur der Innenseite der Frontscheibe bei -10 °C dargestellt. Diese steigt im reinen Umluftbetrieb vom Startwert 90% durch die Wasserdampfabgabe der Insassen kontinuierlich an (Werte > 1 bedeuten, dass Wasser auskondensiert und die Scheibe beschlägt). Dieser Effekt ließe sich durch eine Frontscheibenheizung reduzieren, sodass höhere Umluftraten genutzt werden könnten. Ab etwa 400 s kann der Umluftanteil kontinuierlich erhöht werden, ohne dass die relative Scheibenluftfeuchte über 80% ansteigt. Der CO₂-Gehalt stellt, wie im unteren linken Diagramm zu erkennen, im geregelten Betrieb keine limitierende Größe dar und bleibt unter den maximal



erlaubten 0,2%. Bei reinem Umluftbetrieb würde nach etwa 350 s der CO₂-Grenzwert erreicht werden. Bei der Betrachtung von Leistungs- und Temperaturverlauf in den oberen beiden Teilbildern wird deutlich, dass durch die geregelte Umluftschaltung der Aufheizvorgang nur minimal beschleunigt werden kann. Dies liegt ebenfalls an der anfangs noch niedrigen Scheibentemperatur, die einen Frischluftbetrieb erfordert. Nach Erreichen der Zieltemperatur treten dann deutliche Energieeinsparungen auf.

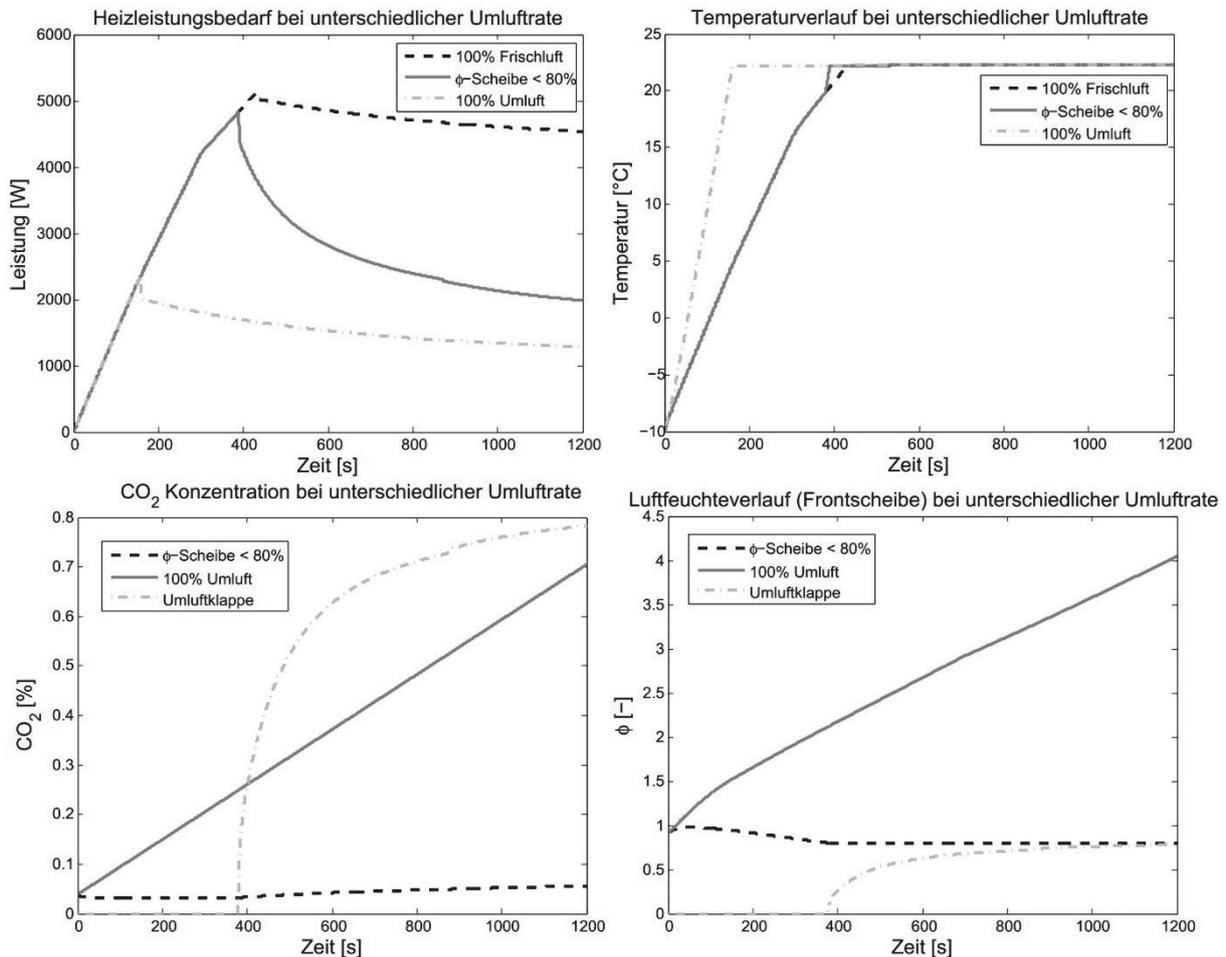


Bild 58: Einfluss von unterschiedlichen Umluftschaltungen auf Heizleistung, Temperaturverlauf, CO₂-Gehalt und Frontscheibenluftfeuchte für ein Fahrzeug des A-Segments bei -10 °C Außentemperatur.

In den unteren beiden Bildern ist zusätzlich die Stellung der Umluftklappe für den geregelten Betrieb dargestellt (1 entspricht 100% Umluft)

Auf Bild 59 sind für das gleiche Fahrzeug die Verläufe bei +35 °C Außentemperatur dargestellt. Die Luftfeuchte ergibt sich aus der Temperatur am Verdampfer und nimmt bei festem und geregelter Umluftbetrieb gleiche Werte an. Der CO₂-Gehalt übersteigt analog zum Heizfall nach etwa 350 s den Maximalwert von 0,2%. Mittels einer geringen Frischluftbeimischung von etwa 3% lässt sich der Wert auf 0,2% stabilisieren. Die Ermittlung des Kohlendioxidgehalts kann über einen Sensor oder über pauschale Werte anhand der Fahrzeugbelegung erfolgen, da dieser anders als die Luftfeuchte nur durch die Zahl der Insassen beeinflusst wird. Der Abkühlvorgang und auch die dafür benötigte Leistung unterscheiden sich für die beiden untersuchten Umluftvarianten im Kühlbetrieb nur geringfügig. Die Einsparungen gegenüber dem

Frischluftbetrieb sind sehr groß und liegen zwischen 40% und 60%. Für das 20 °C-Szenario wirkt sich die Umluftschaltung negativ aus, da die Außentemperatur unter der Solltemperatur liegt und damit der Innenraum durch Frischluft gekühlt werden kann. Das anfängliche Ansteigen der Innenraumtemperatur im Kühlfall liegt an der anfangs noch nicht vorliegenden Kälteleistung, sodass aufgrund der vorgewärmten Lüftungskanäle und der solaren Strahlung die Temperatur zunächst ansteigt. Da die Innenraumtemperatur am Anfang des Kühlvorgangs noch über der Umgebungstemperatur liegt, ist die Überhöhung im Umluftbetrieb höher als im Frischluftbetrieb.

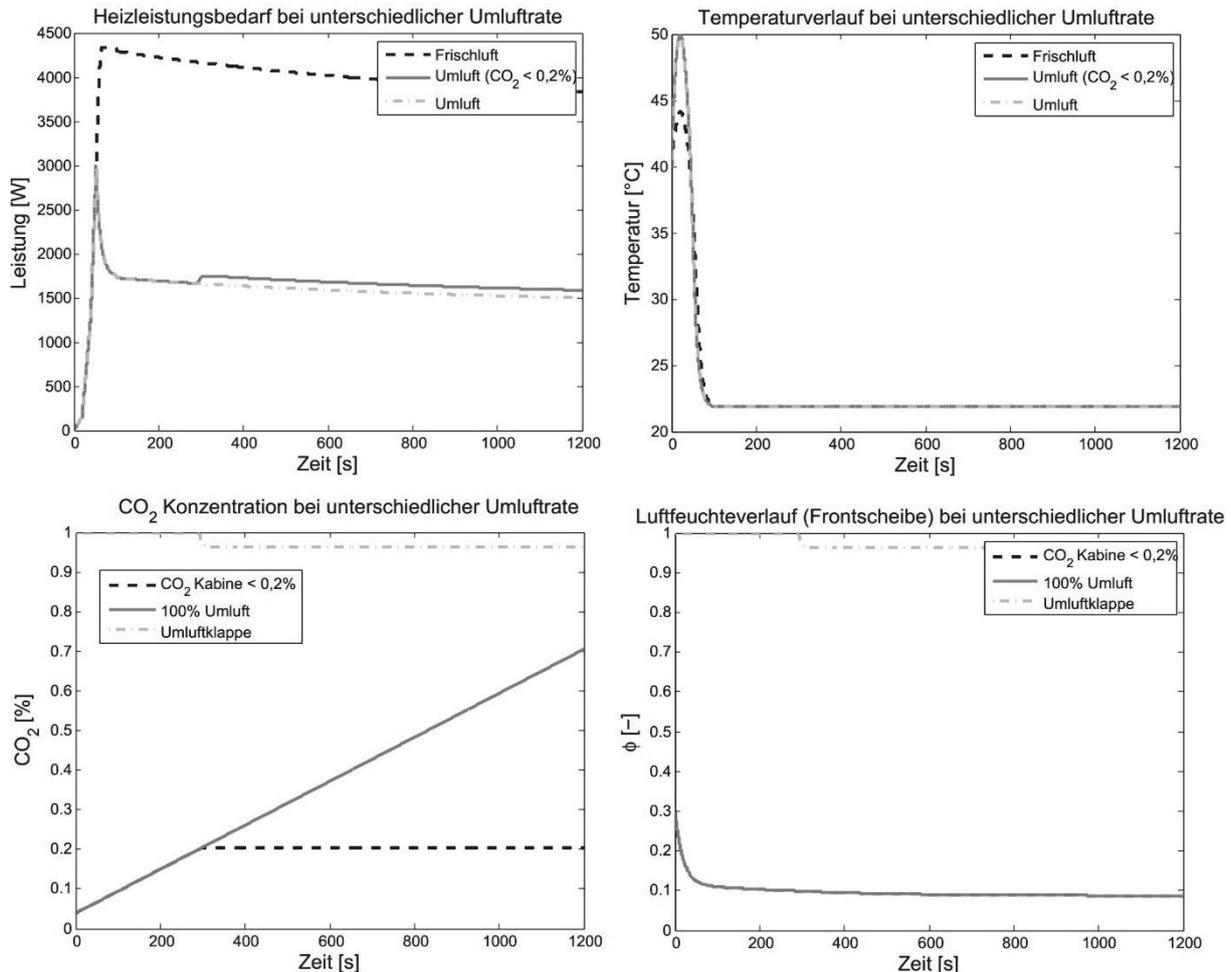


Bild 59: Einfluss von unterschiedlichen Umluftschaltungen auf Kühlleistung, Temperaturverlauf, CO₂-Gehalt und Frontscheibenluftfeuchte für ein Fahrzeug des A-Segments bei +35 °C Außentemperatur.

In den unteren beiden Bildern ist zusätzlich die Stellung der Umluftklappe für den geregelten Betrieb dargestellt (1 entspricht 100% Umluft)

7.6 Vorkonditionierung/Wärmespeicher

Eine Möglichkeit zur Vorkonditionierung ist ein Teil der Ausstattung aller auf dem Markt erhältlichen Elektrofahrzeuge. Mittels Vorkonditionierung kann der instationäre Teil des Temperierungsvorgangs in die Zeit während der Netzverbindung verlegt werden. Dies hat positiven Einfluss auf den Energiebedarf während der Fahrt und vor allem auf den Komfort, da die Komforttemperatur bereits bei Fahrtbeginn erreicht ist. Zu beachten ist dabei, dass ausreichend Ladezeit und Ladeleistung zur Verfügung stehen muss, um sowohl die



Traktionsbatterie als auch das HVAC-System mit genügend Leistung zu versorgen. Andernfalls kann nicht die Reichweite, sondern nur der Komfort durch eine Vorkonditionierung positiv beeinflusst werden oder Laden und Vorkonditionieren erfolgen nacheinander. Zur Ermittlung des Einflusses einer Vorkonditionierung auf den Energiebedarf wurden Simulationsrechnungen durchgeführt, bei denen in einer Vorsimulation die Kabine mit dem fahrzeugeigenen HVAC-System im Umluftbetrieb auf Zieltemperatur gebracht wurde. Die Dauer der Vorsimulation entspricht der Aufheiz-/Abkühlzeit aus Tabelle 26. Daraus folgt, dass die Luft in der Kabine die Komforttemperatur erreicht hat, jedoch die Ein- und Umbauten noch von der stationären Temperatur entfernt sind. Die anschließende Fahrtsimulation erfolgt wie auch die vorangegangenen Untersuchungen im Frischluftbetrieb.

Tabelle 35: Einfluss der Vorkonditionierung auf den Energiebedarf

Vorkonditionierung	T-Umgebung [°C]	E_{HVAC} (inkl. Vorkonditionierung) $\left[\frac{kWh}{100 km}\right]$	E_{HVAC} (Fahrt) $\left[\frac{kWh}{100 km}\right]$	Reduktion E (Fahrt) [%]	Reduktion E (ggü. PTC-Heizer) [%]	E_{HVAC} (nur Vorkonditionierung) [kWh]
A-Segment	-10	17,0	13,8	-14	4	0,4
A-Segment	0	10,7	9,4	-9	3	0,1
A-Segment	15	2,9	2,7	-2	2,5	0,0
A-Segment	20	1,6	1,6	-1		0,0
A-Segment	25	5,5	5,3	-2		0,0
A-Segment	35	12,6	12,0	-4		0,1
Mittelwert				-5,3	3,1	
C-Segment	-10	31,2	18,1	-21	14	1,4
C-Segment	0	16,6	13,2	-11	7	0,4
C-Segment	15	4,4	4,1	-2	4	0,0
C-Segment	20	3,4	3,2	-2		0,0
C-Segment	25	15,3	9,3	-2		0,7
C-Segment	35	25,0	20,8	-5		0,5
Mittelwert				-7,2	8,4	

Die Wärme- und Kältebereitstellung ist zeitabhängig (vgl. Bild 52). Eine Vorkonditionierung erhöht somit auch den Energiebedarf während der Fahrt, da bereits zu Fahrtantritt die maximale Leistung bereitsteht. Die Bewertung der Maßnahme ist damit abhängig von der Zielvorgabe (Komfort oder Energiebedarf), da der verbesserte Komfort einen erhöhten Energiebedarf zur Folge hat. In Tabelle 35 ist der Energiebedarf inklusive Vorkonditionierung und während der Fahrt gezeigt. Die Reduktionen sind negativ, was einer Steigerung entspricht. Beim Vergleich des Energiebedarfs während der Fahrt mit den Daten der PTC-Aufheizung aus Tabelle 26 ist eine Reduktion feststellbar. Diese ergibt sich aus der bereits temperierten Luft und den leicht veränderten Temperaturen der Einbauten und der Karosserie bei Fahrtbeginn. Die für die Vorkonditionierung benötigte Energie (letzte Spalte) ist gering, da diese fast ausschließlich der Erwärmung der Kabinenluft dient. Bei bekanntem Innenraumvolumen lässt sich die notwendige Energie über die Wärmekapazität und die Temperaturänderung ermitteln. Eine Abdeckung der Lufterwärmung über Wärmespeicher ist aufgrund der geringen Energiemengen möglich. Der in den 1990er Jahren realisierte Latentwärmespeicher in BMW-Fahrzeugen hatte eine Kapazität

von 600 Wh (Heck et al. 1994) und würde in den meisten Fällen zum Aufwärmen der Kabinenluft reichen. Für sommerliche Kühlanwendungen müsste ein anderes PCM-Material verwendet werden, das vielleicht künftig abhängig von der Jahreszeit ausgewechselt werden könnte. Entladeleistung, Dauerhaltbarkeit, Kosten, Energie- und Leistungsdichte von Wärmespeichersystemen stehen im Wettbewerb mit Batteriespeichersystemen und sind wegen der flexibleren Einsatzmöglichkeiten von Batteriespeichern nur dann sinnvoll, wenn sie Lithium-Ionen-Batterien in der Energiedichte überlegen sind. Bei Anwendungen, in denen Batterien Schaden nehmen oder nur eingeschränkt funktionieren (hohe oder niedrige Temperaturen), können robuste Speichersysteme auch unabhängig davon vorteilhaft sein. Dabei sind die in Kapitel 5.3.2.3 genannten Physisorptionsspeichersysteme, die wahlweise Wärme oder Kälte speichern können, vorzuziehen. Denkbar wären auch offene Adsorptionsprozesse, bei denen Luftfeuchte aus der Luft adsorbiert und Wärme freigesetzt wird. Damit ließen sich Trocknung und Heizung in einem Prozess vereinen.

Es zeigt sich, dass der Nutzen der Vorkonditionierung in erster Linie in einem gesteigerten Komfort liegt. Die Einsparung bei der reinen Betrachtung der Fahrtenergie ist vergleichsweise gering und wird durch einen zusätzlichen Energieverbrauch im Stand erkauft. Gleiche Ergebnisse treten auch bei konventionellen Fahrzeugen mit einer Standheizung auf, bei der der Komfort, aber auch der Energieverbrauch deutlich ansteigen (Koch et al. 2000).

Als Grenzbetrachtung sind in Tabelle 36 die notwendigen Leistungen zum Halten der Komforttemperatur bei einem vollständig temperierten Fahrzeug angegeben. Dieser Zustand tritt nach längeren Fahrten (ab etwa 60 min) ein und bedeutet, dass die Innenraumluft und -einbauten die Zieltemperatur angenommen haben. Die notwendigen Leistungen wurden für ein unbesetztes, stehendes Fahrzeug ohne Luftaustausch mit der Umgebung ermittelt.

Tabelle 36: Grundlast eines leeren, stehenden, vorkonditionierten Fahrzeugs

Grundlast	T-Umgebung [°C]	P-Grundlast Stillstand [W]
A-Segment	-10	659
A-Segment	0	430
A-Segment	15	120
A-Segment	20	397
A-Segment	25	714
A-Segment	35	1.199
C-Segment	-10	1.072
C-Segment	0	700
C-Segment	15	200
C-Segment	20	602
C-Segment	25	1.099
C-Segment	35	1.854

Die Daten aus Tabelle 36 zeigen, dass auch für das Halten der Temperatur relativ hohe Leistungen notwendig sind. Zu beachten ist zudem, dass sich die Innenraumtemperatur durch

Wärmedämmung und die insgesamt große thermische Masse auch ohne eine aktive Temperierung nur langsam in Richtung von T -Umgebung bewegt.

7.7 Reduktion der thermischen Massen

Bild 54 verdeutlicht, dass das notwendige Aufheizen bzw. Abkühlen der thermischen Massen von Karosserie und Innenraum einen großen Einfluss auf die Heiz- bzw. Kühlleistung hat. Die sogenannte thermische Masse ist das Produkt aus Wärmekapazität und Masse. Große thermische Massen können mittels Wärmedämmung abgekoppelt werden. Darüber hinaus trägt die Wahl von Materialien mit geringer Wärmekapazität, wie Acrylglas oder Polykarbonaten anstelle von Polyamid, zur Reduktion thermischer Massen bei. Leichtbau verringert die Masse der Innenraumbauten. Dabei ist darauf zu achten, dass vor allem die Masse der Innenraumbooberflächen reduziert wird, da aufgrund der Reihenschaltung der Wärmeleitung eine Massenreduzierung von verkleideten Strukturen (bspw. das Sitzgestell) erst nach langen Fahrten einen Einfluss auf das Aufheizen und Abkühlen hat. Wenn Komfort, Schalldämmung und Recyclingfähigkeit nicht eingeschränkt werden sollen, sind die Einflussmöglichkeiten auf die thermischen Massen gering. Neue Herausforderungen ergeben sich zudem aus dem Einsatz von nachwachsenden oder recycelten Rohstoffen im Fahrzeuginnenraum, da die Auswahl an Materialien mit niedriger Wärmekapazität einschränkt ist (Hucko 2014).

Tabelle 37: Einfluss von reduzierten thermischen Massen auf den Energiebedarf und die Aufheiz-/Abkühlzeit

Reduktion der thermischen Massen (50%)	T -Umgebung [°C]	E_{HVAC} [kWh/100 km]	t bis T_{soll} [s]	Reduktion E [%]	Reduktion t [%]
A-Segment	-10	12,1	430	3	6
A-Segment	0	8,7	255	4	2
A-Segment	15	2,7	80	4	0
A-Segment	20	1,5	45	7	0
A-Segment	25	5,1	65	7	8
A-Segment	35	11,6	95	2	0
Mittelwert				4,7	2,6
C-Segment	-10	14,9	1.070	3	21
C-Segment	0	12,0	445	7	8
C-Segment	15	4,0	120	8	0
C-Segment	20	3,2	60	12	0
C-Segment	25	9,1	800	4	25
C-Segment	35	19,9	300	4	33
Mittelwert				6,4	14,5

Um den Nutzen der reduzierten thermischen Masse zu quantifizieren, wird im Simulationsmodell das Produkt aus Masse und Wärmekapazität für die Glasflächen um 50% reduziert, was in etwa der Gewichtsersparnis durch den Einsatz von Polymethylmethacrylat-Frontscheiben entspricht (Evonik 8.10.2010). Zusätzlich wird die thermische Masse der Einbauten und der innen liegenden Bauteilhälften der Karosseriefächen halbiert. Möglich wäre dies über Leichtbau und den genannten reduzierten Einsatz von Polyamid. Die äußere

Bauteilhälfte, die üblicherweise aus Stahl- oder Aluminiumblech besteht (abgesehen vom BMW i3), wird nicht verändert (m und c_p bleiben unverändert). In Tabelle 37 sind die simulierten Energie- und Zeitreduktionen für reduzierte thermische Massen zusammengefasst.

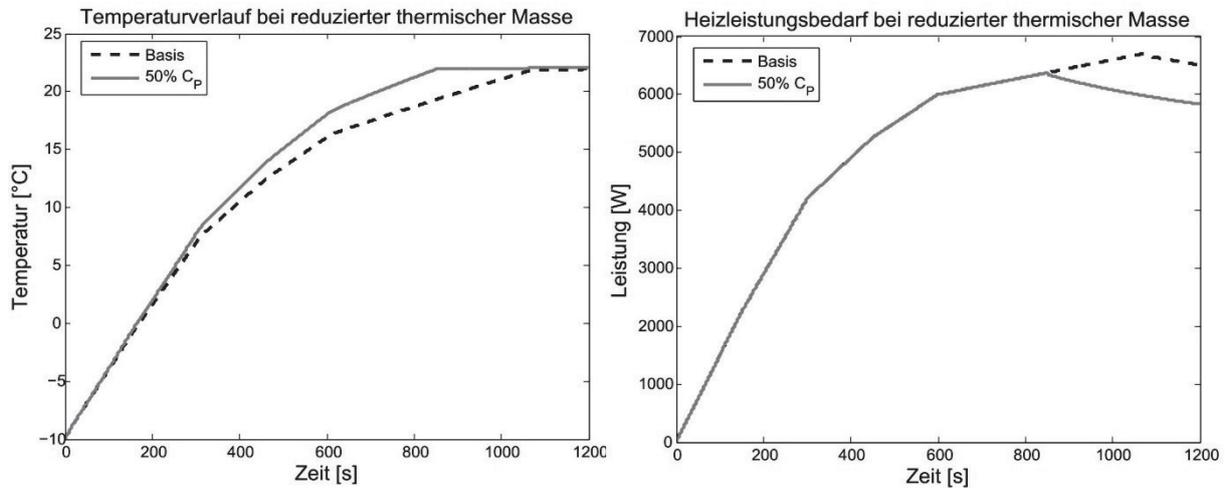


Bild 60: Temperatur- und Kälteleistungsverlauf bei reduzierten thermischen Massen für ein Fahrzeug des C-Segments bei -10 °C Außentemperatur

Beim Vergleich der Ergebnisse zur Reduktion der thermischen Massen (Tabelle 37) mit denen der Wärmedämmung (Tabelle 31 und Tabelle 32) ist zu erkennen, dass für die gewählten Szenarien der Nutzen von reduzierten thermischen Massen deutlich größer ist als der einer Wärmedämmung. Auf Bild 60 ist der Temperatur- und Leistungsverlauf beim Aufheizvorgang eines C-Segment-Fahrzeugs mit reduzierter thermischer Masse sowie des Basisfahrzeugs bei -10 °C dargestellt. Beim Vergleich der Diagramme zum Aufheizvorgang mit Wärmedämmung von Bild 56 wird der größere Einfluss der thermischen Masse deutlich. Der Aufheizvorgang wird beschleunigt und die Heizleistung kann etwa 200 s früher reduziert werden.

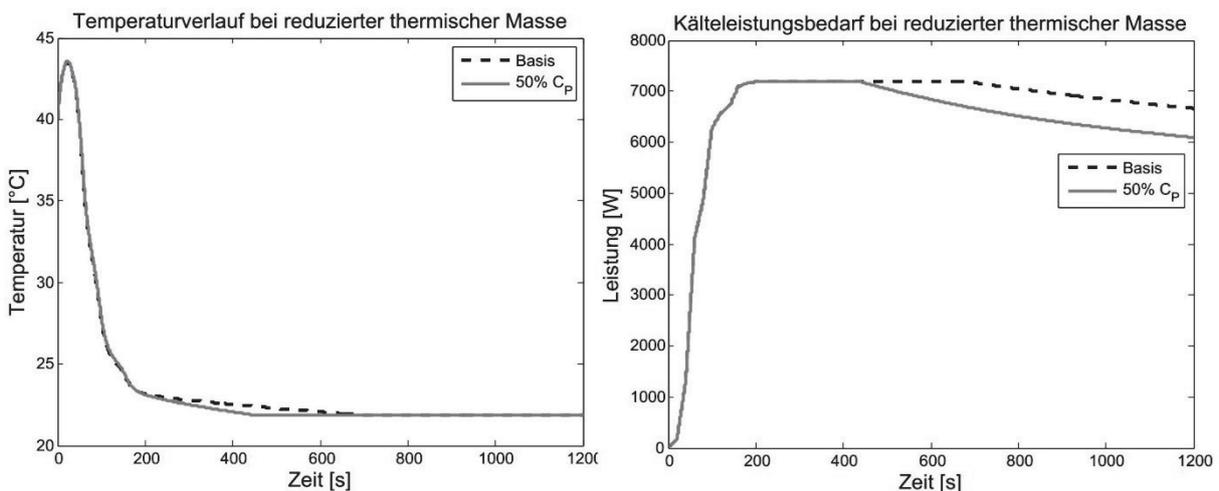


Bild 61: Temperatur- und Kälteleistungsverlauf bei reduzierten thermischen Massen für ein Fahrzeug des C-Segments bei 35 °C Außentemperatur

Bei Betrachtung des Abkühlvorgangs des gleichen Fahrzeugs auf Bild 61 ergibt sich ein ähnliches Ergebnis, jedoch ist hier der Einfluss auf den Temperaturverlauf geringer, da die



Kälteanlage eine höhere Dynamik als die Heizung hat und früher die maximale Kälte bereitstellt. Die Reduktion der Heizleistung bei Simulationseende beträgt in beiden gezeigten Fällen über 500 W.

7.8 Auswertung der Simulationsergebnisse

Die in Kapitel 6.5.1 qualitativ ermittelten größten Wärmeverluste wurden bei der detaillierten Betrachtung in Kapitel 7 bestätigt. So kann der Energiebedarf des HVAC-Systems durch Umluftbetrieb im Vergleich zur Wärmedämmung deutlich stärker reduziert werden. Die Auswertung unter Beachtung der größten Einsparpotenziale ergibt folgende Rangliste, beginnend mit der größten Reduktion des Energiebedarfs:

1. Erhöhung der Leistungszahl
2. Direkte Beheizung und Absenkung/Anhebung der Innenraumtemperatur
3. Geregelter Umluftbetrieb
4. Reduktion der thermischen Massen
5. Wärmedämmung

Der Vorteil der untersuchten Vorkonditionierung liegt hauptsächlich in einem hier nicht bewerteten gesteigerten Komfort. Der Nutzen einer Wärmedämmung ergibt sich vor allem bei längeren Fahrten. Bei den betrachteten Fahrtzeiten von 20 min wird die Dämmung erst gegen Ende zweckdienlich. Die Leistungsreduktion durch verringerte thermische Massen findet dagegen vor allem bei Fahrtbeginn statt, sodass die Energieeinsparungen durch die Wärmedämmung bei längeren Fahrten die Einsparungen durch die Reduktion thermischer Massen übersteigen.

8 Konzepterstellung

Im folgenden Kapitel sollen anhand der Ergebnisse aus Kapitel 7 Gesamtkonzepte für die beiden betrachteten Fahrzeugtypen erstellt werden. Ziel bleibt dabei die Reduktion der Aufheiz- und Abkühlenergie bei konstantem oder verbessertem Klimakomfort. Um dies zu erreichen, werden alle genannten Maßnahmen kombiniert. Die Ausnahme bildet die Wärmedämmung der Karosserie beim Fahrzeug des A-Segments, da diese im Kurzstreckenverkehr nur einen sehr geringen Nutzen gezeigt hat. Die Dämmung der Scheiben erfolgt dennoch, da dadurch die Beschlagsneigung verringert wird und damit höhere Umlufraten genutzt werden können. Für die direkte Beheizung wird in den Winterszenarien die Temperatur um 5 K abgesenkt, da die Sitzheizung die Kontaktstellen der Insassen beheizt und mittels Wärmestrahlung die freien Körperteile erwärmt werden können. Eine Strahlungskühlung im Sommereinsatz ist nicht möglich, sodass nur die Kontaktflächen gekühlt werden können. Um die komfortverschlechternde Asymmetrie in der Temperaturverteilung zu vermeiden, wird für drei Sommerszenarien die Innenraumtemperatur nur um 2 K angehoben. Die notwendige Leistung für die direkte Heizung und Kühlung pro Person stammt aus Schmidt, C. et al. (2013) und wird mitberücksichtigt. Eine Vorkonditionierung wird nicht betrachtet, da diese lediglich in Bezug auf den Komfort vorteilhaft wäre und sich zudem nachteilig auf den Energiebedarf auswirkt.

Tabelle 38: Maßnahmen für das A- und C-Segment-Fahrzeug

Maßnahme	A-Segment	C-Segment
Wärmepumpe und Kompressionskältemaschine mit Leistungszahlen > 2	✓	✓
Direkte Beheizung und Kühlung sowie Absenkung (5 K) bzw. Anhebung (2 K) der Innenraumtemperatur	✓	✓
Verringerung der Wärmeleitung der Scheiben durch Dämmung (Faktor 1/5)	✓	✓
Verringerung der Wärmeleitung der Karosserie durch Dämmung (Faktor 1/5)	✗	✓
Umluft mit CO ₂ - und Luftfeuchteregelung	✓	✓
Vorkonditionierung	✗	✗
Reduktion der thermischen Massen (Faktor 1/2)	✓	✓

8.1 Simulationsergebnisse

Die gesammelten Maßnahmen sollen nun gemeinsam betrachtet werden, um die Wechselwirkungen untereinander zu ermitteln. Ein Aufaddieren der Prozentpunkte aus dem vorangegangenen Kapitel ist aufgrund der wechselseitigen Beeinflussung der Einzelsysteme nicht möglich. Die zuvor angenommenen hohen Verbesserungsfaktoren der Wärmedämmung wurden abgemildert, um den Einfluss auf das Package gering zu halten und eine realistische Umsetzbarkeit in ein Serienfahrzeug zu ermöglichen. In Tabelle 38 sind die angewendeten

Verbesserungen des Simulationsmodells für die beiden betrachteten Fahrzeugtypen zusammengefasst.

Die Ergebnisse der Simulation sind in Tabelle 39 gezeigt. Die Energiereduktionen für die Wärme- und Kälteerzeugung, hochgerechnet auf eine Strecke von 100 km, gegenüber den Basiswerten aus Tabelle 26 sind mit durchschnittlich etwa 80% erheblich. Dabei konnte nicht nur der Energiebedarf gesenkt werden, sondern es konnte gleichzeitig in fast allen Fällen die Zeit bis zum Erreichen der Solltemperatur verringert werden. Ausnahme bildet das milde Sommerszenario mit 20 °C, da hier durch Umluftschaltung und Wärmedämmung der Wärmeaustausch mit der kühlenden Außenluft reduziert wird. Dieser Nachteil könnte über eine Anpassung der Umluftregelung in Kühlszenarien, bei denen die Umgebungstemperatur unter der Sollinnenraumtemperatur liegt, vermieden werden. Da bei Betrachtung der absoluten Zahlen die Unterschiede sehr gering sind, wurde auf diese Anpassung verzichtet. Den größten Einfluss auf den Energiebedarf haben, wie in Kapitel 7 gezeigt, die geregelte Umluftschaltung und die Verwendung von Kälte- und Wärmepumpen mit Leistungszahlen deutlich über eins. Beim Vergleich der Ergebnisse von A- und C-Segment wird deutlich, dass die fehlende Wärmedämmung der Karosserie im kleinen Fahrzeug keinen signifikanten Einfluss auf den Energiebedarf hat. Durchgeführte Vergleichsrechnungen mit und ohne Dämmung an den Scheiben zeigen jedoch, dass mit Wärmedämmung bei niedrigen Temperaturen deutlich höhere Umluftraten genutzt werden können, ohne dass die gewählten Beschlagskriterien überschritten werden. Dies reduziert den Energiebedarf beim Heizen. Im Kühlbetrieb hat die Dämmung dagegen nur einen geringen Einfluss, da hierbei das Regelkriterium der CO₂-Gehalt ist.

Tabelle 39: Simulationsergebnisse der kombinierten Maßnahmen

	<i>T</i> -Umgebung [°C]	<i>E</i> _{HVAC} [kWh/100 km]	<i>t</i> bis <i>T</i> _{soll} [s]	Reduktion <i>E</i> [%]	Reduktion <i>t</i> [%]
A-Segment	-10	2,5	255	79	41
A-Segment	0	1,2	190	86	25
A-Segment	15	0,1	20	99	75
A-Segment	20	0,4	50	72	-11
A-Segment	25	0,8	60	84	8
A-Segment	35	2,1	70	82	26
Mittelwert				83,7	27,3
C-Segment.	-10	4,2	370	72	65
C-Segment	0	2,0	290	83	35
C-Segment	15	0,1	30	99	75
C-Segment	20	0,7	60	78	0
C-Segment	25	1,4	160	85	80
C-Segment	35	3,4	85	83	72
Mittelwert				83,2	54,5

Die Absenkung bzw. Anhebung der Innenraumtemperatur reduziert den Nutzen der Wärmedämmung, da die Temperaturdifferenz zwischen Kabine und Umgebung verringert wird. Zudem ist durch die Maßnahme in den beiden milden Szenarien (15 °C Heizbetrieb und 20 °C

Kühlbetrieb) fast keine Energie zum Temperieren notwendig. Im Anhang 5 sind die Temperatur- und Leistungsverläufe dargestellt.

Es wird deutlich, dass der Energiebedarf bei gesteigertem Komfort (schnelleres Erreichen der Solltemperatur) durch vergleichsweise einfache Maßnahmen stark reduziert werden kann. Dabei ist es notwendig, die Wechselwirkungen verschiedener Eingriffe in die Fahrzeugklimatisierung und -heizung zu berücksichtigen. So sind die Energieeinsparungen aufgrund der Wärmedämmung gering, in Kombination mit einer intelligenten Umluftregelung lässt sich jedoch weiteres Reduktionspotenzial nutzen. Daneben unterscheiden sich die Maßnahmen in ihrem Einsparzeitpunkt. Wärmedämmungen der Karosserie führen erst bei längeren Fahrten zu nennenswerten Einflüssen. Auch bei der geregelten Umluftschaltung treten Leistungsreduktionen im Winterbetrieb erst nach mehreren Minuten auf (vgl. Bild 58), da wegen der Gefahr des Scheibenbeschlags zunächst mit einem hohen Frischluftanteil die Luftfeuchte niedrig gehalten werden muss. Reduzierte thermische Massen führen dagegen hauptsächlich in der dynamischen Temperierungsphase nach Fahrtbeginn zur Absenkung des Leistungsbedarfs. Abhängig von der Art des Einsatzes als Lang- oder Kurzstreckenfahrzeug kann somit der Nutzen von Maßnahmen unterschiedlich ausfallen.

Ein Einfluss der Außentemperatur auf die Rangfolge der Einsparpotenziale der Einzelsysteme konnte abgesehen von einem mit dem Temperaturhub steigenden Leistungsbedarf nicht festgestellt werden. Eine Sonderstellung nimmt das Kühlszenario bei 20 °C ein, da hier die Außentemperatur unter der Solltemperatur liegt und die Erwärmung des Innenraums ausschließlich über die solare Strahlung erfolgt. Hier muss bei der HVAC-Reglerapplikation darauf geachtet werden, dass bei unter der Solltemperatur liegender Außentemperatur ein Umluftbetrieb zu erhöhter Kälteleistung führt.

Bei Ermittlung des Nutzens sollten immer Komfort und Energieeinsparung gemeinsam betrachtet werden, um zu vermeiden, dass der Leistungsbedarf auf Kosten des Komforts reduziert wird.

8.2 Fehlerbetrachtung

Eine Simulation ist ein Verfahren zur Nachbildung eines realen Systems (VDI 3633.) und beinhaltet Vereinfachungen, die die Übertragbarkeit der Simulationsergebnisse auf die Realität einschränken. Die Vereinfachungen sollten so getroffen werden, dass der Einfluss auf die Ergebnisse gering ist. Daneben muss ein Kompromiss aus Modellierungs- und Parameterisierungsaufwand, Rechenzeit sowie Detaillierungsgrad gefunden werden.

Die Auswirkungen der Vereinfachungen des gewählten Simulationsmodells wurden in Kapitel 6.1 diskutiert. Die durchgeführten Versuche zeigen ein valides Verhalten des Modells. Mithilfe von Versuchen ist es jedoch nicht möglich, die einzelnen Wärmeübertragungsmechanismen für die Fahrzeugkabine zu quantifizieren. Es kann lediglich das Temperaturverhalten im Ganzen gemessen werden, sodass die Materialparameter aus der Literatur entnommen werden mussten. Die Qualität der Literaturquellen konnte nicht überprüft werden. Der Einfluss der Fehler kann für die Wärmeleitung und die Wärmekapazität anhand der Variationen in Kapitel 7.4 und 7.7 ermittelt werden. Trotz starker Veränderungen (Faktor 1/20, 1/10 und 1/2) sind die Auswirkungen

auf die Ergebnisse gering. Dennoch sollten die Ergebnisse vor dem Einsatz in einem Realfahrzeug mit einer detaillierten CFD-Simulation überprüft werden. Neben den Vereinfachungen ergeben sich auch aus der Geometrie- und Gestaltungsvielfalt von Fahrzeugen Unsicherheiten. Trotz eines ähnlichen Innenraumvolumens können sich die Oberflächen verschiedener Interieurdesigns stark unterscheiden. Der aktuell zunehmende Einsatz von transparenten Materialien für das Dach kann aufgrund schlechterer Wärmedämmeigenschaften und der Transmission von solarer Strahlung ebenfalls zu Abweichungen in den Ergebnissen führen. Der Vergleich der Ergebnisse der beiden gewählten Fahrzeuge im A- und C-Segment zeigt aber, dass sich trotz variierender Fahrzeugabmessungen Tendenzen ablesen lassen. Wärmestrahlung ist in dem verwendeten Simulationsmodell über die Absorption an Karosserie und Innenraumflächen sowie die Transmission der Scheiben modelliert. Der Einfluss des Sonnenstands und der Fahrzeugposition zu diesem ist ebenso, wie Abschattungen oder Einflüsse des Windes nicht implementiert. Der Strahlungsaustausch zwischen den Kabinenflächen wurde in der Modellierung ebenso vernachlässigt. Nennenswerte Einflüsse auf den simulierten Energiebedarf treten bei hoher solarer Strahlung auf. In Baumgart (2010) wird ein Ansatz zur Modellierung des Strahlungsaustauschs erläutert. Zu beachten ist, dass mit der steigenden Elementanzahl aufgrund der kleineren Diskretisierung auch die Rechenzeit steigt und die Qualität der Aussage nicht unbedingt zunimmt.

Bei den durchgeführten Simulationsrechnungen wurde ausschließlich der Energiebedarf zur Erwärmung und Abkühlung von Luft und Kontaktflächen betrachtet. Die weiteren elektrischen Verbraucher im HVAC-System, wie Lüfter (HVAC-Gebläse, Klimakondensator), Stellmotoren, Pumpen und Steuergeräte, wurden nicht mitberechnet. Es ist davon auszugehen, dass durch die Reduktion der notwendigen Heiz- und Klimaleistung auch der Energiebedarf der Peripherie reduziert wird, sodass der Nutzen der betrachteten Maßnahmen weiter verstärkt wird. Die notwendige Heiz- und Kühlleistung wurde anhand des in den Innenraum bzw. aus dem Innenraum gebrachten Wärmestroms ermittelt. Dies führt durch die nachgebildete Dynamik (Bild 52) zu einem anfänglich geringeren Leistungsbedarf. Diese Reduktion entsteht jedoch in den meisten Fällen durch thermische Massen im Heiz- und Kühlsystem und sollte für eine Gesamtbilanzierung zusammen mit dem genannten Leistungsbedarf für die Peripherie mitbetrachtet werden.

Weitere Unsicherheiten ergeben sich bei der Komfortbewertung. Die ausschließliche Betrachtung der Innenraumtemperatur gibt nicht das komplexe Komfortempfinden des Menschen wieder. Abgesehen von den direkten Heizmaßnahmen und einer möglicherweise schlechten Luftdurchmischung im Umluftbetrieb wurde jedoch keine Maßnahme untersucht, die die Temperaturverteilung im Innenraum beeinflusst. Die Annahmen zur direkten Heizung und Kühlung entstammen größtenteils der mit Probandenversuchen abgesicherten FAT 261-Studie (Schmidt, C. et al. 2013). Es ist deshalb davon auszugehen, dass die untersuchten Systeme den Komfort nicht negativ beeinflussen.



9 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, den Zielkonflikt aus Reichweite und thermischem Komfort der Insassen von Fahrzeugen mit geringer Antriebsstrangabwärme, insbesondere batterieelektrischen Fahrzeugen, zu entspannen. Hierfür wurde der Heiz- und Kühlbedarf von aktuellen Fahrzeugen im Detail betrachtet. Die Auslegung der HVAC-Systeme aktueller Fahrzeuge wurde unter Berücksichtigung der klimatischen Randbedingungen in Europa und dem realen Fahrzeugeinsatz betrachtet, sodass weniger extreme Auslegungskriterien erarbeitet werden konnten.

Zunächst wurde der Serienstand der HVAC-Systeme (konventionelle und batterieelektrische Fahrzeuge) aufgezeigt und im Anschluss wurden alternative Möglichkeiten der Wärme- und Kälteerzeugung sowie Ansätze zur Reduktion des Energiebedarfs des HVAC-Systems erläutert.

Im Anschluss wurden die unterschiedlichen Simulationsmodelle zur Berechnung des Heizbedarfs und des Temperaturverlaufs in der Kabine vorgestellt. Aufgrund der gegebenen Randbedingungen wurde das Einzonenmodell gewählt und dessen Struktur anschließend erläutert. Mit dem Simulationsmodell konnten verschiedene Maßnahmen zur Reduktion des Energiebedarfs für die Heizung und Klimatisierung untersucht werden, von denen die Wärme- und Kältebereitstellung mit hohen Leistungszahlen, die Umluftschaltung sowie das Absenken bzw. Anheben der Innenraumtemperatur in Kombination mit direkter Heizung bzw. Kühlung das größte Energieeinsparpotenzial zeigten. Abschließend wurde mit dem Modell die Kombination aus allen dargestellten Ansätzen untersucht. Dabei konnte eine Absenkung des Leistungsbedarfs um durchschnittlich 80% gegenüber einem konventionellen System (Widerstandsheizung, 100% Frischluft und keine explizite Wärmedämmung) erzielt werden.

Die milderen Auslegungsszenarien sollten verwendet werden, um zukünftige HVAC-Systeme geringer zu dimensionieren und um Bauraum und Kosten zu reduzieren. Von den in Kapitel 5.3 vorgestellten alternativen Methoden zur Heizung und Kühlung eignen sich, abgesehen von den bereits in Serie verwendeten Ansätzen, in naher Zukunft vor allem Infrarotheizungen als Wärmequelle. Als leistungsstarke Wärmequelle und -senke im Innenraum ist wegen der hohen Leistungszahlen die Kompressionskältemaschine bzw. -wärmepumpe der effizienteste Ansatz. Für kleinere, dezentrale Anwendungen bietet sich die Thermoelektrik an, da hier mit einem Bauteil geheizt und gekühlt werden kann und keine hydraulische Verbindung zum Kompressor notwendig ist.

Die gewonnenen Erkenntnisse sollten nun für spezifische Fahrzeuge mit einem CFD-Modell und einem thermophysiologicalen Insassenmodell detailliert betrachtet werden, um Einflüsse des verwendeten Simulationsmodells auszuschließen. Nach dieser Absicherung kann mit der konstruktiven Umsetzung der Maßnahmen begonnen werden. Auch die bereits in Serie verwendeten Wärmepumpen/Kompressionskälteanlagen bieten eine Vielzahl an Freiheitsgraden (Wärmequelle, Antrieb, Einkopplung von Abwärme, Kältemittel, etc.), deren optimale Auswahl nur nach vorheriger simulativer Untersuchung getroffen werden kann. Gleiches gilt für die bisher nicht oder nur sehr begrenzt eingesetzten Möglichkeiten der direkten Beheizung, Wärmedämmung und das Reduzieren der thermischen Massen. Die ermittelten Einsparpotenziale zusammen mit dem hohen Einfluss des HVAC-Energiebedarfs auf die Reichweite von batterieelektrischen Fahrzeugen zeigen, dass durch ein angepasstes



Klimakonzept die Nachteile von Elektrofahrzeugen bei der Klimatisierung und Heizung stark reduziert werden können.



10 Verzeichnisse

10.1 Literaturverzeichnis

70/156/EWG Europäisches Parlaments und Rat (2006): Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates. 2006/40/EG. URL: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32006L0040&from=DE> [Stand: 13. August 2014].

78/317/EWG Rat der Europäischen Gemeinschaften (1977): Entfrosth- und Trocknungsanlagen für die verglasten Flächen von Kraftwagen. URL: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:31978L0317&from=EN> [Stand: 13. August 2014].

98/24/EG. Der Rat der Europäischen Union (1998): Schutz von Gesundheit und Sicherheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch chemische Arbeitsstoffe bei der Arbeit. 98/24/EG. URL: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:1998:131:0011:0023:DE:PDF> [Stand: 13. August 2014].

2000/53/EG. Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union (2005): Altfahrzeuge. 2000/53/EG. URL: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:2000L0053:20050701:DE:PDF> [Stand: 13. August 2014].

Ackermann, Jan; Bringkötter, Claus; Priesel, Marc (2013): „Neue Ansätze zur energieeffizienten Klimatisierung von Elektrofahrzeugen“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 115, H. 06/2013, S. 480–485.

ADAC (Hg.) (2010): „Warme Füße kommen teuer. Der ADAC hat ermittelt, dass durch elektrische Verbraucher im Auto erhebliche Mehrkosten entstehen. Jeder Komfort muss beim nächsten Tankstopp mitbezahlt werden.“.

URL: http://www.adac.de/infotestrat/adac-im-einsatz/motorwelt/Elektrische_Verbraucher.aspx [Stand: 13. August 2014].

Altenbokum, Martin (2007): „Das Phänomen Thermoakustik“. In: KI Luft- und Kältetechnik, H. 5/2007, S. 24–26.

Ambühl, Stefan; Rüegg, Christoph; van Dorp, Arthur (1998): „Theorie des Peltier-Effektes“. URL: <http://www.siteware.ch/peltier/theorie.html> [Stand: 12/2013].

Arndt, Michael; Sauer, Maximilian; Wolz, Marco (2007): „Verbrauchssenkung durch verbesserte Klimaanlage-Regelung. Bedarfsgerechte Lüftung mit dem Climate-Control-Sensor“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 109, H. 05/2007, S. 404–410.

Ashley, Steven (2013): „Adsorption-based thermal batteries could help boost EV range by 40%“. In: Automotive Engineering International Magazine, H. 10/2013, S. 8–13. URL: <http://articles.sae.org/12376/> [Stand: 12. August 2014].

Auer, Markus; Krug, Sina (2012): Gesamtfahrzeugsimulation eines batterieelektrischen Fahrzeugs. Abschlussbericht zum 30.9.2012. Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftwesen, Universität Stuttgart (Hg.). Stuttgart.



URL:

- http://www.ivk.uni-stuttgart.de/IVK/fileadmin/media/dokumente_pdf/forschung/Abschlussbericht_Gesamtfahrzeugsimulation.pdf [Stand: 24. März 2014].
- Auto, Motor und Sport (Hg.) (2013): „Für Langstrecken kostenlos einen 5er. Service für BMW i3-Käufer“. URL: <http://www.auto-motor-und-sport.de/news/service-fuer-bmw-i3-kaeufer-fuer-langstrecken-kostenlos-einen-5er-7418516.html> [Stand: 13. August 2014].
- Automobil-Produktion (2003): „Sonderausgabe "Der neue 5er BMW". Schneller zur Komforttemperatur“. In: Automobil-Produktion 8/2003, S. 70.
- Back, Michael (2006): Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen. Karlsruhe: Univ.-Verl. Karlsruhe.
- Baehr, Hans Dieter (2005): Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. 12. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer.
- Baehr, Hans Dieter; Stephan, Karl (2013): Wärme- und Stoffübertragung. 8. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- Baumann, Wolfgang W. et al. (2006): Finite-Volumen-Methode in der Numerischen Thermofluidodynamik. Manuskript zur Vorlesung im Fachgebiet Numerische Methoden der Thermofluidodynamik. Institut für Strömungsmechanik und technische Akustik. Technische Universität. Berlin. URL: <http://www.cfd.tu-berlin.de/Lehre/CFD2/skript/fvm-skript.pdf> [Stand: 12. August 2014].
- Baumgart, Rico (2013): Vergleich und Bewertung innovativer Antriebskonzepte für Kältemittelverdichter in Elektrofahrzeugen. 2. VDI Fachkonferenz Thermomanagement für elektro-motorisch angetriebene Pkw 2013 (3./4.12.2013). Filderstadt-Stuttgart.
- Baumgart, Rico (2010): Reduzierung des Kraftstoffverbrauches durch Optimierung von Pkw-Klimaanlagen. Dissertation. Technische Universität. Chemnitz.
- Beck, J.; Dickason, R.; Ray, D. (1972): Vehicle windshield. USA, 29. Dezember 1972 (Patent No. US3794809 A).
- Behrendt, Frank et al. (2011): „Thermochemische Energiespeicher“. In: Chemie Ingenieur Technik 83, H. 11, S. 2014–2026.
- Bell, Lon, E. (2009): „Broader Use of Thermoelectric Systems in Vehicles“. In: Jänsch, Daniel (Hg.): *Thermoelektrik. Eine Chance für die Automobilindustrie*. Renningen: Expert-Verlag.
- Bell, Lon, E.; LaGrandeur, J. W.; Harris, F. R. (2007): „Thermoelectric HVAC for Hybrid Vehicles“, S. 1–10. URL: <http://www.amerigon.com/pdfs/Thermoelectric-HVAC-for-Hybrid-Vehicles-Feb2007.pdf> [Stand: 12. August 2014].
- Bergholter, Volker (2010): „Fahrzeugklimatisierung mit Schukey-Technologie“. Thermodyna Maschinen und Anlagen GmbH (Hg.). Hamburg. URL: <http://thermodyna.com/download.html?file=files/site/content/download/Mobile-Kaelte-und-Fahrzeugklimatisierung-mit-Schukey-Technologie.pdf> [Stand: 19. Dezember 2013].
- Bloch, Alexander (2011): „E-Auto-Reichweite: Bis zu 47 Prozent weniger im Winter - AUTO MOTOR UND SPORT“. URL: <http://www.auto-motor-und-sport.de/eco/elektroauto-reichweite-bis-zu-47-prozent-geringere-reichweite-im-winter-3295701.html> [Stand: 22. Februar 2013].
- BMWfans.info (Hg.): „Ersatzteilkatalog BMWfans.info. Ersatzteilkatalog der Modelle BMW E46 und BMW F01“. URL: <http://de.bmwfans.info/parts-catalog/> [Stand: 27. Januar 2014].

- Bockelmann, Werner D. (1987): „Fahrzeugklima“. In: Bockelmann, Werner D. (Hg.): *Auge — Brille — Auto*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, S. 485–502.
- Böckh, Peter von; Wetzel, Thomas (2009): *Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Boer, R. de: *Thermally Operated Mobile Air Conditioning Systems*. 3rd European Workshop – Mobile Air Conditioning, Vehicle Thermal Systems and Auxiliaries (26.-27.11.2009). Turin. URL: <http://www.ecn.nl/docs/library/report/2010/m10002.pdf> [Stand: 12. August 2014].
- Böttcher, Christof (2007): *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät. Grundlagen, Möglichkeiten der Reduzierung, Testverfahren*. Dissertation. Saarbrücken.
- Bouchalat, Karim Mathie; Ritter, R.: *Integrierte Standklimatisierung im Nutzfahrzeug*. 6. Fahrzeugklima-Symposium Standklimatisierung und Wärmepumpenheizung im Kfz (17.4.2004). Karlsruhe.
- Bouvy, Claude et al. (2012): „Die Batterie als thermischer Speicher: Auswirkungen auf die Innenraumklimatisierung, die thermische Architektur und die Betriebsstrategie von Elektrofahrzeugen“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag.
- Bozeman, Jeffrey (2013): „Energy Efficient HVAC system for Distributed Cooling/Heating with Thermoelectric Devices“. URL: http://www4.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/resources/merit-review/sites/default/files/ace048_bozeman_2013_o.pdf [Stand: 07. Januar 2014].
- Braess, Hans-Hermann (2000): *Das Original. Die BMW 3er-Reihe ; Konzept, Technik, Design*. München: BMW Group Mobile Tradition.
- Braess, Hans-Hermann (2013): *Vieweg-Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 7. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Brand, Martin (9/2013): „ADAC Autotest Renault Zoe Z.E. Life. Fünftüriger Kleinwagen mit Schrägheck (65 kW / 88 PS)“. In: *ADAC Motorwelt* 9/2013. URL: http://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT4997_Renault_Zoe_Z_E_Life/Renault_Zoe_Z_E_Life.pdf [Stand: 12. August 2014].
- Brand, Martin (3/2013): „ADAC Autotest VW Golf 1.4 TSI BMT Highline. Fünftürige Schräghecklimousine der unteren Mittelklasse (90 kW / 122 PS)“. In: *ADAC Motorwelt* 3/2013. URL: http://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT4924_VW_Golf_1_4_TSI_BMT_Highline/VW_Golf_1_4_TSI_BMT_Highline.pdf [Stand: 12. August 2014].
- Brooke, Lindsay (2013): „2014 Corvette: 460 hp, 30 mpg, 1 g, \$52,000“. *SAE* (Hg.). URL: <http://articles.sae.org/12457/> [Stand: 13. Januar 2014].
- Bubb, Heiner (2003): „Komfort und Diskomfort. Definition und Überblick“. In: *Ergonomie Aktuell*, H. Ausgabe 4/2003, S. 5–8.
- Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin. (BAuA 900.): *Technische Regel für Gefahrstoffe*. Januar 2006. URL: http://www.baua.de/de/Themen-von-A-Z/Gefahrstoffe/TRGS/pdf/TRGS-900.pdf?__blob=publicationFile&v=14 [Stand: 12. August 2014].
- Bureau, Cathy; Heinle, Dieter (2004): „MARCO - Behr's Method to Assess Thermal Comfort“. In: Schlenz, Dieter (Hg.): *PKW-Klimatisierung III. Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Renningen: Expert-Verlag, S. 163–178.



- Burkert, Andreas (2014): „Kältemittelstreit und kein Ende“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 116, H. 03/2014, S. 28–33.
- Cap, Christoph; Hainzmaier, Christian (2013): „Schichtheizer für Elektrofahrzeuge“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 115, H. 06/2013, S. 486–489.
- Chen, Kuo-huey et al. (2012): „Thermal Comfort Prediction and Validation in a Realistic Vehicle Thermal Environment“. In: SAE Technical Papers, H. 2012-01-0645. URL: <http://delphi.com/pdf/techpapers/2012-01-0645.pdf>.
- Chen, Kuo-huey; Bozeman, Jeffrey (2012): Improving Energy Efficiency by Developing Components for Distributed Cooling and Heating Based on Thermal Comfort Modeling. Vortrag, 18. Oktober 2012. URL: http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2012/thursday/presentations/deer12_chen.pdf [Stand: 22. Februar 2013].
- Christ, Thomas (2006): Rekuperation in elektrischen Energiebordnetzen von Kraftfahrzeugen. Düsseldorf: VDI-Verl.
- CTE GmbH (Hg.) (2011): „Polyamid - Modul ersetzt Stahl. CTE entwickelt neue Kunststoff-Anwendungen“. Friedrichshafen. URL: http://cte-tec.de/Artikel_Sitzstrukturen.pdf [Stand: 22. Januar 2014].
- Daimler Chrysler (2006): Die neue Mercedes-Benz C-Klasse - Entwicklungsziel Komfort. Sindelfingen: Daimler Chrysler, 02. März 2006.
- Daimler Chrysler Hightech Report (2007): „Mercedes-Benz Introduces Dr. Oscar - A Sensitive Dummy“, H. 1,
- De La Feunte Layos, Luis Antonio (2007): Mobilität im Personenverkehr in Europa. Die Europäer verbringen die meiste Fahrzeit im Auto. EUROSTAT, 27. Juni 2007. URL: <http://edz.bib.uni-mannheim.de/www-edz/pdf/statinf/07/KS-SF-07-087-DE.pdf> [Stand: 12. August 2014].
- Delphi (Hg.) (2006): „Air Conditioning Compressors - Driving Tomorrow's Technology“. Troy Michigan USA. URL: http://delphi.com/pdf/contact/brochures/Delphi_Compressors.pdf [Stand: 12. August 2014].
- DWD (2001) .Deutscher Wetterdienst: Abteilung Messnetze und Daten: Richtlinie für automatische Klimastationen (2001). URL: http://www.dwd.de/bvbw/generator/DWDWWW/Content/Oeffentlichkeit/KU/KUPK/Schulen/Messen__Beobachten/Bau__Wetterstation/Richtlinie__Klimastationen,templateId=raw,property=publicationFile.pdf/Richtlinie_Klimastationen.pdf [Stand: 13. August 2014].
- DIN EN 13779 (Deutsches Institut für Normung): Lüftung von Nichtwohngebäuden. Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN 5031-7 (Deutsches Institut für Normung): Strahlungsphysik im optischen Bereich und Lichttechnik (1984). Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN 8996 (Deutsches Institut für Normung): Ergonomie der thermischen Umgebung - Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes (2004). Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN 1946-3 (Deutsches Institut für Normung): Raumluftechnik – Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen (2006). Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN EN ISO 7730 (Deutsches Institut für Normung): 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 (2006). Berlin: Beuth-Verlag.
- DIN ISO/TS 14505-1 (Deutsches Institut für Normung): Ergonomie der thermischen Umgebung - Beurteilung der thermischen Umgebung in Fahrzeugen - Teil 1: Grundlagen und Verfahren für die Bewertung der thermischen Belastung (2007). Berlin: Beuth-Verlag.
- Devonshire, Joel M.; Sayer, James R. (2003): „Radiant heat and thermal comfort in vehicles“. In: Human factors, H. UMTRI-2003-32.
URL: <http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/55189/UMTRI-2003-32.pdf?sequence=1> [Stand: 13. August 2014].
- Diehl, P. (2000): „Abgaswärmenutzung - ein alternatives Instrument zur Deckung des Wärmedefizits von Fahrzeugen mit verbrauchsoptimierten Antrieben“. In: Deußen, Norbert (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II. Entwicklungsmethoden und Bauteile der Kfz- und Nfz-Wärmetechnik*. Tagung Wärmemanagement. Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag.
- Dobmann, Michael; Bindick, Sebastian; Soppa, Andreas (2014): „Einsatz der Co-Simulation in der Fahrzeugklimatisierung“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 240–255.
- Drees, Thomas (2004): „Die Klimatisierung des VW Phaeton“. In: Schlenz, Dieter (Hg.): *PKW-Klimatisierung III. Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Renningen: Expert-Verlag, S. 218ff.
- Duthie, Graham S. (2002): „Average Mobile A/C Customer Usage Model: Development and Recommendations“. In: SAE Automotive System Symposium: Alternative Refrigerant. URL: http://www.sae.org/events/aars/2002/cust_usage.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Eicke-Hennig, W.; Born, R. (2004): „Energieeinsparung an Fenstern und Außentüren. Wissenswertes über die Erneuerung und Sanierung von Fenstern und Türen“. Hessisches Ministerium für Umwelt, Energie, Landwirtschaft und Verbraucherschutz (Hg.). Wiesbaden: Institut Wohnen und Umwelt. URL: http://www.iwu.de/fileadmin/user_upload/dateien/energie/espi/espi1.pdf [Stand: 27. Januar 2014].
- Eilemann, Andreas et al. (2012): „Enthalpiespeicherkonzept zur CO₂-Reduzierung“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 94–109.
- Evonik (2010): „Erste Autofrontscheibe aus PMMA“. <http://plasticker.de/> (Hg.). URL: http://plasticker.de/Kunststoff_News_12279_Evonik_Erste_Autofrontscheibe_aus_PMMA&div=n [Stand: 23. Juni 2014].
- Fanger, Povl Ole (1970): Thermal Comfort. Copenhagen: Danish Technical Press.
- Ferziger, Joel H.; Perić, Milovan (2008): Numerische Strömungsmechanik. Berlin, Heidelberg: Springer.
- Fiala, Dusan (1998): Dynamic Simulation of Human Heat Transfer and Thermal Comfort. Dissertation. Institute of Energy and Sustainable Development. De Montfort University Leicester. Leicester. URL: <https://www.dora.dmu.ac.uk/handle/2086/4129> [Stand: 13. August 2014].
- Fiala, Dusan et al. (2004): „A new simulation system for predicting human thermal and perceptual responses in vehicles“. In: Schlenz, Dieter (Hg.): *PKW-Klimatisierung III. Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Renningen: Expert-Verlag, S. 147–162.



- Flieger, Björn (2013): Innenraummodellierung einer Fahrzeugkabine in der Programmiersprache Modelica. Dissertation. Energy Efficient Buildings and Indoor Climate. RWTH. Aachen.
- Flörecke, Klaus-Dieter (2011): „Klimakomfort durch Hightech-Verglasung“. Automobilwoche.
- FMVSS 571.103 (2012) U.S. Department of Transportation.: Windshield Defrosting and Defogging Systems (2012). Volume 6. URL: <http://www.gpo.gov/fdsys/pkg/CFR-2012-title49-vol6/xml/CFR-2012-title49-vol6-sec571-103.xml> [Stand: 13. August 2014].
- Frank, Wolfgang (1992): „Neueste Anlagentechnik und Trends bei PKW-Klimatisierungssystemen“. In: Reichelt, Johannes (Hg.): *PKW-Klimatisierung. Technik - Entwicklungen - Trends*. Karlsruhe: C. F. Müller, S. 50–69.
- Franz, Martin (2010): „Eine Scheibe, die nicht mehr zufriert. Eine neuartige Beschichtung soll künftig Eiskratzen unnötig machen“. heise online. URL: <http://heise.de/-1097951> [Stand: 17. Januar 2014].
- Frers, Klaus Dieter (2005): „Geist ist geiler als Geiz – wie man mitten in Deutschland mit Produktion Erfolg haben kann“. In: Wirtschaftsunioren Paderborn-Höxter Sommergespräch 2005; Impulse aus dem Mittelstand: Alternativen zur "Geiz-ist-geil Mentalität".
- Freymann, Raymond et al. (2012): „Der Turbosteamer der zweiten Generation“. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 73, H. 2/2012, S. 114–119.
- Friedrich, Horst et al. (2010): „Strom aus Abgasen - Fahrzeuggerechte Entwicklung thermoelektrischer Generatoren“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 112, H. 4/2010, S. 292–299.
- Friedrich, Horst E. (Wintersemester 2011/2012): Alternative Antriebssysteme und Fahrzeugkonzepte, Teil 1: Werkstoffe und Bauweisen. Skript. ILS, Fachgebiet Kraftfahrzeuge. Technische Universität. Berlin.
- Frisch, Arnulf et al. (2013): „Wellness und Büro vereint“. In: Liebl, Johannes/Siebenpfeiffer, Wolfgang (Hg.): *Die neue S-Klasse von Mercedes-Benz*. Wiesbaden: Springer Vieweg, S. 70–81.
- Fromme, H et al. (1997): „Exposition der Bevölkerung gegenüber flüchtigen Luftschadstoffen im Autoinnenraum und in der U-Bahn“. In: *Zentralblatt für Hygiene und Umweltmedizin*, S. 505–520.
- Gail, Lothar; Gommel, Udo; Hortig, Hans-Peter (2012): Reinraumtechnik. 3. Aufl. 2012. Berlin, Heidelberg: Springer.
- Gassel, Andreas (1998): „Die Adsorptionskältemaschine -Betriebserfahrungen und thermodynamische Berechnung“. In: KI Luft- und Kältetechnik, H. 8/1998. URL: <http://www.ib-aton.de/service/fachaufs/Thd-art.pdf> [Stand: 13. August 2014].
- Geskes, Peter; Strauss, Thomas (2006): „Das Abgaswärme-Management“. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 67, H. 10/2006, S. 764–771.
- Ghebru, Daniel (2013): Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie.
- Ghosh, Debashis et al. (2012): „Energy Efficient HVAC System with Spot Cooling in an Automobile - Design and CFD Analysis“. In: SAE Technical Papers, H. 2012-01-0641. URL: <http://delphi.com/pdf/techpapers/2012-01-0641.pdf> [Stand: 13. August 2014].
- Glaser, Hendrik (2005): Beiträge zur Betriebsoptimierung solarthermisch betriebener Adsorptionskälteanlagen. Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins. Stuttgart (Nr. 72).

- Glück, Bernd (1990): Bausteine der Heizungstechnik. Wärmeübertragung, Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren. 2. Aufl. Berlin: Verlag für Bauwesen.
- Gnann, Till; Kley, Fabian; Wietschel, Martin (2010): „Thermische Vorkonditionierung“. In: *Mobility 2.0*, H. 01.2010, S. 54–57.
- Gomoll, Wolfgang (2013): „BMW 3er im Visier: Der erste Blick in die neue C-Klasse. Die Technik der Mercedes C-Klasse“. In: *Online Focus*, 21. Oktober 2013. URL: http://www.focus.de/auto/neuheiten/mittelklasse/tid-34219/die-technik-der-mercedes-c-klasse-bmw-3er-im-visier-der-erste-blick-in-die-neue-c-klasse-die-kopffreiheit-ist-nicht-ueppig_aid_1135268.html [Stand: 13. August 2014].
- Großmann, Holger (1992): „Solarzellenbetriebene Standbelüftung für PKW. Entwicklungs- und Markterfahrungen“. In: Reichelt, Johannes (Hg.): *PKW-Klimatisierung. Technik - Entwicklungen - Trends*. Karlsruhe: C. F. Müller, S. 37–49.
- Großmann, Holger (2005): „Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw“. In: Hucho, Wolf-Heinrich (Hg.): *Aerodynamik des Automobils. Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrodynamik, Komfort*. 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, S. 757–805.
- Großmann, Holger (2010): *Pkw-Klimatisierung. Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*. 1. Aufl. Heidelberg: Springer.
- Großmann, Holger (2013): *Pkw-Klimatisierung. Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- Grube, Thomas (2014): *Potentiale des Strommanagements zur Reduzierung des spezifischen Energiebedarfs von Pkw*. Dissertation. ILS Fachgebiet Kraftfahrzeuge. Technische Universität. Berlin.
- Gruden, Dušan (2008): „Umweltschutz in der Automobilindustrie. Motor, Kraftstoffe, Recycling“. In: *Umweltschutz in der Automobilindustrie*.
- Gubalke, Andreas: *Körperbezogene Klimatisierung*. 2. VDI Fachkonferenz Thermomanagement für elektro-motorisch angetriebene Pkw 3.12.2013, 2013. Filderstadt-Stuttgart.
- Haehndel, Kristian et al. (2014): „Race Track Simulations for Vehicle Thermal Management“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 150–169.
- Haendschke, Stefan (2010): „Umfrage zum Thema „Autokauf“. Repräsentativbefragung“. Deutsche Energie-Agentur GmbH (Hg.). Berlin. URL: http://www.ichundmeinauto.info/fileadmin/user_upload/Presse/100308_ich-und-mein-auto_Repraesentativbefragung_Autokauf_Thema_Kaufkriterien.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Han, Taeyoung; Chen, Kuo-huey (2009): „Assessment of Various Environmental Thermal Loads on Passenger Compartment Soak and Cool-down Analyses“. In: *SAE Technical Papers*, H. 2009-01-1148,
- Haupt, Christian (2013): *Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug*. Dissertation. Technische Universität. München.
- Heck, E.; Müller, P.; Sebbecke, W. (1994): „Latentwärmespeicher zur Verkürzung des Motorwarmlaufs“. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 1994 55/1994, S. 334–340.
- Heckenberger, Thomas (2010): *Chancen und Risiken der Elektromobilität für Zulieferer am Beispiel Thermomanagement*. Zulieferertag Automobil 25.11.2010, 25. November 2010. Stuttgart.



Hehl, O.; Grams, H. (2003): „Ein Modell zur Simulation der Qualität der Innenraumluft am Beispiel von CO₂. Handbuch zum Programm QUIRL/CO₂ Version 1.0“. Niedersächsisches Landesgesundheitsamt (Hg.). Hannover.

URL:

http://www.nibis.de/~auge/seiten/themen/raumklima_pi/medien/Handbuch_CO2Modell.pdf
[Stand: 13. August 2014].

Heikel, Christian; Becker, Udo (2012): „Pkw-Antriebe im Überblick - Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft“. Springer für Professionals (Hg.). URL:

<http://www.springerprofessional.de/pkw-antriebe-im-ueberblick---vergangenheit-gegenwart-und-zukunft/3678428.html> [Stand: 13. August 2014].

Heim, H.-P.; Giesen, Ralf-Urs (2011): „Innovative technology for manufacturing of a pane of plastic with functional integration“. In: 27. Polymer Processing Society Tagung in Marrakech (Marokko).

Hendricks, Terry J; Johnson, Valerie H; Keyser, Matthew A (2002): „Heat-Generated Cooling Opportunities“. In: SAE Technical Papers, H. 2002-01-1969,

Henning, Rainer (2012): „Verringerung der Aufheizung dunkler Lackoberflächen durch geeignete Pigmentauswahl“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 114, H. 4/2012, S. 318–321.

Hennings, Wilfried; Linssen, Jochen (2012): Netzintegration von Fahrzeugen mit elektrifizierten Antriebssystemen in bestehende und zukünftige Energieversorgungsstrukturen (NET-ELAN). Jülich: Forschungszentrum (Bd. 150).

Herschold-Pliessnig, Gernot et al. (2014): „Energie- und komfortoptimierte Kabinenheizung von Elektrofahrzeugen“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 285–299.

Hesch, Rolf (1997): Kraftfahrzeug mit Wärmedämmung. Deutschland, 12. August 1997 Patent EP0918663 B1.

Higashitani, Masaru et al. (2012): „Zweikammerölwanne zur Verbesserung des Motoraufwärmverhaltens“. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 73, H. 12/2012, S. 996 ff.

Hinrichs, Jan; Schäfer, Tilo (2012): „Thermomanagement von Elektrofahrzeugen“. In: Mager, Robert (Hg.): *PKW-Klimatisierung VII. Klimatisierung von E- und Hybridfahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Renningen: Expert-Verlag, S. 205–209.

Hsu, S. (1977): A Thermoregulatory Model for Heat Acclimation and Some of Its Applications. Dissertation. Kansas State University. Manhattan.

Hucko, Margret (2014): „BMW i-Modelle: "In manchen Gesprächen sind die Fetzen geflogen". Interview mit Simone Lempa-Kindler“. Spiegel Online (Hg.). URL:

<http://www.spiegel.de/auto/aktuell/bmw-i-autobauer-will-i8-und-i3-moeglichst-nachhaltig-produzieren-a-973773.html> [Stand: 25. Juni 2014].

Ichinose, Hiroki; Takaoka, Toshifumi; Kobayashi, Hideo (2004): „Toyota's heat management system - coolant heat storage for mass production today, new technologies for the future“. In: Lenz, Hans Peter (Hg.): *25. Internationales Wiener Motorensymposium. 29.-30. April 2004*. Düsseldorf: VDI Verlag.

Ikeda, Koji; Ogawa, Takashi; Goto, Takaaki (2010): „Solar Ventilation and Remote Air Conditioning Systems“. In: Toyota Technical Review, H. Volume 57 No. 1, S. 35–39.

- infas, DLR (2010): *Mobilität in Deutschland 2008. Ergebnisbericht Struktur – Aufkommen – Emissionen – Trends*. Bonn und Berlin (PN 3849).
- Jaeckel, Tobias et al. (2012): „Thermomanagement im neuen modularen Querbaukasten von Volkswagen“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 400–418.
- Jakob, Uli (2010): „Kleine Kältemacher. Solares Kühlen ist noch weit vom Massenmarkt entfernt. Mittlerweile sind aber schon etliche thermische Kältemaschinen mit kleiner Leistung erhältlich. SW&W gibt einen Überblick.“. In: *Sonne Wind & Wärme*, H. 8/2010, S. 154–159.
- Jansch, Daniel et al. (2010): „Thermoelectrics Goes E-Mobility: Wärmemanagement der Lithium Ionen Batterie“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII. Entwicklungsmethoden und Bauteile der Kfz- und Nfz-Wärmetechnik*. Renningen: Expert-Verlag, S. 1–25.
- Jayasheela, Vijit P.; Duthie, Graham S. (2004): „Environmental Real World Usage Profiles. An Application in the Development of a Combined Environmental Reliability Test for Headlamps“. In: *SAE Technical Papers*, H. 2004-01-1759,
- Johnson, Valerie H. (2001): „Heat-Generated Cooling Opportunities in Vehicles“. In: *SAE Technical Papers*, H. 2001-01-1969,
- Johnson, Valerie H. (2002): „Fuel Used for Vehicle Air Conditioning: A State-by-State Thermal Comfort-Based Approach“. In: *SAE Technical Papers*, H. 2002-01-1957,
- Jordan, Frank (2000): „Automatische Fahrzeugklimatisierung mit mathematischem Innenraumtemperaturmodell FIT (flexible incar temperature)“. In: Schlenz, Dieter (Hg.): *PKW-Klimatisierung I. Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden für Fahrzeuge mit deutlich reduziertem Kraftstoffverbrauch*. Renningen: Expert-Verlag, S. 56–63.
- Jost-Köstering, Stefanie (2013): „Intelligente Wärmenutzung im Auto: Energierecycling mit chemischen Speichern“. Informationsdienst Wissenschaft e. V. (Hg.). Bayreuth. URL: <http://idw-online.de/de/news515263> [Stand: 30. Januar 2014].
- Jung, Matthias (2010): Herausforderungen an das Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen. Symposium KFZ-Klimatisierung bei elektrischer Mobilität, 16. September 2010. Karlsruhe.
- Jung, Matthias et al. (2011): „Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 113, H. 05/2011, S. 396–401.
- Jungmann, Thomas (2004): „Neue SLK-Klasse feiert Premiere in Genf“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/neue-slk-klasse-feiert-premiere-in-genf-4744/3939420.html>.
- Käfer, Oliver (1998): „Pkw-Klimatisierung – Umluftautomatik mit Feuchteregelung im Fahrzeuginnenraum“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 100, H. 6/1998, S. 436–443.
- Kanomax USA (Hg.) (2011): „Amenity Manikin. The life sized mannikin emulates the positioning of a driver or passenger torso“. Andover (NJ), USA. URL: http://www.kanomax-usa.com/automotive/Amenity_Manikin/amenitymanikin.html [Stand: 10. September 2013].
- Kaushik, Shailendra et al. (2011): „Micro-Cooling/Heating Strategy for Energy Efficient HVAC System“. In: *SAE Technical Papers*, H. 2011-01-0644, S. 853–863.
- Kemle, Andreas; Manski, Ralf; Weinbrenner, Marcus (2009): „Klimaanlagen mit erhöhter Energieeffizienz“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111, H. 09/2009, S. 650–656.



- Khelifa, N.; Krämer, W.: Standklimatisierung von Nutzfahrzeugkabinen über Kältespeicherung. 6. Fahrzeugklima-Symposium Standklimatisierung und Wärmepumpenheizung im Kfz (2004), 17. April 2004. Karlsruhe.
- Kiefer, Wolf et al. (2004): „Der neue Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW. Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften“. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 65, H. 12/2004, S. 1008–1017.
- Klassen, Vitalij; Leder, Markus; Hossfeld, Jens (2011): „Klimatisierung im Elektrofahrzeug“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113., H. 02/2011, S. 118–123.
- Knauer, Michael (2014): „Wenn der Lüfter im i3 brüllt. Zulieferer 3M will die Dämmmatten im Auto drastisch abspecken“. In: Automobilwoche, 16. Juni 2014 13, S. 22.
- Koch, Franz-Wilhelm; Haubner, Frank; Klopstein, Stefan (2000): Heizleistung in Pkw mit verbrauchsoptimierten Motoren. Berlin: VDA (FAT 155).
- Köhler, Uwe (2006): „Batterien für Elektro- und Hybridfahrzeuge“. In: Bartz, Wilfried J./Wippler, Elmer (Hg.): *Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge: Technik, Strukturen und Entwicklungen*. 4. Aufl. Renningen: Expert-Verlag, S. 34–49.
- Kolb, Alexander (2004): Vorlesungsunterlagen: Kfz-Klimatisierung / Kältetechnik SoSe2004. Skript. Technische Universität. München.
- Konz, Martin et al. (2011): Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge. Berlin: VDA (FAT 233).
- Kosack, Peter (2013): Infrarot-Strahlungsheizung. 2. Messtechnische und theoretische Spezifizierung von Niedertemperatur-Infrarot-Strahlungsheizungen und der dazu notwendigen Messkammer. Technische Universität. Kaiserslautern.
- Kosack, Peter (2009): Bericht zum Forschungsprojekt „Beispielhafte Vergleichsmessung zwischen Infrarotstrahlungsheizung und Gasheizung im Altbaubereich“. Arbeitskreis Ökologisches Bauen. Technische Universität. Kaiserslautern. URL: <http://www-user.rhrk.uni-kl.de/~kosack/forschung/?INFRAROT-STRAHLUNGSHEIZUNG> [Stand: 13. August 2014].
- Kowsky, Carrie et al. (2012): „Unitary HPAC System“. In: SAE Technical Papers, H. 2012-01-1050. URL: <http://delphi.com/pdf/techpapers/2012-01-1050.pdf> [Stand: 13. August 2014].
- Kroner, Peter et al. (2008): „R744-Klimasysteme Erfahrungen aus Prüfstands- und Feldversuchen“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 110, H. 07-08/2008, S. 628–635.
- Kroner, Peter et al. (2012): „Modulares Luftgütesystem für den Innenraumkomfort“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 112, H. 01/2012, S. 54–60.
- Kwon, Chunkyu et al. (2012): „Development of an Energy-Saving Occupied-Zone HVAC System (OZ HVAC)“. In: SAE Technical Papers, H. 2012-01-0320,
- Lang, Günter et al. (2007): „Studie zur Beheizung und Klimatisierung eines Hybridfahrzeugs auf Basis einer CO₂ Kältemaschine“. In: Hofhaus, Jörn (Hg.): *PKW-Klimatisierung V. Effiziente Kältekreisläufe, Klimakonzepte für Hybridfahrzeuge und Strategien zur Komfortverbesserung*. Renningen: Expert-Verlag.
- Langeheinecke, Klaus; Jany, Peter; Sapper, Eugen (2004): Thermodynamik für Ingenieure. Ein Lehr- und Arbeitsbuch für das Studium. 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg.
- Laurien, Eckart; Oertel, Herbert (2013): Numerische Strömungsmechanik. Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit. 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.

- Lee, Chang Won et al. (2012): „Optimiertes Klimaanlage-System für erhöhte Reichweite von Elektrofahrzeugen“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 114, H. 6/2012, S. 486–491.
- Lorenz, Manuel; Spinnler, Markus; Sattelmeyer, Thomas (2012): „Passive Maßnahmen zur Reduzierung des Heiz- und Kältebedarfs unter Wahrung des thermischen Komforts“. In: Reichelt, Johannes (Hg.): *VDI-Konferenz Thermomanagement für Elektromotorisch Angetriebene Fahrzeuge. 11. und 12. Dezember 2012, Stuttgart*. Düsseldorf: VDI-Wissensforum.
- Lüdersen, Ulrich (2013): Schukey Technologie als Komponente in mobilen Kälte- und Klimatechnik-Anwendungen mit nativen Kältemitteln. 13. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium, 19. September 2013. Karlsruhe.
- Mall, Gernot et al. (2010): „Das Klimatisierungssystem des Porsche Panamera“. In: Hofhaus, Jörn (Hg.): *PKW-Klimatisierung VI. Aktuelle Entwicklungen, Konzepte zur Reduzierung des Mehrverbrauchs, Klimatisierung von Hybridfahrzeugen*. Renningen: Expert-Verlag, S. 1–13.
- Malvicino, Carloandrea et al. (2010): Compact Refrigeration Unit for Mobile Air Conditioning. Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology, 13. Juni 2010. Stockholm.
- Malyutenko, Volodymyr et al. (2006): „Midinfrared LEDs versus thermal emitters in IR dynamic scene simulation devices“. URL: <http://eprints.zu.edu.ua/8338/1/Midinfrared%20LEDs%20versus%20thermal%20emitters.pdf> [Stand: 04. August 2014].
- Maranville, Clay W. (2013): „Thermoelectric HVAC and Thermal Comfort Enablers for Light-Duty Vehicle Applications“. URL: http://www4.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/resources/merit-review/sites/default/files/ace047_maranville_2013_o.pdf [Stand: 07. Januar 2014].
- Mardorf, Lutz; Menger, Peter; Erdmann, Jürgen (2007): „CO₂-Kältekreislauf für PKW-Klimatisierung mit innerem Wärmetauscher“. In: KI Luft- und Kältetechnik, H. 6/2007, S. 28–32.
- Marek, Rudi; Nitsche, Klaus (2012): Praxis der Wärmeübertragung. Grundlagen - Anwendungen - Übungsaufgaben. 3. Aufl. München: Hanser Fachbuchverlag.
- Markowitz, Markus (2012): „Belüftungsregelung zur effizienten Aufheizung des Fahrzeuginnenraums“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 199–211.
- Martin, Klaus et al. (2006): „R744-Klimaanlage als Zuheizmaßnahme für Pkw: Analyse einer Luft/Luft-Wärmepumpe und eines Dreiecksprozesses“. In: Schlenz, Dieter (Hg.): *PKW-Klimatisierung IV. Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Renningen: Expert-Verlag, S. 139–152.
- Masuda, Takafumi; Ogawa, Kazushige; Györög, Tibor (2000): „Klimakomfortmessung im Fahrzeug“. In: Schlenz, Dieter (Hg.): *PKW-Klimatisierung I. Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden für Fahrzeuge mit deutlich reduziertem Kraftstoffverbrauch*. Renningen: Expert-Verlag, S. 111–124.
- Mayer, Wolfgang; Sebastian, Karsten (2011): „Aerodynamik und Aeroakustik“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, H. ATZ Extra Audi A6, S. 74–81.
- Measurement Technology Northwest (Hg.) (2013): „Automotive HVAC Manikin“. Seattle (WA).
URL: http://thermal.mtnw-usa.com/sites/thermal.mtnw-usa.com/files/product_brochures/HVAC%20Manikin_Spec%20Sheet.pdf [Stand: 10. September 2013].



- Michalowsky, Lothar; Hermann, M. (1994): *Neue keramische Werkstoffe*. Weinheim: John Wiley & Sons.
- Michniacki, Michael; Böttcher, Christof (2006): „Möglichkeiten alternativer Heizungs- und Klimatisierungskonzepte für alternative Fahrzeugantriebe“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V*. Renningen: Expert-Verlag, S. 195–204.
- Minnrich, Jan Peter et al. (2014): „Integration eines micro-PCU im Thermomanagement eines Elektrofahrzeugs unter Berücksichtigung von Reichweite und Emissionen“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 324–340.
- Möller, Elvira (Hg.) (2013): *Handbuch Konstruktionswerkstoffe*. Auswahl, Eigenschaften, Anwendung. 2. Aufl. München: Hanser Fachbuchverlag.
- Morich, Lutz et al. (2008): „Multifunktionalität Interieur“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, H. ATZ Extra Audi Q5, S. 156–162.
- Mugele, Jan (2005): *Optimierung von Speichermaterialien für den Einsatz in geschlossenen thermochemischen Wärmespeichern für gebäudetechnische Anwendungen*. Dissertation. Technische Universität. Berlin.
- Müller, Dirk et al. (2011): „Thermisches Pkw-Innenraum-Modell“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 113, H. 11/2011, S. 822–828.
- Munz, Rudolf (1992): „Einflüsse auf die Luftqualität im Fahrgastraum“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 94 10/1992, S. 506–510.
- n.n. (1998): „Einfluß falscher Luftfeuchtigkeit“. In: *IKZ-HAUSTECHNIK*, H. 3/1998, S. 32 ff.
- Noeres, Peter (2006): „Thermische Kälteerzeugung mit Dampfstrahlkältemaschinen. Konzepte und Erfahrungen“. In: *KI Luft- und Kältetechnik*, H. 11/2006, S. 478–483. URL: http://imperia.mi-verlag.de/imperia/md/upload/article/478_83_noeres.pdf [Stand: 06. März 2014].
- Offermann, Volkmar (2013): „Gewichtsreduktion durch leichtgewichtige Autoscheiben“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 115, H. 12/2013, S. 986–993.
- Offermann, Volkmar; Glüsing, Ann-Katrin (2012): „Optimierte Wärmeschutzverglasung für thermischen Komfort und Kraftstoffeffizienz“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 114, H. 09/2012, S. 710–715.
- Palocz-Andresen, Michael; Schmidt, Thomas (2012): Einsatz einer thermischen Batterie zur Senkung der Abgasemissionen. 7. CTI Konferenz "Heiz- und Kühlsysteme im Kfz", 28. November 2012. Wiesbaden.
- Parei, Robert (2008): *Konzeption, Planung und Simulation einer Standklimatisierung für Nutzfahrzeuge*. Diplomarbeit. Institut für Land- und Seeverkehr - Fachgebiet Kraftfahrzeuge. Technische Universität Berlin. Berlin.
- Pärisch, Peter et al. (2012): „Durchfluss- und Temperaturabhängigkeit von Wärmepumpen“. In: Vajen, Klaus (Hg.): *22. Symposium Thermische Solarenergie. 09. bis 11. Mai 2012, Kloster Banz, Bad Staffelstein*. Regensburg.
- Paulus, Peter; Boote, Joe; Bamber, David (2012): „The Potential for Automotiv Glazing to reduce HVAC load. Verringerung des Heizungs- bzw. Kühlungsbedarfs durch optimierte Kfz-Verglasung“. In: Reichelt, Johannes (Hg.): *VDI-Konferenz Thermomanagement für Elektromotorisch Angetriebene Fahrzeuge. 11. und 12. Dezember 2012, Stuttgart*. Düsseldorf: VDI-Wissensforum.

- Paulus, Peter; Boote, Joe; Bamber, David (2013): Auswirkungen von "Low Emissivity"-Verglasungen auf die Anforderungen an die Heizungs-/ Klimaanlage und das Fahrgastraumklima in Elektrofahrzeugen. 2. VDI Fachkonferenz Thermomanagement für elektromotorisch angetriebene Pkw 2013, 05. Dezember 2013. Stuttgart.
- Perwitzschky, R. (1928): „Die Temperatur und Feuchtigkeitsverhältnisse der Atemluft in den Luftwegen“. In: Archiv f. Ohren-, Nasen- u. Kehlkopfheilkunde 117, H. 1, S. 1–36.
- Pillau, Florian (2013): „Daimler will ab 2017 CO₂ als Kältemittel einsetzen“. heise online. URL: <http://heise.de/-2042338> [Stand: 05. Januar 2014].
- Pillau, Florian (2014): „Unter den Linsen. Mobil mit Solarmodulen: Fords neues Konzeptfahrzeug C-Max Solar Energi Concept“. heise online. URL: <http://heise.de/-2074663> [Stand: 27. Januar 2014].
- Pischinger, Stefan et al. (2014): „Aufgaben beim Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 116, H. 4/2014, S. 54–59.
- Polifke, Wolfgang; Kopitz, Jan (2009): Wärmeübertragung. Grundlagen, analytische und numerische Methoden. 2. Aufl. München: Pearson.
- Poloczek, Martin (2012): „ADAC Autotest Renault Fluence Z.E. Expression. Viertürige Stufenhecklimousine der unteren Mittelklasse (70 kW / 95 PS)“. In: ADAC Motorwelt 2012, 7/2012 7/2012. URL: http://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT4724_Renault_Fluence_Z_E_Expression/Renault_Fluence_Z_E_Expression.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Pommé, Vincent (1997): „Reversible Heat Pump System for an Electrical Vehicle“. In: SAE Technical Papers, H. 971772,
- Press, William H. (2007): Numerical recipes. The art of scientific computing. 3. Aufl. Cambridge: Cambridge University Press.
- Pudenz, Katrin (7/2011): „Heizen mit Infrarot auf Basis funktioneller Keramiken“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/heizen-mit-infrarot-auf-basis-funktioneller-keramiken-14171/3950708.html> [Stand: 13. August 2014].
- Pudenz, Katrin (11/2011): „Vorausschauende Konditionierung der Antriebsfunktion im BMW Active-Hybrid 5“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/vorausschauende-konditionierung-der-antriebsfunktion-im-bmw-active-hybrid-5-14863/3951512.html> [Stand: 13. August 2014].
- Pudenz, Katrin (8/2012): „Der digitale Innenspiegel geht in Serie“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/der-digitale-innenspiegel-geht-in-serie-16432/3953330.html> [Stand: 03. Februar 2014].
- Pudenz, Katrin (12/2012): „Wärmepumpe und Infrarot-Heizflächen helfen beim Energiesparen“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/waermepumpe-und-infrarot-heizflaechen-helfen-beim-energiesparen/3695174.html> [Stand: 13. August 2014].
- Pudenz, Katrin (2013): „Behaglichkeit und Reichweite: Wissenschaftler entwickeln Klimakonzepte für Elektrofahrzeuge“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/behaglichkeit-und-reichweite-wissenschaftler-entwickeln-klimakonzepte-fuer-elektrofahrzeuge/4325070.html> [Stand: 13. August 2014].
- Quilbert (2007): „Sonne Strahlungsintensitaet“. Wikipedia (Hg.). URL: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Sonne_Strahlungsintensitaet.svg [Stand: 14. Januar 2014].



- Raut, Manoj S.; Walke, P. V. (2012): „Thermoelectric Air Cooling For Cars“. In: International Journal of Engineering Science and Technology, H. Vol. 4 No. 5 May 2012, S. 2381–2394. URL: <http://research.ijcaonline.org/efitra/number5/efitra1039.pdf> [Stand: 13. August 2014].
- Recknagel, Hermann; Schramek, Ernst-Rudolf; Sprenger, Eberhard (2009): Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik. 74. Aufl. München: Oldenbourg.
- Reeker, Josef; Kraneburg, Paul (1994): Haustechnik. Heizung, Raumluftechnik. 3. Aufl. Düsseldorf: Werner.
- Reichelt, Johannes et al. (2007): „Der neue effiziente Kältemittel-Kreislauf im Audi A5“. In: KI Luft- und Kältetechnik, H. 9/2007, S. 28–33. URL: http://imperia.mi-verlag.de/imperia/md/upload/article/28_33_wissen_strasser.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Reichenbach, Michael (2011a): „Bioethanol befeuert Fahrheizung für Elektroautos“. Springer für Professionals (Hg.). URL: <http://www.springerprofessional.de/bioethanol-befeuert-fahrheizung-fuer-elektroautos-14595/3951234.html> [Stand: 01. Juli 2014].
- Reichenbach, Michael (2011b): „Nicht Geschwindigkeit, sondern Vernunft ist Trumpf“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113, H. 11/2011, S. 818–820.
- Reimund, Isabell; Haupenthal, Heiko (2014): „Komfort der Oberklasse“. In: Heintzel, Alexander (Hg.): *Die neue C-Klasse von Mercedes-Benz*. Wiesbaden: Springer Vieweg, S. 90–95.
- Rowe, David Michael (1995): CRC handbook of thermoelectrics. Boca Raton, FL: CRC Press.
- Rowe, David Michael (2012): Thermoelectrics and its energy harvesting. Boca Raton, FL: CRC Press.
- Rugh, John P. et al. (2007): „Reduction in Vehicle Temperatures and Fuel Use from Cabin Ventilation, Solar-Reflective Paint, and a New Solar-Reflective Glazing“. In: SAE Technical Papers, H. 2007-01-1194,
- Rugh, John P. (2009): Impact of Sungate Ep on Phev Performance: Results of a Simulated Solar Reflective Glass PHEV Dynamometer Test: General Books.
- Rugh, John P.; Bharathan, Desikan (2005): „Predicting Human Thermal Comfort in Automobiles“. In: SAE Technical Papers, H. 2005-01-2008,
- Ruhdorfer, M.(2011): „ADAC Autotest Mitsubishi i-MiEV. Fünftüriger Kleinstwagen mit Steilheck (49 kW / 67 PS)“. In: ADAC Motorwelt 1/2011. URL: http://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT4517_Mitsubishi_i_MiEV/Mitsubishi_i_MiEV.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Ruhdorfer, M.(2/2012): „ADAC Autotest Nissan Leaf. Fünftürige Schräghecklimousine der unteren Mittelklasse (80 kW / 109 PS)“. In: ADACMotorwelt 2/2012. URL: http://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT4719_Nissan_Leaf/Nissan_Leaf.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Ruhdorfer, M.(12/2012): „ADAC Autotest Opel Ampera E-REV ePionier Edition. Fünftürige Schräghecklimousine der unteren Mittelklasse (111 kW / 150 PS)“. In: ADAC Motorwelt 12/2011. URL: http://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT4698_Opel_Ampera_E_REV_ePionier_Edition/Opel_Ampera_E_REV_ePionier_Edition.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Ruhdorfer, M. (2010): „ADAC Autotest smart fortwo electric drive. Zweitüriges Microfahrzeug mit Steilheck (30 kW / 41 PS)“. In: ADACMotorwelt 9/2010. URL:

http://www.adac.de/_ext/itr/tests/Autotest/AT4459_smart_fortwo_electric_drive/smart_fortwo_electric_drive.pdf [Stand: 13. August 2014].

Salzer, Werner; Eyselein, Martin (2007): „Klimatisierung der neuen C-Klasse von Mercedes-Benz“. In: Hofhaus, Jörn (Hg.): *PKW-Klimatisierung V. Effiziente Kältekreisläufe, Klimakonzepte für Hybridfahrzeuge und Strategien zur Komfortverbesserung*. Renningen: Expert-Verlag, S. 12–22.

Schedel, Roland (2013): „R1234yf. Einführung mit Hindernissen“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 114, H. 03/2013, S. 218–233.

Schettler-Köhler, Horst-Peter (Hg.) (2013): „Aktualisierte und erweiterte Testreferenzjahre (TRY) von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse“. Bonn und Berlin: Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung.

URL:

http://www.bbsr.bund.de/BBSR/DE/FP/ZB/Auftragsforschung/5EnergieKlimaBauen/2008/Testreferenzjahre/01_start.html?nn=436654¬First=true&docId=436424 [Stand: 13. August 2014].

Schickel, Clemens (2007): „Wieviel Frischluft braucht der Mensch? Neue Vorgaben zu Klima-/Lüftungsanlagen in europäischen Normen“. In: Bundesindustrieverband Heizungs-, Klima-, Sanitärtechnik, Technische Gebäudesysteme (Hg.): *BHKS-Almanach 2007*. Bonn: TGC Technische Gebäudeausrüstung Consulting GmbH, S. 79–81.

Schirmer, W. (2006): *Technischer Lärmschutz: Grundlagen und praktische Maßnahmen zum Schutz vor Lärm und Schwingungen von Maschinen*: Springer.

Schmidt, Carolin et al. (2013): Rechnerische und probandengestützte Untersuchung des Einflusses der Kontaktwärmeübertragung in Fahrzeugsitzen auf die thermische Behaglichkeit: VDA (FAT 261).

Schmidt, Manfred (2013): *Auf dem Weg zum Nullemissionsgebäude. Grundlagen, Lösungsansätze, Beispiele*. Dordrecht: Springer.

Schneider, Thomas; Ellinger, Michael (2007): „Modernes Thermomanagement am Beispiel der Innenraumklimatisierung“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 109, H. 02/2007, S. 162–169.

Schröder, Caterina (2007): „Nanofasern schützen Autofahrer vor Feinstaub“. *ATZ Live*. URL: <http://vortraege.atzlive.de/Aktuell/Nachrichten/1/6590/Nanofasern-schuetzen-Autofahrer-vor-Feinstaub.html> [Stand: 13. August 2014].

Schröder, Caterina (2010): „EDAG: Neuer Klimasitzdummy misst Klima-Komfortparameter erstmals objektiv“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/edag-neuer-klimasitzdummy-misst-klima-komfortparameter-erstmal-objektiv--11360/3947492.html> [Stand: 13. August 2014].

Schröder, Caterina (2011): „Leichter Sitzen“. Springer für Professionals. URL: <http://www.springerprofessional.de/leichter-sitzen-14759/3951404.html> [Stand: 22. Januar 2014].

Schüppel, Fabian (2012): „CoolSteam: Klimatisierung und Heizung von Innenraum und Traktionsbatterie eines E-Fahrzeugs durch eine autarke und kompakte Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 176–189.

Schüppel, Fabian (2013): Interview mit Holger Großmann über "Wärmerückgewinnung". Stuttgart.



- Schüppel, Fabian (2014): „HVAC-Konzeptoptimierung zur Kompensierung des Abwärmefizits bei Elektro- und Hybridfahrzeugen“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 300–313.
- Schwab, Rudolf; Grün, Gunnar (2013): Ableitung eines messbaren Klimasummenmaßes für den Vergleich des Fahrzeugklimas konventioneller und elektrischer Fahrzeuge: VDA (FAT 257).
- Schweitzer, Michael (2013): „Volvo on Call: Überarbeitete App mit neuen Features“. Volvo Car Germany Pressezentrum (Hg.). URL: <https://www.media.volvocars.com/de/de-de/media/pressreleases/118893/volvo-on-call-berarbeitete-app-mit-neuen-features> [Stand: 13. August 2014].
- Shumway, Gordon; Tanner, William F. (1986): *Thermodynamic Influences on Ham Radio Signals in Space*. NASA Journal. Washington D.C.
- sp-x/srw (2014): „Wunderauto Tesla hat schon wieder ein Problem. Ladehemmung“. Die Welt. URL: <http://www.welt.de/motor/modelle/article124138829/Wunderauto-Tesla-hat-schon-wieder-ein-Problem.html> [Stand: 30.1.2014].
- Stieglitz, Robert; Heinzl, Volker (2012): „Energiespeicher“. In: Stieglitz, Robert/Heinzl, Volker (Hg.): *Thermische Solarenergie*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, S. 595–635.
- Streblow, Rita (2011): *Thermal sensation and comfort model for inhomogeneous indoor environments*. Dissertation. RWTH. Aachen.
- Streblow, Rita; Wick, Andreas; Müller, Dirk (2012): „Erweiterte thermische Komfortmodellierung für eine optimale Innenraumgestaltung“. In: *KI Luft- und Kältetechnik*, 05/2012 05/2012, S. 21–24.
- Strupp, Christian; Lemke, Nicholas (2009): *Klimadaten und Pkw-Nutzung, Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien*. Berlin: VDA (FAT 224).
- Suck, Gerrit; Spengler, Carsten (2014): „Lösungen für das Wärmemanagement von Batteriefahrzeugen“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 112, H. 7/2014, S. 12–19.
- Talley, Eugene: *Hybrid Air Conditioning Systems Overview* (2011). Spring 2011 ICAIA Conference, 01. April 2011. Southern Illinois University Carbondale. URL: http://opensiuc.lib.siu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1023&context=auto_pres [Stand: 13. August 2014].
- Tappler, Peter et al. (2009): *Wegweiser für eine gesunde Raumluft. Die Chemie des Wohnens*. Wien: Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Österreich, 4/2009.
- tju; Franz, Martin (2013): „Spitzensteuer. Mercedes stellt die sechste S-Klasse vor“. heise online. URL: <http://heise.de/-1864676> [Stand: 16. Mai 2013].
- TÜV SÜD Automotive GmbH (Hg.) (2010): „Reichweitenermittlung von Elektrofahrzeugen“. Heimsheim. URL: http://www.tuev-sued.de/uploads/images/1296656610031102360044/ts-am_reichweitenermittlung_4-seiter_a4_d.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Umezū, Kohei; Noyama, Hideto (2010): *Air-Conditioning system for Electric Vehicles (i-MiEV)*. SAE Automotive Refrigerant & System Efficiency Symposium 2010, 13. August 2010. Scottsdale (Arizona). URL: <http://www.sae.org/events/aars/presentations/2010/W2.pdf> [Stand: 13. August 2014].
- Universität Stuttgart (2006): *Wärme- und Stoffübertragung. Stoffwertesammlung*. Skript.

- Vailant Deutschland GmbH (Hg.) (2006): „System revoVAIR. Wohnungsentlüftung“. URL: http://www.vaillant.de/stepone2/data/downloads/b9/47/00/Prospekt_recoVAIR.pdf [Stand: 19. Januar 2014].
- Vater, Hans-Peter (2009): „Future-oriented: High-voltage cabin heaters from BERU for electric and hybrid vehicles“. Borg Warner Beru Systems (Hg.). Ludwigsburg. URL: <http://www.beru.com/bw/future-oriented-high-voltage-cabin-heaters-from-beru-for-electric-and-hybrid-vehicles> [Stand: 06. September 2013].
- VDA 220. (Verband der Automobilindustrie). Standardaufheizung für PKW mit 1 bis 2 Sitzreihen (2005). Bietigheim-Bissingen: VDA. URL: http://www.vda.de/de/publikationen/publikationen_downloads/detail.php?id=605&PHPSESSID=kgs3lh3rdj6jqpk3gkrn1e4b6.
- VDI 6022. (Verein Deutscher Ingenieure): Raumluftechnik, Raumlufqualität. Beurteilung der Raumlufqualität. Juli 2011. Berlin: Beuth.
- VDI 3633. (Verein Deutscher Ingenieure): Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen - Begriffe. Dezember 2013. Berlin: Beuth.
- Vetter, Frank; List, Maria S.; Borst, Daniel (2004): „Zuheizkonzepte mit dem Kältemittel CO₂“. In: Schlenz, Dieter (Hg.): *PKW-Klimatisierung III. Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Renningen: Expert-Verlag, S. 9–19.
- Visteon (Hg.): „Flat HVAC. C-Beyond“. URL: http://www.visteon.com/innovate/c-beyond/pdfs/flat_hvac.pdf [Stand: 13. August 2014].
- WAECO OEM Solutions (Hg.) (2007): „Individuelle Lösungen für Kühlkomfort an Bord“. Emsdetten: pressebox. URL: <http://www.pressebox.de/presscorner/firma/dometic-waeco-international-gmbh/meldung/boxid/126272/iframe/745> [Stand: 02. Januar 2014].
- Wagner, Stefan (2010): „Idealisierte energetisch-analytische Abbildungsmethode der Temperaturschichtung bei der passiven Aufheizung in der Fahrzeuggabine“. In: Hofhaus, Jörn (Hg.): *PKW-Klimatisierung VI. Aktuelle Entwicklungen, Konzepte zur Reduzierung des Mehrverbrauchs, Klimatisierung von Hybridfahrzeugen*. Renningen: Expert-Verlag, S. 94–110.
- Walgama, C. et al. (2006): „Passenger Thermal Comfort in Vehicles - A Review“. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 220, H. 5, S. 543–562.
- Walter, Christoph et al. (2012): „Speicherverdampfer für Fahrzeuge mit Start-Stopp-Funktion“. In: Mager, Robert (Hg.): *PKW-Klimatisierung VII. Klimatisierung von E- und Hybridfahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Renningen: Expert-Verlag, S. 187–204.
- Wandt, Peter (2010): Hybridisierung und Elektrifizierung des Antriebsstrangs - Entwicklungsstand und Potentiale. Antriebe, Mobilität, Innovationen, was treibt uns morgen an?, 13. April 2010. Leipzig. URL: https://shop.berner.eu/berner/15/medias/sys_master/8922909835294/DE07_09_Hybridstrategien-von-Toyota-Hans-Peter-Wandt.pdf.
- Wang, Mingyu; Zima, Mark J.; Kadle, Prasad S. (2009): „Energy-Efficient Air Conditioning Systems Utilizing Pneumatic Variable Compressors“. In: SAE Technical Papers, H. 2009-01-0539,
- Watzlawick, Robert et al. (1992): „Umweltfreundliches Klimamanagement von Webasto“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 94, 10/1992 10/1992, S. 498–505.



- Wawzyniak, Markus (2011): „Benefits and Challenges of Heat Pump Systems“. Behr (Hg.). Scottsdale, Arizona (USA): SAE. URL: <http://www.sae.org/events/aars/presentations/2011/Markus%20Wawzyniak%20Behr%20Heat%20Pump%20Sys.pdf> [Stand: 16. Mai 2014].
- Wegner, Bernd; Stute, Manfred (2002): Verfahren zum Bereitstellen von elektrischer Energie für elektrische Verbraucher in einem Kraftfahrzeug. Deutschland Patent DE10033157A1 17.01.2002.
- Wehner, Udo; Ackermann, Jan: „Neue Ansätze zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113 07-08/2011, S. 586–591.
- Wehowski, Manuel et al. (2013): „Thermoelektrische Wärmepumpe für Lithium-Ionen-Batterien“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 115, H. 11/2013, S. 900–905.
- Weible, R. (2002): „Heizungs- und Klimaregelung“. In: Mettner, Michael/Walliser, Gerhard (Hg.): *Elektronik im Kraftfahrzeugwesen. Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme*. 3. Aufl. Renningen: Expert-Verlag, S. 316–334.
- Weilenmann, Martin F.; Alvarez, Robert; Keller, Mario (2010): „Fuel Consumption and CO₂/Pollutant Emissions of Mobile Air Conditioning at Fleet Level - New Data and Model Comparison“. In: *Environmental Science & Technology* 44, H. 13, S. 5277–5282.
- Weinhold, Stephan (2011): „Gut fahren mit intelligenten PTC-Zuheizern von BorgWarner BERU Systems“. BorgWarner BERU Systems GmbH (Hg.). Ludwigsburg. URL: http://www.beru.com/download/produkte/whitepaper_ptc_de.pdf [Stand: 13. August 2014].
- Weissler, Paul (2013): „A/C industry faces challenges from Daimler R-1234yf issue, explores other options“. In: *Automotive Engineering International Magazine*, H. April 2013, S. 10 ff [Stand: 13. August 2014].
- Wesseling, Mark et al. (2014): „Verfahren zur Bestimmung der Lüftungseffektivität in Fahrzeugkabinen“. In: Steinberg, Peter (Hg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX. Energiemanagement*. Renningen: Expert-Verlag, S. 314–323.
- Wiebelt, Achim; Wawzyniak, Markus (2013): „14. Thermomanagement im elektrifizierten Antrieb“. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74, H. 7-8/2013, S. 592–598.
- Wiesmüller, Joachim (2004): Entwicklung Klimatisierung. Entwurf, Konstruktion und Entwicklungsprozesse in der Automobilindustrie. Vortrag im Rahmen der Lehrveranstaltung „Entwicklungsprozesse und -methoden in der Automobilindustrie“, Technische Universität Berlin, 29. April 2004. Berlin.
- Winterhagen, Johannes (Hg.) (2011): Der neue SLK von Mercedes-Benz. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, H. ATZ extra April 2011,
- Wirth, Steffen; Eimler, Marco; Niebling, Frank (2013): „Thermische Isolation der Fahrgastzelle von Elektrofahrzeugen“. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 115, H. 11/2013, S. 906–911.
- Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (2013): Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Sicherheitsverglasungswerkstoffe und ihres Einbaus in Fahrzeuge. UN/ECER43. URL: http://www.bmvbs.de/SharedDocs/DE/Anlage/static/ECE/r-43-sicherheitsglas-pdf?__blob=publicationFile [Stand: 04. August 2014].
- Wolfe, Edward et al. (2008): „Heating Aspects of Augmented Heated and Cooled Seats“. In: *SAE Technical Papers*, H. 2008-01-0831,



Zhang, L. Z. (2000): „Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system“. In: Applied Thermal Engineering 20, H. 1, S. 103–114. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431199000095> [Stand: 13. August 2014].

Zygan, Andreas et al. (2011): „Panorama-Variodach mit schaltbarer Transparenz“. In: Winterhagen, Johannes (Hg.): *Der neue SLK von Mercedes-Benz*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, H. ATZ extra April 2011, S. 48–51.



10.2 Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Sammlung aus Schlagzeilen zum Reichweiteneinfluss der Heizung bei Elektrofahrzeugen	1
Bild 2: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Materialien bei Standardbedingungen (Polifke et al. 2009).....	8
Bild 3: Zusammenhang von Temperaturleitfähigkeit und Wärmeleitfähigkeit aus Möller (2013)	10
Bild 4: Prinzipien der Wärmespeicherung nach Palocz-Andresen et al. (2012).....	13
Bild 5: Mollierdiagramm vom ILK Dresden.....	14
Bild 6: Behaglichkeitsbereich (Temperatur und relative Feuchte) der Raumluft (Tappler et al. 4/2009)	17
Bild 7: Komfortpyramide nach Bubb (2003).	18
Bild 8: Wirkmechanismen des Thermophysiologischen Insassenmodells FIALA-FE (Fiala et al. 2004).....	21
Bild 9: Schlagworte für die Heizung und Klimatisierung im Pkw	22
Bild 10: Gewichtetes Klimaanlagennutzermodell nach G. Duthie (2002), siehe auch Strupp et al. (2009).....	26
Bild 11: Normierte Nutzungsverteilung an Werktagen für Deutschland, Großbritannien und die Schweiz aus Strupp et al. (2009)	27
Bild 12: Prozentuales Auftreten bestimmter Temperaturen (Vergleich TRY-Daten vom DWD) und Fahrzeugbewegungen aus Strupp et al. (2009)	28
Bild 13: Vergleich der Temperaturverteilung bei Fahrten in verschiedenen Regionen in Europa (Strupp et al. 2009, Rohdatenquelle).....	29
Bild 14: Simulatorisch ermittelter Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit auf den konvektiven Wärmeübergang an der Karosserieoberfläche auf ein Fahrzeug des A-Segments bei 0 °C	32
Bild 15: Schematischer Leistungsbedarf eines Aufheiz- oder Abkühlvorgangs ohne Vorkonditionierung	37
Bild 16: Einfluss der maximalen Heiz-/Kälteleistung auf die Temperierungsgeschwindigkeit und den Energiebedarf	38
Bild 17: Einfluss einer schnelleren Wärmebereitstellung auf den Aufheizvorgang	39
Bild 18: Einfluss der Vorkonditionierung auf den maximalen Leistungsbedarf	40
Bild 19: Einfluss von thermischen Speichern und thermischen Massen auf den Leistungsbedarf	41
Bild 20: Einfluss einer Standbelüftung auf den Leistungsbedarf.....	42
Bild 21: Einfluss der Wärmedämmung (WD) auf den Leistungsbedarf	43
Bild 22: HVAC-System mit Kompressionskälteanlage, Brennstoffzuheizer, Heckklimagerät und motorgespeistem Heizungswärmetauscher eines BMW 7er (E65) (Wiesmüller 2004)	46
Bild 23: Luft- und Signalpfad eines HVAC-Systems eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor	47
Bild 24: Layoutvarianten von Klimageräten nach Kolb (2004).....	49
Bild 25: Klimagerät Semi Center Layout Mercedes-Benz W204.....	50
Bild 26: Elektrifizierungsgrad und Auswirkungen auf das HVAC-System (Wiebelt et al. 2013).....	52
Bild 27: Auswirkungen von Wand- und Lufttemperatur auf das Komfortempfinden nach Bedford und Liese aus Reeker et al. (1994)	60
Bild 28: T-s-Diagramm und Prinzipschaltbild einer Wärmepumpe	61



Bild 29: Einsatzbereich einer R134a/R1234yf Wärmepumpe aus Jung et al. (2011).....	63
Bild 30: Prinzip des Peltier-Effekts und der Verschaltung von Peltier-Halbleiterelementen nach Jansch et al. (2010).....	67
Bild 31: Prinzip einer Schukey-Kältemaschine aus Lüdersen (2013).....	70
Bild 32: Kältemittelkreislauf einer Kompressionskältemaschine mit innerem Wärmeübertrager	72
Bild 33: Vergleich der Verdampferleistung für ein Fahrzeug des B-Segments im Umluft- und Frischluftbetrieb bei 900 W/m ² Sonnenintensität und 50 km/h Fahrtgeschwindigkeit aus Großmann (2013)	73
Bild 34: CoP („Kälteverhältnis“) in Abhängigkeit der Antriebstemperaturen von Ab- und Adsorptionskälte-maschinen für zwei Rückkühltemperaturen („Kühlwasser 28 °C“ und „Kw 32 °C“) (Gassel 1998)	74
Bild 35: Prinzipschaltbild einer Adsorptionskältemaschine	76
Bild 36: Zweikammeradsorptionskälteanlage	77
Bild 37: Funktionsprinzip der Thermoakustischen Kältemaschine (Altenbokum 2007).....	79
Bild 38: U-Wertbestimmung nach Gleichung (31) für eine einschichtige Wand	81
Bild 39: Extraterrestrische und terrestrische Strahlungsintensität der Sonne über der Wellenlänge.....	84
Bild 40: Transmission, Reflexion und Absorption vom Pittsburgh Glass Works Sungate EP Fahrzeugglas (Rugh 6/2009)	85
Bild 41: Solare Strahlung und Wärmestrahlung sowie die Strahlungsteilung in Reflexion, Transmission und Absorption (Bildquelle Pkw Innenraum: Daimler Global Media 1/2014)	86
Bild 42: CO ₂ -Konzentration in Abhängigkeit der Fahrzeit und der Personenzahl im reinen Umluftbetrieb aus Arndt et al. (2007)	88
Bild 43: Vergleich von notwendigen Luftmassenströmen (Ordinate) für unterschiedliche Wasserdampfabgabewerte der Insassen in Abhängigkeit der Temperatur in °C (Abszisse)	89
Bild 44: Zu- und Abluftöffnungen im Pkw (Nr. 1: gängige Entlüftung bei Pkw; Nr. 2 & 5: Entlüftung bis etwa 1990 verwendet; Nr. 3 & 4: Leckageströme an Türfugen) (Großmann 2013)	90
Bild 45: Konzept für eine unter der Rücksitzbank angebrachte ausfahrbare thermische Abtrennung der hinteren Sitzreihe aus einem studentischen Projekt am Fachgebiet Kraftfahrzeuge, TU Berlin	96
Bild 46: Sonnenschutzrollo und faltgarage zur Reduktion von Wärmeverlusten bei abgestelltem Fahrzeug (Bildquelle: Mercedes-Benz und http://www.zeltgarage.eu)	98
Bild 47: Vergleich der Kabinentemperatur im Sommer mit und ohne solarbetriebener Standbelüftung (Großmann 1992).....	99
Bild 48: Energiedichte verschiedener Wärmespeichermaterialien und Lithium-Ionen-Batterien (Palocz-Andresen et al. 2012)	101
Bild 49: V5-Methode zur Darstellung der Thermik im Innenraum (Wagner 2010).....	105
Bild 50: Modellstruktur Simulink Pkw-Innenraummodell	106
Bild 51: Aufbau der Umgrenzungsflächen des Innenraums	108
Bild 52: Normierte Dynamik der Kälte- und Heizleistungsbereitstellung	112
Bild 53: Validation des Simulationsmodells mit Messdaten eines BMW Mini	113
Bild 54: Vergleich der Enthalpieströme eines Fahrzeugs des C-Segments bei unterschiedlichen Temperaturen (Randbedingungen nach Tabelle 12)	115



Bild 55: Einfluss von Volumenstrom [l/h], Kondensatortemperatur ϑ_{cond} [°C] und Verdampfertemperatur [°C] (die Differenz zwischen Kondensator- und Verdampfertemperatur definiert den Temperaturhub) auf die Leistungszahl einer stationären Wärmepumpe (Pärisch et al. 2012).....	119
Bild 56: Einfluss von Wärmedämmung auf den Aufheizvorgang und den Leistungsbedarf (-10 °C Außentemperatur, A-Segment).....	124
Bild 57: Einfluss unterschiedlicher Wärmedämmung auf den Leistungsbedarf bei längeren Fahrtstrecken (-10 °C Außentemperatur, A-Segment, 60 min.....	125
Bild 58: Einfluss von unterschiedlichen Umluftschaltungen auf Heizleistung, Temperaturverlauf, CO ₂ Gehalt und Frontscheibenluftfeuchte für ein Fahrzeug des A-Segments bei -10°C Außentemperatur.....	128
Bild 59: Einfluss von unterschiedlichen Umluftschaltungen auf Kühlleistung, Temperaturverlauf, CO ₂ Gehalt und Frontscheibenluftfeuchte für ein Fahrzeug des A-Segments bei +35°C Außentemperatur.....	129
Bild 60: Temperatur- und Kälteleistungsverlauf bei reduzierten thermischen Massen für ein Fahrzeug des C-Segments bei -10 °C Außentemperatur.....	133
Bild 61: Temperatur- und Kälteleistungsverlauf bei reduzierten thermischen Massen für ein Fahrzeug des C-Segments bei 35 °C Außentemperatur.....	133
Bild 62: Hauptmodell.....	175
Bild 63: Heizung.....	176
Bild 64: Klimaanlage.....	177
Bild 65: Änderung des Wasserdampfs in der Kabine.....	178
Bild 66: Aufbau der doppelwandigen Karosseriebauteile (Dach).....	179

10.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Energiedichten unterschiedlicher Endenergieträger bzw. -speicher für Fahrzeuganwendungen.....	3
Tabelle 2: Spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitung von Materialien, die im Pkw-Innenraum verwendet werden (Universität Stuttgart 2006).....	12
Tabelle 3: Einflussfaktoren auf den thermischen Komfort nach Weible (2002).....	19
Tabelle 4: Parameter im Modell von P. O. Fanger.....	19
Tabelle 5: Thermophysiologische Human Models.....	20
Tabelle 6: Elektrische Leistungen im TÜV SÜD-E-Car Cycle (TSECC) für einen Elektrokleinwagen.....	24
Tabelle 7: Prüfpunkte Klimatisierung und Heizung.....	25
Tabelle 8: Prozentuales Auftreten klimatischer Umgebungsbedingungen (relative Luftfeuchte Φ [%] und Temperatur [°C]) in Europa (Strupp et al. 2009, modifiziert)). Der markierte Bereich zeigt die Anteile, in denen die relative Luftfeuchte in der Kabine bei 22°C über den komfortablen 60% liegt und die Luft getrocknet werden muss.	29
Tabelle 9: Temperatur-Konfidenzintervalle für verschiedene Ländergruppen und Perzentile (Strupp et al. 2009, Rohdatenquelle).....	30
Tabelle 10: Verteilung der Strahlungsintensitäten bei Fahrten in Europa (Strupp et al. 2009)....	30
Tabelle 11: Wertebereiche für die Auslegung von HVAC-Systemen (Europa) nach Relevanz....	32
Tabelle 12: Simulationsszenarien.....	33



Tabelle 13: Entwicklung der HVAC-Systeme der BMW 3er-Baureihe seit 1966 (Braess 2000)	35
Tabelle 14: Empfohlene Leistungen nach DIN 1946-3 (DIN 1946-3 2006)	36
Tabelle 15: Übersicht derzeit auf dem Markt befindlicher Elektrofahrzeuge mit dem Heiz- und Kühlprinzip	51
Tabelle 16: Übersicht über die Eigenschaften elektrischer Widerstandsheizungen basierend auf Weinhold (2011), Kolb (2004) und Cap et al. (2013)	57
Tabelle 17: Heizleistungen direkter Heizsysteme (eigene Messungen und ADAC (2010))	58
Tabelle 18: Kältemitteleigenschaften	62
Tabelle 19: Infrarotstrahlung nach DIN 5031	64
Tabelle 20: Vergleich Ad- und Absorptionskältemaschinen (Gassel 1998; Glaser 2005; Jakob 2010)	75
Tabelle 21: Daten mobiler Adsorptionskältemaschinen	78
Tabelle 22: Masse, spezifische Wärmekapazität und Oberfläche des Pkw-Fahrgastraums (Konz et al. 2011)	94
Tabelle 23: Vergleich der charakteristischen Eigenschaften von Physisorption und Chemisorption (Glaser 2005)	102
Tabelle 24: Vergleich von Energiedichte, Wirkungsgrad, Speicherdauer und Investitionskosten unterschiedlicher Energiespeicher für stationäre Anwendungen (Schmidt, M. 2013)	103
Tabelle 25: Vor- und Nachteile unterschiedlicher thermischer Innenraumdetailierung bei der Simulation in Anlehnung an Wagner (2010)	104
Tabelle 26: Energiebedarf und Aufheiz-/Abkühlzeit für die Basisfahrzeuge	117
Tabelle 27: Energiebedarf unter Berücksichtigung der Leistungszahl	119
Tabelle 28: Einfluss einer Temperaturabsenkung/-anhebung um 2 K gegenüber der Komforttemperatur	121
Tabelle 29: Einfluss einer Temperaturabsenkung/-anhebung um 5 K gegenüber der Komforttemperatur	121
Tabelle 30: Einfluss einer Temperaturabsenkung/-anhebung um 7 K gegenüber der Komforttemperatur	122
Tabelle 31: Einfluss von Wärmedämmung auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf (λd wird bei Karosseriefächen auf 120 reduziert)	123
Tabelle 32: Einfluss von Wärmedämmung auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf (λd wird bei Karosseriefächen auf 120 und bei Glasflächen auf 110 reduziert)	124
Tabelle 33: Einfluss vom ϕ (Luftfeuchte) und CO ₂ geregelten Umluftbetrieb auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf	126
Tabelle 34: Einfluss des unregelmäßigen Umluftbetriebs auf die Aufheizzeit und den Energiebedarf	127
Tabelle 35: Einfluss der Vorkonditionierung auf den Energiebedarf	130
Tabelle 36: Grundlast eines leeren, stehenden, vorkonditionierten Fahrzeugs	131
Tabelle 37: Einfluss von reduzierten thermischen Massen auf den Energiebedarf und die Aufheiz-/Abkühlzeit	132
Tabelle 38: Maßnahmen für das A- und C-Segment-Fahrzeug	135
Tabelle 39: Simulationsergebnisse der kombinierten Maßnahmen	136



11 Anhang 1

Parameter der verwendeten Fahrzeugmodelle

		A-Seg. Blech	A-Seg. Glas	C-Seg. Blech	C-Seg. Glas
Dach	l [m]	1,0		1,5	
	b [m]	1,0		1,2	
	m [kg]	8		13	
	c_P [J/(kg K)]	480		480	
	$\alpha_{\text{Absorptionsgrad}} [-]$	0,3		0,3	
	$\varepsilon_{\text{Emissionsgrad}} [-]$	0,9		0,9	
	λ [W/(m K)]	0,17		0,17	
	d [m]	0,05		0,05	
Einbauten	l [m]	3,75		6,9	
	b [m]	1,6		1,6	
	m [kg]	200		300	
	c_P [J/(kg K)]	1250		1250	
	$\alpha_{\text{Absorptionsgrad}} [-]$	0,8		0,8	
	$\varepsilon_{\text{Emissionsgrad}} [-]$	0,9		0,9	
Boden	l [m]	1,5		1,6	
	b [m]	1,4		1,7	
	m [kg]	25		33	
	c_P [J/(kg K)]	480		480	
	$\varepsilon_{\text{Emissionsgrad}} [-]$	0,9		0,9	
	λ [W/(m K)]	0,17		0,17	
	d [m]	0,05		0,05	
Front	l [m]	0,75	0,7	0,75	0,8
	b [m]	1,2	1,2	1,5	1,4
	m [kg]	11	9	12	12
	c_P [J/(kg K)]	480	800	480	800
	$\alpha_{\text{Absorptionsgrad}} [-]$	0,3	0,8	0,3	0,8
	$\varepsilon_{\text{Emissionsgrad}} [-]$	0,9	0,8	0,9	0,8
	λ [W/(m K)]	0,17	1,4	0,17	1,4
	d [m]	0,05	0,004	0,05	0,004
Seiten	l [m]	1,25	0,7	3,4	0,7
	b [m]	1,0	1,2	1,0	1,7
	m [kg]	14,5	7,6	41	11,4
	c_P [J/(kg K)]	480	800	480	800
	$\alpha_{\text{Absorptionsgrad}} [-]$	0,3	0,8	0,3	0,8
	$\varepsilon_{\text{Emissionsgrad}} [-]$	0,9	0,8	0,9	0,8
	λ [W/(m K)]	0,17	1,4	0,17	1,4
	d [m]	0,05	0,004	0,05	0,004
Heck	l [m]	0,33	0,33	0,4	0,4
	b [m]	1,2	1,2	1,2	1,2
	m [kg]	4,6	3,8	5,6	4,8
	c_P [J/(kg K)]	480	800	480	800
	$\alpha_{\text{Absorptionsgrad}} [-]$	0,3	0,8	0,3	0,8
	$\varepsilon_{\text{Emissionsgrad}} [-]$	0,9	0,8	0,9	0,8
	λ [W/(m K)]	0,17	1,4	0,17	1,4
	d [m]	0,05	0,004	0,05	0,004

12 Anhang 2

Simulatorisch ermittelter Wirkungsgrad von elektrischen Antriebssträngen in unterschiedlichen Fahrzyklen

Die Daten wurden von Herrn Paul Waldowski im Rahmen des NET-ELAN-Projekts (Hennings et al. 2012) ermittelt.

A-Segment		NEFZ	Berlin Stadt Zyklus	Pendler- Zyklus	140 km/h (konstant)	TSECC
mittlere mech. Antriebsleistung	[kW]	4,3	4,4	10,6	30,5	9,4
max. mech. Antriebsleistung	[kW]	32,6	47,2	(94)	30,5	78
mittlere Verlustleistung der Batterie	[W]	14,9	12,6	40,7	327,4	35
max. Verlustleistung der Batterie	[W]	337	528	922,5	373,3	640
mittlere Verlustleistung der Leistungselektronik	[W]	277,2	280,5	573	2077	180
max. Verlustleistung der Leistungselektronik	[W]	2004	2663	3591	2077	2000
mittlere Verlustleistung der E-Maschine	[W]	425,4	426,4	846	5900	1000
max. Verlustleistung der E-Maschine	[W]	3741	1596	6738	5900	3800
Energieverbrauch	[kWh / 100 km]	11,6	10,5	13,4	29,2	13,3

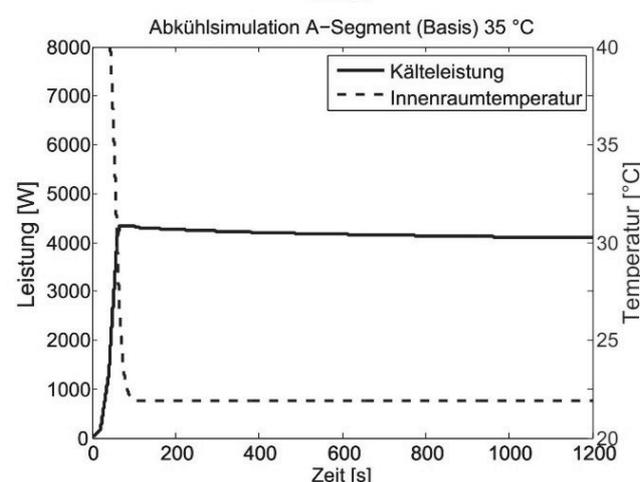
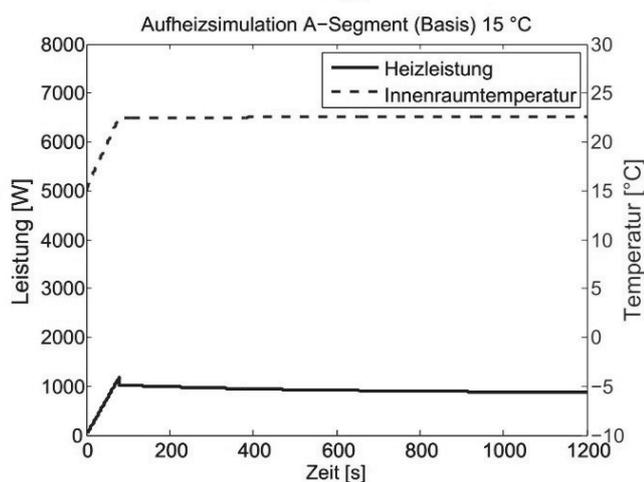
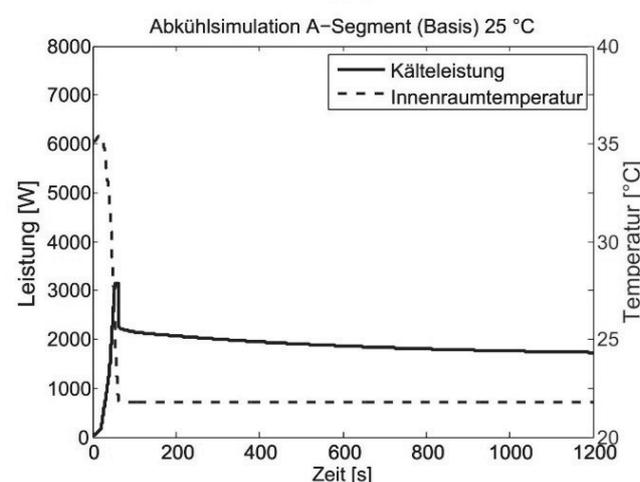
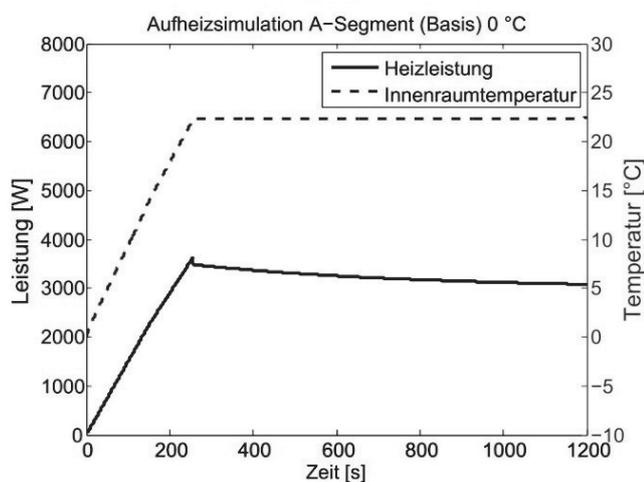
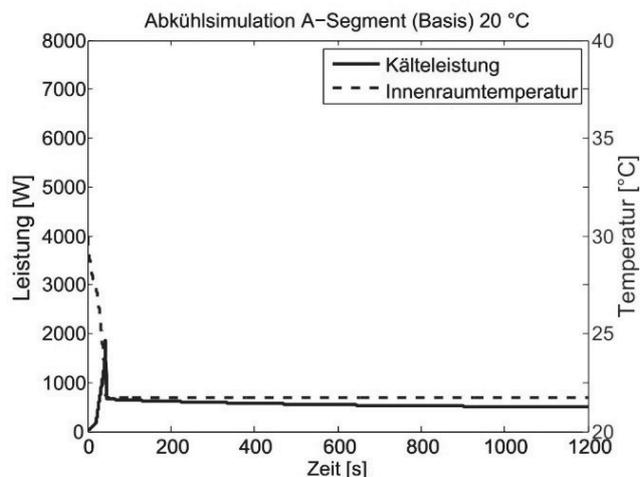
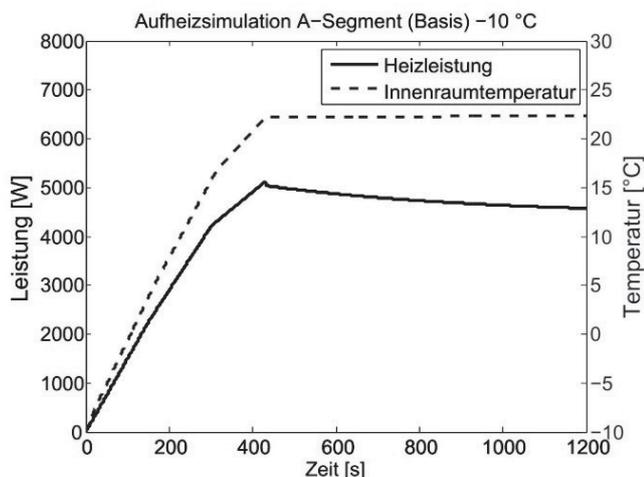


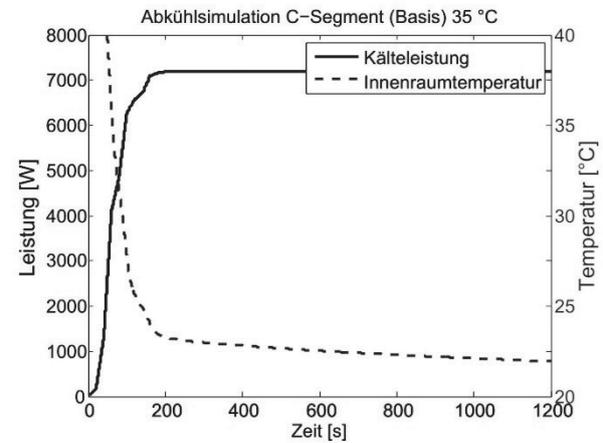
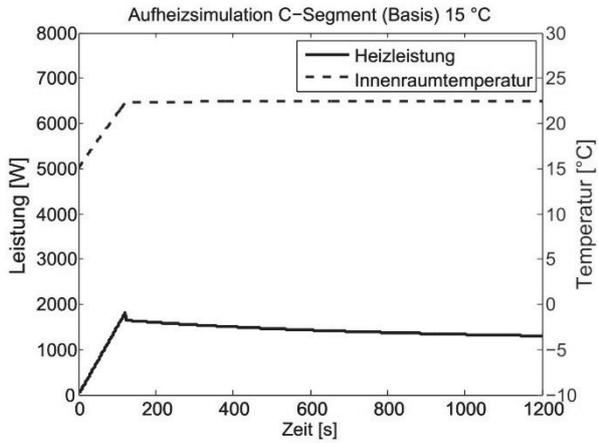
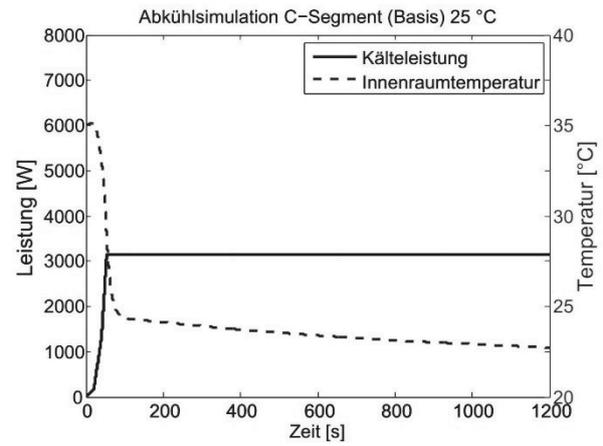
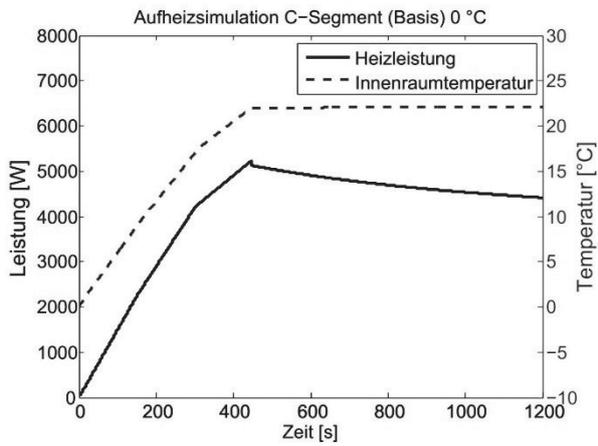
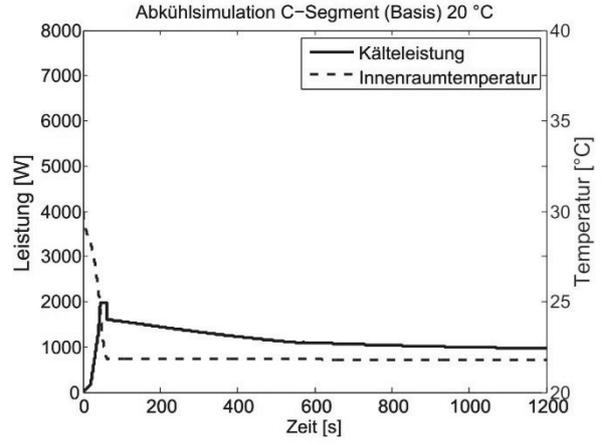
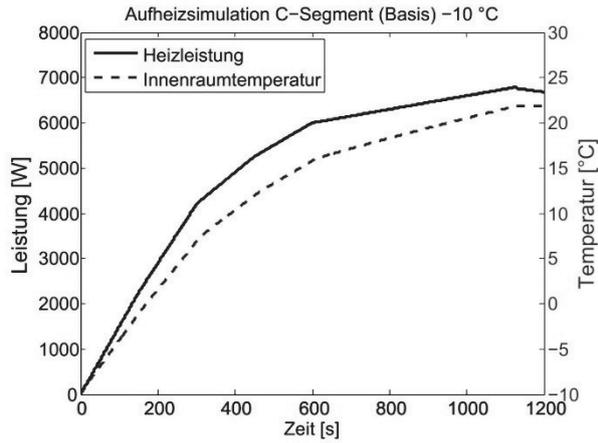
C-Segment		NEFZ	Berlin Stadt Zyklus	Pendler- Zyklus	140 km/h (konstant)	TSECC
mittlere mech. Antriebsleistung	[kW]	5,2	5,3	13,3	33,2	11,3
max. mech. Antriebsleistung	[kW]	38,7	132	124	33,2	100
mittlere Verlustleistung der Batterie	[W]	8	7	22,2	167,9	19
max. Verlustleistung der Batterie	[W]	170,4	377,9	815,8	187,8	727
mittlere Verlustleistung der Leistungselektronik	[W]	187	206	262	332	233
max. Verlustleistung der Leistungselektronik	[W]	1088	4658	3373	332	2892
mittlere Verlustleistung der E-Maschine	[W]	643	558	1327	9474	1407
max. Verlustleistung der E-Maschine	[W]	6924	3764	11042	9474	6924
Energieverbrauch	[kWh / 100 km]	15,7	13,9	16,4	34,7	16,9

D-Segment		NEFZ	Berlin Stadt Zyklus	Pendler- Zyklus	140 km/h (konstant)	TSECC
mittlere mech. Antriebsleistung	[kW]	5,8	6	14,9	32,3	12,4
max. mech. Antriebsleistung	[kW]	41,4	154,5	144	32,2	113,3
mittlere Verlustleistung der Batterie	[W]	6,3	5,6	17,8	113	14,7
max. Verlustleistung der Batterie	[W]	124,8	328,4	744	122,6	613,8
mittlere Verlustleistung der Leistungselektronik	[W]	218	241	302	322	264
max. Verlustleistung der Leistungselektronik	[W]	1270	5505	3955	322	3373
mittlere Verlustleistung der E-Maschine	[W]	737	629	1515	9985	1558
max. Verlustleistung der E-Maschine	[W]	7975	4448	12942	9985	7975
Energieverbrauch	[kWh/ 100km]	16,9	15,2	17,4	34,9	17,8

13 Anhang 3

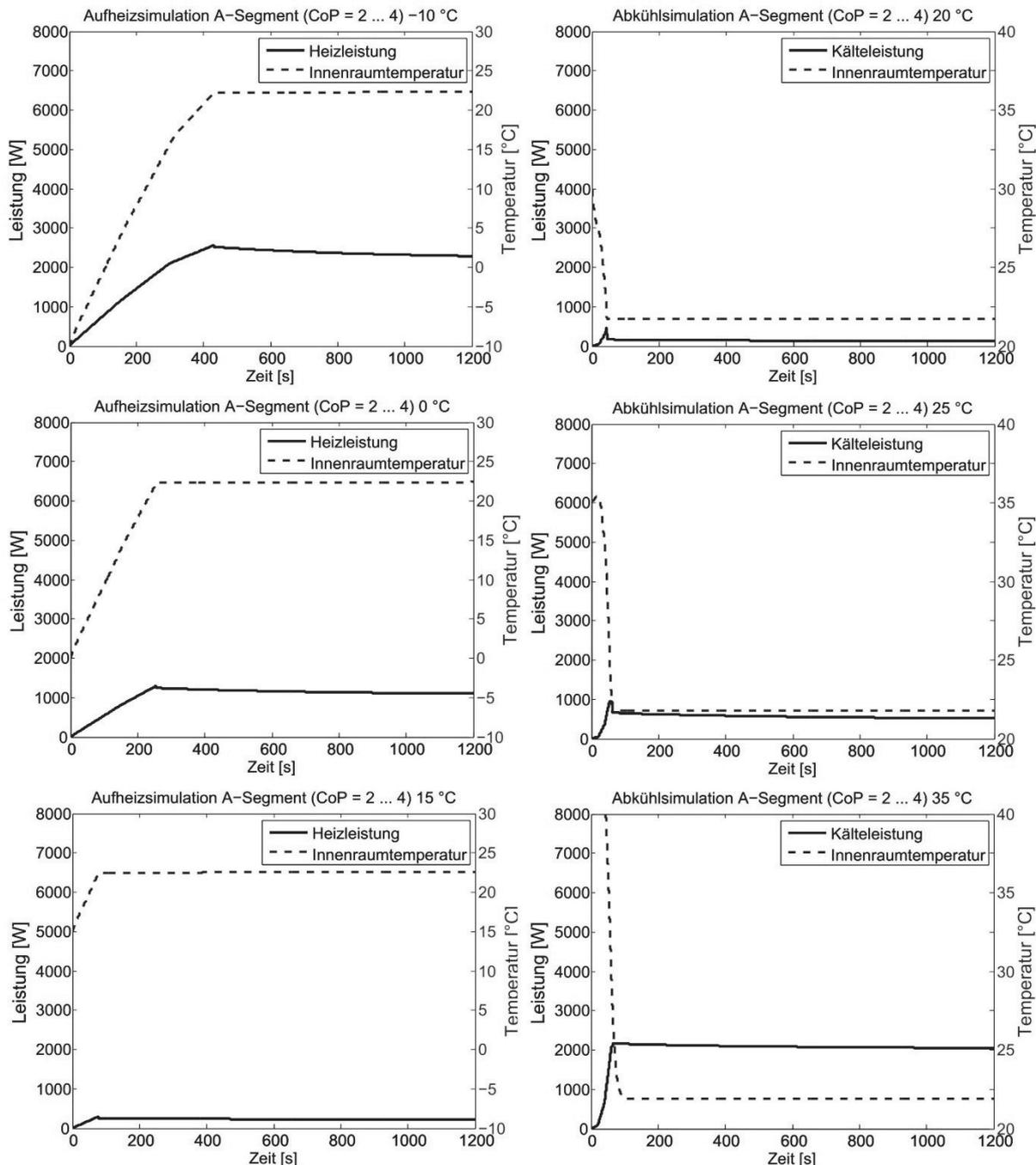
Temperatur und Leistungsbedarf für die Basisfahrzeuge

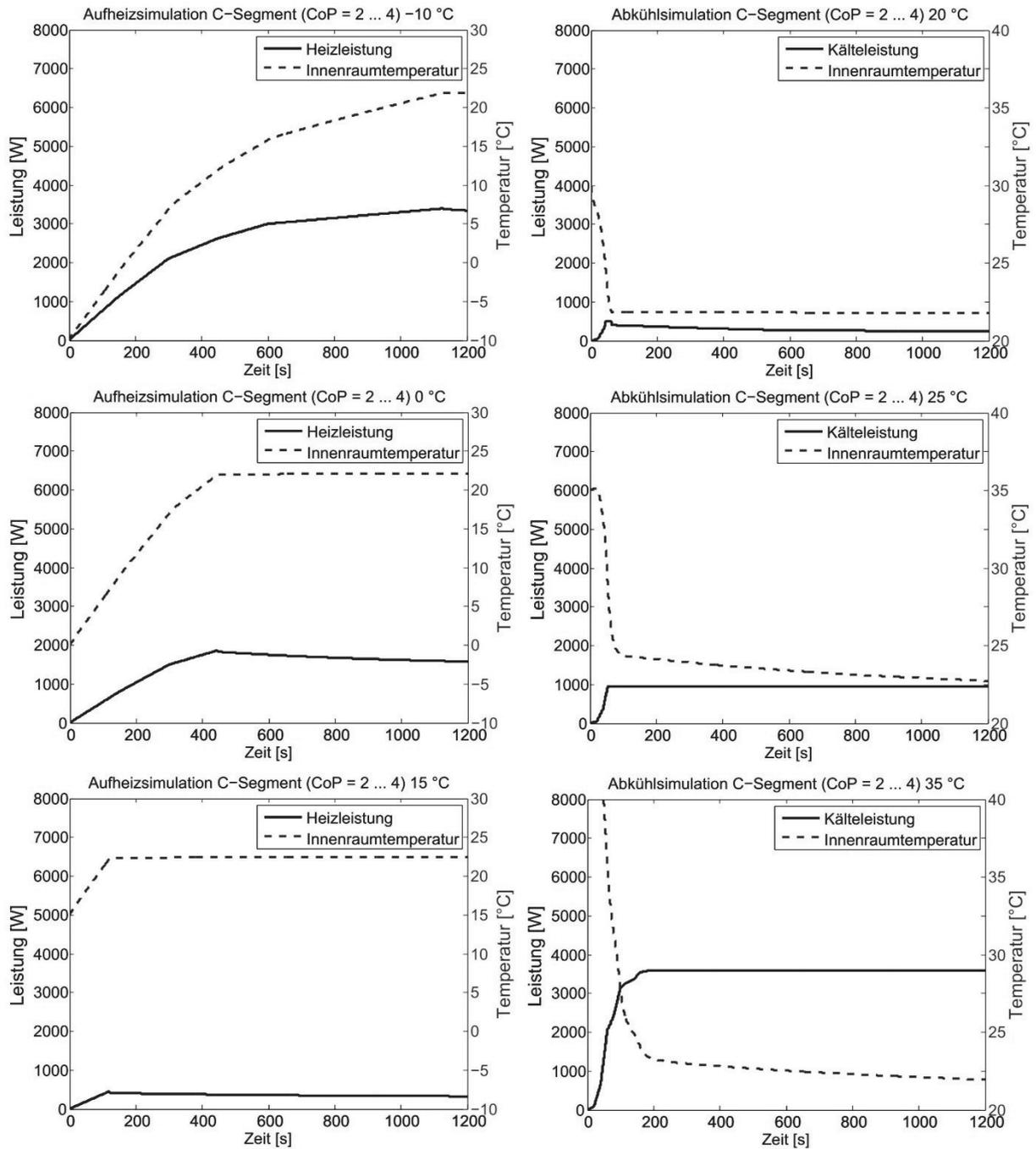




14 Anhang 4

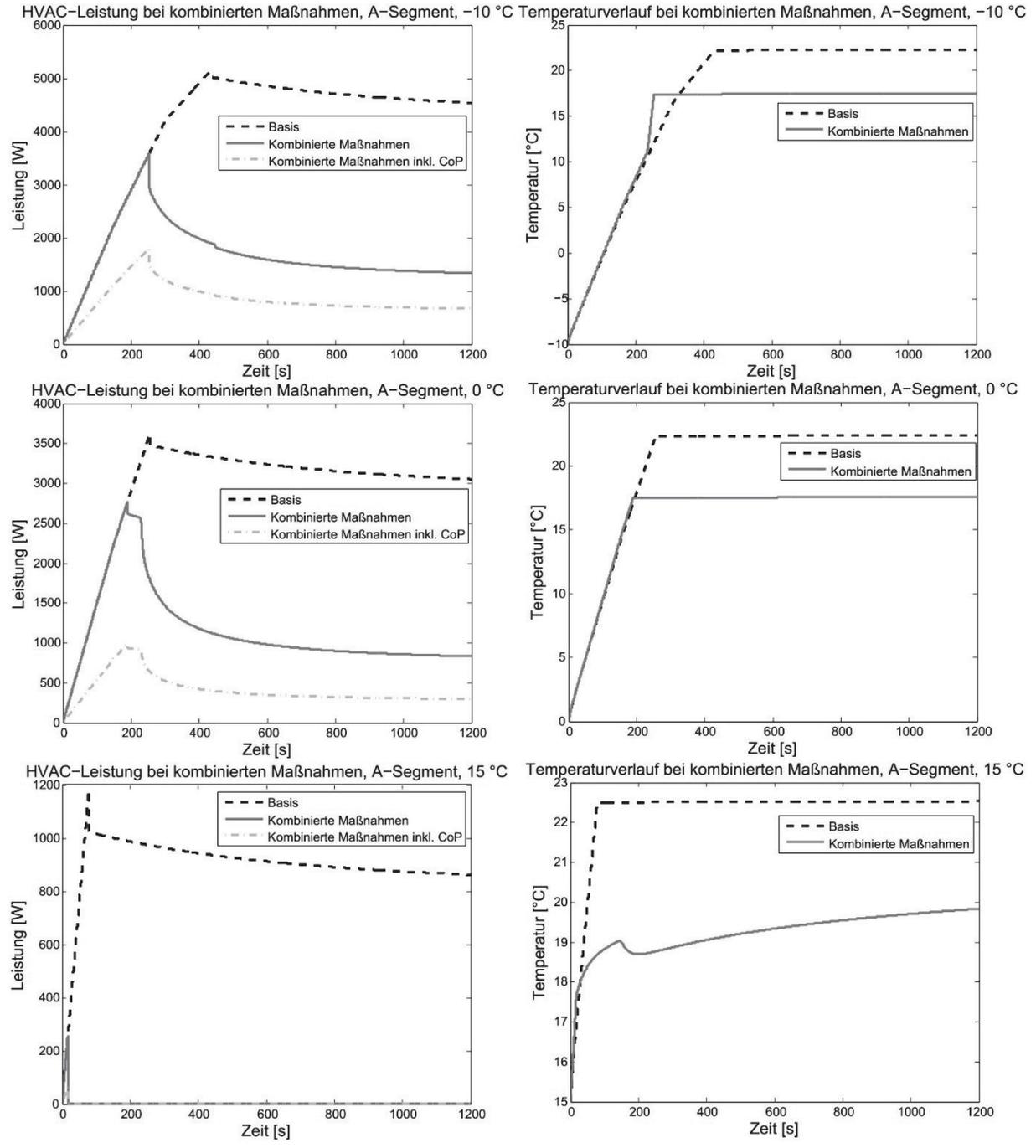
Temperatur und Leistungsbedarf für CoP-Einfluss

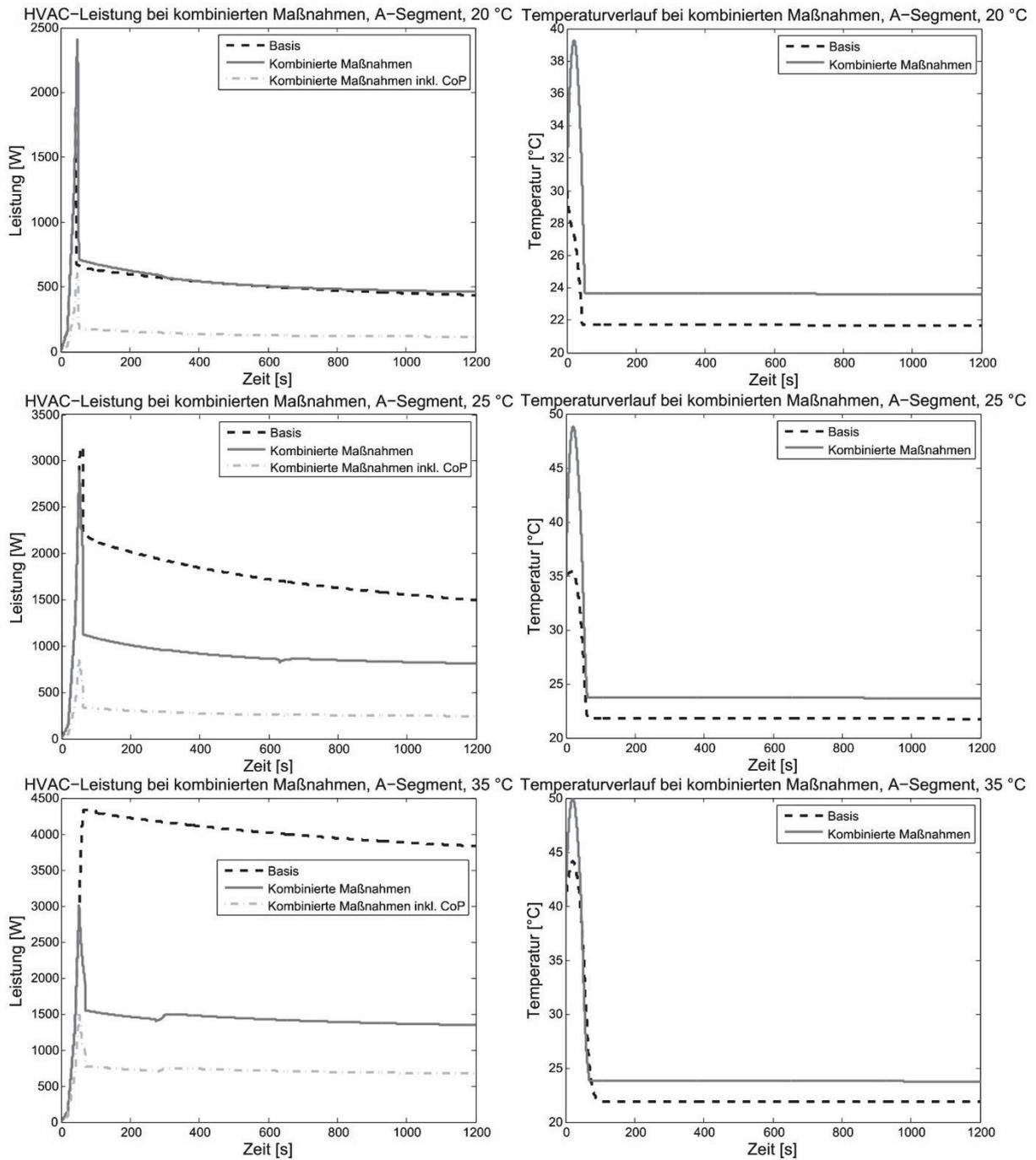


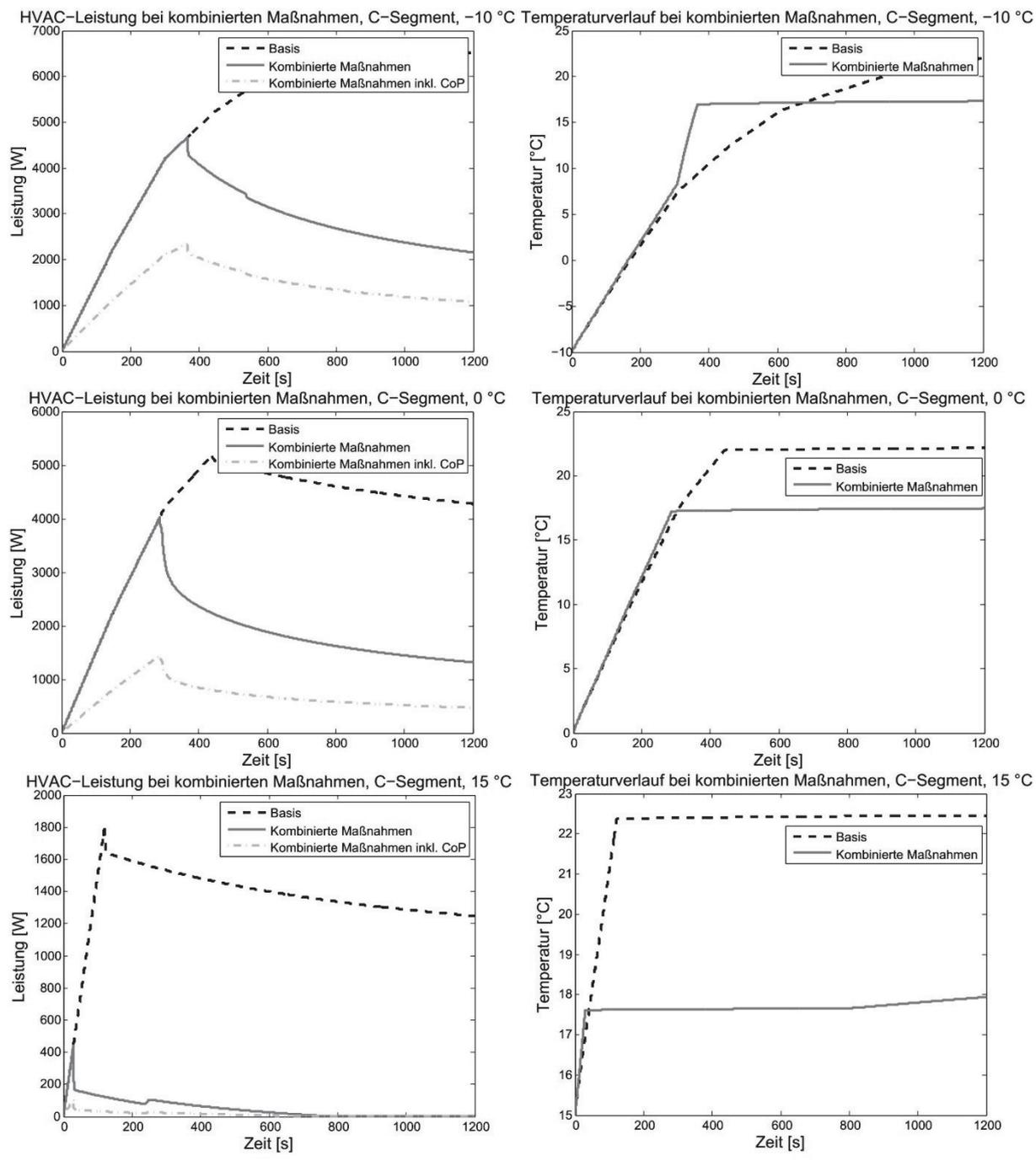


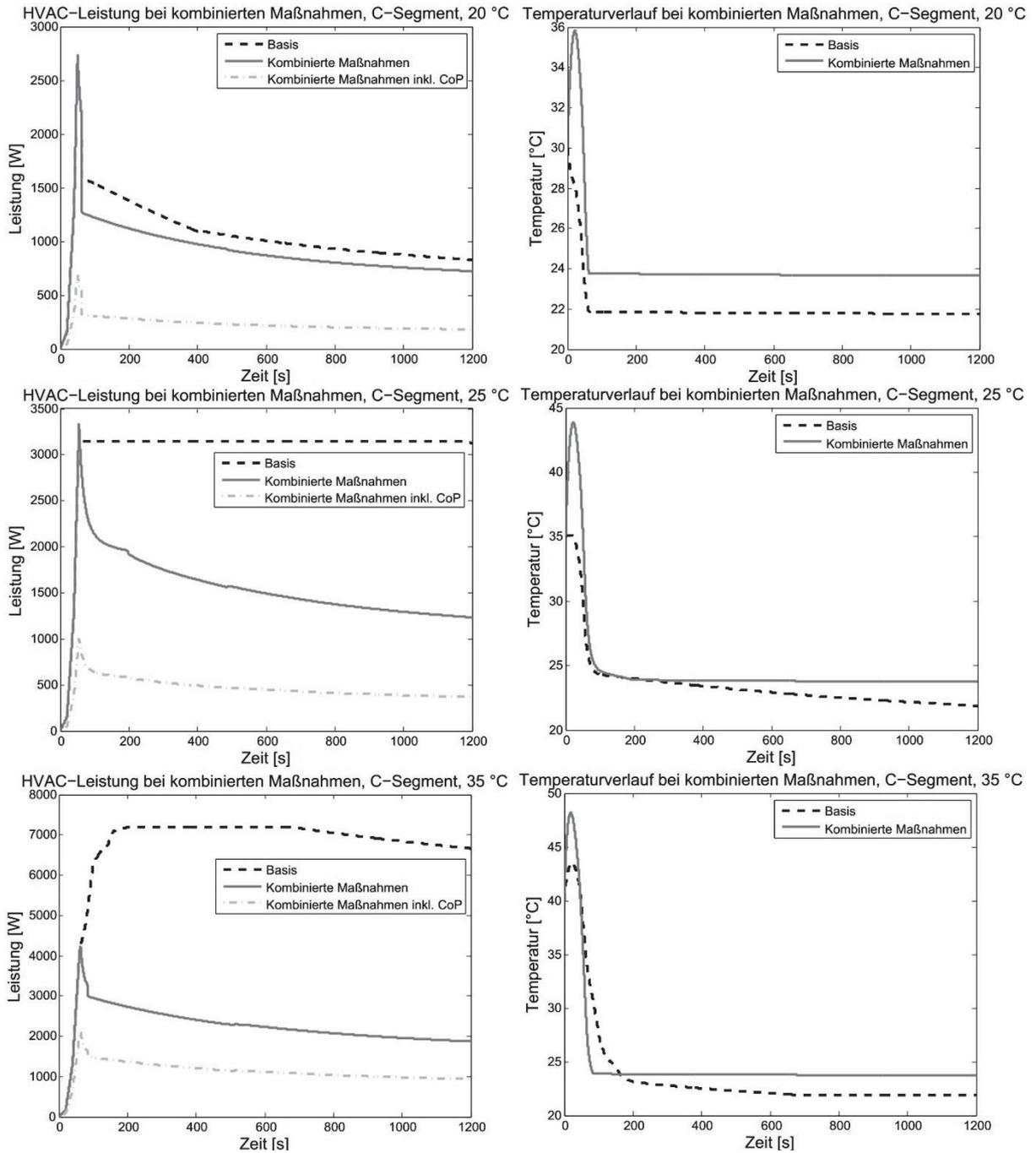
15 Anhang 5

Temperaturverlauf und Leistungsbedarf der kombinierten Maßnahmen









16 Anhang 6

MATLAB/Simulink Modelle

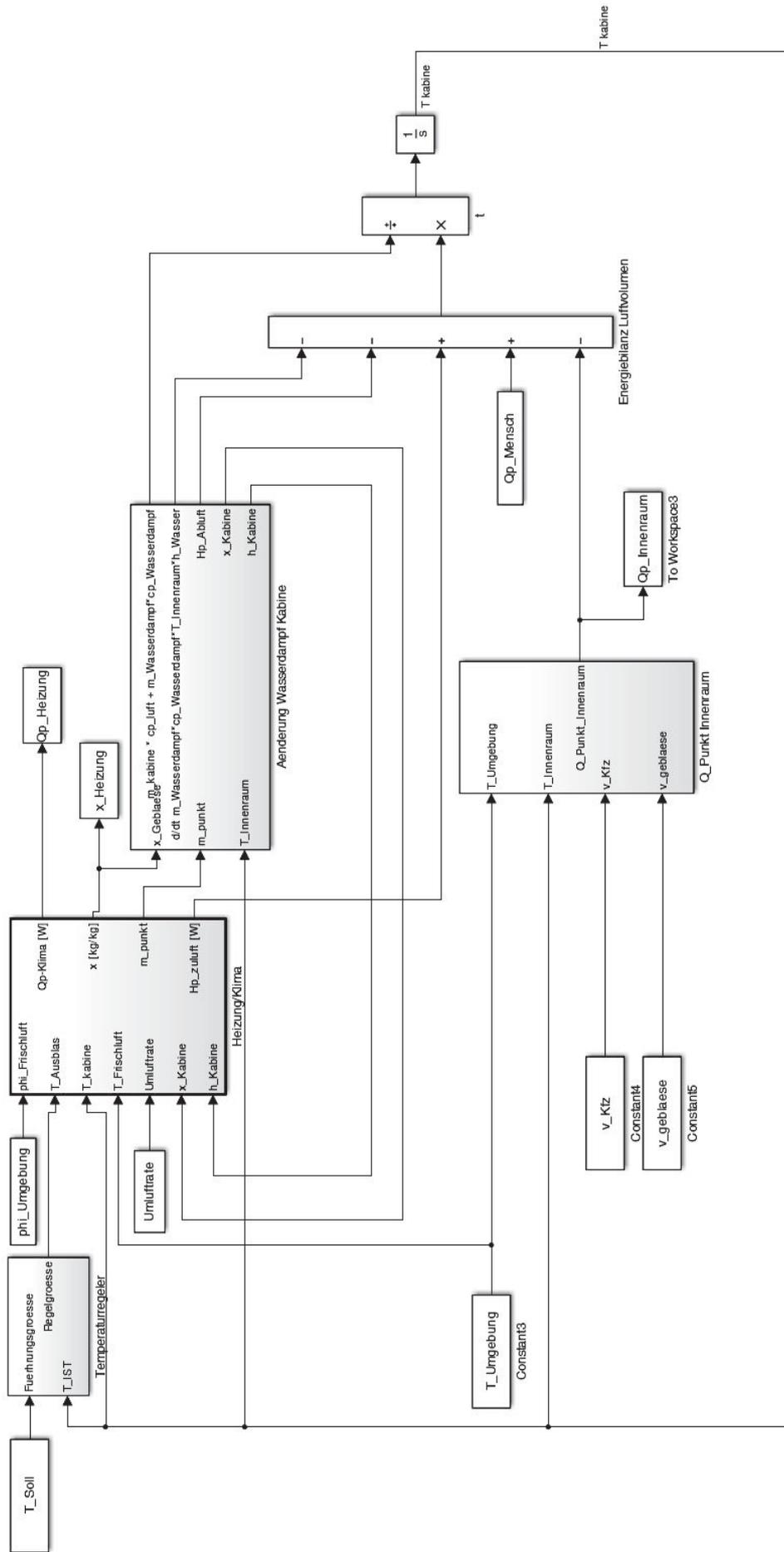


Bild 62: Hauptmodell

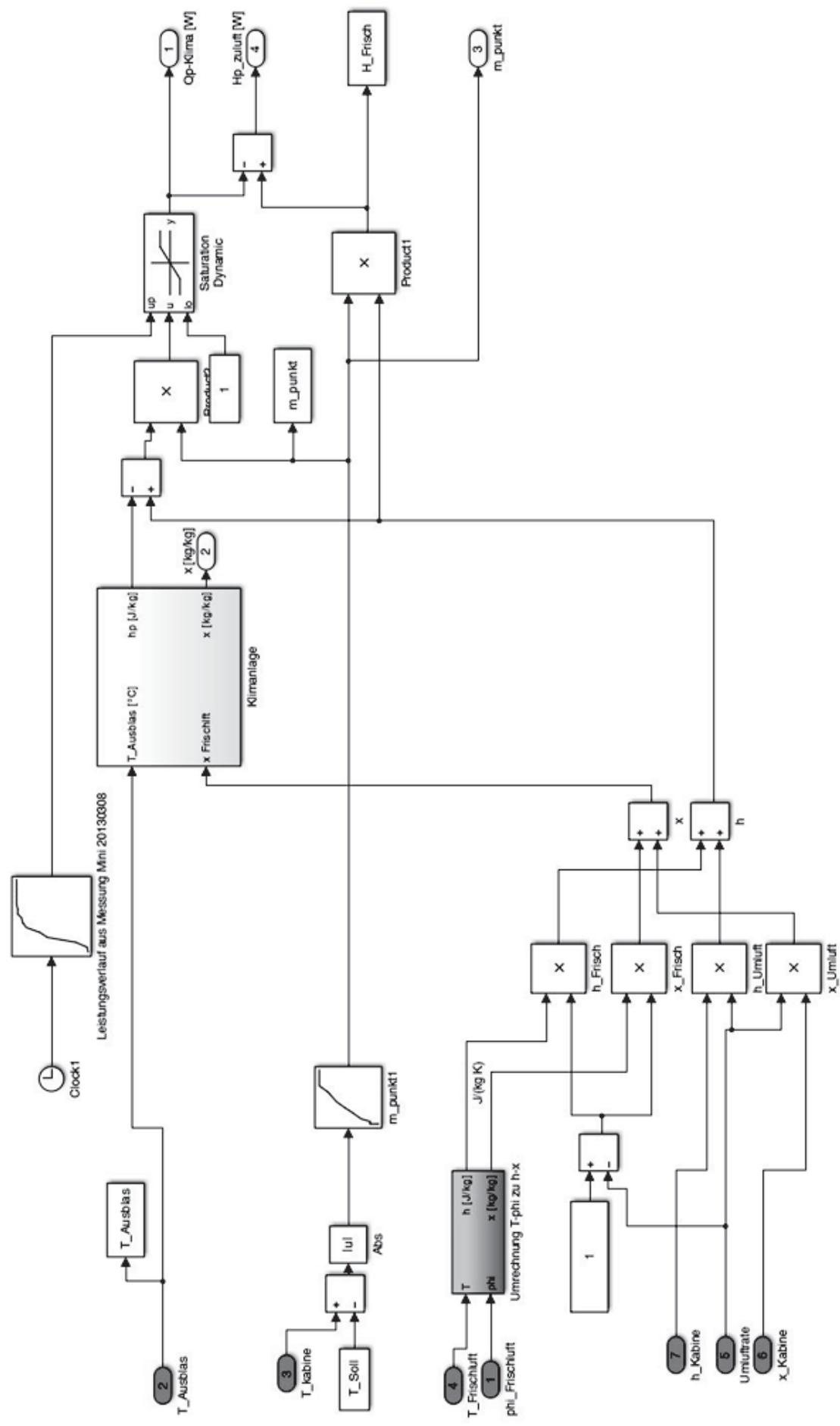


Bild 64: Klimaanlage

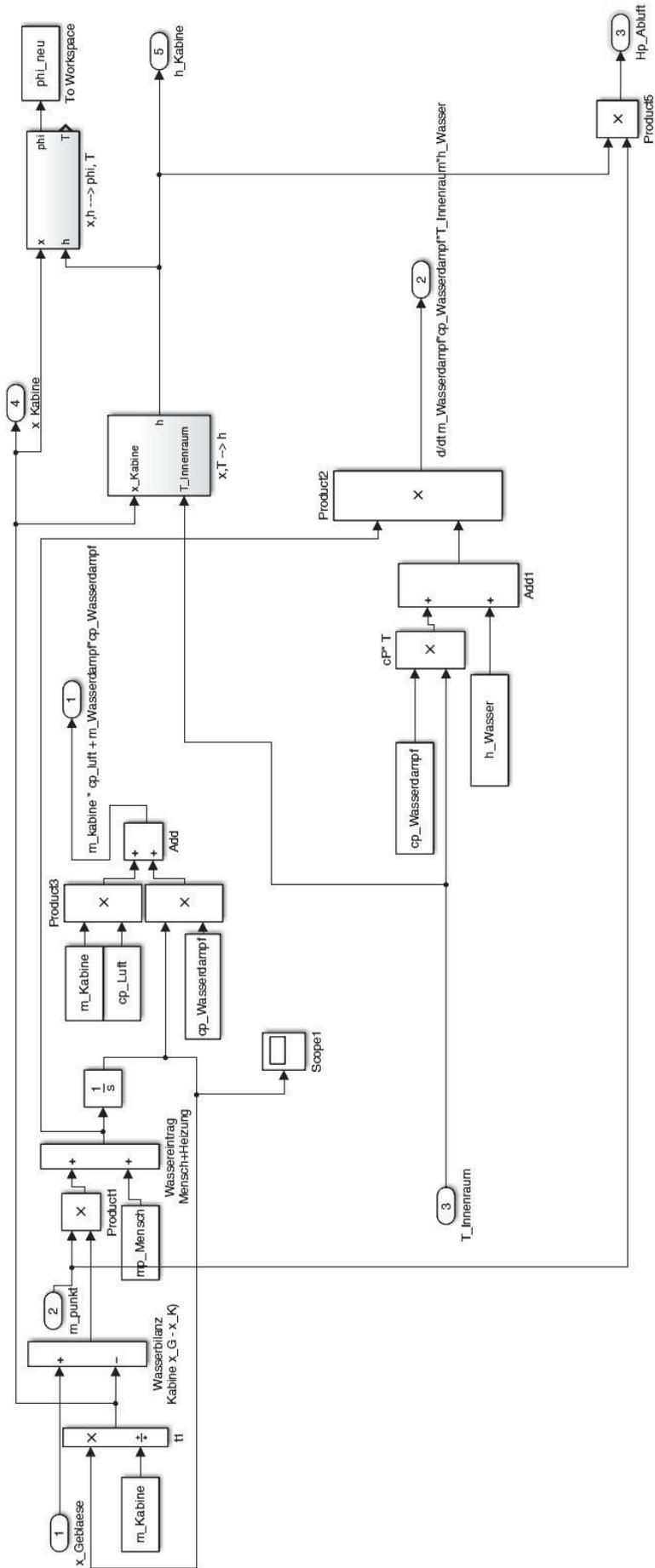


Bild 65: Änderung des Wasserdampfs in der Kabine

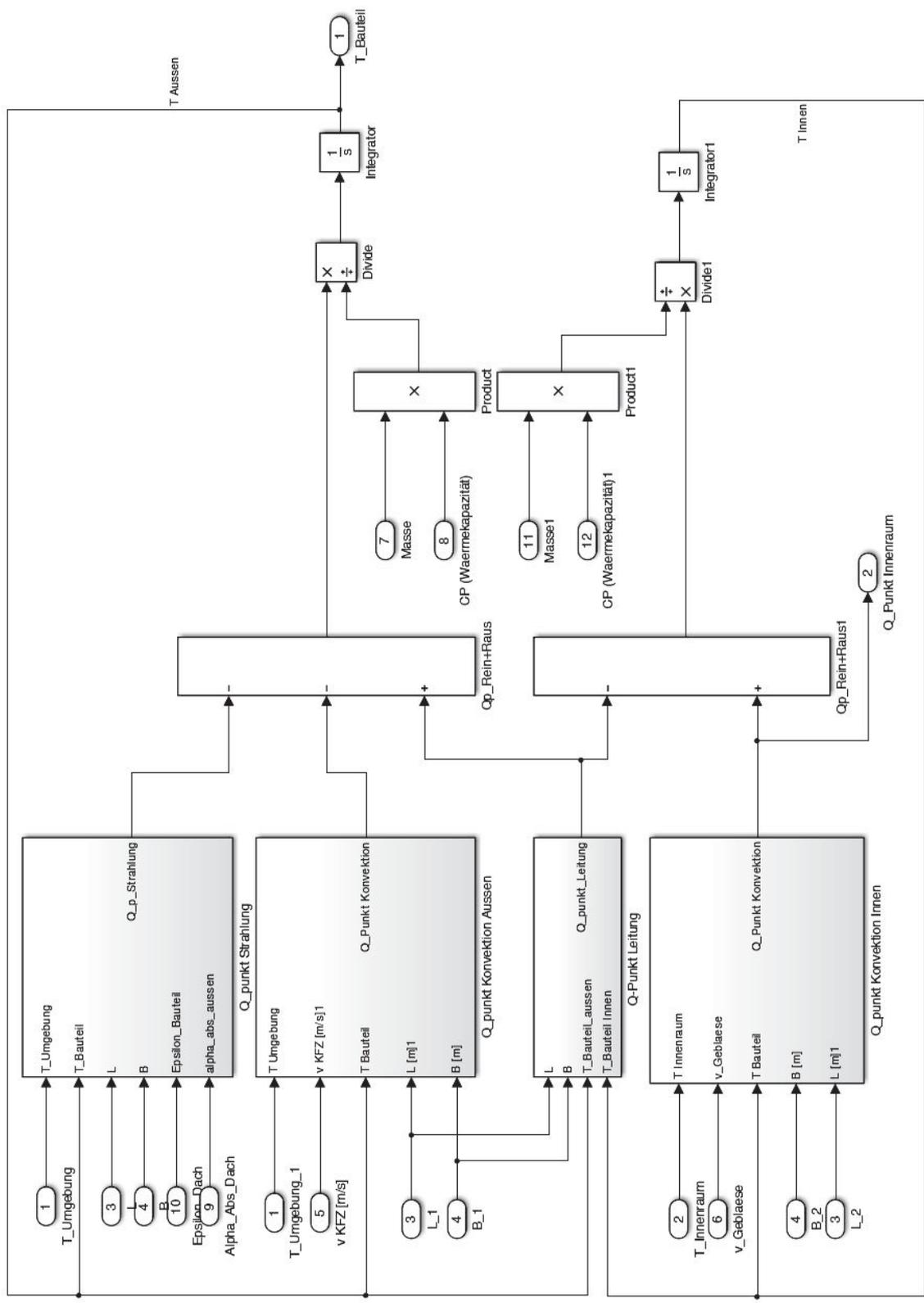


Bild 66: Aufbau der doppelwandigen Karosseriebauteile (Dach)





