



Untersuchung von Konzepten zur  
Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit  
Elektroantrieben unter Berücksichtigung des  
Energieverbrauchs

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Alois Steiner

zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors  
der technischen Wissenschaften

eingereicht

an der Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften  
der Technischen Universität Graz

Graz, Januar 2014

# Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden energieeffiziente Konzepte für die Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben erarbeitet, um die Reichweiten-Problematik, welche verstärkt bei niedrigen Außentemperaturen auftritt, zu lösen.

Unterstützt durch Simulationsrechnungen sowie experimentelle Untersuchungen werden darunter im Speziellen kombinierte Kühl- und Heizsysteme betrachtet, sowie deren Eignung für den Einsatz in einem E-Fahrzeug bewertet. Ein ausgewählter Kältekreislauf mit dem Kältemittel R-744 (CO<sub>2</sub>) und der Möglichkeit des Wärmepumpenbetriebs durch Kreislaufumkehr wurde dazu am Systemprüfstand vermessen sowie anschließend in einem E-Fahrzeug integriert, um die Funktionsfähigkeit auch im Fahrzeug nachzuweisen. Der berechnete Jahresenergieverbrauch wird schließlich mit dem des Originalsystems (konventionelle Kälteanlage mit elektrischer Heizung) verglichen.

Alle diskutierten Kältekreisläufe bieten dabei die Möglichkeit des Wärmepumpenbetriebs, da dies als eine der viel versprechendsten Möglichkeiten zur energieeffizienten Beheizung der Fahrgastzelle gesehen wird. Dies führt bei der Nutzung von Luft als Wärmequelle zur Vereisung des Außenraumwärmetauschers. Deshalb sind auch das Systemverhalten bei der Vereisung des Außenraumwärmetauschers sowie mögliche Enteisungsstrategien - wiederum mit dem Fokus Energieeffizienz - zentrale Themen dieser Arbeit.

Stichworte: PKW-Klimatisierung, E-Fahrzeug, Wärmepumpe, Vereisung, Enteisung, R-744, CO<sub>2</sub>, Messung, Simulation, Modelica, Energieeffizienz

# Abstract

This thesis proposes and evaluates energy-efficient concepts for air conditioning systems of electric vehicles, in order to avoid the significant reduction of the cruising range especially at low outside temperatures.

Reversible heat pump systems are one of the most promising solutions for this problem. Therefore, A/C systems with the possibility to switch to heat pump mode are investigated further by means of simulations and measurements. A chosen reversible heat pump systems using R-744 (CO<sub>2</sub>) as refrigerant was measured on a system testbench and integrated in an electric vehicle to proof the functioning. Afterwards, the annual energy consumption was calculated and compared to the original system (conventional A/C system with a PTC-heater).

All the discussed refrigerant cycles can be operated in heat pump mode, which leads to frost formation on the exterior heat exchanger at low outside temperatures if the ambient air is used as heat source. Thus, the system behaviour under frosting conditions and possible deicing strategies - again with focus on energy-efficiency - are also main topics of this thesis.

Keywords: Mobile Air Conditioning, Electric Vehicle, Heat Pump, Frosting, Defrosting, R-744, CO<sub>2</sub>, Measurement, Simulation, Modelica, Energy Efficiency

# Vorwort

„Gehe nicht, wohin der Weg führen mag, sondern dorthin, wo kein Weg ist, und hinterlasse eine Spur.“

---

Jean Paul

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 2010 bis 2014 während meiner Tätigkeit am „Kompetenzzentrum – Das virtuelle Fahrzeug, Forschungsgesellschaft mbH“.

Zuallererst möchte ich mich bei den Personen bedanken, die wesentlich zum Inhalt dieser Arbeit beigetragen haben. Durch die tolle Zusammenarbeit mit meinen Kollegen Jan Fiala, Matthias Hütter und Rainer Mauthner aus der Gruppe „Mobile Air Conditioning“ sowie dem Rest der Area B (Thermo- & Fluid Dynamics) am Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug sind viele gute Ideen entstanden, die mit in diese Arbeit eingeflossen sind. Auch bei Jochen Bont und Martin Graz von Obrist Engineering möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit im Rahmen des Projektes „Hocheffizientes Kühl- und Heizsystem für Elektro- und Hybridfahrzeuge basierend auf dem umweltfreundlichen Kältemittel CO<sub>2</sub> (R-744)“ bedanken.

Dann möchte ich mich bei Herrn Ao. Univ.-Prof. René Rieberer vom Institut für Wärmetechnik der TU Graz für die Betreuung und Erstbegutachtung dieser Arbeit sowie seine Zeit für die zahlreichen fachlichen Diskussionen bedanken. Bei Herrn Prof. Jürgen Köhler von der TU Braunschweig bedanke ich mich für die Übernahme des Zweitgutachtens.

Zu guter Letzt gilt mein besonderer Dank all jenen, die mir während dieser Zeit das nötige familiäre Umfeld gegeben haben und auch Verständnis dafür gezeigt haben, dass ich auch das eine oder andere Mal etwas weniger Zeit für sie hatte. Ganz speziell möchte ich mich dabei bei meinen Eltern und meiner Freundin Michaela bedanken.

Graz, Januar 2014  
Alois Steiner



# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>VII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik und des Wissens</b>	<b>5</b>
2.1 Innenraumkonditionierung von PKWs . . . . .	5
2.1.1 Anforderungen an eine PKW-Klimaanlage . . . . .	6
2.1.2 Thermische Behaglichkeit . . . . .	7
2.1.3 Beitrag einer Klimaanlage zum Treibhauseffekt . . . . .	8
2.2 Unterschiede zwischen konventionellen Fahrzeugen und E-Fahrzeugen . . . . .	10
2.2.1 Speicherdichten der Energieträger . . . . .	11
2.2.2 Energieflüsse im Fahrzeug . . . . .	13
2.3 Funktionsweise einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe . . . . .	13
2.3.1 Anlagen und Prozesse . . . . .	14
2.3.2 Kennzahlen . . . . .	16
2.3.3 Kompressionskältemaschine . . . . .	17
2.4 Kältemittel . . . . .	19
2.4.1 Anforderungen an ein Kältemittel . . . . .	20
2.4.2 Kennzahlen zur Umweltverträglichkeit . . . . .	21
2.4.3 Einteilung von Kältemitteln . . . . .	21
2.4.4 Gesetzliche Regelung für PKWs in der EU . . . . .	22
2.4.5 Geeignete Kältemittel für PKWs sowie E-Fahrzeuge . . . . .	22
2.5 Kälteanlagen mit dem Kältemittel R-744 (CO <sub>2</sub> ) . . . . .	28
2.5.1 Transkritische Prozessführung - Lorentzen Prozess . . . . .	29
2.5.2 Einflussgrößen auf das System . . . . .	32
2.5.3 Besondere Anforderungen für Wärmeübertrager und Werkstoffe . . . . .	35
<b>3 Konzepte für Fahrzeuge mit Elektroantrieben</b>	<b>37</b>
3.1 Systeme zur Beheizung der Fahrgastzelle . . . . .	37
3.1.1 Elektrische Beheizung . . . . .	37
3.1.2 Brennstoffzuheizer . . . . .	38
3.1.3 Wärmepumpe . . . . .	39
3.1.4 Körpernahe Heizungen - Flächenbeheizung . . . . .	40

3.1.5	Verwendung der Batterie als thermischen Speicher . . . . .	40
3.2	Kombinierte Kühl- und Heizsysteme . . . . .	41
3.2.1	Methoden zur Kreislaufumkehr . . . . .	41
3.2.2	Besondere Anforderungen sowie auftretende Probleme . . . . .	42
3.3	Betrachtete Systemvarianten für ein Versuchsfahrzeug . . . . .	43
3.3.1	R-134a-Kälteanlage mit PTC-Zuheizer (Originalsystem) . . . . .	44
3.3.2	System 1: Kältekreislauf mit zwei 3/2-Wegeventilen . . . . .	45
3.3.3	System 2: Kältekreislauf mit einem 4/2- sowie einem 3/2-Wegeventil . . . . .	46
3.3.4	System 3: Indirekter Kältekreislauf . . . . .	48
3.3.5	System 4: Kältekreislauf mit 2 Wärmetauschern in der Klimabox . . . . .	50
3.3.6	Bewertung und Vergleich der Systeme . . . . .	54
3.4	Konzepte zur weiteren Energieeinsparung . . . . .	55
<b>4</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>57</b>
4.1	Aufbau des Systemprüfstands . . . . .	57
4.2	Testmatrizen . . . . .	59
4.3	Vermessung des R-134a-Originalsystems . . . . .	62
4.4	Vermessung und Abstimmung des R-744-Systems . . . . .	64
4.4.1	Füllmengenbestimmung . . . . .	64
4.4.2	Wärmepumpenbetrieb . . . . .	70
4.4.3	A/C-Betrieb . . . . .	74
4.5	Vermessung des R-744-Systems bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers . . . . .	75
4.6	Fahrzeugmessungen . . . . .	78
4.6.1	Test der Regelung . . . . .	79
4.6.2	Aufheiz- bzw. Abkühlversuche . . . . .	80
4.6.3	Stadt-Zyklus . . . . .	80
<b>5</b>	<b>Modellierung von Kälteanlagen</b>	<b>83</b>
5.1	Verwendung von Simulationen in Produktentwicklungsprozessen . . . . .	83
5.2	Modellierung der Systemkomponenten . . . . .	84
5.2.1	Kompressor . . . . .	85
5.2.2	Wärmeübertrager . . . . .	85
5.2.3	Expansionsventil . . . . .	87
5.2.4	Kältemittelsammler . . . . .	89
5.3	Modellierung von Eisbildungs- sowie Enteisungsprozessen . . . . .	89
<b>6</b>	<b>Energieeffiziente Enteisungsstrategien</b>	<b>93</b>
6.1	Problematik der Vereisung des Außenraumwärmetauschers . . . . .	93
6.1.1	Einflussfaktoren auf die Eisbildung . . . . .	95
6.1.2	Maßnahmen zur Verzögerung der Eisbildung . . . . .	95
6.2	Systemsimulation bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers . . . . .	97
6.3	Möglichkeiten zur energieeffizienten Enteisung . . . . .	101
6.4	Messtechnische Erkennung der Eisbildung und abgeschlossenen Enteisung . . . . .	102
6.5	Beurteilung der Effizienz des Enteisungsvorganges und des Gesamtprozesses . . . . .	105
6.5.1	Energetische Betrachtung des Enteisungsvorganges . . . . .	105
6.5.2	Energetische Betrachtung eines Vereisungs-Enteisungs-Zyklus . . . . .	107
6.6	Reverse-Cycle Enteisung . . . . .	109
6.7	Heißgas-Enteisung - Dreiecksprozess . . . . .	117

6.7.1	Regelungsvarianten für den rechtsläufigen Dreiecksprozess . . . . .	118
6.7.2	Dreiecksprozess zur gleichzeitigen Innenraumbeheizung und Abtauung	121
6.8	Optimierter Enteisungszeitpunkt hinsichtlich Energieeffizienz . . . . .	122
<b>7</b>	<b>Berechnung des Jahresenergieverbrauchs</b>	<b>127</b>
7.1	Klimatologische Daten . . . . .	127
7.2	Betriebszeiten des Fahrzeuges sowie der Klimaanlage . . . . .	128
7.3	Repräsentatives Fahrprofil . . . . .	129
7.4	Benötigte Kühl- und Heizleistungen der Anlage . . . . .	130
7.5	Effizienz der Anlage im Kühl- bzw. Heizbetrieb . . . . .	131
7.6	Ergebnisse der Berechnung des Jahresenergieverbrauchs . . . . .	132
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>135</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>138</b>
	<b>Anhang A: Beschreibung der Systemkomponenten</b>	<b>145</b>
	<b>Anhang B: Messunsicherheitsanalyse</b>	<b>150</b>

# Nomenklatur

## Abkürzungen

A/C	Air conditioning
Avg	Average
ARWT	Außenraumwärmetauscher
CFC	Chlorofluorocarbons
COP	Coefficient of performance
DC	Direct Current (Gleichstrom)
DE	Defrost Efficiency
DER	Defrost Efficiency Ratio
FCKW	Fluorocarbons
FCKW	Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
FKW	Fluor-Kohlenwasserstoffe
Gl	Gleichung
GWP	Global warming potential
HC	Hydrocarbons
HCFC	Hydrochlorofluorocarbons
HFC	Hydrofluorocarbons
HFCKW	Teilhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
HFKW	Teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe
HTF	Heat Transfer Fluid
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
IRWT	Innenraumwärmetauscher
IWT	Interner Wärmeübertrager
JAZ	Jahresarbeitszahl
KW	Kohlenwasserstoffe
LCCP	Life Cycle Climate Performance
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
NIST	National Institute of Standards and Technology
ODP	Ozone depletion potential
OP	Operation Point
PFC	Perfluorocarbons

PTC	Positive temperature coefficient
SPF	Seasonal performance factor
TEWI	Total equivalent warming impact
VDA	Verband der Automobilindustrie
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WT	Wärmetauscher

## Lateinische Buchstaben

$A$	Fläche	$[m^2]$
$Bo$	Siedezahl (engl. Boiling Number)	$[m^2]$
$c$	Geschwindigkeit	$[m/s]$
$c$	Spezifische Wärmekapazität	$[kJ/kgK]$
$C$	Konstante	$[-]$
$d$	Rohrdurchmesser	$[m]$
$D$	Druchmesser	$[m]$
$DE$	Enteisungseffizienz (engl. Defrost Efficiency)	$[-]$
$DER$	Defrost Efficiency Ratio	$[-]$
$E_a$	Jahresenergieverbrauch des Systems	$[kWh/a]$
$E$	Energieverbrauch	$[J]$
$F_{fl}$	Flüssigkeitsabhängiger Parameter	$[-]$
$F_l$	Finnenlänge (Fin Lenght)	$[mm]$
$F_p$	Finnenabstand (Fin Pitch)	$[mm]$
$F_\gamma$	Normierungsfaktor	$[-]$
$Fr$	Froude-Zahl	$[kWh/a]$
$h$	spezifische Enthalpie	$[kJ/kgK]$
$JAZ$	Jahresarbeitszahl	$[-]$
$\dot{I}$	Impulsstrom	$[kg\ m/s^2]$
$k$	Konstante	$[-]$
$K_V$	Durchflusskoeffizient	$[m^3/h]$
$l$	Länge	$[m]$
$L$	Leckagerate pro Jahr	$[kg/a]$
$Le$	Lewis-Zahl	$[-]$
$L_l$	Louver-Länge (Louver Lenght)	$[mm]$
$L_p$	Louver-Abstand (Louver Pitch)	$[mm]$
$m$	Masse	$[kg]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[kg/s]$
$M$	Masse	$[kg]$
$M$	Kältemittelfüllmenge	$[kg]$
$N$	Numerische Konstante	$[-]$
$Nu$	Nusselt-Zahl	$[-]$
$n$	Betriebszeit	$[h/a]$
$n$	Drehzahl	$[1/s]$
$p$	Druck	$[bar]$
$p_{H_{opt}}$	Optimaler Hochdruck	$[bar]$
$P$	Leistung	$[W]$

$Pr$	Prandtl-Zahl	[-]
$q$	spezifische Wärme	[kJ/kg]
$\dot{Q}$	Heizleistung, Wärmestrom	[W]
$Q_{K/W}$	Kälte bzw. Wärme	[J]
$R$	Refrigerant	[-]
$Re$	Reynolds-Zahl	[-]
$s$	Wandstärke	[m]
$s_l$	Längsteilung	[m]
$t$	Zeit	[s]
$t_0$	Verdampfungstemperatur	[°C]
$t_{GC_{aus}}$	Gaskühleraustrittstemperatur	[°C]
$T$	Temperatur	[°C]
$T_d$	Rohrlänge (Tube Depth)	[mm]
$T_p$	Rohr-Abstand (Tube Pitch)	[mm]
$U$	Innere Energie	[J]
$U$	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$v$	spezifisches Volumen	[m <sup>3</sup> /kg]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$w$	spezifische Arbeit	[kJ/kg]
$W$	Arbeit	[J]
$x$	Verhältnis Differenzdruck zu Eingangsdruck	[-]
$x$	Absolute Feuchte	[kg/kg]
$x_t$	Übergangspunkt	[-]
$x_T$	Differenzdruckverhältnis	[-]
$x^*$	Dampfgehalt	[-]
$Y$	Expansionsfaktor	[-]

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_R$	Recycling-Faktor	[-]
$\beta$	CO <sub>2</sub> -Emissionen per kWh	[kgCO <sub>2</sub> /kWh]
$\beta$	Massentransportkoeffizient	[m/s]
$\delta_f$	Finnen-Dicke	[mm]
$\delta_{Eis}$	Eis-Dicke	[m]
$\Delta E$	Energieeinsparung	[%]
$\Delta h$	spezifische Enthalpiedifferenz	[kJ/kg]
$\Delta p_f$	Reibungsdruckverlust	[Pa]
$\varepsilon$	Leistungszahl	[-]
$\varepsilon_C$	Carnot-Wirkungsgrad	[-]
$\varepsilon_{C,K}$	Carnot-Wirkungsgrad für eine Kältemaschine	[-]
$\varepsilon_{C,W}$	Carnot-Wirkungsgrad für eine Wärmepumpe	[-]
$\eta_G$	Gütegrad	[-]
$\theta$	Louver-Winkel	[°]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	[W/m K]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]

$\tau$  Zeitspanne

[s]

## Indizes

<i>a</i>	Air
<i>aus</i>	ausströmend
<i>crit</i>	kritisch
<i>com</i>	Kompressor
<i>C</i>	kritisch
<i>Komp</i>	Kompressor
<i>df</i>	defrost
<i>eff</i>	effektiv
<i>ein</i>	einströmend
<i>el</i>	elektrisch
<i>F</i>	Fahrzeit
<i>ges</i>	gesättigt
<i>KM</i>	Kältemittel
<i>hyd</i>	hydraulisch
<i>lat</i>	latent
<i>lv</i>	flüssig-gasförmig (engl. liquid-vapor)
<i>L</i>	Luft
<i>opt</i>	optimal
<i>Of</i>	Oberfläche
<i>stat</i>	stationär
<i>trans</i>	transient
<i>TP</i>	zweiphasig (engl. two-phase)
<i>WT</i>	Wärmetauscher

## Einleitung

Der immer höher werdende globale Energiebedarf stellt besonders im Hinblick auf den gleichzeitigen Klimaschutz eine große Herausforderung für Industrie, Politik und Gesellschaft dar. Basierend auf einer Prognose der International Energy Agency (IEA) zeigt Abbildung 1.1 den weltweiten Primärenergiebedarf und seine Entwicklung bis zu Jahr 2035. 1 Megatonne Öleinheiten entspricht dabei umgerechnet einem Energieverbrauch von 41,9 PJ oder 11,6 TWh.

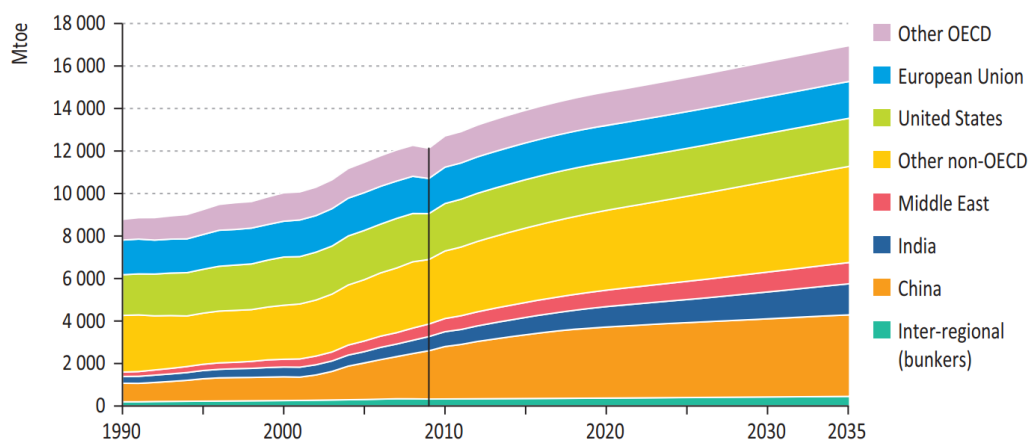


Abbildung 1.1: Weltweiter Primärenergiebedarf (IEA, 2011)

Ein Großteil dieses Primärenergiebedarfs wird dabei nach wie vor aus Kohle, Öl und Gas ab-



gedeckt (Abbildung 1.2), speziell in Staaten mit hohem und stark wachsendem Energiebedarf wie China und Indien.

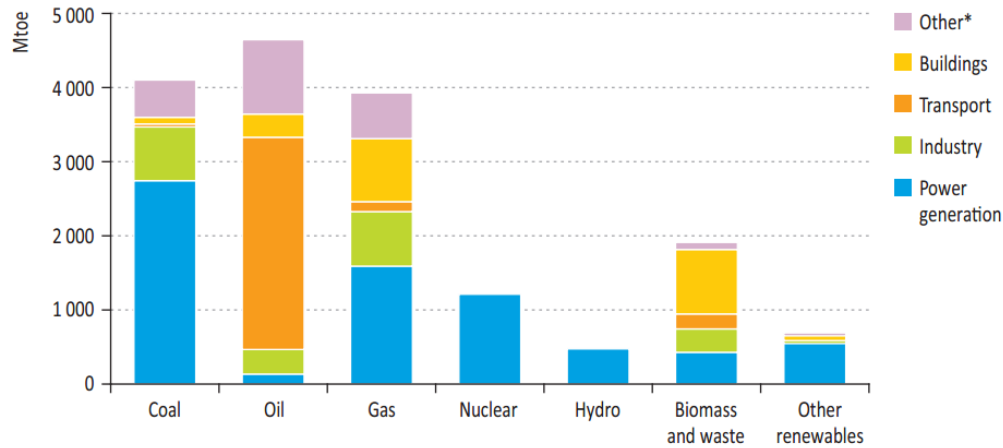


Abbildung 1.2: Primärenergiebedarf nach Sektoren unterteilt (IEA, 2011)

Der Transportsektor ist dabei ca. für ein Viertel des globalen Energieverbrauchs und der damit verbundenen Treibhausgasemissionen verantwortlich, wobei der Großteil dabei über die schwindenden Ölreserven abgedeckt wird. Drei Viertel wieder davon entfallen auf den Straßenverkehr (Ma et al., 2012). Abbildung 1.3 zeigt eine Aufschlüsselung der Treibhausgas-Emissionen in der EU, wobei hier der Verkehrssektor mit 18 % nach der Energiewirtschaft mit 46 % den höchsten Anteil aufweist.

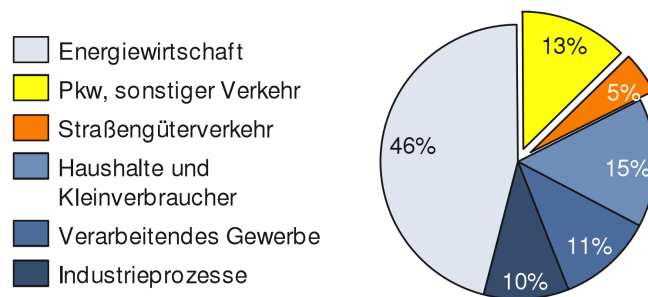


Abbildung 1.3: Aufschlüsselung der Treibhausgas-Emissionen in der EU 2010 (Eckstein et al., 2012)

Dieser hohe Anteil an fossilen Energieträgern führt zu einem hohen Ausstoß an Treibhausgasen, der als hauptsächliche Ursache für die globale Erwärmung und deren negative Auswirkungen angesehen wird. Um diesen von Menschen verursachten Beitrag zum Treibhauseffekt einzudämmen, wurde am 11. Dezember 1997 im Rahmen der Klimakonvention der Vereinten Nationen das sog. Kyoto-Protokoll beschlossen, das die teilnehmenden Staaten zur Reduktion des Ausstoßes von Treibhausgasen verpflichtet. Dies führt zu immer strengeren Grenzwerten beispielsweise beim CO<sub>2</sub>-Ausstoß von Neufahrzeugen. In der EU Verordnung (EG) Nr. 443/2009 (2009) sind Grenzwerte für den durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Ausstoß von Neuwagen ab dem Jahr 2020 von 95 g/km vorgesehen.

---

E-Fahrzeuge stellen aus derzeitiger Sicht die viel versprechendste Lösung für nachhaltige Mobilität dar. Sie bieten nicht nur den Vorteil der lokalen Emissionsfreiheit, die die Luftqualität vor allem in Großstädten wesentlich verbessern könnte, sondern eröffnen die Möglichkeit bei regenerativer Erzeugung von elektrischer Primärenergie auch global CO<sub>2</sub>-neutral betrieben werden zu können. Zusätzlich könnten durch den Einsatz intelligenter Stromnetze (sog. „Smart Grids“) die Batterien der mit dem Netz verbundenen Fahrzeuge als Speicher verwendet werden, was bei dem zunehmenden Einsatz von erneuerbaren Energien aufgrund der schwankenden Erzeugung immer mehr an Bedeutung gewinnt. Im Gegensatz zu Strom können auf fossilen Energieträgern basierende Kraftstoffe nicht CO<sub>2</sub>-neutral produziert werden. Betrachtet man jedoch die derzeitige Situation der Stromerzeugung, so verursachen E-Fahrzeuge aufgrund des Stromverbrauches einen nicht unwesentlichen CO<sub>2</sub>-Ausstoß. Die Endlichkeit der Erdölvorkommen und die damit verbundene Preisvolatilität eröffnet der Elektromobilität zunehmende Chancen in Zukunft auch preiswerter zu sein als konventionelle Fahrzeuge. Auch die Wartungskosten durch den Wegfall eines zentralen Verbrennungsmotors und mechanischen Antriebsstrangs werden voraussichtlich geringer sein. Zusätzlich gibt es Regelungen der Gesetzgeber, die lokal emissionsfreie Fahrzeuge fördern. Ein großes Problem der Elektrofahrzeuge ist bis heute die im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen sehr geringe Reichweite. Diese ist zurückzuführen auf die im Vergleich zu anderen Energieträgern sehr geringe volumetrische sowie gravimetrische Speicherdichte einer Batterie. Hinzu kommen die derzeit noch hohen Kosten für eine Batterie mit akzeptabler Speicherkapazität, welche zu einem verglichen mit konventionellen Fahrzeugen hohen Gesamtpreis von E-Fahrzeugen führen.

Die Klimaanlage als größter Nebenverbraucher in PKW's trägt wesentlich zur Umweltbelastung bei. So sind heute nahezu alle Neufahrzeuge mit einer Klimaanlage ausgestattet. Diese trägt nämlich nicht nur zum Komfort bei, sondern erhöht auch die Verkehrssicherheit durch Verhinderung von Scheibenbeschlag und der Ermüdung des Fahrers. Laut Mager (2003) sind im globalen Mittel ca. 10 % der gesamten CO<sub>2</sub>-Emissionen eines Fahrzeuges auf die Klimaanlage zurückzuführen. Sie erhöht dabei nicht nur indirekt den Ausstoß von Treibhausgasen durch den erhöhten Treibstoffverbrauch, sondern auch direkt durch Kältemittelaustritt aus den unvermeidbaren Leckagen einer Klimaanlage. Im Gegensatz zu konventionellen Fahrzeugen gestaltet sich die Klimatisierung von Hybrid- und E-Fahrzeugen deutlich aufwendiger. Die teilweise oder gänzlich wegfallende Abwärme des Verbrennungsmotors muss durch geeignete Konzepte ersetzt werden. Derzeit verwendete elektrische Zuheizer verringern die Reichweite der Elektrofahrzeuge drastisch. Zusätzlich können weitere Anforderungen, wie die Kühlung oder Beheizung der Batterie hinzukommen.

Das Ziel dieser Arbeit war die Erarbeitung und Bewertung von Konzepten zur Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben. Aufgrund der bereits genannten Problematik bezüglich Reichweite wurde dabei besonderes Augenmerk auf Energieeffizienz gelegt. Ein ausgewählter Kältekreislauf mit der Möglichkeit des Wärmepumpenbetriebs durch Kreislaufumkehr wurde dazu am Systemprüfstand vermessen und anschließend in einem E-Fahrzeug integriert. Der berechnete Jahresenergieverbrauch wurde schließlich mit dem des Originalsystems (konventionelle Kälteanlage mit elektrischer Heizung) verglichen. Alle diskutierten Kältekreisläufe boten dabei die Möglichkeit des Wärmepumpenbetriebs, da dies als eine der viel versprechendsten Möglichkeiten zur energieeffizienten Beheizung der Fahrgastzelle gesehen wird. Bei der Nutzung von Luft als Wärmequelle führt der Wärmepumpenbetrieb bei niedrigen Umgebungstemperaturen zur Vereisung des Außenraumwärmetauschers. Deshalb waren auch das Systemverhalten bei der Vereisung des Außenraumwärmetauschers sowie mögliche Enteisungsstrategien zentrale Themen dieser Arbeit.

Der Inhalt dieser Arbeit wurde in folgende Kapitel gegliedert:

- Kapitel 2:** beschreibt den Stand der Technik der Innenraumkonditionierung von PKWs, die Unterschiede bei Hybrid- und E-Fahrzeugen im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen, verwendbare bzw. verwendete Prozesse zur Erzeugung von Kälte- bzw. Wärme und dazugehörige Anlagen sowie Kältemittel. Des Weiteren werden die Besonderheiten von Kälteanlagen mit dem Kältemittel R-744 erläutert.
- Kapitel 3:** beschreibt Konzepte zur Konditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben, darunter Systeme zur Beheizung der Fahrgastzelle, kombinierte Kühl- und Heizsysteme, die Auswahl eines Kältekreislaufs für die Integration in das Versuchs-E-Fahrzeug und generelle Konzepte zur Senkung des Energieverbrauchs der Klimaanlage.
- Kapitel 4:** dokumentiert die Vermessung des Originalsystems des Versuchsfahrzeugs zur Innenraumkonditionierung sowie des ausgewählten Kältekreislaufs mit der Möglichkeit des Wärmepumpenbetriebs am Systemprüfstand. Letzterer wurde auch hinsichtlich seines Verhaltens bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers untersucht und danach in dem Versuchsträger implementiert. Um die Funktionsfähigkeit auch im Fahrzeug nachzuweisen, wurden anschließend an die Messungen am Systemprüfstand Fahrzeugmessungen durchgeführt.
- Kapitel 5:** beinhaltet die verwendeten Ansätze zur Modellierung von Kältekreisläufen bzw. Wärmepumpensystemen sowie Eisbildungs- und Enteisungsprozessen.
- Kapitel 6:** beschreibt das Verhalten eines Wärmepumpensystems bei Eisbildung am Außenraumwärmetauscher sowie geeignete Methoden zur messtechnischen Erkennung der Eisbildung und energieeffizienten Enteisung durch die energetische Betrachtung des Gesamtprozesses.
- Kapitel 7:** um die Energieeinsparungen mit dem ausgewählten Kältekreislauf mit der Möglichkeit des Wärmepumpenbetriebs im Vergleich zum Originalsystem des Versuchsfahrzeugs zu quantifizieren, wurde eine Berechnung des Jahresenergieverbrauchs für beide Systeme durchgeführt.
- Kapitel 8:** beinhaltet eine Zusammenfassung der Arbeit sowie einen Ausblick auf weitere Entwicklungen.

Die wesentlichen eigenen Publikationen, die mit in diese Arbeit eingeflossen sind, lauten:

- Steiner et al. (2012): Hocheffizientes Kühl- und Heizsystem für Elektro- und Hybridfahrzeuge basierend auf dem umweltfreundlichen Kältemittel CO<sub>2</sub> (R744). Publizierbarer Endbericht, Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG).
- Steiner und Rieberer (2012): Investigation of a Reversible Cooling and Heating System for Electric Vehicles using CO<sub>2</sub> as Working Fluid under Frosting Conditions. 10<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Delft, Niederlande.
- Steiner und Rieberer (2013): Parametric Analysis of the Defrosting Process of a Reversible Heat Pump System for Electric Vehicles. Applied Thermal Engineering, Volume 61, S. 393–400.

In weiterer Folge wird nicht mehr gesondert auf diese verwiesen.

# 2 Kapitel

## Stand der Technik und des Wissens

Dieses Kapitel beschreibt den derzeitigen Stand der Technik und des Wissens für die Innenraumkonditionierung von PKWs. Dazu wird unter anderem auf die Anforderungen an eine PKW-Klimaanlage sowie deren Beitrag zum Treibhauseffekt eingegangen. Des Weiteren werden die Unterschiede zwischen konventionell angetriebenen Fahrzeugen und Elektrofahrzeugen diskutiert und die Funktionsweise einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe erklärt. Danach wird die Kompressionskältemaschine als die am meisten genutzte Kälteanlage im PKW beschrieben. Anschließend werden die Anforderungen, Kennzahlen und gesetzlichen Regelungen für Kältemittel diskutiert sowie die Besonderheiten von Klimaanlagen mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub> beschrieben.

### 2.1 Innenraumkonditionierung von PKWs

Die Innenraumkonditionierung von PKW's ist eine komplexe Aufgabe, bei der neben den entsprechenden Sicherheitsanforderungen (Verhindern von Scheibenbeschlag etc.) und hygienischen Erfordernissen vor allem die Behaglichkeit der Passagiere gewährleistet werden soll. Letzteres erhöht nicht nur den Komfort, sondern soll auch die Konzentrationsfähigkeit des Fahrers verbessern.

Im Gegensatz zum Fahrgastraum eines PKWs wurden für geschlossene Räume bereits umfangreiche Untersuchungen durchgeführt. Diese können zwar nicht einfach auf die PKW-Klimatisierung übertragen werden, geben aber viele wichtige Anhaltspunkte. Einige prinzipielle Unterschiede zwischen der Klimatisierung eines Büroraumes und des Fahrgastraumes

eines PKW sind in Tabelle 2.1 dargestellt. Um die erforderlichen Kühl- und Heizleistungen in eine Fahrzeugkabine einbringen zu können, werden wesentlich höhere Luftwechselraten als in einem Büroraum benötigt und der Passagier ist teilweise hohen Luftgeschwindigkeiten (Anbläsung durch Mannanströmer) ausgesetzt. Zusätzlich gibt es im Fahrzeug wenig Schutz gegen direkte Sonneneinstrahlung.

Tabelle 2.1: Unterschiede zwischen der Klimatisierung eines Büroraumes und des Fahrgastraumes (Großmann, 2010)

Kenngröße	Büroraum	Fahrgastraum eines PKW
Volumen	Ca. 30 m <sup>3</sup>	Ca. 3 m <sup>3</sup>
Luftwechselrate	2-8 h <sup>-1</sup>	10-200 h <sup>-1</sup>
Luftgeschwindigkeit	Ca. 0,2 m/s	bis 5 m/s
Direkte Sonneneinstrahlung	Schutz Vorhanden	Wenig Schutz vorhanden

### 2.1.1 Anforderungen an eine PKW-Klimaanlage

Nach DIN 1946-3 (2006) muss eine PKW-Klimaanlage die folgenden Funktionen erfüllen können:

- Komfortables Klima bei allen Umgebungsbedingungen
- Vermeidung einer möglichen Verkehrsfährdung bei instationären Vorgängen wie Aufheizen, Scheibenenteisung, Entfeuchtung im Winter und Abkühlung im Sommer sowie Minimierung der Komfortbeeinträchtigung
- Beibehaltung der Konzentrationsfähigkeit des Fahrers und der Fahrgäste sowie die Vermeidung vor vorzeitigen Ermüdungserscheinungen
- Schnelle Enteisung und Beschlagfreihaltung der Scheiben

Betrachtet man das europäische Klima, so zeigt sich, dass in den meisten Regionen deutlich öfter der Heizbetrieb erforderlich ist als der Kühlbetrieb und auch höhere Leistungen dafür benötigt werden. Jung et al. (2011) bezifferten die benötigten Leistungen zur Abdeckung der europäischen Klimabedingungen im Stationärbetrieb (Aufrechterhaltung einer Innenraumtemperatur von 22 °C) in einem PKW mit 4,5 kW für den Heizbetrieb und 2,3 kW für den Kühlbetrieb (Abbildung 2.1). Für den Instationärbetrieb (z.B. Aufheizung einer kalten Fahrgastzelle oder Abkühlung eines in Sonnen gestandenen PKWs) sind höhere Leistungen erforderlich. Zusätzlich variieren diese Richtwerte je nach Größe und Form der Fahrgastzelle, Anzahl der Insassen, Sonneneinstrahlung und weiterer Faktoren wie z.B. die Fläche der Fensterscheiben. Vergleicht man die von der Klimaanlage benötigten Leistungen mit der Antriebsleistung eines PKWs während eines NEFZ (Neuer europäischer Fahrzyklus), so liegen diese durchaus in der selben Größenordnung.

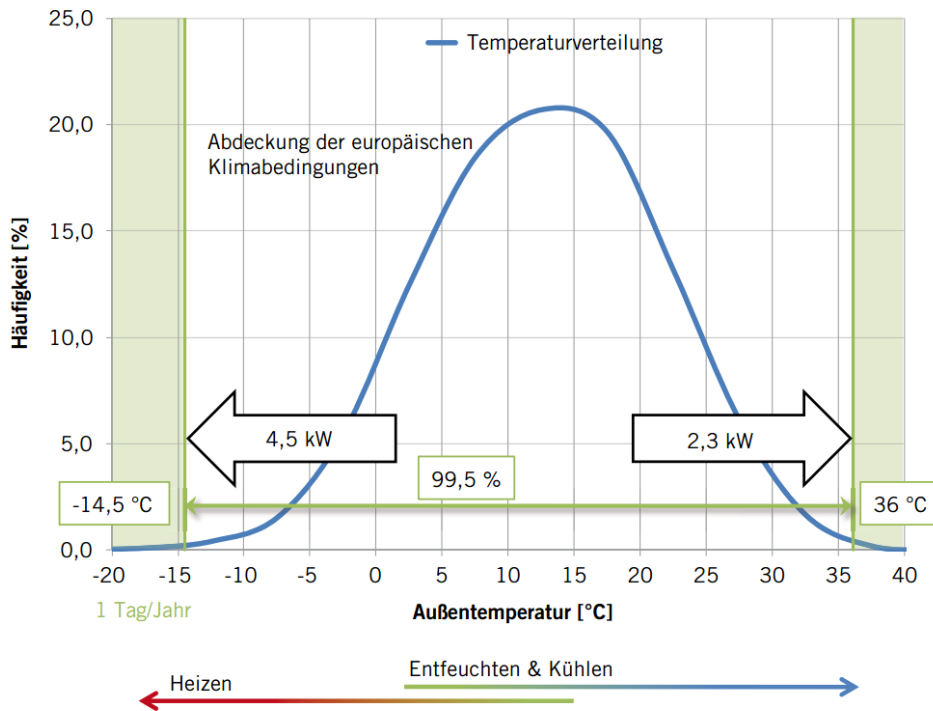


Abbildung 2.1: Anforderungen an eine PKW Klimaanlage (Jung et al., 2011)

### 2.1.2 Thermische Behaglichkeit

Ein Ziel des Betriebs der Klimaanlage ist für die thermische Behaglichkeit der Passagiere zu sorgen. Grundsätzlich hängt die thermische Behaglichkeit eines Menschen von folgenden Faktoren ab (Rieberer, 2011):

- Persönliche Faktoren
  - Tätigkeit, Aktivitätsgrad
  - Bekleidung
  - Aufenthaltsdauer
  - Thermische und stoffliche Belastung
  - Belegung bzw. Anzahl der Personen
- Raumlufttechnische Faktoren
  - Lufttemperatur
  - Luftfeuchte
  - Luftgeschwindigkeit
  - Luftaustausch
  - Reinheit der Luft

- Räumliche Faktoren
  - Oberflächentemperatur
  - Lufttemperatur
  - Wärmequellen
  - Schadstoffquellen

Eine objektive Bewertung des Klimakomforts in einem Fahrzeug ist schwierig. Daher wird meist eine Vielzahl von Testfahrten bei extremen Bedingungen durchgeführt, um subjektive Beurteilungen zu erhalten. Es gibt aber auch anerkannte Verfahren zur Beurteilung des thermischen Komfort aus der Gebäudeklimatisierung die für ein Fahrzeug angewendet werden (Großmann, 2010):

- **Predicted Mean Vote (PMV) Index:** gibt die vorhergesagte mittlere Bewertung des thermischen Empfindens einer großen Gruppe von Personen an. Dies wird durch eine Skala von -3 (kalt) bis +3 (heiß) wiedergegeben. Der ideale Bereich liegt dabei zwischen -0,5 und +0,5 wobei 0 für neutrales Empfinden steht.
- **Predicted Percentage Dissatisfied (PPD) Index:** gibt den vorhergesagten Prozentsatz der Personen einer großen Gruppe an, die mit dem thermischen Komfort unzufrieden sind.

Des Weiteren gibt es Ansätze zur Verwendung eines sog. „thermischen Komfort-Dummy“. Bureau et al. (2003) zeigen beispielsweise wie mit Hilfe eines Dummy, der mit 21 Oberflächentempersensoren ausgestattet ist, Aussagen über den thermischen Komfort gemacht werden können.

### 2.1.3 Beitrag einer Klimaanlage zum Treibhauseffekt

Um den Beitrag von Fahrzeugklimaanlagen zum Treibhauseffekt abschätzen zu können, muss der gesamte Lebenszyklus betrachtet werden. Grundsätzlich kann man die durch den Betrieb einer Klimaanlage verursachten Treibhausgasemissionen in direkte und indirekte Emissionen einteilen. Papasavva und Hill (2008) erstellten ein Berechnungsprogramm namens „GREEN-MAC-LCCP“ (Life Cycle Climate Performance), das diese Emissionen während des Lebenszyklus basierend auf Annahmen für die betrachteten Kältemittel, die eingesetzte Klimaanlage, ein betrachtetes Fahrzeug sowie klimatische und umfeldbedingte Randbedingungen (Fahrzeugzulassungen etc.) berechnet. Sie berücksichtigen dabei folgende Emissionen:

- **Direkte Emissionen** (durch Austritt von Kältemittel in die Atmosphäre)
  - Austritt während des normalen Betrieb
  - Austritt durch Unfälle, Steinschläge, Produktfehler
  - Austritt durch Wartungsarbeiten
  - Austritt bei der Kältemittelrückgewinnung bei Altfahrzeugen
  - Austritt während der Produktion und Lieferung des Kältemittels
  - Atmosphärische Reaktionsprodukte bei der Zersetzung des Kältemittels

- **Indirekte Emissionen** (durch den Energieverbrauch aufgrund der Herstellung, des Betriebs und dem Recycling der Fahrzeugklimaanlage)
  - Energie zur Herstellung und Recycling der Klimaanlage
  - Energie zur Herstellung und Recycling des Kältemittels
  - Energieverbrauch durch den Betrieb der Klimaanlage
  - Energieverbrauch durch das erhöhte Fahrzeuggewicht aufgrund der Klimaanlage

Die Ergebnisse dieser Berechnungen für R-134a zeigten, dass für wärmere Klimaregionen, die indirekten Emissionen den Großteil zu den Gesamtemissionen beitragen (60-80 %), während für kältere Regionen beide Anteile ungefähr gleich groß sind (Papasavva et al., 2010). Abbildung 2.2 zeigt die Anteile der direkten und indirekten Emissionen für verschiedene Städte in verschiedenen Klimaregionen.

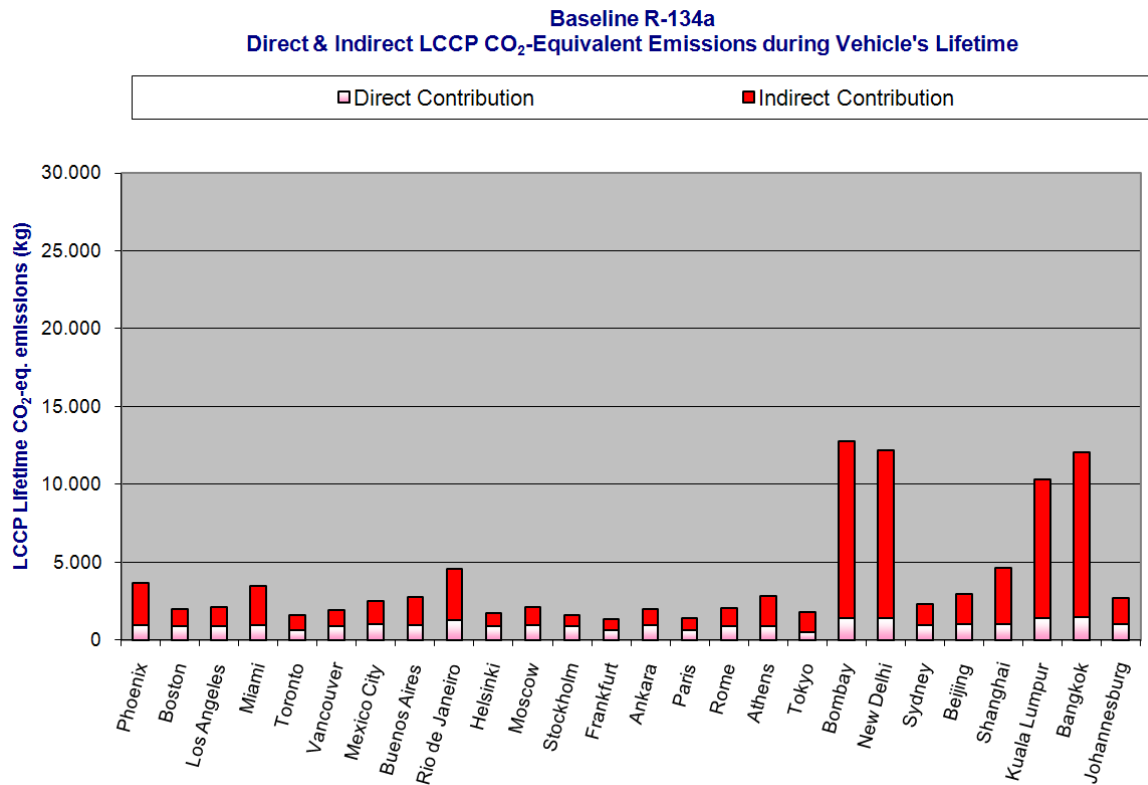


Abbildung 2.2: Direkte und indirekte Emissionen einer Klimaanlage mit R-134a (Papasavva et al., 2010)

Die Einflussfaktoren auf den Verbrauch einer Fahrzeugklimaanlage können in fahrzeugspezifische und nicht fahrzeugspezifische Größen unterteilt werden (Martin und Lechner, 2010).

- **Fahrzeugspezifische Größen:**
  - **Fahrzeugkabine (Kälteleistungsbedarf):** Das Design und die Größe der Fahrzeugkabine haben einen wesentlichen Einfluss auf den Kälteleistungsbedarf. Speziell die Sonneneinstrahlung spielt hier eine wichtige Rolle.



- **Effizienz der Kälteanlage:** Die Effizienz der Kälteanlage (COP) hat direkten Einfluss auf den Energieverbrauch der Kälteanlage. Bei einer Verdoppelung des COP wird beispielsweise nur mehr die Hälfte an Energie für dieselbe Kälteleistung benötigt.
  - **Fahrzeugschaffenheit:** Die Energie zum Betrieb der Klimaanlage wird bei konventionellen Fahrzeugen vom Verbrennungsmotor bereitgestellt. Somit ist die Effizienz des Motors entscheidend für den Kraftstoffverbrauch. Zur Berechnung des Mehrverbrauchs bedient man sich dem sog. „differentiellen Motor-Wirkungsgrad“. Dieser gibt an wieviel zusätzlicher Treibstoff bei einer zusätzlich erforderlichen Leistung benötigt wird. Neben dem Motor ist auch die Anordnung des Kältekreislaufs im Fahrzeug von Bedeutung. Im Stillstand wird der Kondensator nicht immer mit Außenluft mit Umgebungstemperatur durchströmt, sondern es kann zu einer Rückströmung kommen, bei der es zu einer Vermischung der Außenluft mit der deutlich wärmeren Luft im Motorraum kommt. Dieser Anteil der Rückströmung wird beispielsweise in der Berechnung von GREEN-MAC-LCCP mit einem konstanten Faktor von 0,3 angegeben, d.h. 30 % der Luft, die durch den Kondensator strömt, kommt aus dem Motorraum.
- **Nicht fahrzeugspezifische Größen:**
    - **Umgebungsbedingungen:** Die Umgebungstemperatur, Feuchte und Sonneneinstrahlung haben einen starken Einfluss auf die benötigte Kälteleistung der Klimaanlage.
    - **Fahrverhalten:** Da die Betriebszeit ausschlaggebend für den Verbrauch der Klimaanlage ist, kann ein erheblicher Unterschied zwischen Stadt- und Autobahnfahrt entstehen, falls der Verbrauch pro 100 km angegeben wird. Bei einer Angabe des Verbrauchs pro h würden die Unterschiede weniger stark ausfallen. Des Weiteren bestimmt die Geschwindigkeit des Fahrzeugs maßgeblich den Luftmassenstrom durch den Kondensator, welcher auch Auswirkungen auf die Leistung und Effizienz der Anlage hat.
    - **Nutzerverhalten:** Auch das Nutzerverhalten beeinflusst maßgeblich den Verbrauch der Klimaanlage. Je nach Tageszeit, Parkplatz (Sonne oder Schatten) und Fahrzeit ändern sich die Umgebungsbedingungen und somit benötigte Leistung der Klimaanlage.

## 2.2 Unterschiede zwischen konventionellen Fahrzeugen und E-Fahrzeugen

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, verursachen auch E-Fahrzeuge - je nach Art der Erzeugung der elektrischen Energie - nicht zu vernachlässigende CO<sub>2</sub>-Emissionen. Unter der Annahme des Energieverbrauchs eines durchschnittlichen E-Fahrzeuges von 20 kWh/100 km können somit - je nach vorherrschendem Strommix - die CO<sub>2</sub>-Emissionen durch den Betrieb berechnet werden. Basierend auf Daten von Klell und Cona (2009), dem deutschen Umweltbundesamt (2012) und Herminghaus (2013), zeigt Tabelle 2.2 grobe Richtwerte für die CO<sub>2</sub>-Emissionen pro Kilowattstunde je nach Art der Energieerzeugung (Annahme Gas- und Kohlekraftwerken

ohne Kraft-Wärmekopplung) sowie den Strommix in verschiedenen Regionen und den daraus resultierenden CO<sub>2</sub>-Emissionen von E-Fahrzeugen verglichen mit einem konventionellen Fahrzeug.

Tabelle 2.2: CO<sub>2</sub>-Emissionen eines durchschnittlichen E-Fahrzeuges (Energieverbrauch von 20 kWh/100 km) je nach Art der Stromerzeugung

Energiequelle	CO <sub>2</sub> -Emissionen [g/kWh]	CO <sub>2</sub> -Emissionen [g/km]
Windenergie	24	4,8
Solarenergie	27	5,4
Atomenergie	32	6,4
Wasserkraft	40	8,0
Gaskraftwerk	428	85,6
Kohlekraftwerk	1000	200
Strommix Deutschland	550	110
Strommix EU	450	90
Strommix China	1000	200
VW Golf VII, 1,4 l TSI		113 <sup>1</sup>

Es zeigt sich also, dass beispielsweise bei dem in Deutschland vorliegendem Strommix, die von einem E-Fahrzeug verursachten CO<sub>2</sub>-Emissionen im selben Bereich liegen, wie die eines modernen Verbrennungsmotors. Der Betrieb eines E-Fahrzeuges in China hingegen verursacht sogar mehr als das gewählte Vergleichsfahrzeug mit Benzinmotor. Hinsichtlich der CO<sub>2</sub>-Bilanz scheint also der Einsatz von E-Fahrzeugen nur in Kombination mit regenerativen Energien wie Solar-, Wind-, oder Wasserkraft sinnvoll. Prinzipiell wäre diesbezüglich auch der Einsatz von Atomenergie als kohlenstofffreie Technologie möglich. Aufgrund der sich dabei ergebenden Gefahren sowie des nicht gelösten Problems der Entsorgung des atomaren Abfalls stellt die Atomkraft aus derzeitiger Sicht keine nachhaltig sinnvolle Alternative dar.

### 2.2.1 Speicherdichten der Energieträger

Tabelle 2.3 zeigt einen Vergleich der Speicherdichten von verschiedenen Energieträgern und verdeutlicht den großen Nachteil einer Batterie mit derzeitigem Entwicklungsstand im Vergleich zu anderen Energieträgern. So hat beispielsweise ein Lithium-Ionen-Akku - die derzeit bevorzugte Technologie - eine um mehr als 20 mal niedrigere volumetrische und 60 mal niedrigere gravimetrische Speicherdichte als Benzin- oder Dieselmotorkraftstoff.

Brinkman et al. (2012) zeigten einen anschaulichen Vergleich von Gewicht und Volumen der Energieträger Diesel, Erdgas sowie Wasserstoff mit einer Lithium-Ionen Batterie (Abbildung 2.3) für eine Reichweite von 500 km. Dabei zeigen sich deutlich die großen Unterschiede einer Lithium-Ionen-Batterie im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff sowohl im Gewicht als auch im Volumen. Systeme basierend auf Gas oder Wasserstoff sind wesentlich leichter, benötigen im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff aber ebenfalls mehr Bauraum.

---

<sup>1</sup>Quelle: Volkswagen (2013)

Tabelle 2.3: Speicherdichten von Energieträgern (vgl. Erdmann (2009))

Kraftstoff	Volumetrische Speicherdichte [kWh/dm <sup>3</sup> ]	Gravimetrische Speicherdichte [kWh/kg]	Dichte [kg/dm <sup>3</sup> ]
Benzin	9,0	12,0	0,76
Diesel	9,9	11,8	0,84
Flüssiggas (LPG)	6,7	12,3	0,53
Erdgas (200 bar)	1,9	12,1	0,16
Wasserstoff (300 bar)	0,9	33	0,03
Lithium-Ionen Akku	0,3 - 0,4	< 0,2	> 1,5

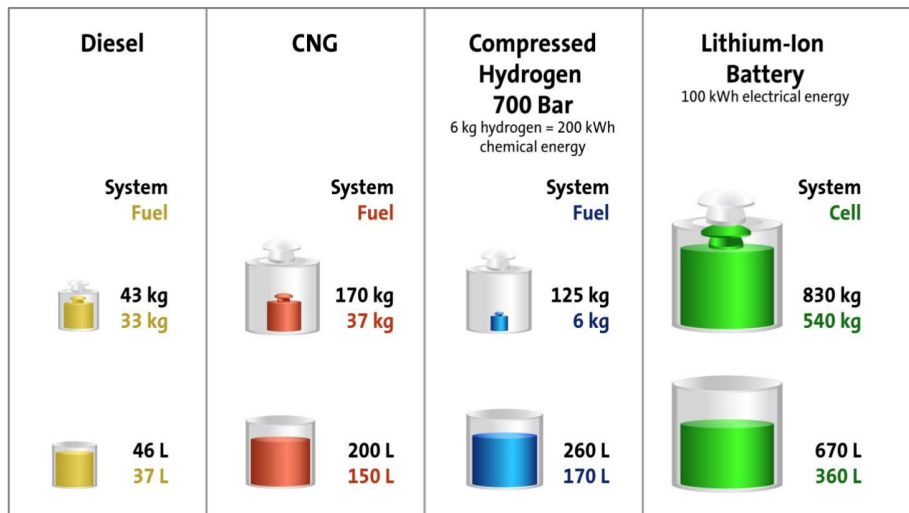


Abbildung 2.3: Vergleich von Energiespeichersystemen für eine Reichweite von 500 km (Brinkman et al., 2012)

### 2.2.2 Energieflüsse im Fahrzeug

Horst et al. (2012) bezifferten die im Bestpunkt bei modernen Verbrennungsmotoren umgesetzte mechanische Energie im Fahrzeug mit Rund einem Drittel der chemisch gebundenen Energie. Zwei Drittel gehen ihm zufolge als Abwärme verloren, was somit die größte ungenutzte Energiequelle im Fahrzeug darstellt. Abbildung 2.4 zeigt einen Vergleich der Energieflüsse eines konventionellen Fahrzeuges (vgl. Roesky und Schulze (2007)) mit einem Elektrofahrzeug. Zielgröße ist dabei jeweils eine mechanische Antriebsleistung von 6 kW, was etwas mehr ist als die mittlere Leistung für das Durchfahren eines NEFZ.

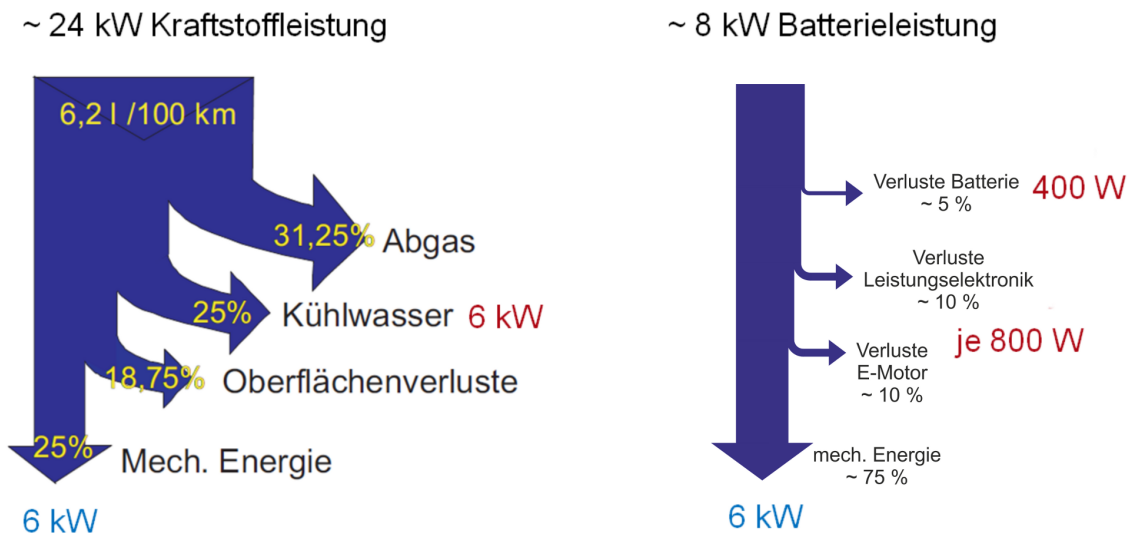


Abbildung 2.4: Vergleich der Energieflüsse eines konventionelle Fahrzeuges mit einem Elektrofahrzeug (vgl. Roesky und Schulze (2007))

Es ist deutlich ersichtlich, dass bei einem konventionellen Fahrzeug der Gesamtwirkungsgrad wesentlich kleiner ist, was zu erheblichen Wärmeverlusten in das Abgas sowie ins Kühlwasser führt. Letztgenannte Verluste sind ausreichend groß um eine gute Innenraumbeheizung zu ermöglichen. In einem Elektrofahrzeug dagegen, sind die anfallenden Verluste viel geringer. Je nach Wirkungsgrad der Leistungselektronik, des E-Motors sowie den Verlusten der Batterie fallen in dem gezeigten Beispiel grob 2 kW als Abwärme an. Dies ist erstens bei geringen Außentemperaturen für die Beheizung der Fahrgastzelle nicht ausreichend und zweitens fällt die Abwärme verteilt in mehreren Komponenten an, was eine einfache Nutzung erschwert.

## 2.3 Funktionsweise einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe

Mit Hilfe einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe kann Wärme unter Aufwendung von Arbeit entgegen einem Temperaturgradienten von einem Reservoir mit niedrigerer Temperatur in ein Reservoir mit höherer Temperatur transportiert werden. In diesem Abschnitt werden dazu Anlagen und Prozesse vorgestellt, die somit auch für die Innenraumkonditionierung eines PKW prinzipiell geeignet wären. Des Weiteren werden Kennzahlen beschrieben mit denen

diese Anlagen charakterisiert werden können. Abschließend wird die Kompressionskältemaschine, die heute Standard in der PKW-Klimatisierung ist und auch häufig als Wärmepumpe genutzt wird, näher beschrieben.

### 2.3.1 Anlagen und Prozesse

Die wichtigsten Anlagen und Prozesse zur Kälte- bzw. Wärmeerzeugung werden im Folgenden in Anlehnung an Rieberer et al. (2009) aufgelistet:

- **Kaltdampfprozess:** dieser Prozess wird in der Praxis sehr häufig für Kälteanlagen und Wärmepumpen als Kompressionskältemaschine eingesetzt, die Standard in heutigen PKWs ist. Sie wird in Abschnitt 2.3.3 beschrieben.
- **Thermisch angetriebene Prozesse:** bei den thermisch angetriebenen Prozessen wird die ansonsten zum Antrieb benötigte mechanische Arbeit durch Wärme auf hohem Temperaturniveau ersetzt.
  - **Dampfstrahl-Kälteanlage:** hierbei wird Kältemittel unter Wärmezufuhr bei hohem Druck verdampft. Dieser Dampf wird dem Dampfstrahlapparat als Treibdampf zugeführt und saugt den Kältemitteldampf aus dem Verdampfer ab.
  - **Absorptions-Kälteanlage:** ist der bekannteste Vertreter der thermisch angetriebenen Prozesse. Dabei ist in der Kälteanlage ein Lösungsmittelkreislauf vorhanden, der als sog. „thermischer Verdichter“ arbeitet. Zum Betrieb dieser Anlage werden 2 Stoffe benötigt, ein Kältemittel und ein Lösungsmittel. Häufig verwendete Stoffpaare sind Ammoniak und Wasser meist für Verdampfungstemperaturen unter 0°C sowie Wasser und Lithiumbromid über 0°C.
  - **Adsorptions-Kälteanlage:** dabei wird ein Feststoff (z.B. Silicagel oder Zeolithe) als Sorptionsmittel eingesetzt. Da dieses nicht umgewälzt werden kann, arbeitet die Adsorptions-Kälteanlage diskontinuierlich, d.h. nach jedem Zyklus ist ein Wechsel der Wärmequelle und -senke erforderlich.

Es gab bereits auch Ansätze für thermisch angetriebene Anlagen in Fahrzeugen (siehe z.B. Vasta et al. (2009)), aufgrund der Komplexität und des hohen Platzbedarfs konnten sie sich bislang allerdings nicht durchsetzen.

- **Kaltgasprozesse:** hier befindet sich das Kältemittel stets in der gasförmigen Phase, es findet also keine Phasenänderung statt. Als Kältemittel werden beispielsweise Luft, Helium oder Wasserstoff verwendet.
  - **Joule-Brayton-Prozess:** dieser Prozess besteht aus zwei isentropen und zwei isobaren Zustandsänderungen (siehe Abbildung 2.5) und dient beispielsweise auch als Vergleichsprozess für die ablaufenden Vorgänge in Gasturbinen. Anstelle des bei Kaltdampfanlagen üblichen Drosselventils, verwendet man hier eine Expansionsmaschine, um eine möglichst isentrope Expansion zu ermöglichen, die benötigt wird, um bei (nahezu) idealen Gasen eine ausreichende Temperaturabsenkung zu erreichen. Dieser Prozess wird beispielsweise in Luft-Kälteanlagen für die Innenraumkonditionierung von Flugzeugen und teilweise auch Zügen eingesetzt.

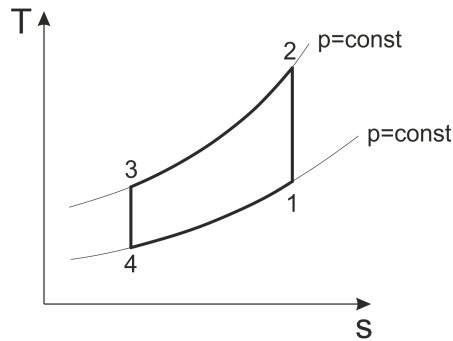


Abbildung 2.5: Darstellung des Joule-Brayton-Prozess im Ts-Diagramm

- **Stirling-Prozess:** dieser Prozess besteht aus zwei isothermen und zwei isochoren Zustandsänderungen (siehe Abbildung 2.6). Durch den Verlauf der Isochoren für ideale Gase ermöglicht der Stirling-Prozess die gleiche Effizienz wie der Carnot-Prozess. Der sog. Stirling-Motor arbeitet nach dem Stirling-Prozess und besteht im Prinzip aus zwei Kolbenmaschinen, die durch einen Regenerator miteinander verbunden sind. Speziell im Tieftemperaturbereich (Gefiertechnik) ist der Stirling-Prozess Kaltdampfprozessen überlegen, in der Klima und Kältetechnik dagegen unterlegen. Problematisch sind die aufwändige Kinematik zur Erreichung der geforderten Zustandsänderungen, der Regenerator sowie die Abdichtung des Systems.

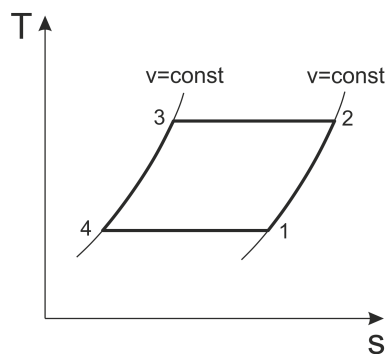


Abbildung 2.6: Darstellung des Stirling-Prozess im Ts-Diagramm

- **Vuilleumier-Prozess:** dieser Prozess ist dem Stirling-Prozess sehr ähnlich, dabei wird durch einen thermisch angetriebenen Stirling-Kraftprozess ein Stirling-Kälteprozess angetrieben.
- **Thermoelektrische, -magnetische und -akustische Prozesse:** in dieser Untergruppe gibt es eine Reihe von Prozessen zur Zu- bzw. Abfuhr von Wärme. Die bekanntesten genutzten Effekte sind die folgenden:
  - Peltier hat die Umkehrung des bei Thermoemeten genutzten Seebeck-Effekts vorgeschlagen. Aufgrund des Stromflusses durch eine Lötstelle von zwei unterschiedlichen Materialien wird je nach Stromrichtung Wärme abgegeben bzw. aufgenommen.
  - Manche Stoffe setzen bei der Magnetisierung Wärme frei. Diese Wärme kann durch

eine Kühlflüssigkeit abgeführt werden. Bei der anschließenden Entmagnetisierung nimmt der Stoff wiederum Wärme auf wodurch er zur Kühlung verwendet werden kann. Systeme, die dieses Prinzip verwenden, sind meist sehr effizient aber teuer, wodurch sie bislang nur in der Tieftemperaturtechnik eingesetzt werden.

- Thermoakustische Prozesse nutzen die Abkühlung und Erwärmung eines Gases, das durch einen Schallgenerator in einem geschlossenen Rohr komprimiert und expandiert wird.

### 2.3.2 Kennzahlen

Im Folgenden werden wichtige Kennzahlen zur Beschreibung einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe aufgelistet.

- **Leistungszahl  $\varepsilon$** : die Leistungszahl  $\varepsilon$ , auch bekannt als COP (Coefficient of Performance), ist das Verhältnis von nutzbarer Kälte- bzw. Wärmeleistung  $\dot{Q}$  im Verhältnis zur dafür aufgewendeten Leistung  $P$  (Gl. 2.1). Sie kann auch Werte größer als 1 annehmen, da ein Teil der nutzbaren Wärme nur von einem Temperaturniveau auf ein anderes gehoben wird.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{K/W}}{P} \quad (2.1)$$

Betrachtet man die Änderung der benötigten Antriebsleistung in Abhängigkeit von der Leistungszahl, so ergibt dies einen nicht-linearen Zusammenhang. Grundsätzlich gilt, je höher die Leistungszahl, desto niedriger ist die benötigte Antriebsleistung, aber desto niedriger ist auch die prozentuale Differenz bei Änderung der Leistungszahl (Abbildung 2.7). Ändert sich beispielsweise die Leistungszahl von 2 auf 3, so sinkt die benötigte Antriebsleistung um 17%, während sie bei einer Änderung des COPs von 3 auf 4 nur mehr um 8% sinkt.

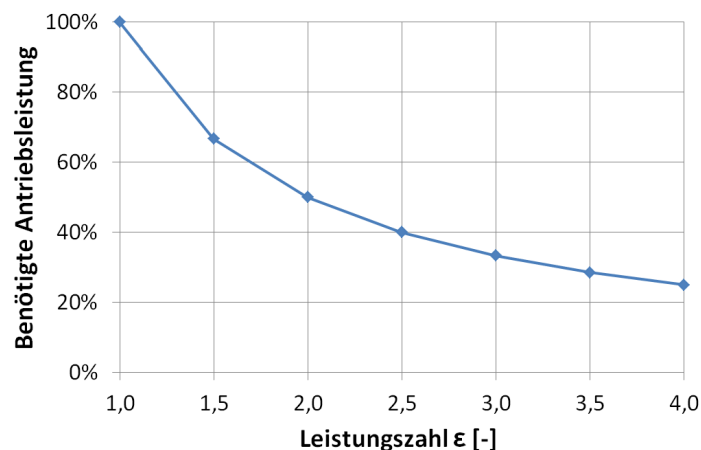


Abbildung 2.7: Zusammenhang zwischen Leistungszahl und benötigter Antriebsleistung

- **Gütegrad  $\eta$ :** der Gütegrad stellt ein Maß für die inneren Verluste einer Maschine dar. Er gibt das Verhältnis zwischen einem tatsächlichen Prozess und einem theoretischen Vergleichsprozess an. Im Fall von Kompressionskälteanlagen kann sich der Gütegrad beispielsweise auf den Carnot-Prozess beziehen (Gl. 2.2).

$$\eta_G = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_C} \quad (2.2)$$

- **Jahresarbeitszahl:** die Jahresarbeitszahl (JAZ) wird im Zusammenhang mit Kälteanlagen und Wärmepumpen verwendet, um unter anderem veränderliche Umgebungsbedingungen am jeweiligen Einsatzort sowie instationäre Vorgänge zu berücksichtigen. Die Berechnung erfolgt als Verhältnis Nutzenergie in Form von Wärme zu der dafür benötigten elektrischen Energie nach Gl. 2.3. Die englischen Bezeichnungen für die Jahresarbeitszahl lauten Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER) oder Seasonal Performance Factor (SPF).

$$JAZ = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Heiz} dt}{\int_{t_1}^{t_2} P_{el} dt} \quad (2.3)$$

### 2.3.3 Kompressionskältemaschine

Die Kompressionskältemaschine ist eine weit verbreitete Technik zur Kälte- bzw. Wärmeerzeugung und ist Standard in der heutigen PKW-Klimatisierung. Im Folgenden werden die Funktionsweise, Komponenten sowie die Vergleichsprozesse einer Kompressionskältemaschine beschrieben.

Der einfachste Kältemittelkreislauf einer Kompressionskältemaschine beinhaltet vier Komponenten (schematische Darstellung in Abbildung 2.8):

- Verdichter (1  $\rightarrow$  2): das gasförmige Kältemittel wird im Verdichter komprimiert, dadurch erhöhen sich Druck und Temperatur.
- Kondensator (2  $\rightarrow$  3): anschließend erfolgt eine Kondensation des Kältemittels im Kondensator, dabei wird Wärme abgegeben.
- Expansionsventil (3  $\rightarrow$  4): im danach folgenden Expansionsventil wird das Kältemittel entspannt, dadurch sinkt der Druck und folglich auch die Temperatur des Kältemittels (Joule-Thomson-Effekt).
- Verdampfer (4  $\rightarrow$  1): anschließend verdampft das Kältemittel unter Wärmeaufnahme im Verdampfer und gelangt dann zurück zum Verdichter.

Je nach dem ob die aufgenommene oder abgegebene Wärme genutzt wird, arbeitet das System als Kälteanlage oder Wärmepumpe.

Der Carnot-Prozess ist ein häufig verwendeter theoretischer Vergleichsprozess in der Thermodynamik. Er stellt das Optimum für einen reversiblen Kreisprozess dar, bei dem sich ein



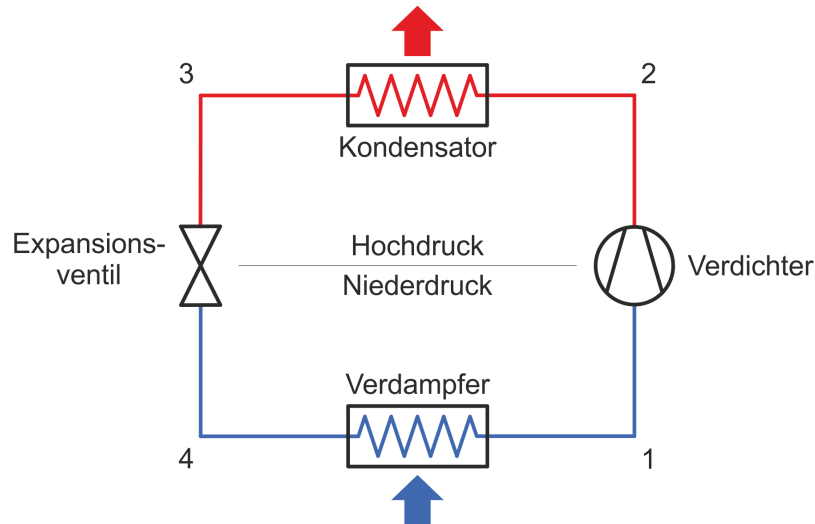


Abbildung 2.8: Schema einer Kompressionskältemaschine

Arbeitsfluid zwischen zwei Temperaturen bewegt. Abbildung 2.9 zeigt den Carnot-Prozess in einem T-s-Diagramm, wobei die jeweiligen Wärmen die eingeschlossenen Flächen sind.

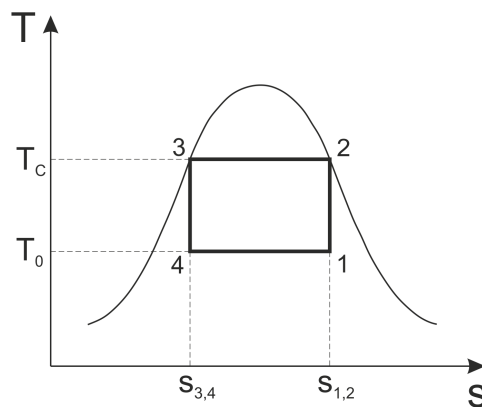


Abbildung 2.9: Darstellung des Carnot-Prozess im T-s-Diagramm

Die Leistungszahl für den Carnot-Wirkungsgrad  $\varepsilon_C$  für Kältemaschinen sowie Wärmepumpen errechnet sich jeweils aus dem Quotienten Nutzen zu Aufwand. Der jeweilige Nutzen ist für eine Kältemaschine die zugeführte spezifische Wärme und für eine Wärmepumpe die abgeführte spezifische Wärme, der Aufwand dafür jeweils die benötigte spezifische Arbeit  $w$ . Somit erfolgt die Berechnung der Carnot-Leistungszahl für eine Kältemaschine nach Gl. 2.4 und für eine Wärmepumpen nach Gl. 2.5.

$$\varepsilon_{C,K} = \frac{q_{41}}{w} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \quad (2.4)$$

$$\varepsilon_{C,W} = \frac{q_{23}}{w} = \frac{T_C}{T_C - T_0} \quad (2.5)$$

Für die technische Realisierung des Carnot-Prozesses ist eine Wärmeaufnahme sowie Wärmeabgabe bei gleichbleibender Temperatur erforderlich, was durch Verdampfung und Kondensation eines Arbeitsmediums erreicht werden kann. Somit wäre aber auch eine Kompression von Nassdampf erforderlich, was zu Flüssigkeitsschlägen am Verdichter führen würde. Deshalb wird der Prozess in der Praxis angepasst und die Verdampfung auf dem niedrigeren Temperaturniveau bis zur rechten Grenzkurve geführt. Des Weiteren wird die im Carnot-Prozess vorgesehene isentrope Expansion in einer Entspannungsturbine in das Nassdampfgebiet durch die einfachere Drosselung bei konstanter Enthalpie ersetzt. Diese Anpassungen führen zum sog. Perkins-Evans-Prozess der als Vergleichsprozess für Kompressionskälteanlagen und Kompressions-Wärmepumpen dient. Abbildung 2.10 zeigt den Perkins-Evans-Prozess im T-s-Diagramm, wobei dieser aus folgenden Abläufen besteht:

- 1 → 2: das vollständig verdampfte Kältemittel wird isentrop verdichtet
- 2 → 3: der überhitzte Kältemitteldampf wird isobar enthitzt (2 → 2') sowie anschließend kondensiert (2' → 3), dabei wird Wärme abgegeben
- 3 → 4: das kondensierte Kältemittel wird isenthalp gedrosselt
- 4 → 1: das zweiphasig vorliegende Kältemittel wird vollständig verdampft, dabei wird Wärme aufgenommen

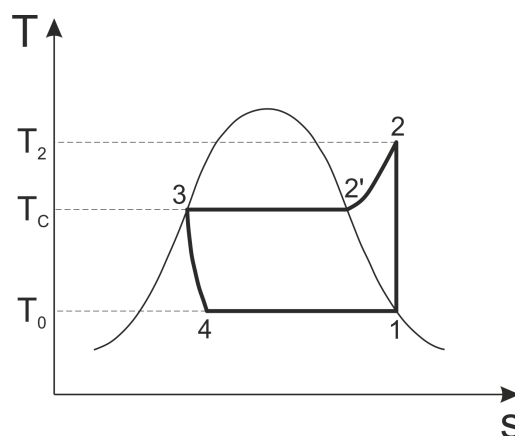


Abbildung 2.10: Darstellung des Perkins-Evans-Prozess im T-s-Diagramm

## 2.4 Kältemittel

Im Gegensatz zu Kühlmitteln, deren Ziel der Abtransport von Wärme ist, können Kältemittel in einem Kältekreislauf Wärmeenergie entgegen einem Temperaturgradienten transportieren. Das heißt die Umgebungstemperatur kann höher sein als die Temperatur des zu kühlenden Raumes bzw. im Fall einer Wärmepumpe niedriger als die des zu heizenden Raumes. Die Wahl eines geeigneten Kältemittels ist entscheidend für die Leistung und Effizienz der Kälteanlage bzw. Wärmepumpe. Speziell bei Fahrzeugen gelten sehr strenge Richtlinien bezüglich Sicherheit der Passagiere und Treibhauspotential aufgrund relativ hoher Leckageraten durch die

verwendeten riemengetriebenen Verdichter. Somit verbleiben nur einige wenige Kältemittel, die für eine Verwendung in PKWs in Frage kommen.

### 2.4.1 Anforderungen an ein Kältemittel

Die Anforderungen an ein Kältemittel sind breit gestreut, in Anlehnung an De Jaegher (2008) sollte ein Kältemittel die folgenden Eigenschaften besitzen:

#### Physikalische Eigenschaften:

- hohe spezifische Verdampfungsenthalpie und eine hohe spezifische Kälteleistung
- niedriges spezifisches Volumen um kleinere Zylinderabmessungen des Verdichters zu ermöglichen
- der Verdampfungsdruck sollte über dem Atmosphärendruck liegen um das Eindringen von Luft in die Anlage zu verhindern
- der Verflüssigungsdruck sollte nicht zu hoch sein, um schwere Konstruktionen der Maschine zu vermeiden
- niedriges Dampfdruckverhältnis und niedere Verdichtungsendtemperatur
- niedrige Viskosität für einen geringen Strömungswiderstand und niedrigen Druckabfall
- gute Wärmeübertragungseigenschaften
- geringe Wasserlöslichkeit
- gute Verträglichkeit mit Schmiermitteln

#### Chemische Eigenschaften:

- chemische Stabilität
- Inaktivität gegenüber verwendeten Werkstoffen, Luft, Feuchtigkeit und Maschinenölen
- nicht brennbar und keine Gefahr explosive Verbindungen mit der Luft zu bilden

#### Physiologische Eigenschaften:

- physiologische Verträglichkeit
- keine Reizwirkung auf Atmungsorgane
- keine Schädigung des Kühlgutes bei Leckagen
- Wahrnehmbarkeit von Leckagen (nicht geruchlos)

#### Sonstige Eigenschaften:

- Niedriger Preis
- Gute Verfügbarkeit

Da jedes Kältemittel bezüglich der genannten Anforderungen Vor- und Nachteile aufweist, ist es nötig je nach Anwendungsfall diese gegeneinander aufzuwiegen, um den bestmöglichen Kompromiss zu finden.

### 2.4.2 Kennzahlen zur Umweltverträglichkeit

Um die Umweltverträglichkeit eines Kältemittels zu kennzeichnen bedient man sich folgender drei Kennzahlen:

**Ozone Depletion Potential (ODP):** gibt das Ozonzerstörungspotential eines Stoffes an. Referenzwert ist dabei der Stoff Trichlorofluoromethane (R-11) mit folglich einem ODP-Wert von 1.

**Global Warming Potential (GWP):** gibt an wie stark ein Stoff zur globalen Erwärmung beiträgt. Als Referenzwert dient hier das Treibhausgas CO<sub>2</sub>. Um die Verweildauer eines Stoffes in der Erdatmosphäre mit zu berücksichtigen wird der GWP-Wert immer in Verbindung mit einem bestimmten Betrachtungszeitraum angegeben. R-134a hat beispielsweise einen GWP<sub>100</sub>-Wert von 1430 (Bitzer, 2012), was bedeutet dass in einem Betrachtungszeitraum von 100 Jahren 1 kg dieses Stoffes in dem selben Maße zur globalen Erwärmung beiträgt wie 1430 kg CO<sub>2</sub>.

**Total Equivalent Warming Impact (TEWI nach DIN EN 378-1 (2012)):** setzt sich zusammen aus den direkten Kältemittelemissionen in die Atmosphäre (während Betrieb und Wartung), die auf äquivalente CO<sub>2</sub>-Emissionen umgerechnet werden und aus den indirekten Emissionen, die durch einen erhöhten Energieverbrauch der Anlage resultieren. Dabei stellt  $L$  die Leckagerate pro Jahr dar,  $n$  die Betriebszeit während eines Jahres,  $M$  die Kältemittelfüllmenge,  $\alpha_R$  den Recycling-Faktor,  $E_a$  den Energieverbrauch des betrachteten Systems pro Jahr sowie  $\beta$  die CO<sub>2</sub>-Emissionen pro kWh.

$$TEWI = \underbrace{GWP \cdot L \cdot n + GWP \cdot M \cdot (1 - \alpha_R)}_{\text{direkt}} + \underbrace{n \cdot E_a \cdot \beta}_{\text{indirekt}} \quad (2.6)$$

**Life Cycle Climate Performance (LCCP):** das bereits in Kapitel 2.1.3 beschriebene Verfahren „GREEN-MAC-LCCP“ berücksichtigt ebenfalls die direkten und indirekten Kältemittelemissionen wie der vorher beschriebene TEWI. Zusätzlich werden aber auch Emissionen durch die Herstellung und das Recycling der Klimaanlage sowie des Kältemittels berücksichtigt.

### 2.4.3 Einteilung von Kältemitteln

Teilt man Kältemittel nach deren chemischer Zusammensetzung ein, so können folgende Gruppen gebildet werden können:

- **Anorganische Verbindungen:** sind traditionellerweise Verbindungen die keine Kohlenstoffatome enthalten (mit Ausnahme sehr einfacher Grundverbindungen des Kohlenstoffs), wie z.B. Ammoniak (NH<sub>3</sub>), Wasser (H<sub>2</sub>O) oder Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>).
- **Nichthalogenierte Kohlenwasserstoffe - KW (engl. Hydrocarbons - HC):** z.B. Butan R-600, Isobutan R-600a, Propan R-290
- **Halogenierte Kohlenwasserstoffe:** sind Kohlenwasserstoffe bei denen mindestens 1 Wasserstoffatom durch eines der Halogene Fluor, Chlor, Brom oder Iod ersetzt wurde. Zusätzlich wird noch zwischen vollständig halogeniert (enthalten keine Wasserstoff-Atome mehr) und teilhalogeniert unterschieden. Eine weitere Unterteilung in die für die

Bereiche Kälte-, Klima und Wärmepumpentechnik wichtigen halogenierten Kohlenwasserstoffe ist wie folgt möglich:

- Vollhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe - FCKW (engl. Chlorofluorocarbons - CFC): z.B. R-11, R-12, R-502
- Teilhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe - HFCKW (engl. Hydrochlorofluorocarbons - HCFC): z.B. R-22
- Vollhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe FKW (engl. Fluorocarbons - FC): z.B. R-14; vollständig fluorierte FKWs werden auch als „perfluorierte Fluorkohlenwasserstoffe“ oder „Perfluorcarbone“ (engl. Perfluorcarbons - PFC) bezeichnet.
- Teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe - HFKW (engl. Hydrofluorocarbons - HFC): z.B. R-134a
- Hydrofluoroolefine - HFO (engl. Hydrofluoroolefins - HFO): z.B. R-1234yf

Die weitere sehr gängige Bezeichnung „natürliche Kältemittel“ verwendet man für Substanzen, die bereits in der Biosphäre vorkommen. Dazu gehören beispielsweise Kohlenwasserstoffe wie Propan sowie alle anorganischen Stoffe wie Ammoniak, Kohlendioxid oder Wasser.

#### 2.4.4 Gesetzliche Regelung für PKWs in der EU

Die EU Richtlinie 2006/40/EG (2006) vom 17.05.2006 verbietet „fluorierte Treibhausgase mit einem Treibhauspotenzial von über 150“ (d.h. GWP-Wert  $> 150$ ) für die Verwendung in Klimaanlage von Kraftfahrzeugen der Klassen  $M_1^2$  und  $N_1^3$  mit folgenden zeitlichen Bezugspunkten:

- Seit 01.01.2011 in neuen Fahrzeugtypen
- Ab 01.01.2017 in Neu-Fahrzeugen

#### 2.4.5 Geeignete Kältemittel für PKWs sowie E-Fahrzeuge

Aufgrund der EU-Gesetzgebung muss demnach das derzeit verwendete R-134a ersetzt werden. Diesbezüglich gibt es seit mehreren Jahren einen Disput um die Wahl des zukünftigen Kältemittels. Bereits 2007 verkündete der VDA (Verband der Automobilindustrie), dass die deutschen Unternehmen der Automobilindustrie zukünftig das Kältemittel  $CO_2$  einsetzen würden. Im Jahr 2010 kam dann der plötzliche Umschwung, der VDA teilte in einer Pressekonferenz mit, dass die deutschen Automobilhersteller künftig auf das Kältemittel R-1234yf setzen werden. Dies hätte dann bereits ab dem 1.1.2011 in neuen Fahrzeugtypen eingesetzt werden müssen, aufgrund von Lieferengpässen gewährte die EU allerdings noch Aufschub bis zum 31.12.2012. Einige Automobilhersteller konnten diese Frist durch vorgezogene Typengenehmigungen umgehen. Im September 2012 folgte dann ein erneuter Schwenk von der Daimler AG zurück zum Kältemittel  $CO_2$ , da in sog. „Real-Life“-Tests festgestellt wurde,

<sup>2</sup> $M_1$ : „Für die Personenbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit höchstens acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz.“

<sup>3</sup> $N_1$ : „Für die Güterbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit einer zulässigen Gesamtmasse bis zu 3,5 Tonnen.“

dass im Großteil der untersuchten Fälle beim Austreten von R-1234yf im Motorraum eine Entzündung am heißen Abgaskrümmer erfolgt. Im November 2012 erklärte dann auch die Volkswagen AG, R-1234yf nicht in ihren Fahrzeugen verwenden zu wollen. Der Aufsichtsratsvorsitzende Ferdinand Piëch verwies darauf, dass CO<sub>2</sub> das „richtige Kältemittel“ sei (DUH, 2012).

Im Folgenden werden Kältemittel beschrieben, welche für die Innenraumkonditionierung von PKWs sowie Fahrzeugen mit Elektroantrieben unter Einhaltung der EU-Gesetzgebung als geeignet erscheinen, sowie deren Vor- und Nachteile diskutiert.

### R-744 - Kohlendioxid

Natürliche Kältemittel wie R-744 sind aus ökologischer Sicht die am besten geeignetsten Kältemittel für die PKW-Klimatisierung, sofern die Effizienz der Anlagen auf vergleichbarem Niveau mit den bisher verwendeten Kältemitteln liegt. Kohlendioxid ist ein natürlicher Bestandteil der Luft (ca. 390 ppm) und mit einem GWP-Wert von 1 besitzt es das niedrigste Treibhauspotential unter den in diesem Abschnitt aufgelisteten Kältemitteln. Da es in einigen chemischen Prozessen ohnehin als Abfallprodukt anfällt und in die Atmosphäre gelangen würde, kann der Treibhauseffekt bei einer Gewinnung aus derartigen Prozessen und Verwendung als Kältemittel vernachlässigt werden. Zudem ist R-744 nicht brennbar. Nach den jüngsten Entwicklungen scheint CO<sub>2</sub> nun auch wieder die bevorzugte Wahl der deutschen Automobilhersteller für das zukünftige Kältemittel zu sein.

Durch die im Vergleich zu R-134a wesentlich anderen Eigenschaften von R-744 (speziell die hohen Druckniveaus) ist eine komplette Abänderung der bisher verwendeten PKW-Komponenten nötig. Auch die starke Permeabilität durch Kunststoffe erfordert andere Dichtungsmaterialien in den Kälteanlagen (siehe auch Kapitel 2.5). Das dazu benötigte Know-How ist allerdings vorhanden, im Jahr 2008 rüstete beispielsweise die Firma Obrist Engineering im Auftrag des deutschen Umweltbundesamtes einen VW Touran mit einer CO<sub>2</sub>-Klimaanlage aus und wies im Vergleich zu der vorher eingebauten R-134a Anlage einen geringeren zusätzlichen Kraftstoffverbrauch auf (Graz, 2009).

Bei der Verwendung von R-744-Anlagen müssen im Fahrzeug entsprechende Sicherheitsvorkehrungen getroffen werden, da hohe CO<sub>2</sub>-Konzentrationen für den Menschen tödlich sein können (siehe Tabelle 2.4).

Tabelle 2.4: Physiologische Wirkungen von Kohlendioxid auf den Menschen (TWK GmbH, 2013)

CO <sub>2</sub> -Konzentration	Physiologische Wirkungen
bis ca. 1 Vol %	Keine
ab ca. 5 Vol %	Atemnot, Kopfschmerzen, Herzklopfen
ab ca. 10 Vol %	Benommenheit, Bewusstlosigkeit bishin zum Tod

Eine zu berücksichtigende Gefährdung besteht allerdings nur beim Auftreten großer Leckagen der Anlage in der Klimabox, die ein Eintreten hoher Konzentrationen in den Innenraum ermöglichen. Um dieses Risiko zu minimieren erscheint folgende Vorgehensweise sinnvoll:

- Erkennung einer Leckage
  - Überwachung der aus der Klimabox austretenden Luft mittels CO<sub>2</sub>-Sensoren
  - Überwachung von Größen im Kältekreislauf (Drücke etc.)
- Setzen von Maßnahmen bei einer erkannten Leckage
  - Abschaltung des Kompressors
  - Absperrung des Innenraumwärmetauschers durch Magnetventile
  - Öffnung eines Sicherheitsventils zur Ableitung der restlichen Kältemittelfüllmenge an einen „sicheren Ort“

Zusätzlich kann mit weiteren Maßnahmen das generelle Risiko verringert werden:

- Füllmengenreduktion auf ein unkritisches Maß
- Verwendung eines indirekten Systems (Durchströmung des Innenraumwärmetauschers mit Sekundärfluid anstatt Kältemittel)

### **R-1234yf - Tetrafluorpropen**

R-1234yf gehört zur Gruppe der Hydrofluoroolefine (HFO), welche sehr reaktionsfreudig sind und deshalb eine relativ kurze Lebensdauer in der Atmosphäre aufweisen, was auch für den niedrigen GWP-Wert von 4 (Bitzer, 2012) verantwortlich ist (im Gegensatz zu 1430 von R-134a). Durch die chemische Ähnlichkeit mit dem bisher verwendete Kältemittel R-134a könnten die bisher verwendeten PKW-Klimaanlagen mit vergleichsweise geringen Anpassungen weiter verwendet werden. Die somit geringen Investitionskosten für die Umrüstung waren der Hauptgrund für die Befürwortung von R-1234yf durch die Automobilindustrie.

Ein Nachteil von R-1234yf ist dessen Brennbarkeit. Laut den Vorgaben der EU Verordnung (EG) Nr. 1272/2008 (2008) wird es als „hochentzündlich“ eingestuft. Das große Problem ist dabei bei höheren Temperaturen die Freisetzung von Fluorwasserstoff, der mit Wasser zu giftiger und stark ätzender Fluorwasserstoffsäure reagiert. Diese kann die Haut durchdringen und tiefere Gewebeschichten zerstören sowie auch die Atemwege schwer schädigen. Bereits handteller-große Verätzungen können für Menschen tödlich sein. Besonders gefährlich könnten somit beispielsweise Fahrzeugbrände in einer Werkstatt oder einem Parkhaus sein.

Ein weiterer Aspekt, der die Umweltfreundlichkeit von R-1234yf relativiert, ist die Kompatibilität zu R-134a, d.h. ein für R-1234yf entwickeltes System funktioniert auch mit R-134a. Nachdem der Preis von R-1234yf deutlich über dem von R-134a liegt und letzteres noch in großen Mengen verfügbar ist, provoziert man somit eine Problematik durch Retrofitting. Nimmt man beispielsweise an, dass 10 % aller PKWs für die R-1234yf vorgesehen wäre mit R-134a befüllt werden, so ergibt sich ein gemittelter GWP-Wert von 147.

### **R-290 - Propan**

Aufgrund des niedrigen Treibhauspotentials und der günstigen Eigenschaften als Kältemittel werden auch Kohlenwasserstoffe wie Propan vermehrt in Kälteanlagen eingesetzt. Mit einem

GWP-Wert von 3 wäre auch Propan eine Alternative für die PKW-Klimatisierung. In Australien wird Propan gemischt mit Isobutan (R-600a) bereits als Kältemittel in PKWs verwendet. Auch dieses Gemisch besitzt eine Kompatibilität zu R-134a und kann in bestehende Anlagen eingefüllt werden. Hinsichtlich Energieeffizienz hat Propan Vorteile sowohl gegenüber R-744 als auch R-1234yf (vgl. z.B. Heinz und Rieberer (2008)).

Der große Nachteil ist allerdings, dass Kohlenwasserstoffe wie Propan und Isobutan hochentzündlich sind und mit Luft explosive Gemische bilden.

### Vergleich der Stoffeigenschaften

Um einen aussagekräftigen Vergleich der Kältemittel durchzuführen, wurden verschiedene physikalische Eigenschaften verglichen. Die im Folgenden aufgelisteten Stoffeigenschaften wurden mit dem Stoffwertprogramm REFPROP 9.0 (2010) berechnet. Tabelle 2.5 zeigt wichtige physikalische Eigenschaften der diskutierten Kältemittel im Vergleich zu jenen von R-134a, dem Standardkältemittel heutiger PKW-Klimaanlagen.

Tabelle 2.5: Physikalische Eigenschaften der diskutierten Kältemittel

Kältemittel	R-134a C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	R-1234yf C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	R-290 C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	R-744 CO <sub>2</sub>
Natürliche Substanz	nein	nein	nein	ja
ODP	0	0	0	0
GWP <sub>100</sub>	1430	4	3	1 (0) <sup>4</sup>
Brennbar, explosiv	Nein	Ja	Ja	Nein
Giftige/reizende Spaltprodukte bei Verbrennung	Ja	Ja	Nein	Nein
Arbeitsplatzgrenzwert [ppm]	1000	400	1000	5000
Molare Masse [kg/kmol]	102,03	114,04	44,10	44,01
Siedetemperatur bei 1,013 bar [°C]	-26,1	-29,5	-42,1	-78,7 <sup>5</sup>
Kritische Temperatur [°C]	101,1	94,7	96,7	31,1
Kritischer Druck [bar]	40,6	33,8	42,5	73,8
Sättigungsdruck bei 0 °C [bar]	2,93	3,16	4,74	34,9
Dichte des Dampfes bei 0 °C [kg/m <sup>3</sup> ]	14,4	17,7	10,4	97,7
Dichte der Flüssigkeit bei 0 °C [kg/m <sup>3</sup> ]	1295	1176	529	927
Verdampfungsenthalpie bei 0 °C [kJ/kg]	199	163	375	231
Vol. Kälteleistung bei 0 °C [kJ/m <sup>3</sup> ]	2865	2882	3880	22546

Ein wesentlicher Unterschied in den Stoffeigenschaften zeigt sich bei Betrachtung des Sättigungsdruckes bei 0 °C. Dieser ist bei R-744 ca. 10 mal höher als bei den anderen Kältemitteln. Ein direkter Vergleich der Sättigungsdrücke der Kältemittel in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur ist in Abbildung 2.12 (links) dargestellt. Die hohen Dampfdrücke von CO<sub>2</sub> haben den Nachteil der daraus resultierenden hohen Systemdrücke. Aufgrund der guten Wärmeübertragungseigenschaften sowie der großen volumenstrombezogenen Kälteleistung sind aber die inneren Volumina sowie die Kältemittelfüllmenge kleiner als bei Anlagen ähnlicher Leistung mit R-134a. Zusätzlich erfolgt bei der Expansion des in der Kälteanlage

<sup>4</sup>da es in Industrieprozessen als Abfallprodukt anfällt

<sup>5</sup>Sublimationstemperatur



vorliegenden CO<sub>2</sub> auf Umgebungsdruck meist eine Trockeneisbildung, was die Freisetzung von gasförmigen CO<sub>2</sub> verlangsamt. Abbildung 2.11 zeigt einen Vergleich der „Explosionsenergien“ von PKW-Klimaanlagen mit den Kältemitteln R-744 sowie R-134a. Bei niedrigen Umgebungstemperaturen liegt die Explosionsenergie von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen über der von Anlagen mit dem Kältemittel R-134a, bei höheren Temperaturen sind die Unterschiede deutlich geringer.

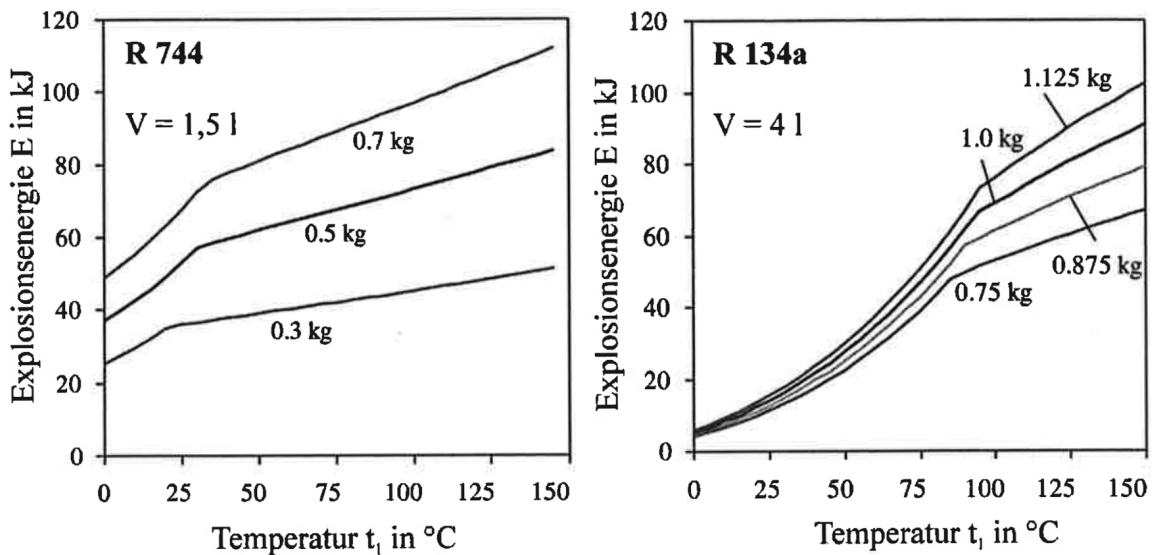


Abbildung 2.11: Vergleich der Explosionsenergie von PKW-Klimaanlagen mit den Kältemitteln R-744 sowie R-134a (TWK GmbH, 2013)

Die hohen Druckniveaus bringen aber auch Vorteile für den Wärmepumpenbetrieb. Da PKW-Anlagen aufgrund des möglichen Eindringens von Luft nicht mit Unterdruck betrieben werden, sind mit den Kältemitteln R-134a sowie R-1234yf (Abbildung 2.12 - rechts) Verdampfungstemperaturen unter ca.  $-25 \text{ °C}$  nicht möglich. Unter Berücksichtigung der Druckabfälle im System sowie der Grädigkeit der Wärmeübertrager verlieren Anlagen im Wärmepumpenbetrieb bei Verwendung dieser Kältemittel bei Außentemperaturen unter ca.  $-10 \text{ °C}$  ihre Leistungsfähigkeit. Bei CO<sub>2</sub>-Anlagen ist der Einfluss des Druckabfalls vergleichsweise gering und es ergeben sich kleinere, für den Verdichter günstigere Druckverhältnisse.

Abbildung 2.13 zeigt einen Vergleich der Verdampfungsenthalpien und Dichten der Flüssigkeiten der diskutierten Kältemittel. R-290 besitzt eine sehr hohe Verdampfungsenthalpie, was neben einer kleinen Enthalpiedifferenz bei der Verdichtung eine wichtige Voraussetzung für gute System-COPs ist. Aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur von  $31,1 \text{ °C}$  sinkt bei R-744 die nutzbare Enthalpiedifferenz bei Verdampfung bzw. Kondensation stark bei Temperaturen über  $20 \text{ °C}$ . Dies bringt Nachteile hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Effizienz bei höheren Außentemperaturen. Die Dichte der Flüssigkeiten bestimmt den erforderlichen Rohrquerschnitt in der Flüssigkeitsleitung und das Verhältnis der Dichten von Flüssigkeit und Dampf ist maßgeblich für die Blasenbildung bei Verdampfungsvorgängen (Auftrieb).

In Abbildung 2.14 sind die Sattdampfdichte sowie volumetrische Kälteleistung der Kältemittel in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur dargestellt. Die bei R-744 wesentlich

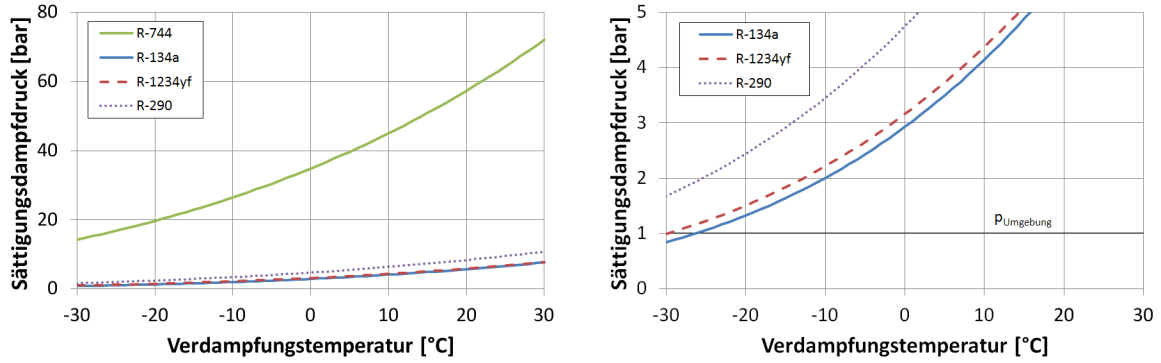


Abbildung 2.12: Vergleich der Sättigungsdampfdrücke der Kältemittel R-744, R-134a, R-1234yf sowie R-290 in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur

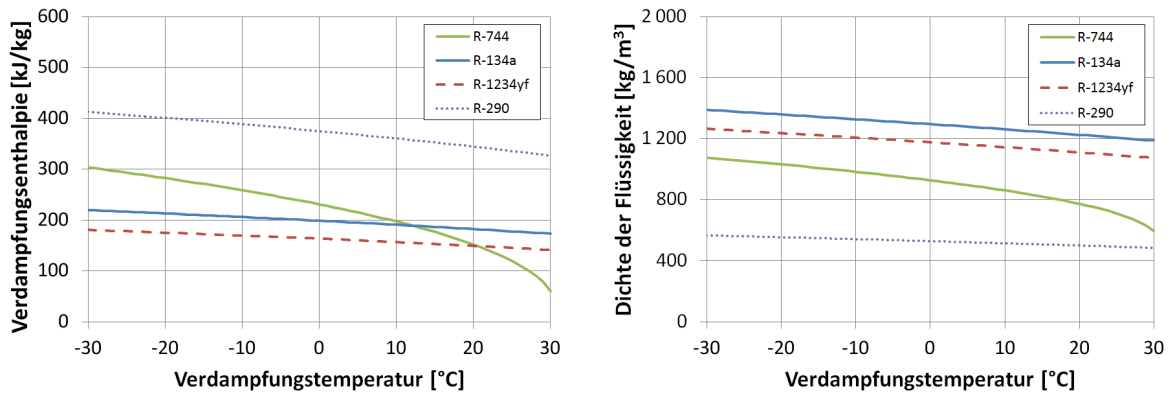


Abbildung 2.13: Vergleich der Verdampfungsenthalpie und Dichte der gesättigten Flüssigkeit der Kältemittel R-744, R-134a, R-1234yf sowie R-290 in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur

höhere Sattdampfdichte ist wie auch der hohe Sättigungsdruck ein großer Vorteil für den Wärmepumpenbetrieb und führt zu einer hohen volumetrischen Kälteleistung auch bei niedrigen Außentemperaturen. Letztere ist ein Indikator für die „Leistungsfähigkeit“ eines Kältemittels. Somit können bei der Verwendung von R-744 Verdichter mit kleinerem Hubvolumen sowie kleinere Querschnitte der Kältemittelrohre verwendet werden.

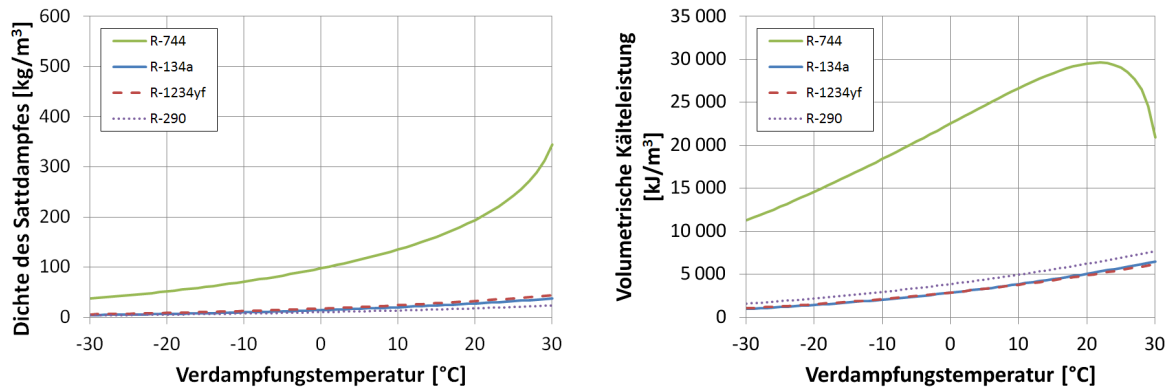


Abbildung 2.14: Sattdampfdichte und volumetrische Kälteleistung der Kältemittel R-744, R-134a, R-1234yf sowie R-290 in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur

### Weitere Alternativen

Zusätzlich zu den bereits genannten Kältemitteln gibt es noch weitere Alternativen, die prinzipiell konform mit der EU-Gesetzgebung für die Verwendung in PKWs geeignet wären (vgl. Cox et al. (2009)):

- R-152a: mit einem GWP-Wert von 140 und ähnlichen Eigenschaften hinsichtlich volumetrischer Kälteleistung und Druckniveaus wie R-134a wäre es ebenfalls für die PKW-Klimatisierung geeignet. R-152a ist aber brennbar.
- Dimethylether: ist bereits seit langem als Kältemittel bekannt und wird heute wieder in stationären Anlagen als Gemisch mit R-717 (Ammoniak) eingesetzt. Es hat neben R-744 auch einen GWP-Wert von 1, ist aber ebenfalls brennbar.
- R-744/R-41: durch die Beigabe von R-41 zu R-744 steigt die kritische Temperatur des Gemisches im Vergleich zu reinem R-744 an und die hinsichtlich COP optimalen Drücke sinken. Das unter dem Namen „ECP744“ erhältliche Gemisch besteht aus gleichen molaren Anteilen der beiden Reinstoffe und hat einen GWP-Wert von 46 sowie eine kritische Temperatur von  $37,9^{\circ}\text{C}$ .

## 2.5 Kälteanlagen mit dem Kältemittel R-744 ( $\text{CO}_2$ )

Da Kälteanlagen mit dem Kältemittel R-744 einen wesentlichen Bestandteil dieser Arbeit darstellen, werden deren Grundlagen in diesem Kapitel beschrieben. Aufgrund der deutlich

anderen physikalischen Eigenschaften von CO<sub>2</sub> im Vergleich zu den häufig verwendeten Fluorkohlenwasserstoffen ergeben sich Besonderheiten in der Prozessführung, den Anforderungen an bestimmte Systemkomponenten sowie die Systemregelung.

### 2.5.1 Transkritische Prozessführung - Lorentzen Prozess

Die bedeutendsten Unterschiede von CO<sub>2</sub> im Vergleich zu anderen Kältemitteln sind die niedrige kritische Temperatur (31,1 °C) und der hohe kritische Druck (73,8 bar), bildlich dargestellt im Phasendiagramm von CO<sub>2</sub> (Abbildung 2.15).

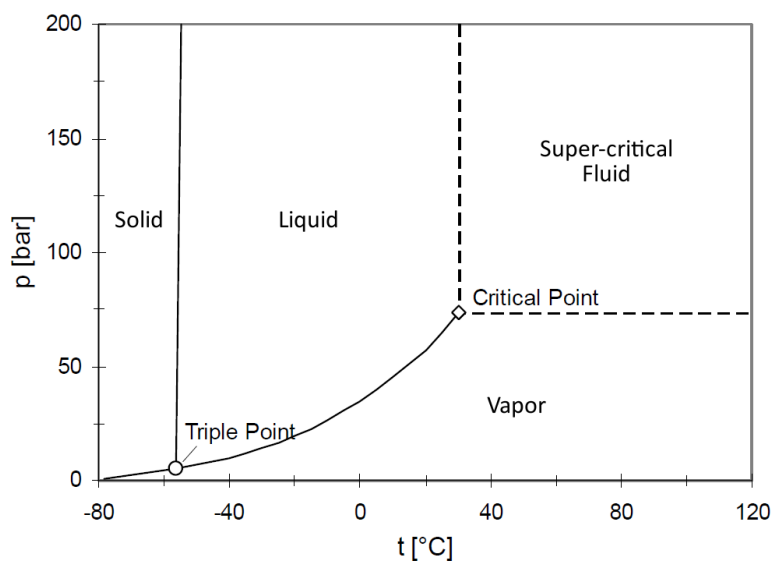


Abbildung 2.15: Phasendiagramm von CO<sub>2</sub> (Rieberer, 1998)

Liegen Temperatur und Druck über dem kritischen Punkt, gibt es keine Unterscheidung mehr zwischen der flüssigen und gasförmigen Phase. Die Dichten der beiden Phasen sind in diesem Bereich identisch und es existiert nur mehr ein hoch-dichtes „Gas“. Deshalb erfolgt in überkritischen Betriebspunkten in einem Wärmetauscher auch keine Kondensation mehr, sondern lediglich eine Abkühlung dieses hoch-dichten Gases. Daraus geht auch die Bezeichnung „Gaskühler“, statt dem üblich verwendeten Begriff Kondensator hervor.

Das von Gustav Lorentzen 1989 angemeldete und 1997 ausgestellte Patent für eine Kälteanlage mit Niederdrucksammler und internem Wärmeübertrager (Schutzrecht EP 0424474 B2, 1997) ist die bevorzugte Variante für die PKW-Klimatisierung (Abbildung 2.16). Abbildung 2.17 zeigt den dazugehörigen kältemittelseitigen Prozessverlauf inklusive eingezeichnetem luftseitigen Temperaturverlauf im t-h-Diagramm von R-744. Bei dieser sog. „transkritischen Prozessführung“ erfolgt die Wärmeabgabe bei konstantem Druck, aber veränderlicher Temperatur. Diverse Autoren sprechen hier auch von einem „Temperaturgleit“. Deutlich zu sehen ist dabei auch der am Gaskühler auftretende „Pinch-Point“, verursacht durch den etwas zu niedrig gewählten Hochdruck.

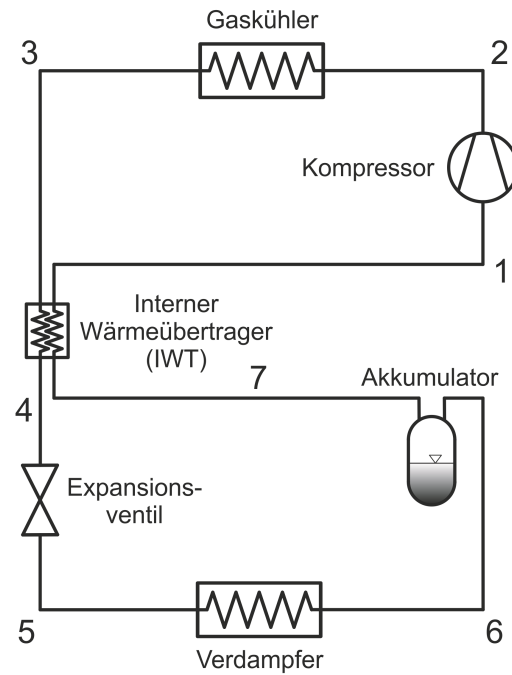


Abbildung 2.16: Kälteanlage mit Niederdrucksammler und internem Wärmeübertrager

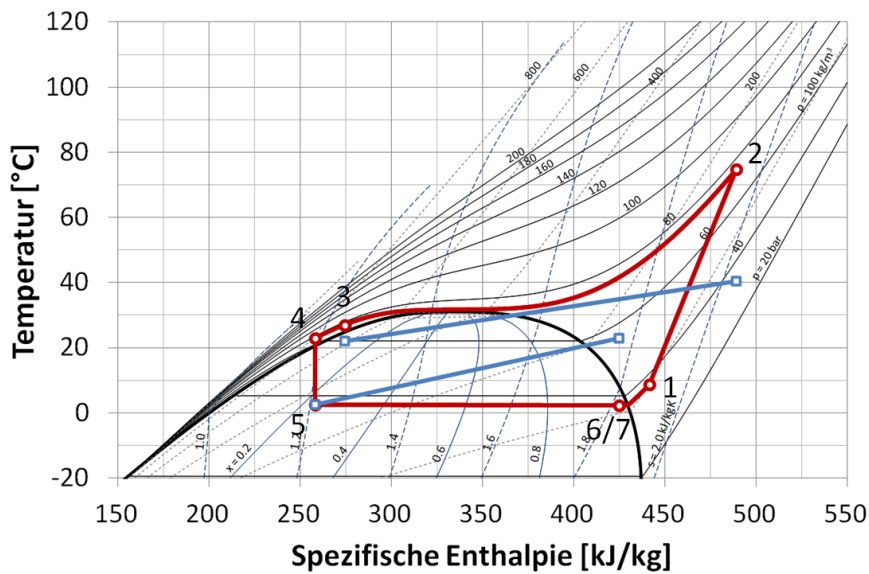


Abbildung 2.17: Kältemittelseitiger Prozessverlauf inklusive eingezeichnetem luftseitigen Temperaturverlauf der Kälteanlage mit Niederdrucksammler und internem Wärmeübertrager im t-h-Diagramm von R-744

Abbildung 2.18 zeigt einen Vergleich der Temperaturverläufe von Kondensator und Gaskühler im Gegenstrombetrieb - ein mal mit gleicher mittlerer Temperaturdifferenz sowie ein mal mit gleicher Kältemittelaustrittstemperatur. Es zeigt sich, dass durch diesen Temperaturgleit beim Gaskühler die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel- und Luftseite (treibende Kraft für den Wärmeübergang) bei gleicher Kältemittelaustrittstemperatur im Vergleich zur Kondensation der HFKW (engl. HFC) deutlich höher ist. Bei gleicher mittlerer Temperaturdifferenz ergibt sich somit eine niedrigere Austrittstemperatur des Kältemittels am Gaskühler. Somit kann die transkritische Prozessführung diesbezüglich durchaus als Vorteil gesehen werden, weshalb sich Anlagen mit R-744 beispielsweise sehr gut für Wärmepumpenanwendungen wie Brauchwassererwärmung eignen.

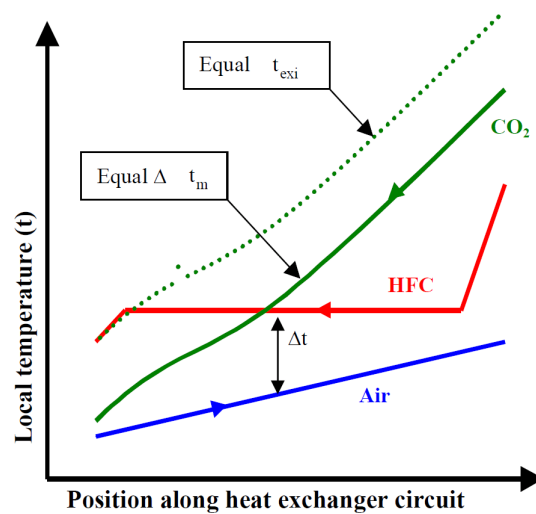


Abbildung 2.18: Vergleich der Temperaturverläufe von Kondensator und Gaskühler (Fornasieri et al., 2009)

Durch die Verwendung eines internen Wärmeübertragers (IWT) können die Kälteleistung und der COP des R-744 Kreislafes speziell bei hohen Umgebungstemperaturen verbessert werden. Der Hochdruck, bei dem der maximale COP auftritt, wird gesenkt sowie die Differenz zwischen den Hochdrücken bei denen maximaler COP und maximale Kälteleistung auftreten verkleinert.

Allerdings kann der IWT in gewissen Betriebsbereichen auch einen negativen Einfluss haben. Abbildung 2.19 zeigt den Einfluss eines internen Wärmeübertragers auf die Effizienz eines R-744-Kreislafes in Abhängigkeit des gewählten Hochdrucks sowie der Gaskühleraustrittstemperatur (TWK GmbH, 2013). Die punktierte grüne Linie stellt dabei die Grenzlinie zwischen positivem und negativem Einfluss auf die Effizienz dar. Es ist ersichtlich, dass der IWT bei niedrigen Umgebungstemperaturen (resultieren in niedrigen Gaskühleraustrittstemperaturen) sowie geringen Temperaturhuben auch einen negativen Einfluss haben kann (Försterling, 2004). Des Weiteren steigt bei der Verwendung eines internen Wärmeübertragers die Kompressorausstrittstemperatur an. Da diese aber je nach verwendeten Öl bestimmte Werte nicht überschreiten darf, ist die richtige Dimensionierung des IWT wesentlich für das jeweilige System.

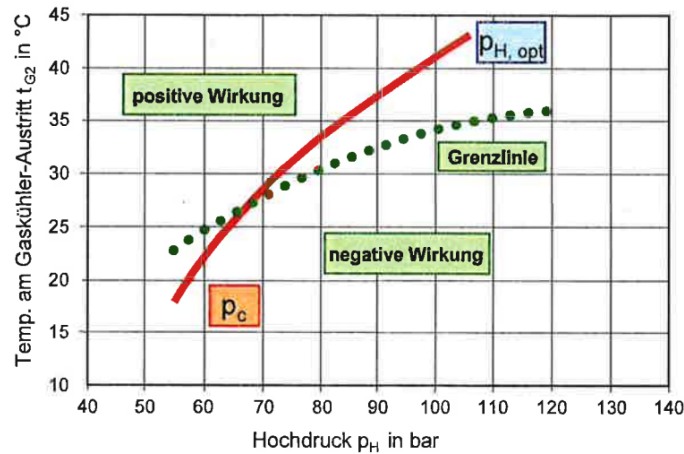


Abbildung 2.19: Einfluss eines internen Wärmeübertragers auf die Effizienz eines R-744-Kreislaufes (TWK GmbH, 2013)

### 2.5.2 Einflussgrößen auf das System

Im Folgenden wird der Einfluss der Umgebungstemperatur sowie des Hochdrucks auf ein System mit dem Kältemittel  $\text{CO}_2$  im überkritischen Betrieb und eine sich daraus ergebende Hochdruckregelung beschrieben.

- Umgebungstemperatur:** bei einer Erhöhung der Umgebungstemperatur und damit verbunden der Gaskühleraustrittstemperatur verringert sich die im Verdampfer nutzbare Enthalpiedifferenz, was zu einer Verringerung der Kälteleistung und der Anlageneffizienz führt. Abbildung 2.20 zeigt den veränderten Kreisprozess bei erhöhter Umgebungstemperatur ( $3 \rightarrow 3'$ ). Um auch bei hohen Umgebungstemperaturen eine ausreichende Kälteleistung zu ermöglichen, können Maßnahmen wie beispielsweise der Einbau eines Unterkühlers, eine „arbeitsleistende Entspannung“ oder eine Hochdruckanhebung gesetzt werden (TWK GmbH, 2010).

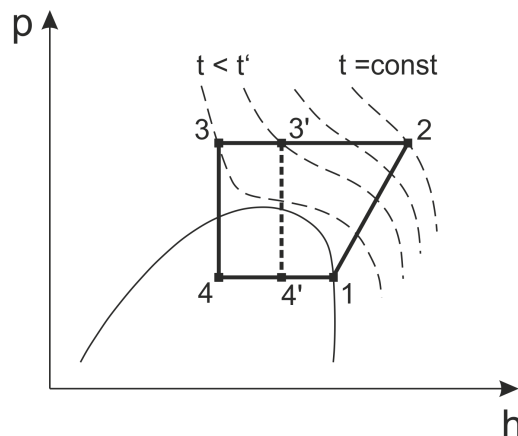


Abbildung 2.20: Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Kreisprozess im p-h-Diagramm

- **Hochdruck:** im Gegensatz zur Kondensation, bei der der Hochdruck mit der Sättigungstemperatur des Kältemittels korreliert, besteht im überkritischen Bereich keine direkte Korrelation mehr zwischen den beiden (Försterling, 2004). Somit kann der Hochdruck bei überkritischem Betrieb „unabhängig“ von den Umgebungsbedingungen eingestellt werden und es empfiehlt sich eine entsprechende Regelung um einen effizienten Anlagenbetrieb zu erreichen.

Eine Erhöhung des Hochdrucks bei gleichbleibender Gaskühleraustrittstemperatur (2 → 2' in Abbildung 2.21) erhöht in dem gezeigten Fall die im Verdampfer nutzbare Enthalpiedifferenz, was dabei zu einer Vergrößerung der Kälteleistung und auch der Anlageneffizienz führt (es ist jedoch bei der Regelung zu bedenken, dass der Hochdruck auch einen Einfluss auf die Gaskühleraustrittstemperatur hat). Durch den s-förmigen Verlauf der Isothermen im p-h-Diagramm bringt eine weitere Erhöhung des Hochdrucks bei höheren Drücken allerdings nur mehr eine geringe Zunahme der Enthalpiedifferenz im Verdampfer (2' → 2'' in Abbildung 2.21). Dies führt dazu, dass es je nach Umgebungsbedingungen einen „optimalen Hochdruck“ gibt, bei dem die Anlageneffizienz maximal wird.

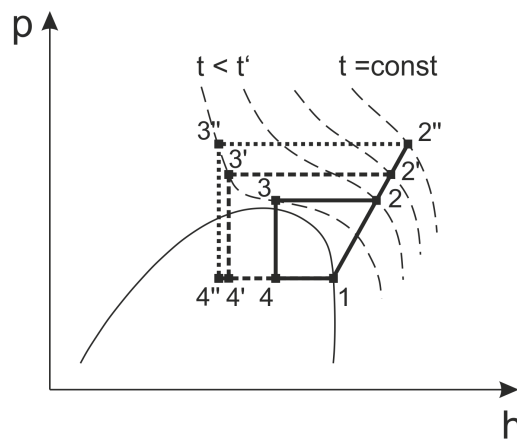


Abbildung 2.21: Einfluss des Hochdrucks auf den Kreisprozess im p-h-Diagramm

In Abbildung 2.22 zeigen Bullard et al. (2002) die Abhängigkeit des COP vom Hochdruck bei verschiedenen Gaskühleraustrittstemperaturen. Deutlich zu sehen ist dabei eine Verschiebung des maximalen COP zu höheren Drücken bei höheren Gaskühleraustrittstemperaturen.

Laut der theoretischen Betrachtung im p-h-Diagramm sollte die Kälteleistung mit steigendem Hochdruck ebenfalls immer weiter steigen. Da aber die Fördermenge des Verdichters bei größeren Druckverhältnissen abnimmt, gibt es auch einen Hochdruck bei dem die Kälteleistung maximal wird. Dieser liegt üblicherweise etwas höher als der optimale Hochdruck für die maximale Effizienz der Anlage. Zur Bestimmung des optimalen Hochdrucks gibt es mehrere anerkannte Verfahren, die im Folgenden aufgelistet werden:

- **Messtechnisch:** die messtechnische Bestimmung ist die aufwändigste Methode, berücksichtigt aber alle Einflüsse und liefert somit die zuverlässigsten Werte. Sie wird beispielsweise bei der Serienherstellung von Anlagen durchgeführt.



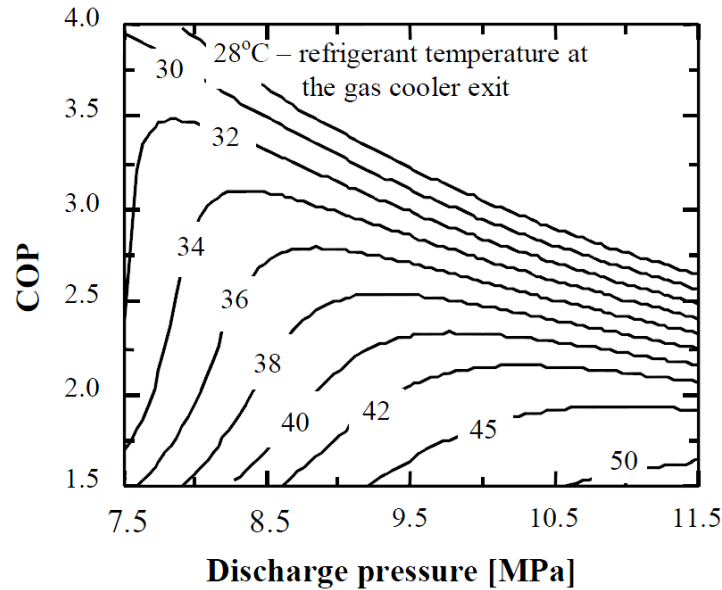


Abbildung 2.22: Abhängigkeit des COP vom Hochdruck bei verschiedenen Gaskühleraustrittstemperaturen (Bullard et al., 2002)

- **Grafische Ermittlung im p-h-Diagramm:** dieses Verfahren wurde aus dem idealen Kreisprozess abgeleitet. Dabei wird an die Isotherme der Gaskühleraustrittstemperatur eine Tangente angelegt, sodass sie den Schnittpunkt von Niederdruck und dem Dampfgehalt von 0,9 trifft. Jener Punkt an dem die Tangente die Isotherme berührt, stellt den optimalen Hochdruck dar (TWK GmbH, 2010).
- **Rechnerisch nach Gl. 2.7:** diese Gleichung wurde ebenfalls aus dem idealen Kreisprozess abgeleitet (einzusetzen sind die Verdampfungstemperatur  $t_o$  und die Gaskühleraustrittstemperatur  $t_{GC_{aus}}$  jeweils in °C). Abbildung 2.23 zeigt die Ergebnisse für den optimalen Hochdruck. Dabei zeigt sich hauptsächlich eine Abhängigkeit von der Gaskühleraustrittstemperatur und nur eine leichte Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur (TWK GmbH, 2010).

$$p_{H_{opt}}[\text{bar}] = (2,778 - 0,0157 \cdot t_o) \cdot t_{GC_{aus}} + 0,381 \cdot t_o - 9,34 \quad (2.7)$$

- **Rechnerisch mittels Stoffdaten oder Simulationsprogrammen:** abhängig von den getroffenen Annahmen bzw. Vereinfachungen können auch Simulationsprogramme bereits sehr gute Ergebnisse für den optimalen Hochdruck liefern.

Des Weiteren gibt es noch aufwändigere Verfahren, z.B. empfehlen Cecchinato et al. (2012) die Verwendung eines Echtzeit-Algorithmus der mittels neuronaler Netze den optimalen Hochdruck bestimmt. Anzumerken ist an dieser Stelle noch, dass jene Verfahren die den optimalen Hochdruck aus dem idealen Kreisprozess ableiten, nur die Kältemittelseite betrachten. Im Gaskühler kann bei großen Temperaturänderungen auf der Sekundärseite ein sog. „Pinch-Point“ (kleinste Temperaturdifferenz) entstehen, der

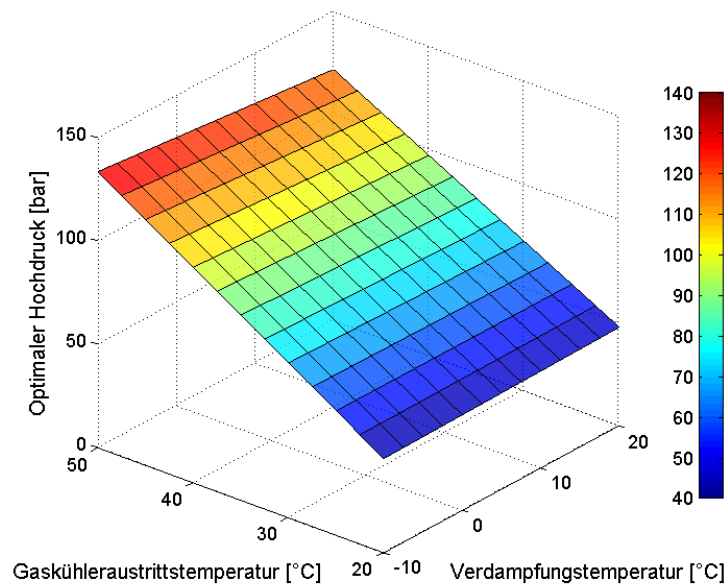


Abbildung 2.23: Optimaler Hochdruck berechnet für den idealen Kreisprozess in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur und der Gaskühleraustrittstemperatur

den übertragenen Wärmestrom begrenzt und somit Leistung sowie COP der Anlage beeinträchtigt.

### 2.5.3 Besondere Anforderungen für Wärmeübertrager und Werkstoffe

Bei wechselnden Umgebungsbedingungen wie z.B. im PKW, wo sowohl der unterkritische als auch der überkritische Betrieb möglich ist, müssen die jeweiligen Anlagenkonzepte entsprechend ausgelegt sein. Speziell die Wärmetauscher müssen sowohl bei konstanter Temperatur (Kondensation) als auch bei einem im überkritischen Betrieb vorhandenem Temperaturgleit einen effizienten Betrieb ermöglichen. In letzterem Fall ist speziell auf Wärmeleitungsphänomene, hervorgerufen durch unterschiedliche Temperaturen im Wärmetauscher, Rücksicht zu nehmen.

Aufgrund der vergleichsweise hohen Sättigungsdampfdrücke arbeiten CO<sub>2</sub>-Anlagen bei wesentlich höheren Druckniveaus als Anlagen mit anderen Kältemitteln. Dies erhöht die Anforderungen an die Anlagenkomponenten. Allerdings können durch die hohe Dichte des Dampfes und die damit verbundene hohe volumetrische Kälteleistung die Komponenten und darunter speziell der Verdichter deutlich kompakter gebaut werden.

Um den hohen Dichtheitsanforderungen gerecht zu werden, muss bei CO<sub>2</sub> dessen starke Permeabilität (Durchlässigkeit) durch Elastomere berücksichtigt werden. Mit steigender Temperatur (Erhöhung der Beweglichkeit der Gasmoleküle und Ausdehnung des Vulkanisats) sowie sinkendem Druck (Druckerhöhung verdichtet Material) nimmt der Permeationskoeffizient (die kennzeichnende Größe für diesen Vorgang) zu (TWK GmbH, 2010). Durch die dadurch entstehende Diffusion des Gases, löst sich auch Gas im Elastomer, welches bei einer Entleerung

des Systems schlagartig aus den Poren austritt und den Kunststoff zerstört. Dieses Phänomen wird „explosive Dekompression“ genannt. Speziell flexible Leitungen sind besonders anfällig gegen Permeation. Eine Alternative stellen beispielsweise flexible Edelstahlrohre dar. Anstatt der üblicherweise verwendeten O-Ringe können Metaldichtungen z.B. aus Edelstahl verwendet werden.

# 3 Kapitel

## Konzepte für Fahrzeuge mit Elektroantrieben

Wie bereits in der Einleitung erwähnt besteht der wesentliche Unterschied in der Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben in der großteils oder gänzlich wegfallenden Abwärme des Verbrennungsmotors, was besonders energieeffiziente Methoden zur Beheizung der Fahrgastzelle erfordert. Dieses Kapitel beschreibt Systeme zur Beheizung der Fahrgastzelle, kombinierte Kühl- und Heizsysteme, die Auswahl eines Kältekreislaufs für die Integration in das Versuchs-E-Fahrzeug und generelle Konzepte zur Senkung des Energieverbrauchs der Klimaanlage.

### 3.1 Systeme zur Beheizung der Fahrgastzelle

Im Folgenden werden verschiedene Möglichkeiten zur Beheizung der Fahrgastzelle sowie deren Vor- und Nachteile beschrieben.

#### 3.1.1 Elektrische Beheizung

Die elektrische Beheizung ist eine technisch sehr einfach zu realisierende Lösung zur Beheizung der Fahrgastzelle. Dabei werden sog. PTC-Elemente (Abbildung 3.1) eingesetzt, bestehend aus mehreren Heizelementen (A) und Schaltrelais bzw. einer Leistungselektronik (B). Dabei handelt es sich um nichtlineare Keramikwiderstände mit positivem Temperaturkoeffizienten

(engl. Positive Temperature Coefficient, PTC). Das bedeutet, dass mit steigender Temperatur des Heizelementes sein Widerstand größer wird. Somit tritt ein selbstregulierender Effekt ein, der das Heizelement auf einer gewissen Temperatur hält. Neben den PTC-Heizelementen zur direkten Erwärmung der Luft gibt es auch die Möglichkeit (bei vorhandenem Kühlkreislauf und Kühlmittel-Luft-Wärmetauscher zur Beheizung der Fahrgastzelle) kühlmittelseitige Heizelemente einzusetzen. Dieses System ist allerdings wesentlich träger, da zuerst das gesamte Kühlmittel aufgewärmt werden muss. Mögliche Vorteile dadurch sind bei vorhandenem Verbrennungsmotor bzw. Range-Extender ein schnellerer Warmlauf sowie die einfachere Unterbringung der Heizelemente im Kühlkreislauf außerhalb des Klimagerätes. Die Firma Behr Hella will zukünftig auch sog. Induktionsheizer für den Kühlkreislauf anbieten. Dabei werden zylindrisch angeordnete Heizbleche im Kühlkreislauf durch ein von einer Induktionsspule erzeugtes Wechselfeld und folglich induzierte Wirbelströme aufgeheizt.

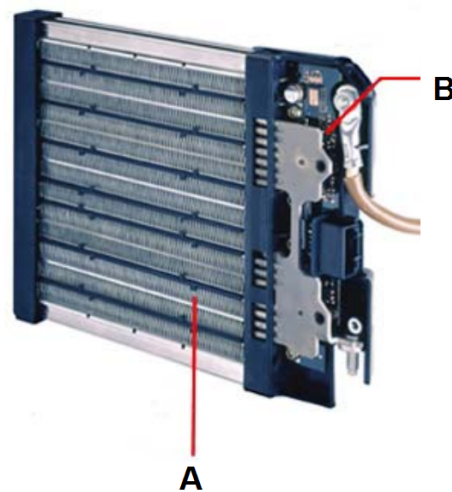


Abbildung 3.1: PTC-Luftheizer von Behr Hella (Quelle: [www.behrhellaservice.com](http://www.behrhellaservice.com)) bestehend aus mehreren Heizelementen (A) und Schaltrelais bzw. einer Leistungselektronik (B)

Der generelle Nachteil der elektrischen Beheizung ist der im Vergleich zu Wärmepumpensystemen begrenzte Wirkungsgrad und die damit verbundene Reichweitenreduzierung bei niedrigen Außentemperaturen. Die Ergebnisse der durchgeführten Jahresenergieverbrauchsrechnung in Abschnitt 7.6 zeigen die deutlichen Nachteile im Vergleich zu einem Wärmepumpensystem.

### 3.1.2 Brennstoffzuheizer

Mit Hilfe von Brennstoffzuheizern kann durch Verbrennung von Kraftstoff in einer Brennkammer entweder direkt die Luft in der Fahrgastzelle erwärmt werden oder indirekt über den Kühlwasserkreislauf (sofern in dem jeweiligen Fahrzeug die Beheizung der Fahrzeugkabine über das Kühlwasser möglich ist). Abbildung 3.2 zeigt ein Beispiel für den Aufbau eines Brennstoffzuheizers. Der Kraftstoffverbrauch beträgt bei einer Heizleistung von 5 kW in etwa 0,5 l/h.

Nachteile sind das vergleichsweise hohe Gewicht und die hohen Kosten dieses aufwändigen

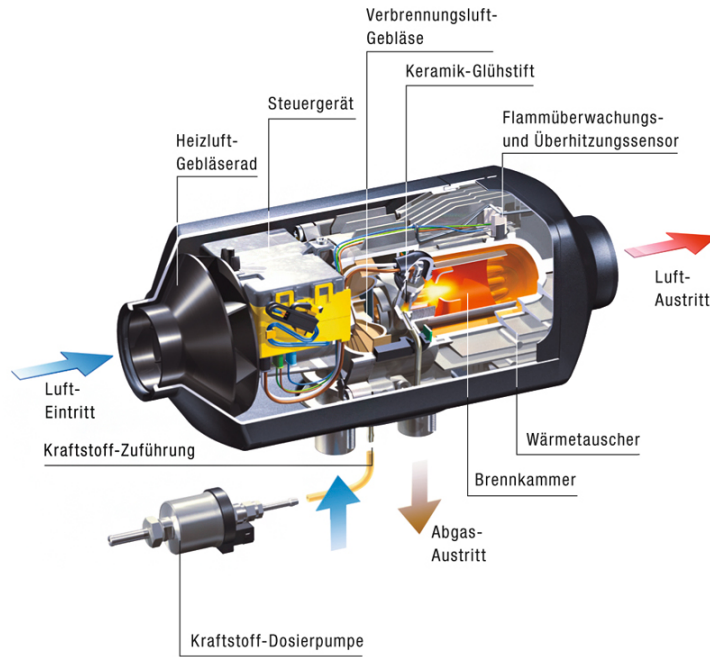


Abbildung 3.2: Beispiel für den Aufbau eines Brennstoffzuheizers (Quelle: <http://www.eberspaecher.at>)

Systems. Bei reinen E-Fahrzeugen stellt sich zusätzlich generell die Frage, ob das Mitführen von fossilen Treibstoffen und der Einsatz eines Kraftstoffbrenners mit relativ hohen Emissionen (kein nachgeschalteter Katalysator) in einem grundsätzlich lokal CO<sub>2</sub>-freien Fahrzeug sinnvoll ist.

#### 3.1.3 Wärmepumpe

Bei der Verwendung eines kombinierten Kühl- und Heizsystems (siehe Abschnitt 3.2) kann ein im Fahrzeug vorhandener Kältekreislauf durch geeignete Maßnahmen als Wärmepumpe betrieben werden. Die Wärmepumpe ist derzeit eine der vielversprechendsten Möglichkeiten zur energieeffizienten Beheizung des Innenraumes. Prinzipiell kann man zwischen den folgenden Arten je nach verwendeter Wärmequelle unterscheiden:

- **Außenluft als Wärmequelle:** da die Umgebungsluft eine praktisch unerschöpfliche Wärmequelle darstellt, wird sie als aussichtsreichste Variante angesehen. Bei niedrigen Außentemperaturen findet aber eine Vereisung des Außenraumwärmetauschers (Verdampfer der Wärmepumpe) statt, was effiziente Enteisungsstrategien erfordert um eine hohe Effizienz des Wärmepumpensystems auch unter diesen Bedingungen zu ermöglichen (Details dazu siehe Kapitel 6).
- **Kühlmittel als Wärmequelle:** bei vorhandenem Kühlkreislauf kann auch aus dem Kühlmittel Wärme entnommen werden. Die entnehmbare Wärme ist allerdings abhängig von den Wärmeeinträgen in das Kühlmittel bzw. der minimal zulässigen Kühlmitteltemperatur.

- **Batterie als Wärmequelle:** siehe Abschnitt 3.1.5

### 3.1.4 Körpernahe Heizungen - Flächenbeheizung

Die elektrische Beheizung von Kontaktflächen und körpernahen Oberflächen ist eine weitere vielversprechende Möglichkeit den thermischen Komfort energieeffizient im Fahrzeug zu erhöhen und wird von diversen Autoren vorgeschlagen (z.B. Wehner und Ackermann (2011)). Abbildung 3.3 zeigt ein Beispiel für eine mögliche Anwendung im Fahrzeug. So könnten beispielsweise zusätzlich zur bereits gängigen Sitzheizung auch den Passagier umgebende Flächen durch sog. Heizlacke erwärmt werden, wodurch die Lufttemperatur im Innenraum bei gleichbleibendem thermischen Komfort abgesenkt werden könnte. Körpernahe Heizungen können allerdings nur als unterstützende Maßnahme gesehen werden, mit der der restliche Heizleistungsbedarf gesenkt werden kann (Absenkung der Lufttemperatur in der Fahrzeugkabine). In Kombination mit einem Wärmepumpensystem erscheint diese Variante aber äußerst attraktiv, da nicht nur eine geringere Heizleistung erforderlich ist, sondern auch die Effizienz des Wärmepumpensystems durch die niedrigere Temperatur der Wärmesenke ansteigt.



Abbildung 3.3: Beispiel für eine Flächenbeheizung im Fahrzeug (Wehner und Ackermann, 2011)

### 3.1.5 Verwendung der Batterie als thermischen Speicher

Die Nutzung der Traktionsbatterie als thermischer Speicher wird zunehmend diskutiert. Durch das meist hohe Gewicht der Batterie ergibt sich auch eine entsprechende thermische Speicherkapazität. Bouvy et al. (2012) zeigten Simulationsergebnisse bei denen die thermische Energie einmal direkt über einen Heizungswärmeübertrager und einmal indirekt über eine Wärmepumpe genutzt wurde. Die spezifische Wärmekapazität der Batterie wurde dabei mit  $0,77 \text{ kJ/kg K}$  abgeschätzt.

## 3.2 Kombinierte Kühl- und Heizsysteme

Um eine Kompressionskälteanlage auch als Wärmepumpe nutzen zu können, muss der Kreislauf mit einer entsprechenden Vorrichtung versehen sein, um vom Kühl- in den Heizbetrieb wechseln zu können. Dadurch ergeben sich spezielle Anforderungen an das System und speziell auch an die Wärmetauscher.

### 3.2.1 Methoden zur Kreislaufumkehr

Im Folgenden werden drei grundsätzliche Methoden zur Kreislaufumkehr beschrieben, um einen Wechsel vom Kühl- in den Heizbetrieb zu ermöglichen.

- **Umkehr des Kältemittelkreislaufs:** Die am häufigsten verwendete Variante zur Kreislaufumkehr ist die Umkehr des Kältemittelkreislaufs mit Hilfe von Umschaltventilen. Vorteile dabei sind die Möglichkeit einer energieeffizienten Enteisung über warmes Kältemittel (Details siehe Kapitel 6), sowie der im Vergleich zu den anderen Methoden relativ geringe Bauraumbedarf. Nachteile sind die benötigten Umschaltventile sowie eine erforderliche aufwändigere Regelung des Kältemittelkreislaufs. Im Folgenden werden drei Beispiele zur Umkehr des Kältemittelkreislaufs aufgelistet.
  - **4/2-Wegeventil:** durch die Verwendung eines 4/2-Wegeventils (Abbildung 3.9) ist es möglich die Richtung des Kältemittels mit nur einem Umschaltventil umzukehren. Nachteilig ist dabei der vergleichsweise aufwändige Aufbau des Ventils.
  - **Zwei 3/2-Wegeventile:** das 4/2-Wegeventil kann auch durch zwei 3/2-Wegeventile ersetzt werden (Abbildung 3.7), da diese über einen einfacheren Aufbau verfügen. Die Nachteile dagegen sind, dass 2 Ventile benötigt werden, sowie zusätzliche Leitungen, die je nach Betriebsart ein nicht durchströmtes Ende darstellen, was zur Kondensation von Kältemittel führen kann.
  - **Umleitung des Kältemittels zwischen den Wärmetauschern:** Grundsätzlich kann eine Kreislaufumkehr durch die Umleitung des Kältemittels zwischen den Wärmetauschern erreicht werden. Auch die beiden erstgenannten Varianten bewirken eine derartige Umleitung, jedoch bereits direkt nach dem Kompressor. Rajapaksha und Suen (2003) zeigen eine Variante mit 4 Schaltventilen, wo das Kältemittel direkt von den Wärmetauschern zum jeweils anderen geleitet wird (Abbildung 3.4).
- **Umkehr der Luftführung:** Neben der Umkehr des Kältemittelkreislaufes ist prinzipiell auch eine Umleitung der Luftströme möglich, um vom Kühl- in den Heizbetrieb zu wechseln. Somit wird die eintretende Luft, die im Heizbetrieb durch den Außenraumwärmetauscher geströmt ist, durch den Innenraumwärmetauscher geleitet und umgekehrt. Dies gestaltet sich jedoch in den meisten Fällen aufwändiger, da eine änderbare Luftführung im Normalfall weit mehr Platz beansprucht als eine änderbare Kältemittelführung. Zudem ist eine Enteisung über die Kältemittelseite nicht möglich. Der Vorteil dieser Variante ist der im Vergleich zur Umkehr des Kältemittelkreislaufs einfachere, immer gleich laufende Kältekreislauf.



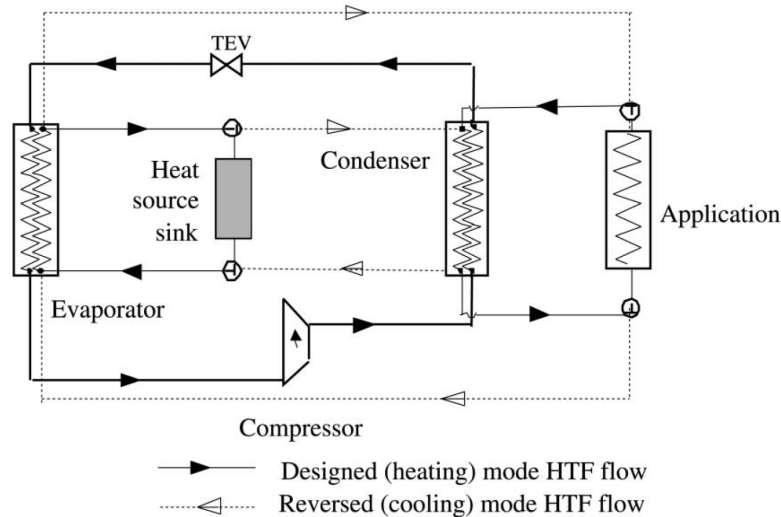


Abbildung 3.4: Kreislaufumkehr durch Umleitung des Kältemittels (Rajapaksha und Suen, 2003)

- Drehung der Kälteanlage:** Eine weitere Möglichkeit ist ein System, bei dem sich die Positionen der wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Wärmetauscher umkehren lässt. Hafner et al. (2010) schlagen für die Zugklimatisierung eine drehbare Kälteanlage vor, bei der die Umschaltung vom Kühl- in den Heizbetrieb durch eine 180 Grad Drehung des Systems möglich ist, wodurch sich die Positionen der Wärmetauscher zur Kühlung- bzw. Heizung umkehren. Abbildung 3.5 zeigt die vorgeschlagene Anlage, wobei im linken Bild das System als Kälteanlage arbeitet und im rechten Bild als Wärmepumpe. Der Vorteil dabei ist wie schon bei der Umkehr der Luftführung der dadurch einfachere, immer gleich laufende Kältekreislauf. Nachteile sind der benötigte Drehmechanismus sowie eine nicht mögliche Enteisung über die Kältemittelseite.

### 3.2.2 Besondere Anforderungen sowie auftretende Probleme

Da bei kombinierten Heiz- und Kühlsystemen die Wärmetauscher sowohl als Verdampfer als auch Kondensator bzw. Gaskühler betrieben werden können, ergeben sich besondere Anforderungen an die Wärmetauscher sowie an das System:

- Konstruktion der Wärmetauscher:** Bei Kälteanlagen oder Wärmepumpensystemen für die nur eine Betriebsart vorgesehen ist, wird die technische Auslegung der Wärmetauscher für die jeweilige Betriebsart durchgeführt (z.B. meist vertikale Führung der Kältemittelrohre bei Verdampfern und horizontale Führung bei Kondensatoren). Im Falle eines überkritischen Betriebs sind auch entsprechende Maßnahmen für die auftretenden Temperaturdifferenzen am Wärmetauscher vorzusehen (Gegenstrombetrieb, thermische Isolierungen um unerwünschte Wärmeleitung zu vermeiden). Die große Herausforderung bei kombinierten Kühl- und Heizsystemen ist nun, dass der Verdampfer auch als Kondensator oder Gaskühler effizient arbeiten soll bzw. umgekehrt.
- Flash Fogging:** Im Kühlbetrieb oder bei der Enteisung des Außenraumwärmetauschers

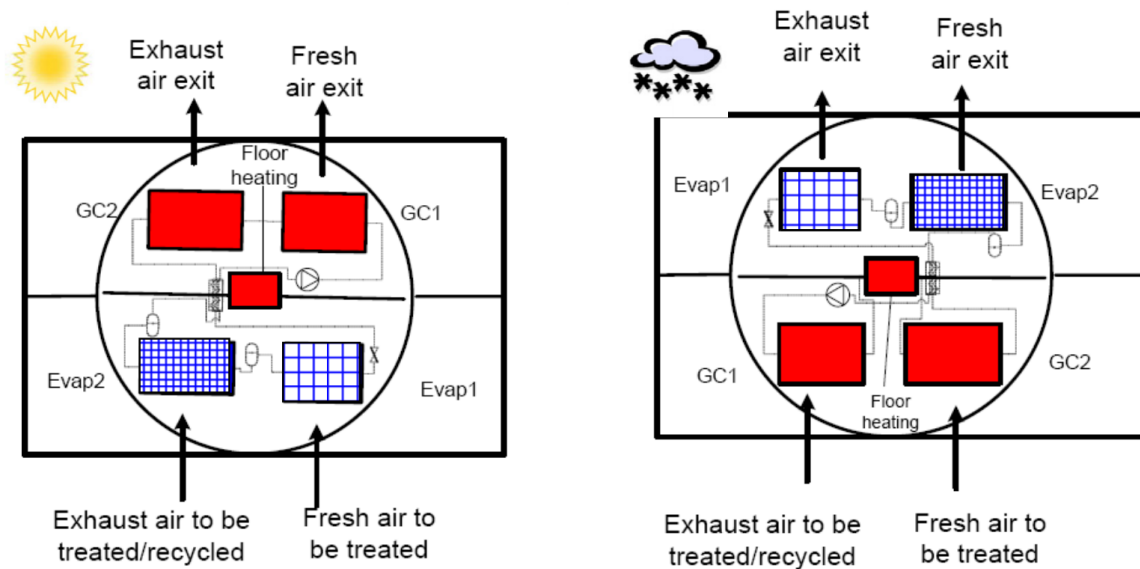


Abbildung 3.5: Umschaltung vom Kühl- in den Heizbetrieb durch eine drehbare Kälteanlage (Hafner et al., 2010)

durch Kreilaufumkehr kann sich Wasser auf der Luftseite des Innenraumwärmetauschers sammeln. Wird dann wieder in den Heizbetrieb geschaltet, kann es durch die Verdunstung dieses Wassers und Einblasung in den Innenraum, zu einem schlagartigen Beschlagen der Scheiben führen. Dieses Phänomen wird als „Flash Fogging“ bezeichnet und muss unbedingt verhindert werden, um nicht die Verkehrssicherheit zu gefährden. Dazu gibt es 2 gängige Ansätze:

- Verwendung von zwei separaten luftseitigen Wärmetauschern für den Kühl- und Heizbetrieb
- Verhinderung bzw. Minimierung der Ansammlung von Wasser im Wärmetauscher; Obrist und Wolf (2005) beispielsweise schlagen dazu die Verwendung eines „finnenlosen“ Verdampfers vor

### 3.3 Betrachtete Systemvarianten für ein Versuchsfahrzeug

Für das Versuchs-E-Fahrzeug mit dem Namen „e-Zone“ der südkoreanischen Firma CT&T Corporation (Details siehe Tabelle 3.1), wurden verschiedene Systemvarianten betrachtet und nach ausgewählten Kriterien bewertet, um die Energieeffizienz des Systems zur Innenraumkonditionierung zu erhöhen. Das Fahrzeug wurde mit einer R-134a-Kälteanlage und PTC-Zuheizer ausgeliefert.

Alle betrachteten Systeme verfügen dabei - im Gegensatz zum Originalsystem - über die Möglichkeit des Wärmepumpenbetriebs und eine Möglichkeit zur Enteisung des Außenraumwärmetauschers. Um Flash Fogging zu verhindern, wird für den betroffenen Wärmetauscher im Innenraum eine Variante mit sehr geringer Wasserspeicherkapazität verwendet. Aufgrund

Tabelle 3.1: Details für das Versuchsfahrzeug CT&T „e-Zone“

Dimensionen (L x B x H)	2570 x 1440 x 1560 mm
Gewicht (ohne Batterie)	520 kg
Leistung E-Motor	7 kW
Batteriekapazität	ca. 12 kWh
Maximalgeschwindigkeit	70 km/h

des vergleichsweise niedrigen Preisniveaus des Versuchsfahrzeuges und dem Ziel trotz des enormen Kostendrucks in der Automobilindustrie auch preisgünstige E-Fahrzeuge mit einer energieeffizienten Klimaanlage ausstatten zu können, wurde dabei versucht, ein möglichst günstiges Kosten-Nutzen-Verhältnis zu erreichen. Die Wahl des Kältemittels fiel unter anderem aufgrund der Umweltfreundlichkeit sowie der guten thermodynamischen Eigenschaften für den Wärmepumpenbetrieb auf R-744 (siehe auch Abschnitt 2.4.5). Im Folgenden werden das Originalsystem des Versuchsträgers und die weiteren betrachteten Systeme diskutiert und bewertet, um darauf basierend ein Systemdesigns für den Einbau in das Versuchsfahrzeug auswählen zu können.

### 3.3.1 R-134a-Kälteanlage mit PTC-Zuheizer (Originalsystem)

Abbildung 3.6 zeigt ein Schema der originalen Klimaanlage des Versuchsfahrzeuges.

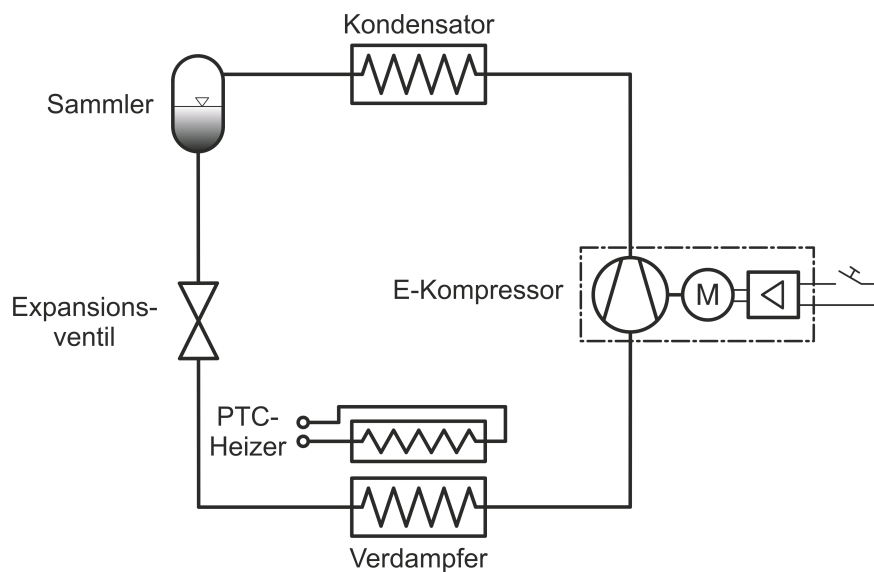


Abbildung 3.6: Schema der R134a-Kälteanlage mit PTC-Zuheizer

Es handelt sich dabei um einen einfachen Kältekreislauf mit dem Kältemittel R-134a in Kombination mit einem PTC-Zuheizer zur Beheizung der Fahrgastzelle. Das Fahrzeug verfügt über keinen Kühlwasserkreislauf, der wie bei konventionellen Fahrzeugen zur Innenraumbeheizung verwendet werden kann. Die Nachteile dieses Systems sind die (verglichen mit einer Wärmepumpe) ineffiziente elektrische Beheizung sowie ein schlechtes Teillastverhalten des

Systems im A/C-Betrieb. Letzteres wird durch die nicht vorhandene Möglichkeit zur Drehzahlregelung und den dadurch notwendigen Ein/Aus-Betrieb zum Erreichen einer bestimmten Lufttemperatur verursacht.

### 3.3.2 System 1: Kältekreislauf mit zwei 3/2-Wegeventilen

Abbildung 3.7 zeigt den schematischen Aufbau von System 1. Mit Hilfe der beiden 3/2-Wegeventile ist die Umkehr des Kältemittelkreislaufs und somit der Wechsel vom Kühl- in den Heizbetrieb möglich. Somit werden nur zwei zusätzliche Bauteile im Vergleich zu einer Kälteanlage benötigt. Der bereits im Fahrzeug vorhandene PTC-Heizer kann bei diesem System weiterverwendet werden, um ein „Nachheizen“ im Entfeuchtungsbetrieb zu ermöglichen, während der Enteisung den Innenraum zu beheizen und eine größere Heizleistung (zusätzlich zur Wärmepumpe) bei sehr niedrigen Außentemperaturen zu erzielen.

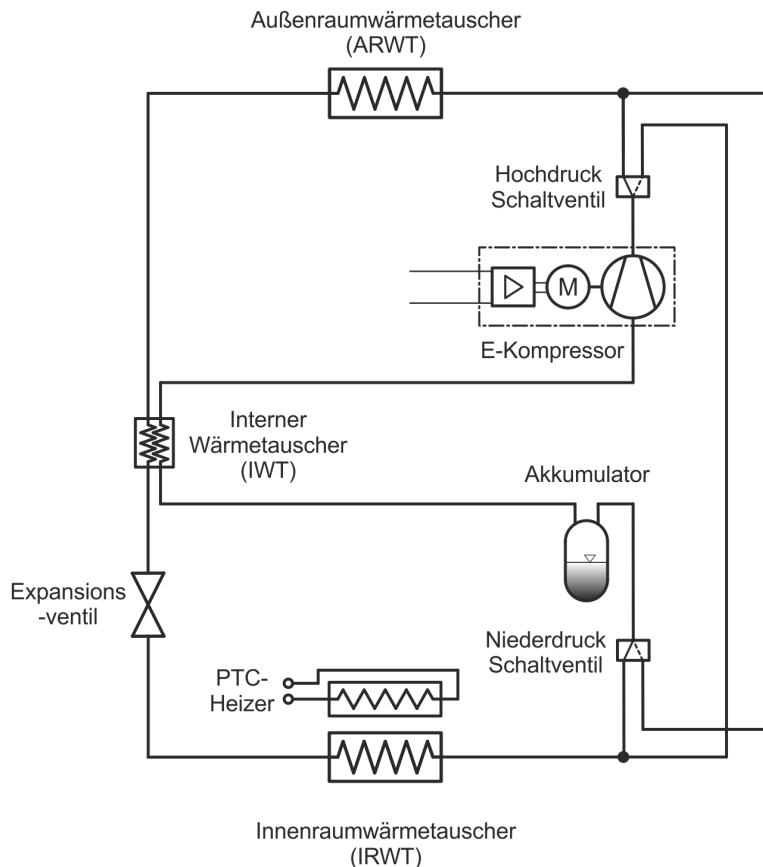


Abbildung 3.7: Schematischer Aufbau von System 1 mit zwei 3/2-Wegeventilen und dem PTC-Heizelement

Abbildung 3.8 zeigt beispielhaft die Betriebsarten (Kühlbetrieb, Heizbetrieb und Enteisungsbetrieb) von System 1 im t-h-Diagramm von R-744. Der interne Wärmetauscher ist dabei nur im Kühlbetrieb aktiv (Hochdruckseite: 3 → 4, Niederdruckseite: 6 → 1), im Heizbetrieb sind beide Seiten des IWT auf Niederdruckniveau, wodurch die übertragene Wärme vernachlässigt werden kann. Die Enteisung erfolgt bei diesem System mittels Kreislaufumkehr (Details

dazu siehe Kapitel 6.6). Dabei arbeitet die Anlage im Kühlbetrieb und es muss ein geeigneter Mechanismus in der Klimabox vorhanden sein, um die aus dem Innenraumwärmetauscher austretende kalte Luft an die Umgebung abzuleiten und nicht in den Innenraum zu blasen.

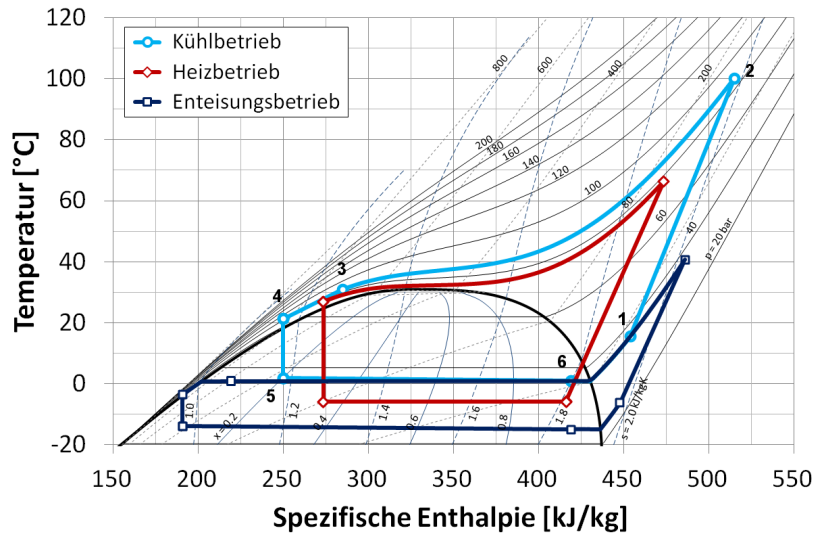


Abbildung 3.8: Kühlbetrieb, Heizbetrieb und Enteisungsbetrieb von System 1 im t-h-Diagramm von R-744

### 3.3.3 System 2: Kältekreislauf mit einem 4/2- sowie einem 3/2-Wegeventil

In Abbildung 3.9 ist der schematische Aufbau von System 2 dargestellt. Der Wechsel vom Kühl- in den Heizbetrieb erfolgt dabei über ein 4/2-Wegeventil. Abbildung 3.10 zeigt beispielhaft die Betriebsarten (Kühlbetrieb, Heizbetrieb und Enteisungsbetrieb) von System 2 im t-h-Diagramm von R-744. Der Unterschied zu System 1 liegt hier im Enteisungsbetrieb, der mittels Heißgas-Enteisung im rechtsläufigen Dreiecksprozess durchgeführt wird. Dabei erfolgt die Entspannung des Kältemittels (2 → 3) vor der Wärmeabgabe am Außenraumwärmetauscher (3 → 1). Details dazu werden in Kapitel 6.7 beschrieben. Das 3/2-Wegeventil ermöglicht das Umschalten vom Heiz- in den Enteisungsbetrieb. Das Magnetventil verhindert während der Enteisung ein Eindringen und Kondensieren von Kältemittel in den nicht durchströmten Bereich des Kreislaufs. Eine Beheizung des Innenraums ist währenddessen - wie bei System 1 - über den PTC-Heizer möglich.

Ein Nachteil dieses Systems war zum Zeitpunkt der Projektdurchführung das für diese Anwendung nicht verfügbare 4/2-Wegeventil für ein R-744 System, was eine Neuentwicklung erforderlich gemacht und somit höhere Kosten als System 1 verursacht hätte.

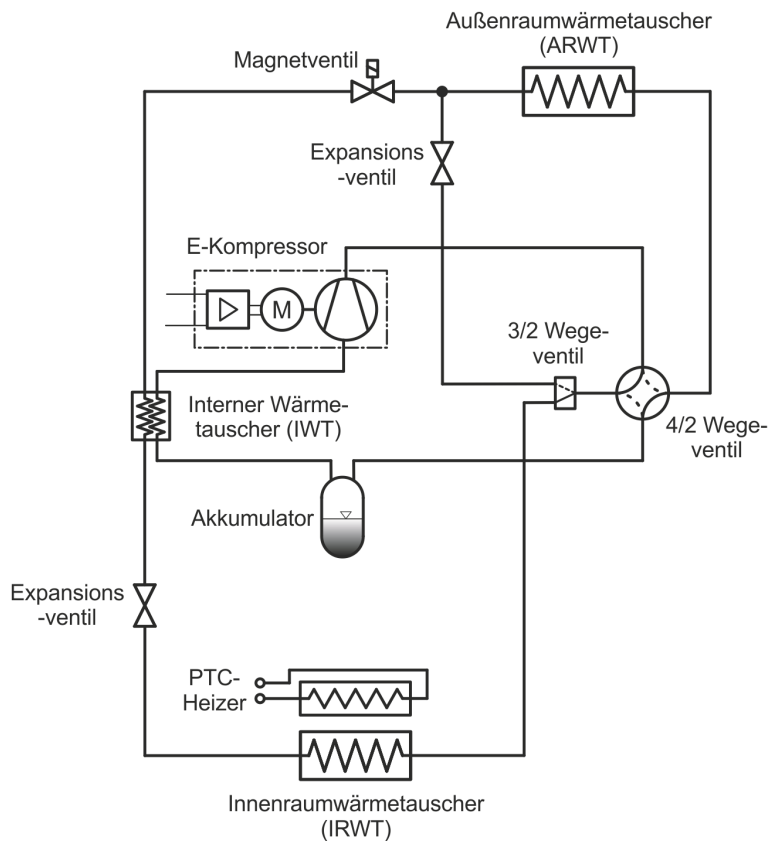


Abbildung 3.9: Schematischer Aufbau von System 2 mit einem 4/2-Wegeventil, einem 3/2-Wegeventil und dem PTC-Heizelement

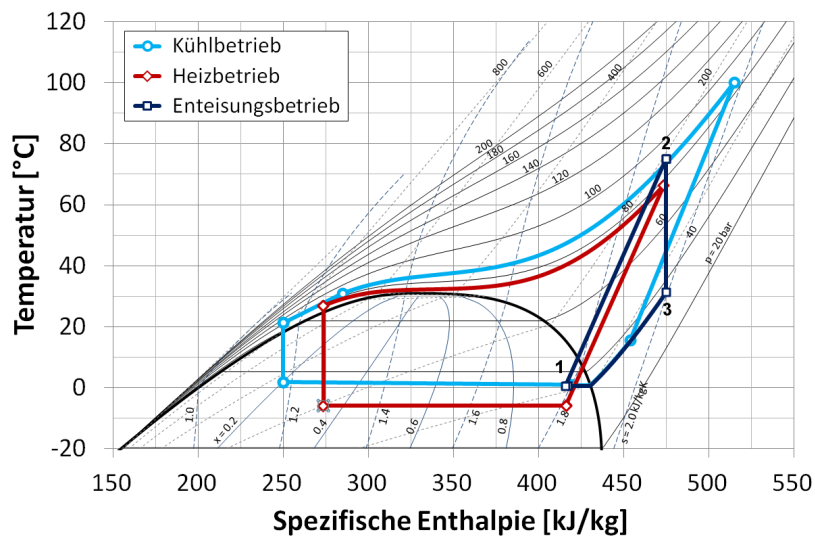


Abbildung 3.10: Kühlbetrieb, Heizbetrieb und Enteisungsbetrieb von System 2 im t-h-Diagramm von R-744

### 3.3.4 System 3: Indirekter Kältekreislauf

Des Weiteren wurde auch ein indirektes System, wie z.B. von Hinrichs (2011) vorgeschlagen (Abbildung 3.11), in Betracht gezogen. Dabei werden zwei Kältemittel/Kühlmittel Wärmetauscher eingesetzt und neben dem Kältemittelkreislauf separate Kühlmittel-Kreisläufe betrieben. Der Vorteil dabei ist, dass die Verschaltung von mehreren Wärmequellen bzw. Wärmesenken (z.B. Leistungselektronik, Batterie, Fahrgastzelle) auf der Kühlmittel-Seite einfacher ist als auf der Kältemittelseite, da bei Letzterer Phänomene wie z.B. Kältemittelverlagerung berücksichtigt werden müssen. Somit können in einem Kühlmittelkreislauf vergleichsweise einfach zusätzliche Komponenten gekühlt bzw. geheizt werden, sofern die Temperaturniveaus ähnlich sind. Abbildung 3.12 zeigt beispielhaft die beiden Betriebsarten (Kühlbetrieb und Heizbetrieb) für ein indirektes System mit Niederdrucksammler im t-h-Diagramm von R-744. Im Gegensatz zu den Systemen 1 und 2 kann bei System 3 eine Enteisung des Außenraumwärmetauschers nicht über die Kältemittelseite durchgeführt werden, sondern muss über die Kühlmittelseite erfolgen.

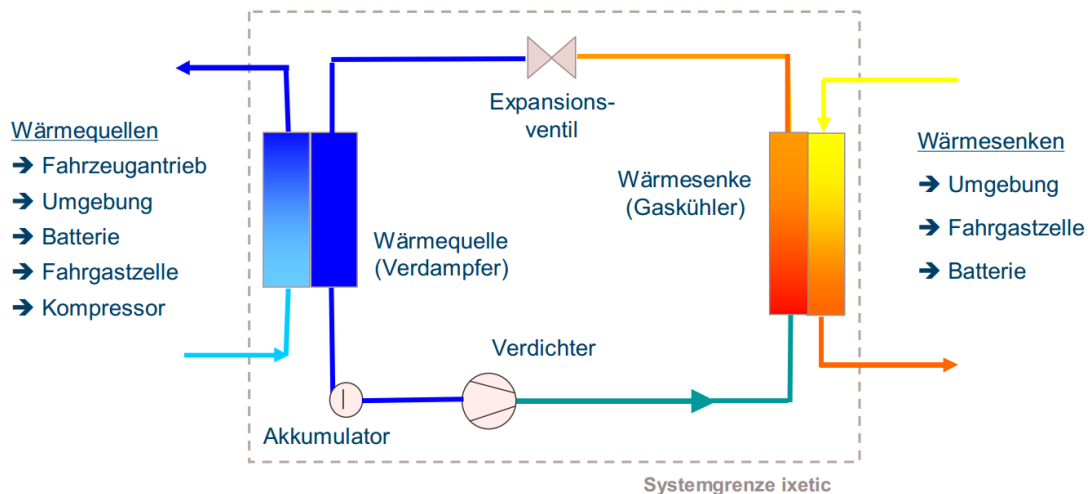


Abbildung 3.11: Schematischer Aufbau des indirekten Systems vorgeschlagen von Hinrichs (2011)

Die Nachteile dieser Variante sind die zusätzlich benötigten Komponenten für die Kühlmittel-Kreisläufe (Pumpen, Schaltventile etc.), die dadurch verursachte größere Trägheit des Systems sowie die niedrigere Effizienz durch die auftretenden Temperaturdifferenzen an den zusätzlichen Wärmeübertragern. Besonders wenn keine Möglichkeit zur Nutzung der Umgebungsluft als Wärmequelle besteht, hat dies stark negative Auswirkungen auf die Effizienz des Systems. Es ist in diesem Fall aber auch keine Abtauung eines Wärmetauschers notwendig. Eine Variante bei der prinzipiell die Nutzung der Umgebungsluft als Wärmequelle möglich ist, wurde von Wehner und Ackermann (2011) vorgeschlagen (Abbildung 3.13). Die Systemkomplexität ist in diesem Fall aber auch beim Kältekreislauf höher.

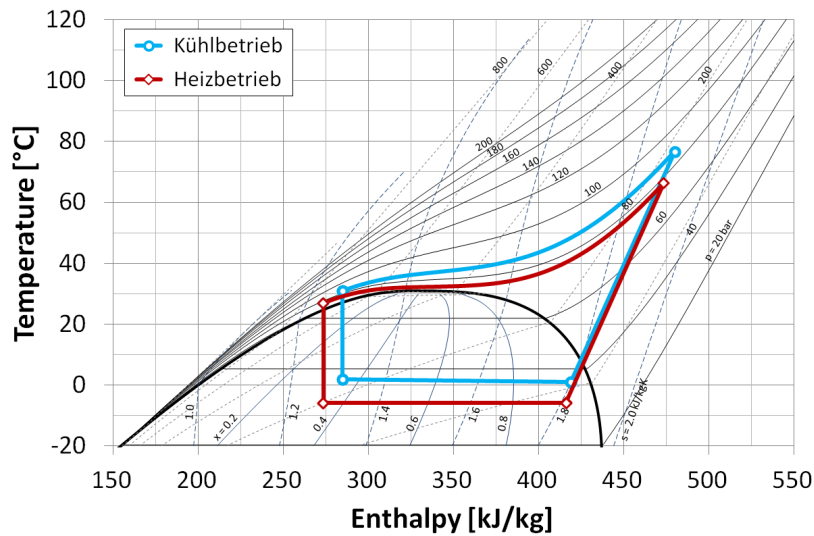


Abbildung 3.12: Kühlbetrieb und Heizbetrieb bei einem indirekten System mit Niederdruck-sammler im t-h-Diagramm von R-744

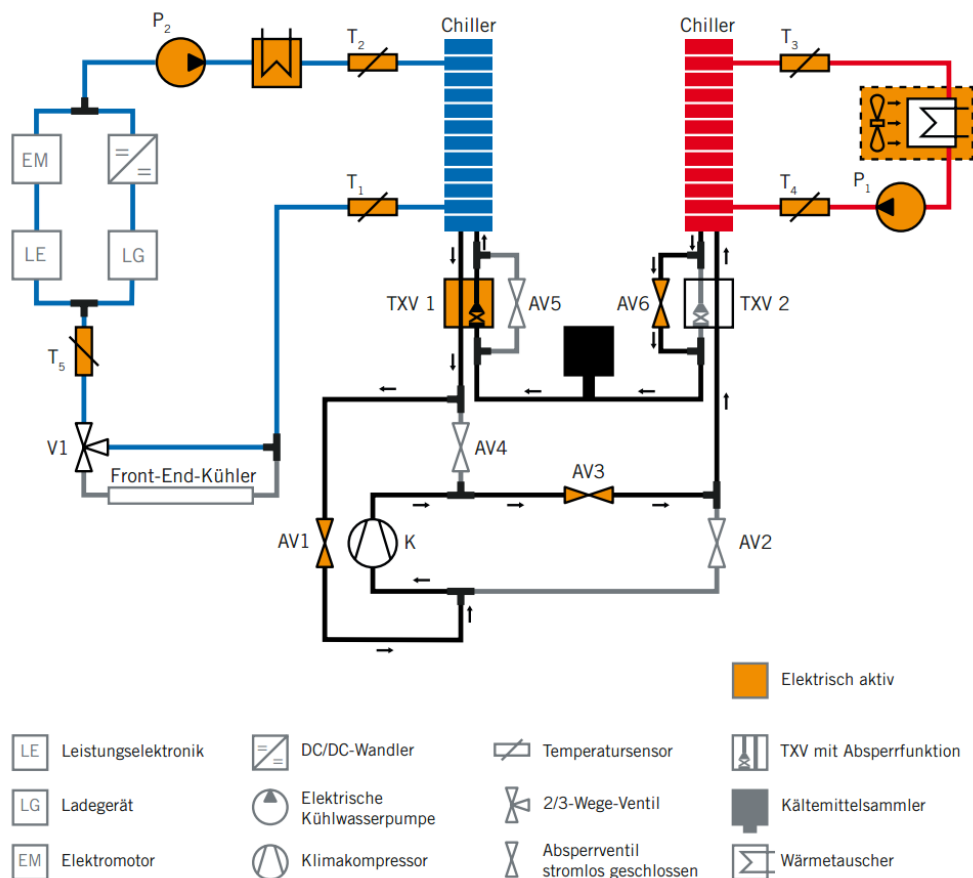


Abbildung 3.13: Schematischer Aufbau des indirekten Systems vorgeschlagen von Wehner und Ackermann (2011)



Da im Versuchsfahrzeug wie bereits erwähnt kein Kühlmittelkreislauf vorhanden war, wäre eine Integration eines indirekten Systems generell mit hohem Aufwand und Kosten verbunden gewesen. Bewertet wurde für den Vergleich der Systeme der vorgeschlagene Kältekreislauf von Wehner und Ackermann (2011) mit Niederdrucksammler sowie einer Einbindung des E-Motors und der Leistungselektronik in den Kühlmittelkreislauf.

### 3.3.5 System 4: Kältekreislauf mit 2 Wärmetauschern in der Klimabox

Ein Kältekreislauf mit drei Wärmetauschern - davon 2 in der Klimabox - wurde beispielsweise von Hünemörder (2004) vorgeschlagen (Abbildung 3.14). Ein derartiges System ermöglicht neben dem reinen Kühl- und Heizbetrieb auch einen energieeffizienten Entfeuchtungsbetrieb über den Kältekreislauf.

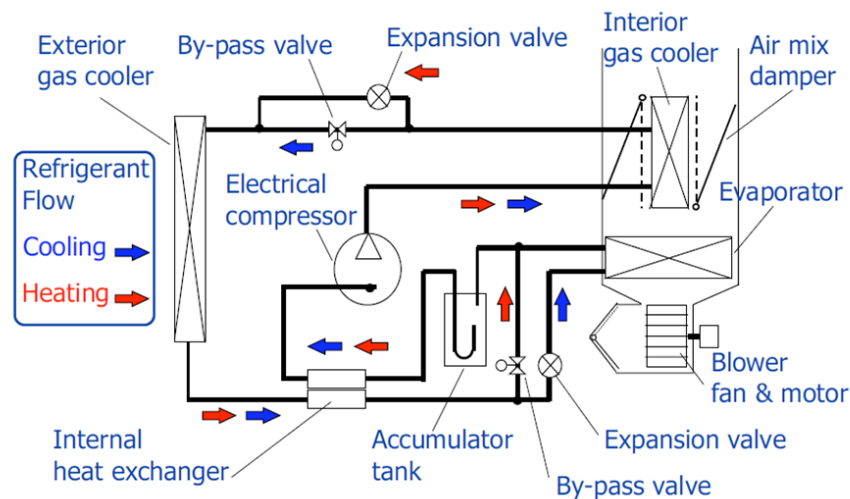


Abbildung 3.14: Schematischer Aufbau des Systems mit drei Wärmetauschern und internem Wärmeübertrager nach Hünemörder (2004)

Die Betriebsarten Kühlbetrieb sowie Heizbetrieb sind dabei identisch wie bei den Systemen 1 und 2. Abbildung 3.15 zeigt den bei System 4 möglichen Entfeuchtungsbetrieb über den Kältekreislauf sowie den Enteisungsbetrieb mit gleichzeitiger Beheizung des Innenraumes, der von Hünemörder (2004) vorgeschlagen wurde, im t-h-Diagramm von R-744. Der Entfeuchtungsbetrieb stellt dabei hohe Anforderungen an die Systemregelung, da das Druckniveau des Außenraumwärmetauschers mit Hilfe der beiden Expansionsventile (3 → 4 sowie 6 → 7) so geregelt werden muss, dass der gewünschte Wärmestrom am Außenraumwärmetauscher abgegeben bzw. aufgenommen wird (4 → 5). Zusätzlich sollte die benötigte Entfeuchtung der Luft sichergestellt sowie die Verdampfungstemperatur über 0 °C gehalten werden. Des Weiteren zeigten die Simulationsergebnisse in Kapitel 6.7.2, dass bei der Variante zur Abtaugung des Außenraumwärmetauschers und gleichzeitigen Innenraumbeheizung über den Kältekreislauf regelungstechnische Probleme zu erwarten sind.

Auch Lemke (2010) stellte ein derartiges System vor, jedoch ohne internen Wärmeübertrager (Abbildung 3.16). Wawzyniak (2011) zeigte ebenfalls ein System mit 3 Wärmetauschern,

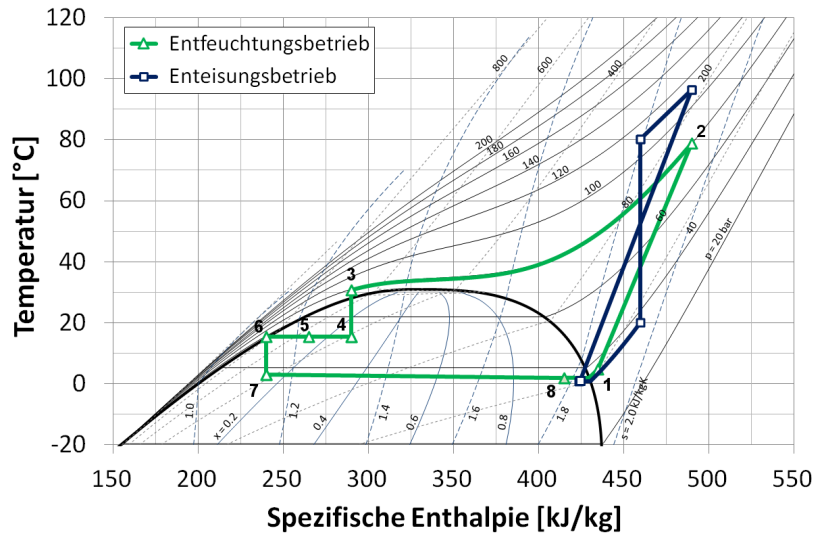


Abbildung 3.15: Entfeuchtungsbetrieb und Enteisungsbetrieb mit gleichzeitiger Beheizung des Innenraumes von System 4 im t-h-Diagramm von R-744

bei dem die Enteisung aber durch den Betrieb im Dreiecksprozess durchgeführt wird, was die Systemregelung vereinfacht (Abbildung 3.17). Allerdings benötigt dieses System deutlich mehr Schaltventile und während der Enteisung wird eine zusätzliche Wärmequelle (z.B. PTC-Heizer) benötigt, um den Komfort im Innenraum aufrecht zu erhalten. Attraktiv erscheint ein System mit 2 Wärmetauschern in der Klimabox, wenn es auch möglich ist, beide zur Wärmeabgabe im Wärmepumpenbetrieb zu nutzen. So könnte man speziell bei überkritischem Betrieb mit dem Kältemittel R-744 (Wärmeabgabe mit gleitender Temperatur) einen Kreuzgegenstrombetrieb gewährleisten, was sich positiv auf die Systemeffizienz auswirken würde. Eine mögliche Schaltungsvariante ist beispielsweise im Schutzrecht WO 2013 128899 A1 (2013) angeführt (Abbildung 3.18). Eine Variante mit der Möglichkeit der Wärmerückgewinnung von der ausströmenden Luft aus der Fahrzeugkabine durch einen zusätzlichen Wärmetauscher wird von Kondo und Morishita (2011) vorgeschlagen (Abbildung 3.19). Da die Luft bei den meisten PKW im Bereich des Fahrzeughecks an die Umgebung strömt, müsste auch der zur Wärmerückgewinnung notwendige Wärmetauscher an dieser Stelle angebracht werden. Der Außenraumwärmeübertrager liegt normalerweise an der Fahrzeugfront. Somit wären relativ lange Kältemittelleitungen nötig, was speziell hinsichtlich Kältemittelverlagerung in den verschiedenen Betriebsarten Probleme bereiten könnte und als Nachteil gesehen wird.

Die generellen Nachteile dieser Varianten sind die steigende Komplexität des Kältemittelkreislaufs sowie des Gesamtsystems und vor allem die hohen Anforderungen an die Systemregelung. Zusätzlich wäre ein Umbau der Klimabox im Fahrzeug nötig gewesen, um eine Integration des zweiten Wärmetauschers anstelle des PTC-Zuheizers zu ermöglichen. Für den durchgeführten Vergleich der Systeme wurde der vorgeschlagene Kältekreislauf von Hünemörder (2004) in Abbildung 3.14 bewertet.

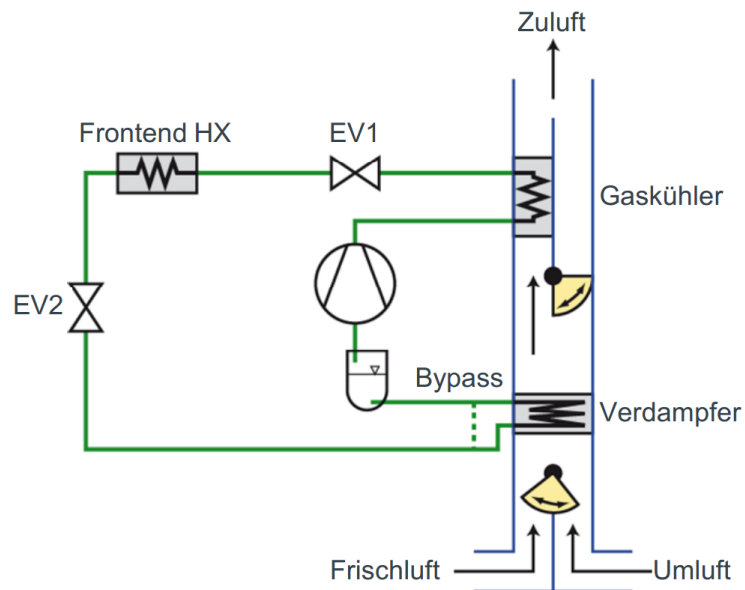


Abbildung 3.16: Schematischer Aufbau des Systems mit drei Wärmetauschern ohne internen Wärmeübertrager nach Lemke (2010)

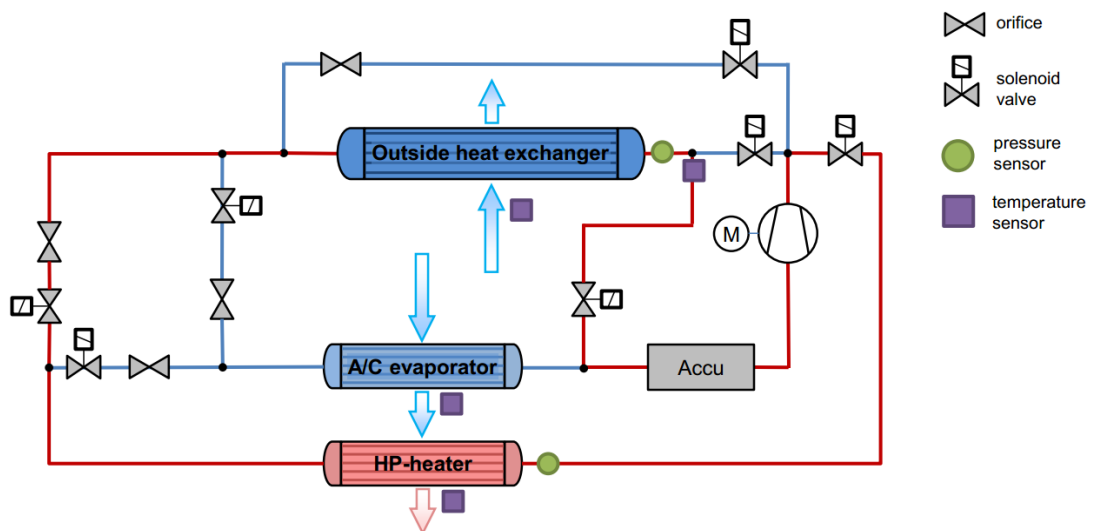


Abbildung 3.17: Schematischer Aufbau des Systems mit drei Wärmetauschern nach Wawzyński (2011)

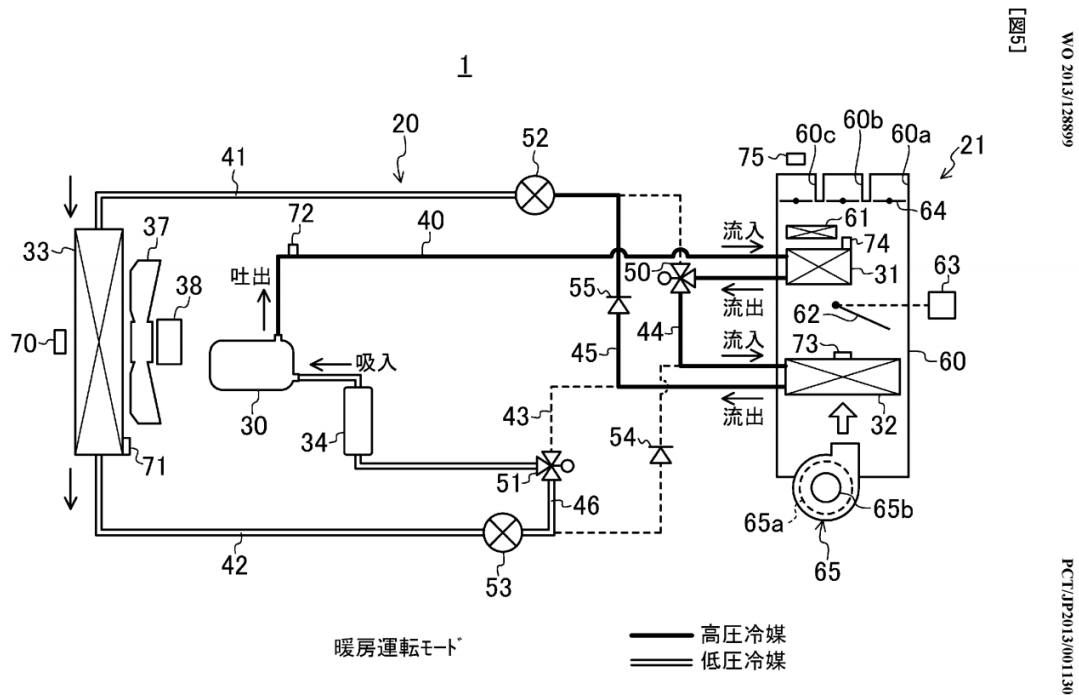


Abbildung 3.18: Schematischer Aufbau eines Kältekreislaufs mit 2 Wärmetauschern in der Klimabox und der Möglichkeit zur Nutzung beider zur Wärmeabgabe im Wärmepumpenbetrieb (Schutzrecht WO 2013 128899 A1 (2013))

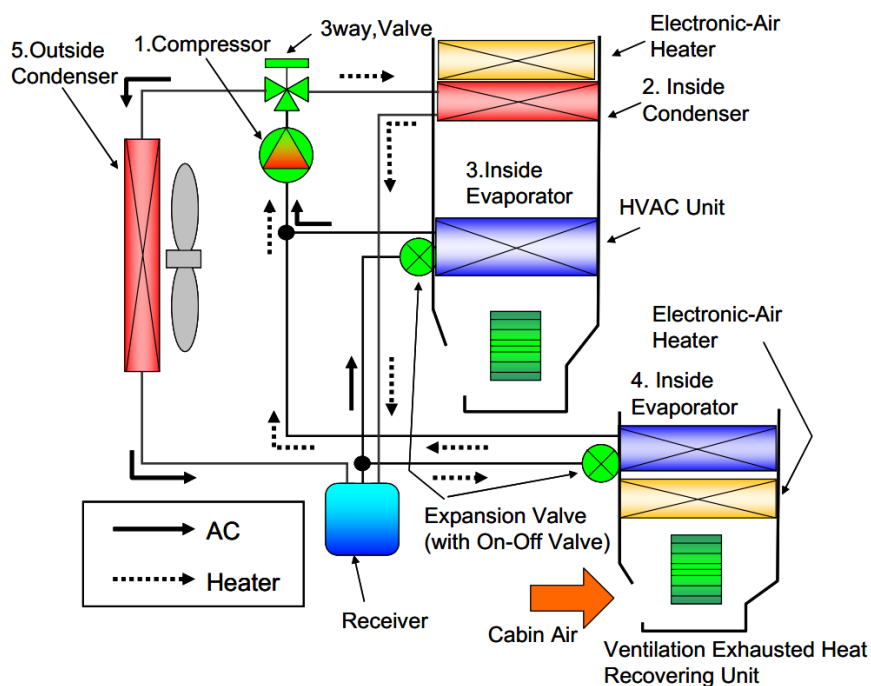


Abbildung 3.19: Schematischer Aufbau eines Kältekreislaufs mit 2 Wärmetauschern in der Klimabox und der Möglichkeit der Wärmerückgewinnung von der ausströmenden Luft aus der Fahrzeugkabine (Kondo und Morishita, 2011)

### 3.3.6 Bewertung und Vergleich der Systeme

Um das für das Versuchsfahrzeug am besten geeignetste Systemdesign zu bestimmen, wurde eine Bewertung nach den im Folgenden aufgelisteten Kriterien durchgeführt, wobei jeweils 0-5 Punkte vergeben wurden und das bestbewertete System die Höchstpunktzahl erhielt:

- **Energieeffizienz:** dabei wurde die Effizienz des Konzeptes in den Betriebsarten Kühlen, Heizen sowie Entfeuchten bewertet. Je höher die Effizienz des Systems in den verschiedenen Betriebsarten, desto höher die Punktzahl.
- **Systemkomplexität:** beurteilt die Komplexität im Bezug auf Systemaufbau sowie Anzahl der Systemkomponenten. Je geringer die Komplexität, desto höher die Punktzahl.
- **Regelbarkeit:** bewertet den Aufwand für eine Regelung in den Betriebsarten Kühlen, Entfeuchten und Heizen inklusive Umschaltung auf den Abtaubetrieb sowie beim Umschalten zwischen den Betriebsarten. Je einfacher und präziser sich das System regeln lässt, desto höher die Punktzahl.
- **Platzbedarf bzw. Gewicht:** bewertet den Platzbedarf sowie das Gewicht des Systems im Fahrzeug. Je geringer der Platzbedarf sowie das Gewicht, desto höher die Punktzahl.
- **Fahrzeugintegration:** beurteilt den Aufwand für die Integration des Systems in das Versuchsfahrzeug. Je einfacher die Systemintegration, desto höher die Punktzahl.
- **Kosten:** bewertet die anfallenden Kosten für das jeweilige System (Komponenten des Kälte- und ggf. Kühlkreislaufs sowie notwendige Änderungen an der Klimabox). Je geringer die Kosten, desto höher die Punktzahl.

Abbildung 3.20 zeigt die Bewertung der verschiedenen Systeme dargestellt in einem Netzdiagramm. Aufgrund der geringen Komplexität, der guten Regelbarkeit, des geringen Platzbedarfs sowie Gewichts und der einfachen Integration in das Versuchsfahrzeug bieten die Systeme 1 und 2 deutliche Vorteile gegenüber den anderen. Lediglich das zu diesem Zeitpunkt nicht verfügbare 4/2-Wegeventil für das Kältemittel R-744 für automobiler Anwendungen brachte System 2 aufgrund einer erforderlichen Neuentwicklung große Nachteile hinsichtlich der Systemkosten. Die Vorteile von System 4 liegen in der hohen Systemeffizienz durch die Möglichkeit der Entfeuchtung über den Kältekreislauf bei einer vertretbaren Komplexität. Als Nachteile sind die aufwändige (und möglicherweise problematische) Regelung speziell im Entfeuchtungsbetrieb sowie während einer Abtauung zu nennen. System 3 zeigte in keiner der Kategorien deutliche Vorteile und hat große Nachteile aufgrund der Systemkomplexität sowie des nachzurüstenden Kühlmittelkreislaufs, der auch in hohen Kosten resultiert.

Somit fiel die Entscheidung zur Umsetzung und zum Einbau in das Versuchsfahrzeug auf System 1 aufgrund der Verfügbarkeit der Komponenten, der geringeren Komplexität sowie Kosten, guten Regelbarkeit und dem vertretbaren Aufwand für die Integration in das Fahrzeug. In Kapitel 4 werden die Ergebnisse der durchgeführten Prüfstandsmessungen am R-134a-Originalsystem sowie am umgesetzten System 1 mit dem Kältemittel R-744 beschrieben.

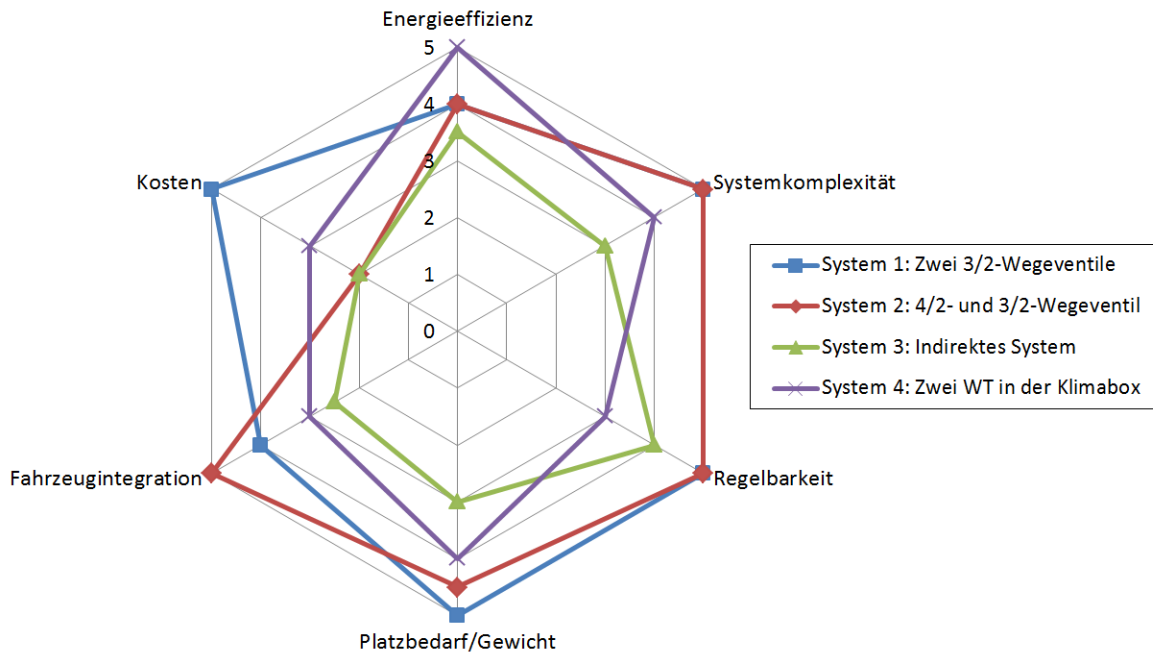


Abbildung 3.20: Netzdiagramm zur Veranschaulichung der Bewertung der verschiedenen Systeme

### 3.4 Konzepte zur weiteren Energieeinsparung

Der Energieverbrauch einer Kälteanlage bzw. Wärmepumpe kann durch zusätzliche Maßnahmen am Fahrzeug bzw. der Regelung des Innenraumkonditionierungssystems weiter reduziert werden. Der Großteil dieser Maßnahmen kann unabhängig vom verwendeten System eingesetzt werden, weshalb sie in diesem Abschnitt gesondert angeführt werden.

- Setpointanpassung:** Während einige moderne PKW-Klimaanlagen bereits über eine Anpassung der Verdampfungstemperatur („Setpoint“) verfügen, werden die meisten Systeme auf einer konstanten Verdampfungstemperatur knapp über  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  durch eine Hubregelung des Kompressors gehalten. Durch die starke Abkühlung der Luft wird sie (je nach vorhandener Luftfeuchte) zu einem gewissen Grad entfeuchtet, eine Eisbildung wird aber verhindert. Danach wird durch eine Beheizung der Luft (sog. „Nachheizen“) die gewünschte Ausblastemperatur erreicht. Diese Abkühlung und spätere Wiederaufheizung ist speziell bei E-Fahrzeugen (keine bzw. wenig verfügbare Abwärme im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen) sehr energieintensiv. Somit empfiehlt sich eine Anpassung der Verdampfungstemperatur an den aktuellen Bedarf im Fahrzeug (Lufttemperatur, Entfeuchtung), um das energetisch nachteilige Nachheizen zu vermeiden. Eine derartige Regelung könnte beispielsweise über Feuchtesensoren an für Scheibenbeschlag kritischen Stellen durchgeführt werden.
- Regelung Umluftrate:** Bei bereits konditionierter Luft in der Fahrzeugkabine ist der Umluftbetrieb deutlich energiesparender als der Außenluftbetrieb. Begrenzt wird diese Betriebsart aber durch hygiene- und sicherheitsrelevante Aspekte. Da die Fahrgäste Kohlendioxid, Geruchsstoffe sowie Wasserdampf emittieren, ist ein gewisser Außenluft-

anteil nötig, um eine gewisse Luftqualität zu gewährleisten und Scheibenbeschlag zu verhindern. Die Regelung dieses Anteils kann beispielsweise über einen CO<sub>2</sub>-Sensor, wie von Kaess (2010) vorgeschlagen, realisiert werden.

- **Prädiktive Regelungen:** Die Anwendung prädiktiver Regelungen in Fahrzeugen wird zunehmend diskutiert. Khayyam et al. (2012) zeigen, dass durch die Verwendung eines vorausschauenden Reglers für das thermische Management und die Fahrzeugklimaanlage, Energieeinsparungen im einstelligen Prozentbereich im Vergleich zur herkömmlichen Regelung möglich sind. Dabei werden unter anderem die zu erwartenden Steigungen und Gefälle der kommenden Wegstrecke in die Regelung miteinbezogen. So kann beispielsweise vor einem Gefälle, die Leistung der Klimaanlage gedrosselt werden, um danach die mögliche Rekuperationsenergie bei der Bergabfahrt zur Innenraumkonditionierung zu verwenden. Derartige Regelungen erscheinen besonders für Fahrzeuge mit bekannter Fahrtroute (z.B. Linienbusse) interessant.
- **Wärmedämmung der Karroserie:** Eine gute Wärmedämmung verringert vor allem im stationären Heizbetrieb die erforderliche Heizleistung. Der Wärmedurchgang der gesamten Karroserie setzt sich ungefähr zu gleichen Teilen aus dem Aufbau und den Scheiben zusammen (Großmann, 2012). Bei der Isolierung der Scheiben muss allerdings Rücksicht auf eine mögliche Enteisung genommen werden.
- **Wärmerückgewinnung:** Auch bei Fahrzeugen ist eine Übertragung der Wärmeenergie der Fortluft auf die einströmende Außenluft mit Hilfe eines Wärmetauschers denkbar um Energieeinsparungen zu erzielen. Zu berücksichtigen ist dabei die Strömungssituation im Fahrzeug. Bei den meisten PKWs strömt die Fortluft über Öffnungen im hinteren Fahrzeugteil an die Umgebung. Somit wäre eine entsprechende Anpassung der Luftführung notwendig, um diese Maßnahme umsetzen zu können.
- **Anpassung der Scheiben:** Im Kühlbetrieb erhöht die Sonneneinstrahlung die erforderliche Leistung der Kälteanlage. Diese zusätzliche Leistung ist wesentlich abhängig von der Fläche, Neigung und Ausführung der Scheiben. Durch kleinere, steiler angeordnete Scheibenflächen in Kombination mit Wärmeschutzverglasungen könnte somit die notwendige Kälteleistung bei Sonneneinstrahlung reduziert werden. Meist wiegen aber Design und aerodynamische Gesichtspunkte bei einem Fahrzeug stärker als die möglichen Verbesserungen für die Innenraumkonditionierung.
- **Lackierung:** Auch die Lackierung (Farbe, verwendeter Klarlack etc.) beeinflusst die Aufheizung des Bleches infolge der Sonneneinstrahlung. Durch die Wahl einer hellen, reflektierenden Lackierung kann die Aufheizung des Bleches und folglich der Fahrzeugkabine reduziert werden, was zu Energieeinsparungen im Kühlbetrieb führt.
- **Reduzierung der thermischen Massen im Fahrzeug:** Je größer die thermischen Massen (Masse  $\times$  Wärmekapazität) der Sitze, Verkleidungen etc. im Fahrzeug, desto höher ist der Energiebedarf für das Aufheizen bzw. Abkühlen dieser am Beginn der Fahrt. Somit kann durch Reduzierung der thermischen Massen vor allem bei überwiegendem Anteil an kurzen Fahrten der Energiebedarf für die Klimatisierung wesentlich verringert werden.

# 4

## Kapitel

# Experimentelle Untersuchungen

Sowohl das R-134a-Originalsystem als auch das ausgewählte und umgesetzte Systemdesign (Kältekreislauf mit zwei 3/2-Wegeventilen und dem Kältemittel R-744) wurden auf dem Systemprüfstand in der Klimakammer vermessen. Eine Beschreibung der Systemkomponenten beider Anlagen ist im Anhang A und die Auflistung der verwendeten Messtechnik sowie eine Diskussion der Messunsicherheiten im Anhang B zu finden. Zur Abstimmung des R-744-Systems wurde zuerst eine Füllmengenbestimmung durchgeführt und der Einfluss verschiedener Parameter (Expansionsventilstellung etc.) auf das Systemverhalten untersucht. Die experimentellen Untersuchungen dienten als Basis für die durchgeführte Jahresenergieverbrauchsberechnung, um einen Vergleich der beiden Systeme zu erhalten (siehe Kapitel 7).

## 4.1 Aufbau des Systemprüfstands

Der Aufbau der Klimakammer ist schematisch in Abbildung 4.1 dargestellt. In der großen „äußeren“ Kammer befindet sich die „innere“ Kammer, die falls gewünscht auch unterschiedlich konditioniert werden kann.

Lufttemperatur und Luftfeuchte wurden über eine zentrale Konditioniereinheit geregelt. Die beiden Luftkanäle, in denen bei den Messungen der Innenraum- und Außenraumwärmetauscher der R-134a- bzw. R-744-Anlage untergebracht waren, wurden mit Sensoren zur Erfassung der folgenden luftseitigen Messgrößen ausgestattet:

- Temperatur und Feuchtesensoren waren stromauf- und stromabwärts jedes Wärmetau-



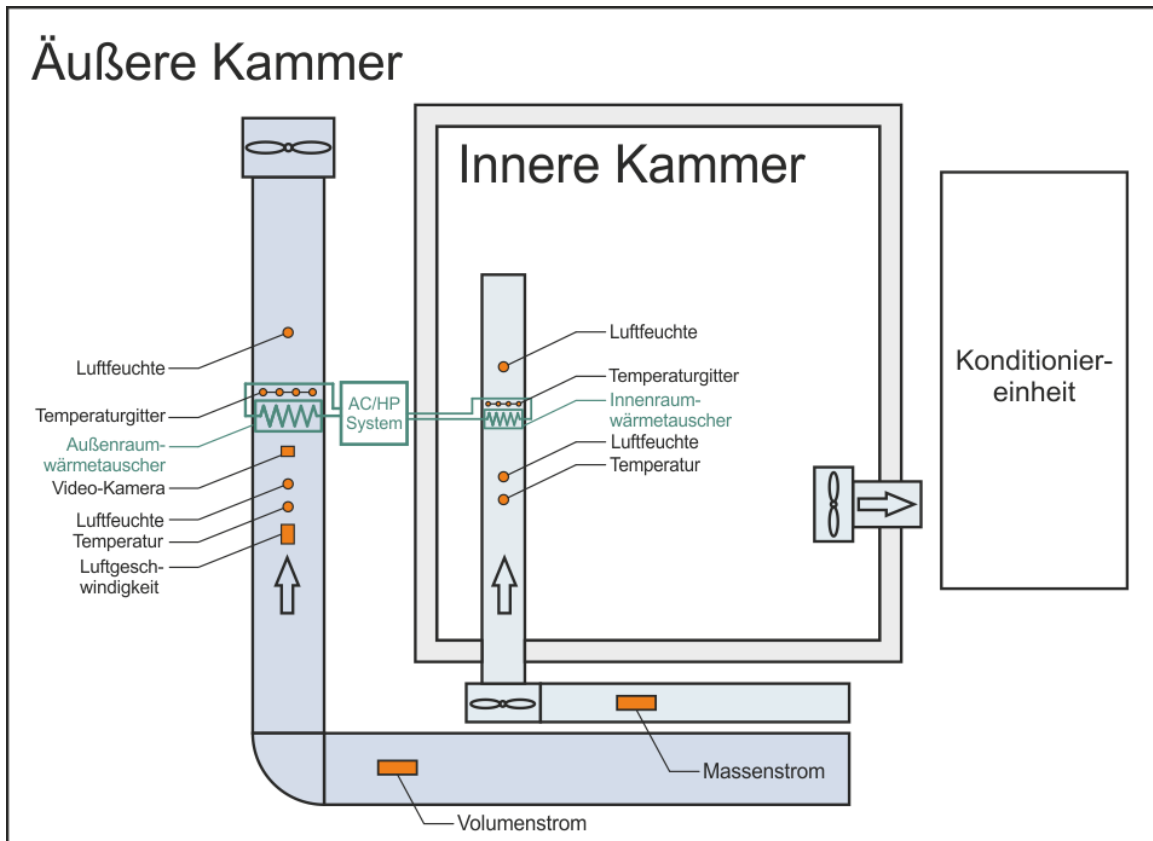


Abbildung 4.1: Aufbau der Klimakammer inkl. eingesetzter Messtechnik

schers angebracht, wobei stromabwärts die Temperatur aufgrund des entstehenden inhomogenen Strömungsfeldes über ein Temperaturgitter gemessen wurde.

- Der Luftmassenstrom wurde für den Innenraumwärmetauscher direkt mit Hilfe eines Hitzdrahtsensors gemessen.
- Der Volumenstrom über den Außenraumwärmetauscher konnte über den gemessenen luftseitigen Druckabfall über eine Messblende berechnet werden.
- Mit Hilfe einer Kamera stromaufwärts des Außenraumwärmetauschers konnte dessen Vereisung bei niedrigen Lufttemperaturen aufgenommen werden (siehe Kapitel 4.5).

In Abbildung 4.2 ist der Luftkanal für den Außenraumwärmetauscher in der äußeren Kammer dargestellt und Abbildung 4.3 zeigt den Luftkanal für den Innenraumwärmetauscher in der inneren Kammer.



Abbildung 4.2: Luftkanal für den Außenraumwärmetauscher in der äußeren Kammer

## 4.2 Testmatritzen

Für die Vermessung des R-134a-Systems und des umgesetzten R-744-Systems wurde jeweils eine Testmatrix für den A/C-Betrieb sowie für den Wärmepumpenbetrieb erstellt, um die Anforderungen bei den europäischen klimatischen Gegebenheiten grob abzudecken. Tabelle 4.1 zeigt die Testmatrix für den A/C-Betrieb, wobei hier bewusst bei einer Lufttemperatur von 15 °C niedrigere Luftmassenströme gewählt wurden, da bei dieser die Anlagen meist nur unter geringer Last arbeiten. Die Testmatrix für den Wärmepumpenbetrieb des R-744-Systems wurde weit umfangreicher gestaltet (Tabelle 4.2), da verschiedene Ventilöffnungen zur Optimierung der Leistung und Effizienz der Anlage getestet wurden. Das System wurde im Wärmepumpenbetrieb auf die Kältemittelintrittstemperatur in den IRWT geregelt, da dies eine

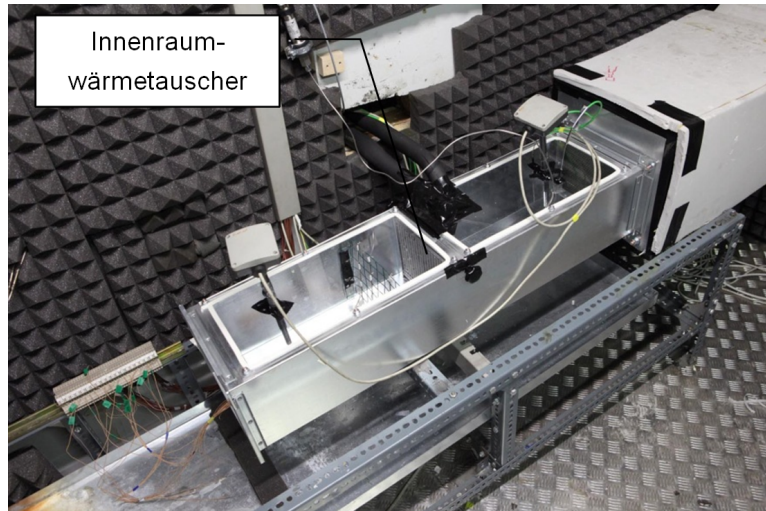


Abbildung 4.3: Luftkanal für den Innenraumwärmetauscher in der inneren Kammer

stabile Regelung ermöglichte und gleichzeitig die Einhaltung der Grenzen dieser Temperatur möglich war. Eine Alternative wäre die Regelung der Luftaustrittstemperatur aus dem IRWT gewesen. Aufgrund des begrenzten Hochdrucks von 100 bar im Wärmepumpenbetrieb, musste die maximale Kältemittelintrittstemperatur in den IRWT bei höheren Lufttemperaturen reduziert werden.

Tabelle 4.1: Testmatrix für den A/C-Betrieb

OP	Eintritt Außenraumwärmetauscher			Eintritt Innenraumwärmetauscher		
	Lufttemperatur [°C]	Relative Luftfeuchte [%]	Luftgeschwindigkeit [m/s]	Lufttemperatur [°C]	Relative Luftfeuchte [%]	Luftmassenstrom [kg/h]
1	35	25	4	35	25	250
2			3			190
3			3			250
4			3			190
5			1,5			250
6			1,5			190
7	25	50	3	25	50	250
8			3			190
9			1,5			250
10			1,5			190
11	15	80	3	15	80	190
12						150
13						100
14			1,5			190
15						150
16						100

4.2. TESTMATRITZEN

Tabelle 4.2: Testmatrix für den Wärmepumpenbetrieb

OP	Eintritt Außenraumwärmetauscher			Eintritt Innenraumwärmetauscher				Kältemitteltemperatur IRWT Eintritt [°C]	
	Lufttemperatur [°C]	Relative Luftfeuchte [%]	Luftgeschwindigkeit [m/s]	Lufttemperatur [°C]	Relative Luftfeuchte [%]	Luftmassenstrom [kg/h]	Ventilöffnung [Umdrehungen]		
101	-10	95	3	-10	95	250	1,5	60	
102							2		
103							3		
104						100	1,5		
105							2		
106							3		
107			1,5			250	1,5		
108							2		
109							3		
110						100	1,5		
111							2		
112							3		
113			3			250	1,5		80
114							2		
115							3		
116						100	1,5		
117							2		
118							3		
119			1,5			250	1,5		
120							2		
121							3		
122						100	1,5		
123							2		
124							3		
125	0	85	3	0	85	250	1,5	60	
126							2		
127							3		
128						100	1,5		
129							2		
130							3		
131			1,5			250	1,5		
132							2		
133							3		
134						100	1,5		
135							2		
136							3		
137			3			250	1,5		75
138							2		
139							3		
140						100	1,5		
141							2		
142							3		
143			1,5			250	1,5		
144							2		
145							3		
146						100	1,5		
147							2		
148							3		
149	10	75	3	10	75	250	1,5	60	
150							2		
151							3		
152						100	1,5		
153							2		
154							3		
155			1,5			250	1,5		
156							2		
157							3		
158						100	1,5		
159							2		
160							3		
161			3			250	1,5		70
162							2		
163							3		
164						100	1,5		
165							2		
166							3		
167			1,5			250	1,5		
168							2		
169							3		
170						100	1,5		
171							2		
172							3		

### 4.3 Vermessung des R-134a-Originalsystems

Zur Vermessung am Systemprüfstand wurde das R-134a-Originalsystem des Versuchsfahrzeugs (Beschreibung der Komponenten in Anhang A) mit der in Abbildung 4.4 eingezeichneten Messtechnik (Messung des Kältemittelmassenstroms, Druck und Temperaturmessstellen, Strom- und Spannungsmessung zur Bestimmung der Kompressorleistung sowie Messstellen für Lufttemperatur und Luftfeuchte) versehen und nach der definierten Testmatrix für den A/C-Betrieb vermessen.

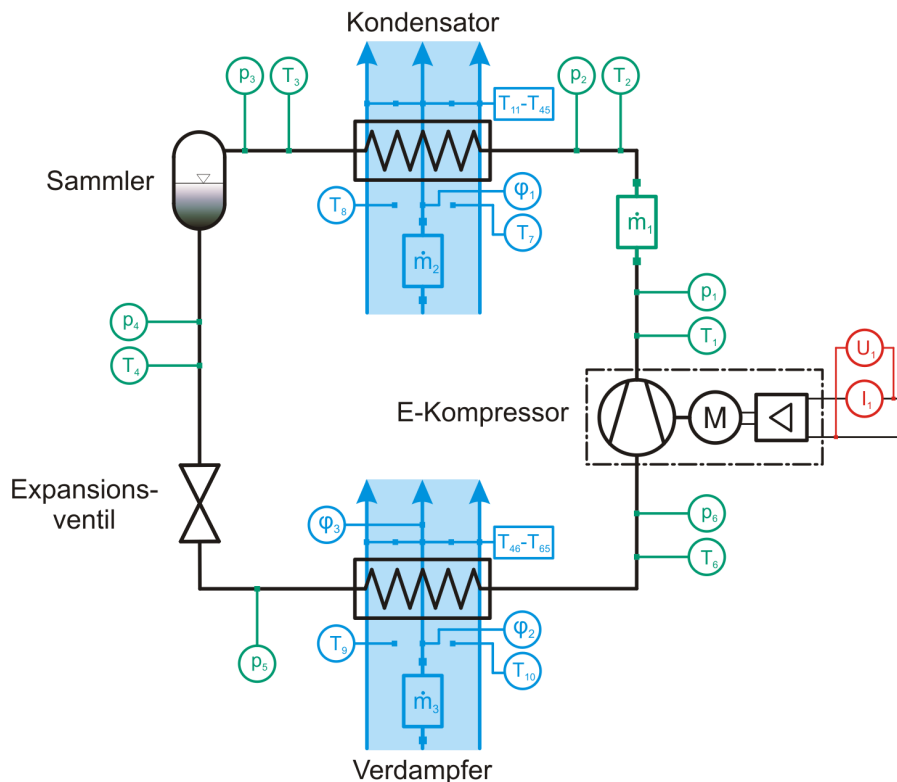


Abbildung 4.4: Schema des R134a-Systems mit eingezeichneten Messstellen und Messgrößen

Dabei wurde die originale Fahrzeugregelung der R-134a-Anlage übernommen. Der Hystereseregler im Fahrzeug schaltete die Anlage bei einer Lufttemperatur nach Verdampfer über  $4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ein und nach Erreichen von  $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  wieder aus. Tabelle 4.3 zeigt die Messergebnisse des R-134a-Systems im A/C-Betrieb. Während das System bei  $25$  und  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  die Lufttemperatur nach Verdampfer zum Ausschalten ( $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) nicht erreicht und somit immer eingeschaltet bleibt, wird bei  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  der Kompressor entsprechend der Regelung ein- und ausgeschaltet. Dieses als „Cycling“ bezeichnete Verhalten verringert die Leistung und Effizienz (gemittelt über die Betriebszeit) der Anlage. Eine detailliertere Betrachtung auftretender Phänomene im Cycling-Betrieb wird im Folgenden durchgeführt.

Nach Erreichen der Ausschalttemperatur beginnt der Druckausgleich zwischen Hoch- und Niederdruckseite, wobei Kältemittel durch das Expansionsventil auf die Niederdruckseite strömt. Beim Wiedereinschalten des Kompressors müssen diese Druckniveaus nun erneut aufgebaut

Tabelle 4.3: Messergebnisse des R-134a-Systems im A/C-Betrieb

OP	Kältemittel- massenstrom [kg/h]	Kompressor- austrittsdruck [bar]	Kompressor- eintrittsdruck [bar]	Lufttemperatur nach Verdampfer [°C]	Kälteleistung [kW]	Kompressor- leistung [kW]	COP
1	61,7	12,0	3,31	11,4	2,36	1,23	1,91
2	51,4	11,4	2,93	7,3	2,03	1,16	1,75
3	62,7	12,6	3,36	11,7	2,33	1,30	1,79
4	52,4	12,1	2,97	7,4	1,93	1,22	1,59
5	62,8	14,0	3,41	11,8	2,20	1,44	1,53
6	51,5	13,4	2,95	7,4	1,81	1,38	1,31
7	52,1	9,3	2,82	6,1	2,46	0,96	2,55
8	43,3	8,7	2,45	3,3	1,94	0,89	2,18
9	51,2	10,3	2,83	6,2	2,24	1,04	2,16
10	45,1	9,8	2,53	2,9	2,07	1,00	2,06
11	15,4	5,58	2,76	6,9	0,90	0,21	4,21
12	13,9	5,48	2,73	6,2	0,77	0,18	4,30
13	10,9	5,37	2,64	4,7	0,58	0,16	3,60
14	16,6	5,83	2,76	6,8	0,89	0,22	4,04
15	12,0	5,61	2,72	6,1	0,72	0,17	4,13
16	11,0	5,60	2,66	4,8	0,58	0,17	3,42

werden und das zurückgeströmte Kältemittel wieder auf die Hochdruckseite befördert werden. Dieser Vorgang verursacht einen zusätzlichen Energieverbrauch des Kompressors. Abbildung 4.5 zeigt die Verläufe von Hoch- und Niederdruck, sowie Kompressorleistung und Lufttemperatur nach Verdampfer für OP 15. Deutlich zu erkennen ist, dass der Kompressor bereits ca. 5 s in Betrieb ist, bevor die Lufttemperatur nach Verdampfer wieder zu sinken beginnt. Des Weiteren sieht man, dass trotz der Wiedereinschaltung bei 4,5 °C, die Leistungsaufnahme des Kompressors auch erst nach einer merklichen Verzögerung von ein paar Sekunden wieder ansteigt (langsamer Anfahrvorgang des Kompressors). Die Spitzen in der Kompressorleistung beim Anfahren des Kompressors waren auf die verbaute Leistungselektronik zurückzuführen.

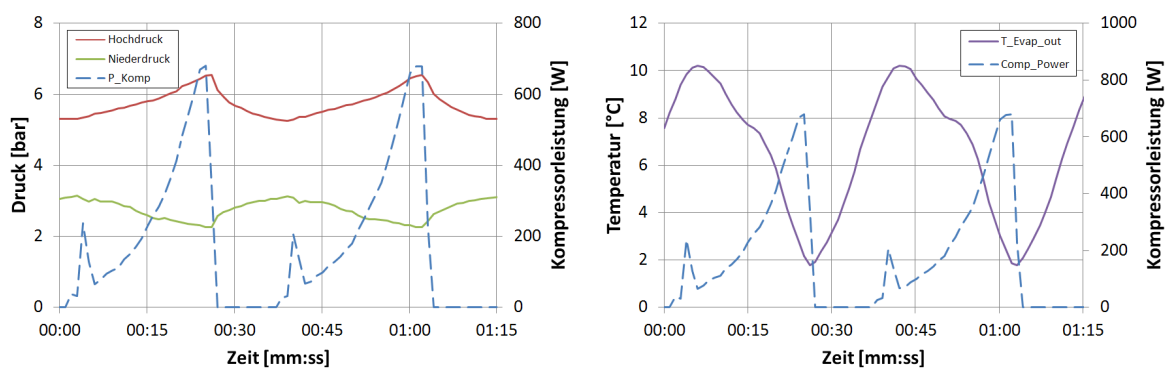


Abbildung 4.5: Hochdruck, Niederdruck, Kompressorleistung sowie Lufttemperatur nach Verdampfer während des Cycling-Betriebs bei 15 °C (OP 15)

Für die 6 gemessenen Betriebspunkte bei 15 °C lagen die Ausschaltzeiten des Kompressors zwischen 10 und 24s. Betrachtet man nun den Verlauf von Hoch- und Niederdruck nach

Abschaltung des Kompressors (Abbildung 4.6) so zeigt sich, dass im Bereich dieser Ausschaltzeiten (10 s = min, 24 s = max) bereits ca. die Hälfte der anfänglichen Druckdifferenz abgebaut wurde.

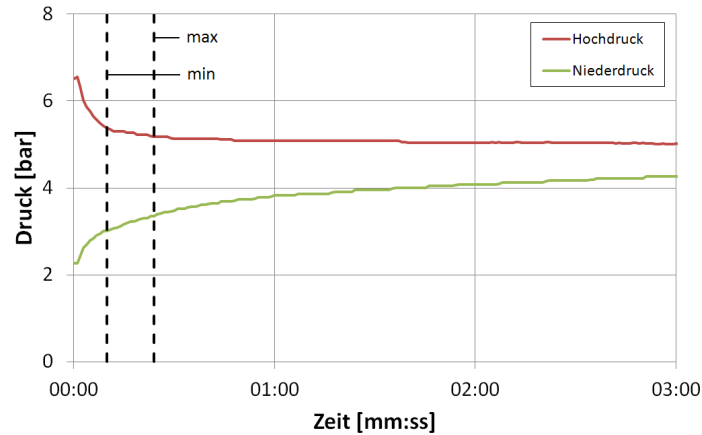


Abbildung 4.6: Verlauf von Hoch- und Niederdruck nach Abschaltung des Kompressors bei OP 15 mit eingezeichneter minimaler und maximaler Ausschaltdauer des Kompressors in den gemessenen Betriebspunkten

Für den Vergleich des Jahresenergieverbrauchs des Originalsystems mit dem umgesetzten R-744-System wurde ein ideales PTC-Element ( $P_{el} = \dot{Q}_{Heiz}$ ) im Heizbetrieb angenommen.

## 4.4 Vermessung und Abstimmung des R-744-Systems

Auch der umgesetzte Kältekreislauf (System mit 2 3/2-Wegeventilen) mit dem Kältemittel R-744 (Beschreibung der Komponenten in Anhang A) wurde am Systemprüfstand in der Klimakammer vermessen. Abbildung 4.7 zeigt ein Schema des R-744-Systems inklusive eingezeichneter Messtechnik (Kältemittelmassenstrom, Druck und Temperaturmessstellen, Strom/Spannungsmessung zur Bestimmung der Kompressorleistung sowie Messstellen für Lufttemperatur und Luftfeuchte). Die Vermessung erfolgte nach den definierten Testmatrizen für den A/C-Betrieb und den Wärmepumpenbetrieb.

Um die Leistungsfähigkeit und Effizienz der Anlage sowohl im Wärmepumpen- als auch im A/C-Betrieb unter den verschiedenen Betriebsbedingungen sicherzustellen, wurde vor der Vermessung eine umfangreiche Füllmengenbestimmung durchgeführt. Diese wird im Folgenden beschrieben.

### 4.4.1 Füllmengenbestimmung

Die Kältemittelfüllmenge hat einen wesentlichen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit und Effizienz des System. Je nach Betriebsart (Kühl- bzw. Heizbetrieb) und Umgebungsbedingungen ist mehr oder weniger Kältemittel in den Systemkomponenten. Mit Hilfe des Kältemittelsammlers (auch Akkumulator genannt falls er auf der Niederdruckseite im System integriert

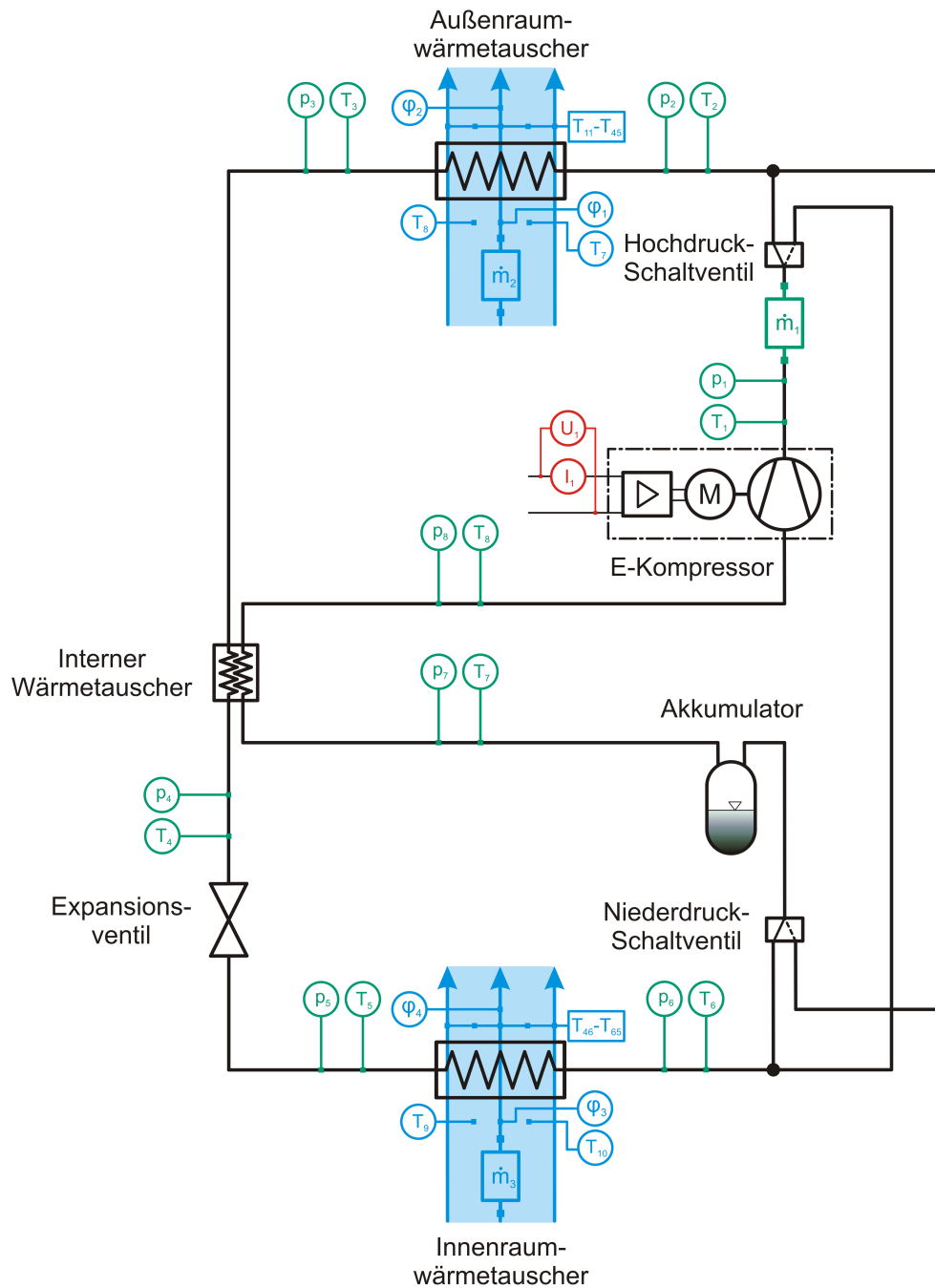


Abbildung 4.7: Schema des R-744-Systems mit zwei 3/2-Wegeventilen und eingezeichneten Messstellen sowie Messgrößen



ist) können diese Schwankungen ausgeglichen werden, eine Entleerung oder eine Überfüllung des Sammlers muss jedoch vermieden werden, um das Systemverhalten nicht negativ zu beeinflussen.

Um eine passende Anlagenfüllmenge bestimmen zu können, wurden sowohl im A/C- als auch im Wärmepumpenbetrieb jeweils zwei Füllmengenbestimmungen bei unterschiedlichen Lufttemperaturen durchgeführt. Dabei wurden ausgehend von einer bestimmten Füllmenge schrittweise jeweils ca. 50 g Kältemittel in das System gefüllt und die Auswirkungen auf Größen wie die Überhitzung nach dem Akkumulator, die Kälte- bzw. Heizleistung oder den COP beobachtet. Die Lufttemperaturen wurden so gewählt, dass möglichst der gesamte Betriebsbereich der Anlage abgedeckt wird. Da auch die Stellung des Drosselventiles einen Einfluss auf die hinsichtlich Effizienz und Leistung optimale Füllmenge besitzt, wurden die Füllmengenbestimmungen bei verschiedenen Drosselventilstellungen durchgeführt. Die Versuche wurden jeweils mit konstanter Kompressordrehzahl und konstanten Luftmassenströmen durchgeführt.

### Füllmengenbestimmung bei -10 °C im Wärmepumpenbetrieb

Die Randbedingungen für die Füllmengenbestimmung bei -10 °C im Wärmepumpenbetrieb sind in Tabelle 4.4 dargestellt. Abbildung 4.8 (oben) zeigt die Überhitzung nach dem Akkumulator, die Kompressoreintritts- und Austrittsdrücke, den COP sowie die Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen.

Tabelle 4.4: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei -10 °C im Wärmepumpenbetrieb

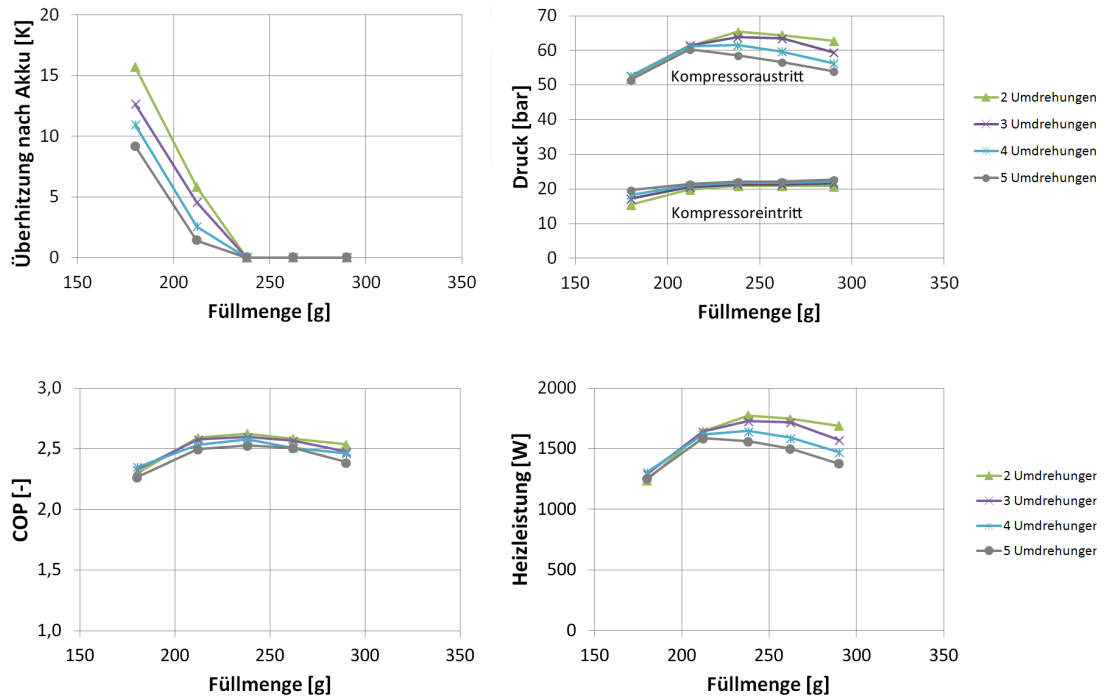
Lufttemperatur	-10 °C
Relative Luftfeuchte	75 %
Kompressordrehzahl	2000 U/min
Luftmassenstrom durch IRWT	250 kg/h
Mittlere Luftgeschwindigkeit vor ARWT	1,5 m/s

Die Überhitzung nach dem Akkumulator verschwand bei ca. 230 g, d.h. es bildete sich ein Flüssigkeitsspiegel im Akkumulator aus. Ab dieser Füllmenge lag der COP bei ca. 2,5, wobei die größte Heizleistung von 1,7 kW mit der kleinsten Ventilöffnung - in diesem Fall zwei Umdrehungen - erreicht wurde. Im Vergleich zu der im Folgenden beschriebenen Füllmengenbestimmung bei +10 °C ist zu erkennen, dass sich der Akkumulator bei tiefer Temperatur deutlich früher zu füllen beginnt.

### Füllmengenbestimmung bei +10 °C im Wärmepumpenbetrieb

Die Füllmengenbestimmung bei +10 °C im Wärmepumpenbetrieb wurde bei den Randbedingungen in Tabelle 4.5 durchgeführt. In Abbildung 4.8 (unten) sind die Überhitzung nach dem Akkumulator, die Kompressoreintritts- und Austrittsdrücke, der COP sowie die Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen zu sehen.

Ergebnisse für den Wärmepumpenbetrieb bei -10 °C:



Ergebnisse für den Wärmepumpenbetrieb bei +10 °C:

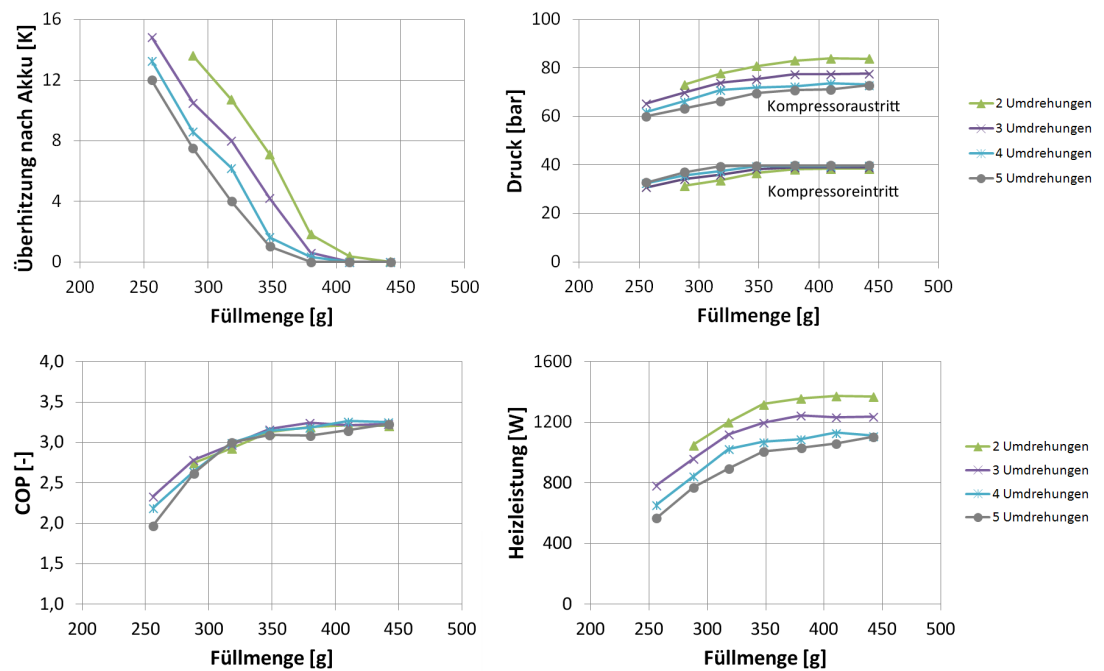


Abbildung 4.8: Überhitzung nach dem Akkumulator, Kompressoreintritts- und Austrittsdrücke, COP sowie Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im Wärmepumpenbetrieb bei -10 °C sowie +10 °C

Tabelle 4.5: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei +10 °C im Wärmepumpenbetrieb

Lufttemperatur	+10 °C
Relative Luftfeuchte	75 %
Kompressordrehzahl	1000 U/min
Luftmassenstrom durch IRWT	250 kg/h
Mittlere Luftgeschwindigkeit vor ARWT	1,5 m/s

Bei +10 °C begann sich der Akkumulator erst ab einer Füllmenge zwischen ca. 380 und 420 g zu füllen, je nach Öffnung des Expansionsventiles. Der COP lag ab dieser Füllmenge im Bereich von 3,2. Die Kompressoreintritts- und Austrittsdrücke waren merklich höher als bei -10 °C.

### Füllmengenbestimmung bei +15 °C im A/C-Betrieb

Die Randbedingungen für die Füllmengenbestimmung bei +15 °C Grad im A/C-Betrieb sind in Tabelle 4.6 dargestellt. Da das System bei dieser Temperatur im A/C-Betrieb meist nur im Teillastbetrieb arbeitete, wurde der Luftmassenstrom durch den IRWT auf 190 kg/h gesenkt. Abbildung 4.9 (oben) zeigt die Überhitzung nach dem Akkumulator, die Kompressoreintritts- und Austrittsdrücke, den COP sowie die Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen.

Tabelle 4.6: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei +15 °C im A/C-Betrieb

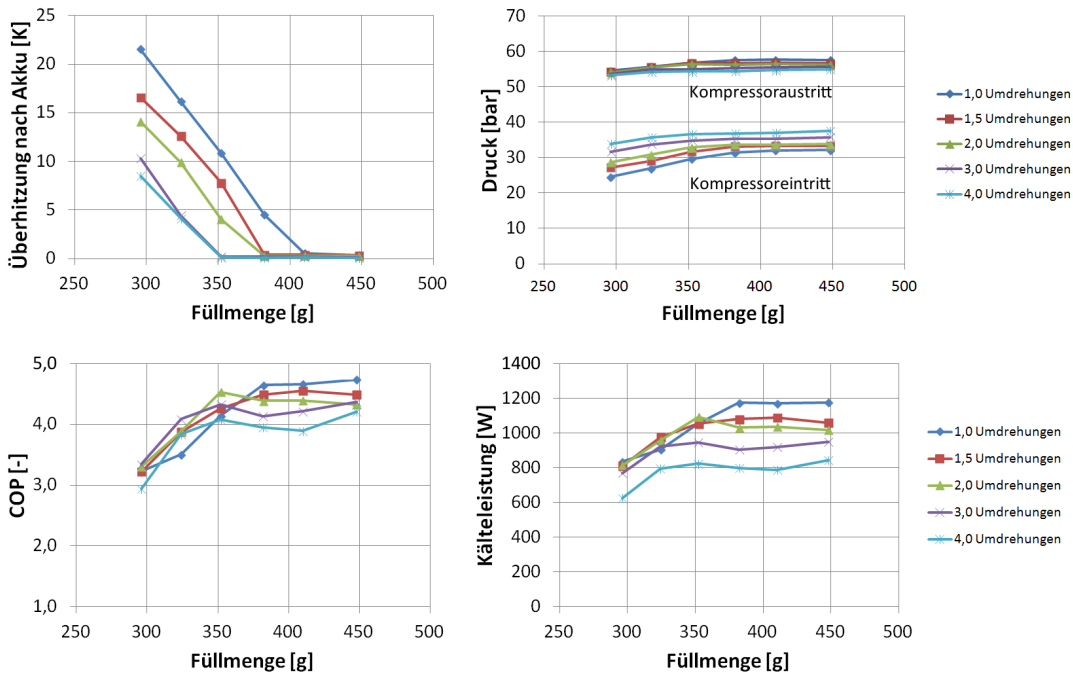
Lufttemperatur	+15 °C
Relative Luftfeuchte	70 %
Kompressordrehzahl	1000 U/min
Luftmassenstrom durch IRWT	190 kg/h
Mittlere Luftgeschwindigkeit vor ARWT	1,5 m/s

Auch bei +15 °C im A/C-Betrieb zeigte sich ein ähnliches Bild wie bei +10 °C im Wärmepumpenbetrieb. Der Kältemittelsammler begann sich - je nach Ventilöffnung - ab einer Füllmenge zwischen 350 und 410 g zu füllen. Der COP lag ab dieser Füllmenge im Bereich von 4,0 bis 4,7.

### Füllmengenbestimmung bei +35 °C im A/C-Betrieb

Die Füllmengenbestimmung bei +35 °C im A/C-Betrieb wurde bei den Randbedingung in Tabelle 4.7 durchgeführt. Das System arbeitete hier bereits unter hoher Last, als Kompressordrehzahl wurden 3000 U/min gewählt, um eine hohe Kälteleistung und somit niedrige Lufttemperaturen nach dem IRWT zu gewährleisten. Abbildung 4.9 (unten) zeigt die Überhitzung nach dem Akkumulator, die Kompressoreintritts- und Austrittsdrücke, den COP sowie die Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen.

Ergebnisse für den A/C-Betrieb bei +15 °C:



Ergebnisse für den A/C-Betrieb bei +35 °C:

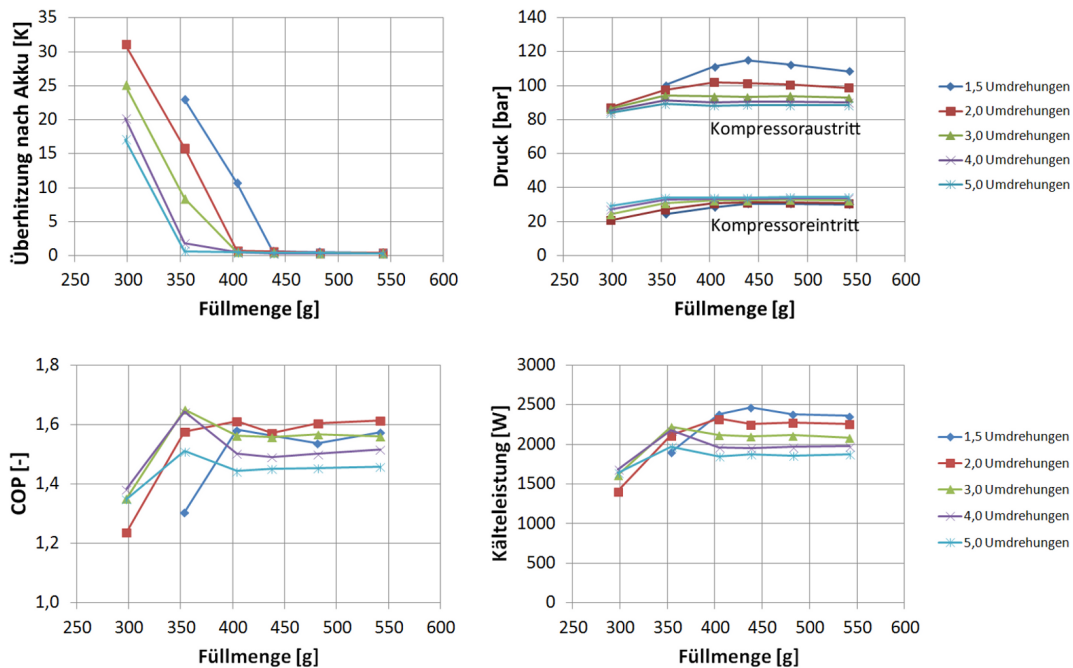


Abbildung 4.9: Überhitzung nach dem Akkumulator, Kompressoreintritts- und Austrittsdrücke, COP sowie Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im A/C-Betrieb bei +15 °C sowie +35 °C

Tabelle 4.7: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei +15 °C im A/C-Betrieb

Lufttemperatur	+35 °C
Relative Luftfeuchte	20 %
Kompressordrehzahl	3000 U/min
Luftmassenstrom durch IRWT	250 kg/h
Mittlere Luftgeschwindigkeit vor ARWT	1,5 m/s

Bei +35 °C im A/C-Betrieb beginnt sich der Akkumulator ab einer Füllmenge zwischen ca. 350 und 430 g zu füllen, je nach Öffnung des Expansionsventiles. Speziell die Kompressoraustrittsdrücke sind deutlich höher als bei den vorherigen Füllmengenbestimmungen, der Kältemittelzustand am Kompressoraustritt ist stets überkritisch. Auffällig ist der meist etwas höhere COP bei einsetzendem Füllstand im Akkumulator als bei höheren Füllständen.

Fazit:

- Ein unterfülltes System hat grundsätzlich weniger Kälte- bzw. Heizleistung und auch einen niedrigeren COP, lediglich bei 35 °C im A/C-Betrieb brachte ein leicht unterfülltes System bei größeren Ventilöffnungen einen etwas höheren COP.
- Je kleiner der Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils (niedrigere Umdrehungszahl) ist, desto mehr Kältemittel muss im System sein, damit sich im Kältemittelsammler ein Flüssigkeitsspiegel einstellt (keine Überhitzung nach Akkumulator).
- Je kleiner der Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils ist, desto größer wird das Druckverhältnis, wobei der Hochdruck speziell bei hohen Temperaturen im A/C-Betrieb (überkritischer Betrieb) und kleinen Öffnungsquerschnitten stark ansteigt.
- Je höher die Lufttemperatur ist, desto höher sind die Druckniveaus (d.h. höhere Dichte und mehr Kältemittel auf der Hochdruckseite). Somit wird mehr Kältemittel benötigt, damit sich ein Flüssigkeitsspiegel im Akkumulator einstellt.
- Ein Überlaufen des Sammlers muss in jedem Fall verhindert werden. Kritisch ist dies besonders im Wärmepumpenbetrieb bei niedrigen Temperaturen. Somit muss die maximale Systemfüllmenge auf diesen Betriebspunkt angepasst werden und der Akkumulator ein entsprechendes Volumen aufweisen, um auch im A/C-Betrieb Leistung und COP nicht zu beeinträchtigen.

Der verwendete Akkumulator wies ein Fassungsvermögen von ca. 300 g flüssigem CO<sub>2</sub> auf. Mit einer gewählten Systemfüllmenge von 450 g konnte für die betrachteten Betriebsbereiche sichergestellt werden, dass ein Flüssigkeitsspiegel im Akkumulator vorhanden ist (somit eine Unterfüllung des Systems verhindert wird) und ein Überlaufen auch im Wärmepumpenbetrieb bei niedrigen Temperaturen verhindert wird. Alle weiteren Versuche wurden deshalb mit einer Füllmenge von 450 g CO<sub>2</sub> durchgeführt.

#### 4.4.2 Wärmepumpenbetrieb

Wie bereits aus der umfangreichen Testmatrix (Tabelle 4.2) ersichtlich, wurde besonderer Fokus auf das Verhalten des R-744-Systems im Wärmepumpenbetrieb gelegt, da dafür weit weniger Erfahrungswerte vorlagen. Variiert wurden die Umgebungstemperatur (-10, 0 und

+10 °C), die Luftgeschwindigkeit vor dem Außenraumwärmetauscher, der Luftmassenstrom über den Innenraumwärmetauscher, die Öffnung des Expansionsventils sowie die Kältemiteleintrittstemperatur des Innenraumwärmetauschers (letztere wurde über die Kompressordrehzahl geregelt). Tabelle 4.8, Tabelle 4.9 und Tabelle 4.10 zeigen die Messergebnisse des R-744-Systems im Wärmepumpenbetrieb bei -10, 0 und +10 °C.

Tabelle 4.8: Messergebnisse des R-744-Systems im Wärmepumpenbetrieb bei -10 °C

OP	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Kältemittel- austritts- temperatur Kompressor	Lufttemperatur nach IRWT	Heizleistung	Kompressor- leistung	COP
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]
101	1972	26,9	69,3	21,9	69,8	17,6	1,86	0,69	2,69
102	2172	29,7	68,4	21,8	67,8	18,2	1,91	0,75	2,54
103	2225	33,2	66,4	22,0	67,1	17,5	1,85	0,76	2,45
104	1391	19,3	75,0	23,3	69,9	28,8	1,03	0,54	1,91
105	1550	21,6	73,2	23,2	68,5	28,5	1,04	0,58	1,79
106	1745	25,2	70,2	23,4	67,7	27,9	1,03	0,63	1,64
107	2106	24,4	63,3	19,4	68,4	15,0	1,71	0,67	2,54
108	2151	27,7	65,7	20,9	68,1	16,8	1,82	0,71	2,54
109	2276	28,6	63,2	20,1	67,4	15,8	1,75	0,73	2,40
110	1423	18,8	73,5	22,7	70,1	27,8	1,02	0,54	1,91
111	1537	20,9	71,5	22,7	68,5	27,4	1,02	0,56	1,80
112	1778	24,4	69,0	22,5	67,0	27,1	0,99	0,63	1,59
113	2597	33,5	84,9	21,7	91,4	23,8	2,32	1,01	2,30
114	2661	35,5	83,2	22,2	89,9	25,1	2,38	1,03	2,32
115	2915	40,0	77,4	21,9	87,3	25,3	2,40	1,07	2,25
116	1857	24,8	89,8	23,5	91,1	38,6	1,31	0,79	1,66
117	2006	26,9	87,7	23,4	90,8	39,0	1,34	0,83	1,61
118	2324	32,1	85,5	23,5	89,1	40,1	1,36	0,93	1,46
119	2739	29,1	79,4	18,8	92,2	21,3	2,15	0,98	2,20
120	3033	34,2	76,1	19,6	89,5	23,4	2,32	1,06	2,20
121	3087	38,0	75,3	20,3	88,7	24,2	2,35	1,08	2,17
122	1882	24,3	88,4	22,9	91,0	38,0	1,29	0,78	1,65
123	2071	26,2	86,2	22,5	92,4	38,3	1,32	0,83	1,59
124	2341	31,2	83,4	22,7	88,8	39,0	1,34	0,91	1,47

Tabelle 4.9: Messergebnisse des R-744-Systems im Wärmepumpenbetrieb bei 0 °C

OP	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Kältemittel- austritts- temperatur Kompressor	Lufttemperatur nach IRWT	Heizleistung	Kompressor- leistung	COP
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]
125	1426	29,3	78,0	29,9	67,0	24,9	1,67	0,57	2,92
126	1518	31,7	76,7	30,1	65,1	25,3	1,72	0,60	2,89
127	1655	37,1	76,2	30,3	64,6	25,8	1,77	0,64	2,76
128	1014	21,1	83,3	31,6	66,9	34,3	0,93	0,47	1,99
129	1123	23,7	81,1	31,6	66,2	34,5	0,93	0,49	1,92
130	1352	29,2	80,1	31,4	66,3	35,5	0,95	0,56	1,69
131	1447	27,6	74,4	28,2	65,2	23,7	1,62	0,56	2,91
132	1552	29,4	74,4	28,3	64,6	24,3	1,65	0,59	2,80
133	1661	32,2	73,3	28,3	64,5	24,3	1,66	0,62	2,68
134	1037	20,8	82,9	31,2	67,6	34,3	0,93	0,47	1,98
135	1180	23,8	81,6	30,6	67,6	34,4	0,96	0,51	1,86
136	1359	29,4	79,9	31,2	66,0	35,0	0,95	0,56	1,69
137	1751	33,6	89,4	29,8	81,6	29,5	2,03	0,79	2,57
138	1879	37,0	87,4	30,0	80,8	30,6	2,08	0,82	2,53
139	2044	40,2	86,4	30,1	81,2	31,4	2,14	0,88	2,44
140	1264	24,6	93,8	31,6	82,9	41,4	1,12	0,63	1,77
141	1372	27,0	92,5	31,7	82,3	42,1	1,14	0,66	1,72
142	1623	33,2	90,8	31,9	79,9	43,6	1,18	0,75	1,57
143	1809	30,5	84,8	27,6	81,5	28,3	1,93	0,76	2,53
144	1894	34,9	85,6	28,9	80,3	29,8	2,02	0,81	2,50
145	2113	39,4	85,2	28,9	80,6	30,9	2,10	0,88	2,38
146	1324	24,7	94,5	30,8	83,1	41,4	1,13	0,65	1,72
147	1414	26,6	91,1	30,6	82,2	41,5	1,13	0,66	1,70
148	1660	31,9	88,8	30,6	80,2	42,5	1,16	0,74	1,56

Tabelle 4.10: Messergebnisse des R-744-Systems im Wärmepumpenbetrieb bei +10 °C

OP	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Kältemittel- austritts- temperatur Kompressor	Lufttemperatur nach IRWT	Heizleistung	Kompressor- leistung	COP
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]
149	912	26,2	82,1	39,1	63,6	29,7	1,35	0,41	3,29
150	1012	29,6	82,8	39,2	63,4	30,6	1,41	0,44	3,17
151	1169	35,2	82,6	39,3	62,9	31,5	1,47	0,50	2,95
152	682	20,6	86,8	40,7	64,9	37,9	0,75	0,37	2,05
153	778	24,1	86,0	40,9	64,6	38,5	0,77	0,39	1,97
154	935	29,8	84,9	41,3	63,0	39,4	0,80	0,43	1,86
155	920	27,4	83,6	39,6	64,0	30,5	1,36	0,42	3,20
156	1026	30,3	83,6	39,2	64,3	31,1	1,42	0,46	3,10
157	1199	34,9	82,2	38,3	63,1	31,6	1,46	0,51	2,88
158	675	20,8	85,7	41,0	63,8	37,7	0,74	0,35	2,10
159	788	24,5	86,5	40,9	64,4	38,9	0,78	0,39	1,99
160	945	29,9	85,5	41,0	63,2	39,9	0,81	0,44	1,85
161	1068	30,1	93,1	39,1	75,2	33,3	1,59	0,56	2,83
162	1214	35,1	92,0	39,3	74,1	34,9	1,68	0,60	2,79
163	1385	40,7	91,4	39,3	73,3	35,9	1,76	0,66	2,66
164	817	23,5	96,4	41,0	77,2	43,5	0,91	0,49	1,84
165	911	27,0	95,5	41,5	74,8	44,4	0,92	0,51	1,81
166	1108	33,8	94,4	41,5	73,7	45,9	0,97	0,57	1,68
167	1079	29,0	91,0	38,7	74,5	33,3	1,55	0,54	2,86
168	1200	32,9	90,2	38,5	73,6	34,4	1,61	0,58	2,79
169	1426	38,2	89,1	37,4	73,3	35,1	1,70	0,66	2,57
170	880	23,6	95,8	39,1	76,4	43,2	0,90	0,50	1,78
171	959	26,3	94,1	39,4	75,1	43,8	0,91	0,52	1,76
172	1153	33,0	93,0	39,8	73,7	45,3	0,96	0,58	1,64

Fazit:

Betrachtet man Heizleistungen sowie COPs für die verschiedenen Betriebspunkte der Messmatrix bei  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Abbildung 4.10) und bei  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Abbildung 4.11), so zeigte sich Folgendes:

- Eine größere Ventilöffnung hat einen größeren Massenstrom zur Folge und bringt in den meisten Betriebspunkten eine etwas höhere Heizleistung.
- Hinsichtlich des COPs sind kleinere Ventilöffnungen günstiger.

Da im Hinblick auf den Einsatz in einem E-Fahrzeug vor allem die Energieeffizienz wichtig ist, wurde für die Fahrzeugmessungen eine Drosselstellung von 1,5 Umdrehungen ausgewählt und die etwas geringere Heizleistung in Kauf genommen. Eine weitere Reduzierung der Öffnung des Expansionsventiles brachte keine wesentliche Steigerung des COPs, dafür aber eine stark reduzierte Heizleistung. Durch den im Wärmepumpenbetrieb auf 100 bar begrenzten Hochdruck (max. Betriebsdruck IRWT) konnte bei  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  eine Heißgastemperatur von  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , bei  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  eine Heißgastemperatur von  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$  und bei  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  eine Heißgastemperatur von  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  nicht überschritten werden. Die Luftauslasstemperaturen konnten allerdings bei allen Außentemperaturen auf ca.  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  gebracht werden.

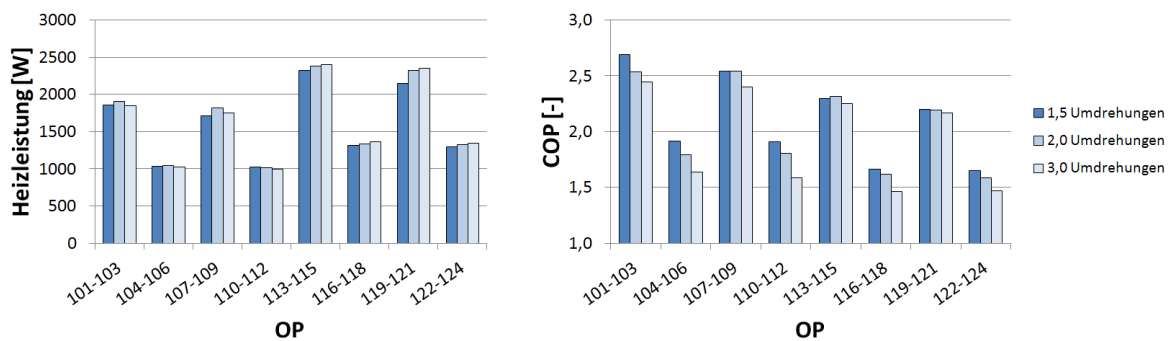


Abbildung 4.10: Messergebnisse für Heizleistung und COP bei  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  im Wärmepumpenbetrieb

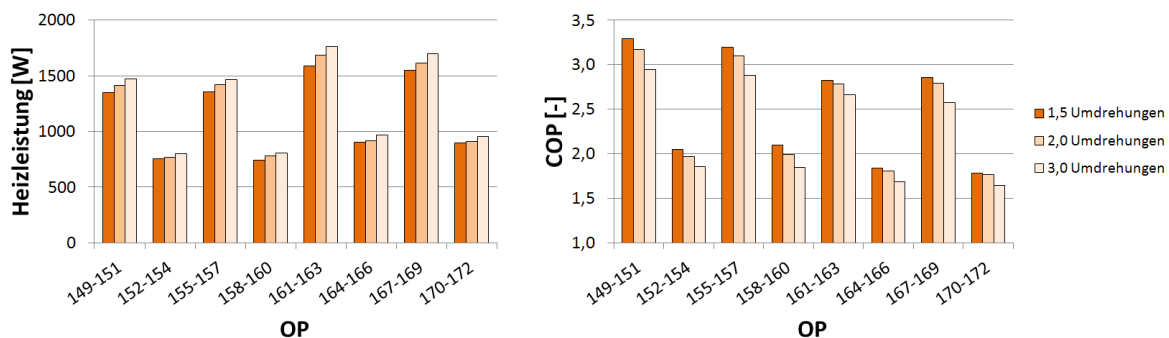


Abbildung 4.11: Messergebnisse für Heizleistung und COP bei  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  im Wärmepumpenbetrieb



### 4.4.3 A/C-Betrieb

Auch für den A/C-Betrieb wurde aufgrund der Ergebnisse aus den Füllmengenbestimmungen und der Ausrichtung zu höherer Effizienz eine Öffnung des Expansionsventiles von 1,5 Umdrehungen gewählt (ebenfalls für die Fahrzeugmessungen). Die Drehzahl des Kompressors des R-744-Systems wurde so geregelt, dass dieselbe Kälteleistung wie mit dem Originalsystem erreicht wurde. Aufgrund von leichten Schwankungen von Lufttemperatur und Luftfeuchte in der Klimakammer gab es leichte Abweichungen in den gemessenen Kälteleistungen. Die Unterschiede waren allerdings so gering, dass ein aussagekräftiger Vergleich möglich war. Die Messergebnisse für das R-744-System im A/C-Betrieb sind in Tabelle 4.11 dargestellt.

Tabelle 4.11: Messergebnisse des R-744-Systems im A/C-Betrieb

OP	Kompressor- drehzahl	Kältemittel- massenstrom	Kompressor- austrittsdruck	Kompressor- eintrittsdruck	Lufttemperatur nach Verdampfer	Kälteleistung	Kompressor- leistung	COP
	[U/min]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]
1	2237	46,7	113,9	36,7	11,5	2,30	1,23	1,86
2	2364	43,4	107,6	33,0	7,3	2,14	1,21	1,77
3	2197	46,0	112,9	36,8	11,7	2,23	1,21	1,85
4	2220	41,9	103,1	33,3	7,3	2,01	1,10	1,82
5	2265	46,8	116,3	36,9	11,9	2,23	1,28	1,74
6	2190	41,4	103,6	33,5	7,4	1,91	1,09	1,75
7	2206	41,7	105,6	32,3	6,1	2,39	1,11	2,15
8	1934	35,3	79,0	30,9	3,3	1,99	0,75	2,65
9	2247	41,7	110,8	32,4	6,2	2,29	1,18	1,94
10	2106	34,7	83,9	29,7	2,9	1,99	0,86	2,31
11	634	17,8	53,8	38,3	6,9	0,93	0,14	6,88
12	591	16,2	53,6	37,8	6,0	0,81	0,13	6,21
13	555	14,6	53,1	37,0	4,7	0,59	0,12	4,82
14	650	17,7	54,9	38,2	6,8	0,93	0,14	6,56
15	622	17,1	54,7	37,8	6,1	0,82	0,14	5,97
16	567	14,9	53,9	37,1	4,8	0,60	0,13	4,65

Abbildung 4.12 zeigt einen Vergleich der Kälteleistungen und COPs des R-744-Systems und des Originalsystems bei den A/C-Messungen.

Fazit:

Bei Umgebungstemperaturen von 35 und 25 °C (OP 1 bis 10) wies das Originalsystem im Kühlbetrieb etwa gleiche COPs wie das R-744-System auf. Im Teillastbetrieb bei 15 °C (OP 11 bis 16) kamen jedoch die Vorteile durch die physikalischen Eigenschaften des Kältemittels CO<sub>2</sub> sowie des drehzahlgeregelten Kompressors des R-744-Systems im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung des R-134a-Systems zur Geltung, was in deutlich höheren COPs resultierte. Aufgrund der Tatsache, dass sowohl der Kompressor als auch die Wärmetauscher des R-744-Systems Prototypenteile waren und speziell der Innenraumwärmetauscher deutliches Verbesserungspotential besitzt, könnte die Leistungsfähigkeit und Effizienz noch weiter verbessert werden.

#### 4.5. VERMESSUNG DES R-744-SYSTEMS BEI VEREISUNG DES AUSSENRAUMWÄRMETAUSCHERS

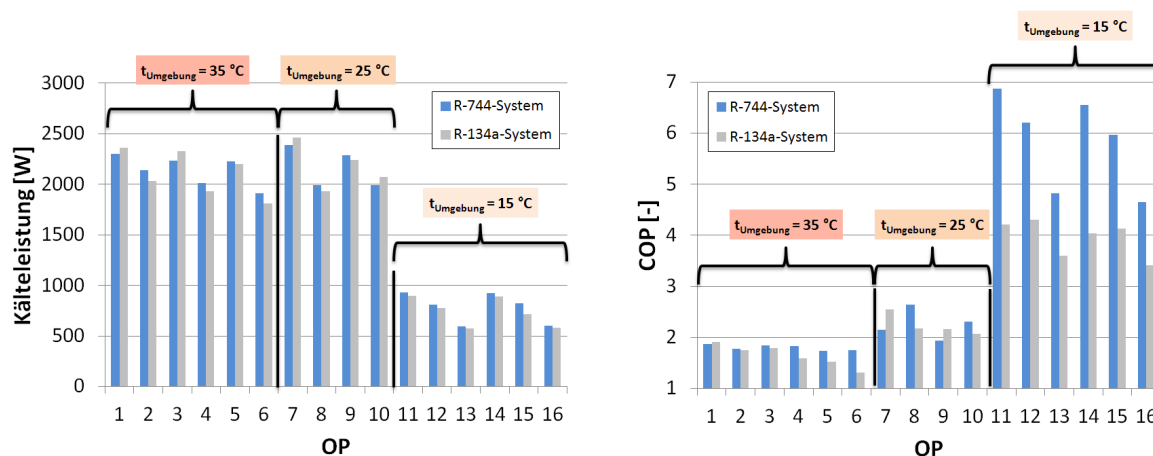


Abbildung 4.12: Vergleich der Kälteleistungen und COPs des R-744-Systems und des Originalsystems bei den A/C-Messungen

### 4.5 Vermessung des R-744-Systems bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers

Anfängliche Messungen bei Lufttemperaturen von  $-5$ ,  $0$  und  $+5$  °C zeigten, dass die stärkste Eisbildung bei  $0$  °C (bzw. leicht über  $0$  °C) stattfindet. Deshalb wurden für die betrachteten Prüfstandsmessungen die Randbedingungen in Tabelle 4.12 gewählt. Der Radialventilator vor dem Außenraumwärmetauscher wurde auf konstanter Drehzahl während des Versuches gehalten, was eine in etwa konstante Geschwindigkeit des Fahrzeuges repräsentieren soll. Unter eisfreien Bedingungen am Beginn der Messungen betrug die mittlere Luftgeschwindigkeit vor dem Außenraumwärmetauscher  $1,5$  m/s, was einem Luftmassenstrom von ca.  $1050$  kg/h entspricht. Der Luftmassenstrom durch den Innenraumwärmetauscher wurde konstant auf  $250$  kg/h geregelt, was einer konstant hohen Gebläsestufe entspricht. Die Kältemitteltemperatur am Eintritt des Innenraumwärmetauschers wurde mit Hilfe eines PID-Reglers auf  $60$  °C geregelt. Alternativ wäre auch eine Regelung der Lufttemperatur nach dem Innenraumwärmetauscher möglich gewesen.

Tabelle 4.12: Randbedingungen für die Prüfstandsmessungen bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers

Lufttemperatur	$0$ °C
Relative Luftfeuchte	$75$ %
Mittlere Luftgeschwindigkeit vor dem ARWT (eisfrei)	$1,5$ m/s
Luftmassenstrom durch IRWT	$250$ kg/h
Kältemitteltemperatur am Eintritt des IRWT	$60$ °C

Die vollständige Vereisung des Außenraumwärmetauschers dauerte ca.  $30$  min. Abbildung 4.13 zeigt den eisfreien Zustand am Beginn sowie die fortschreitende Vereisung des Außenraumwärmetauschers nach  $5$ ,  $16$  und  $30$  min im Wärmepumpenbetrieb. Im linken oberen Bild sind die vier Passes inklusive der Flussrichtung des Kältemittels dargestellt, wobei Kältemittel Ein-

und Auslass auf der rechten Seite sind. Während der ersten 10 min konnte eine eher langsame Vereisung beobachtet werden, die danach aber schneller wurde und bereits nach 16 min Teile des Wärmetauschers blockierte. Des Weiteren konnte ein interessantes Phänomen beobachtet werden: die rechte obere Ecke des Wärmetauschers blieb eisfrei. Da diese Region ausschließlich zum obersten Pass gehört wird angenommen, dass dies durch die Trennung der flüssigen und gasförmigen Phase im Sammelrohr am Eintritt des Passes verursacht wird. Das führt dazu, dass durch die unteren Rohre des Passes flüssiges Kältemittel fließt, hingegen bei den oberen nur mehr Kältemitteldampf, was zu einem wesentlich geringeren Wärmeübergang führt und somit keine Vereisung stattfindet.

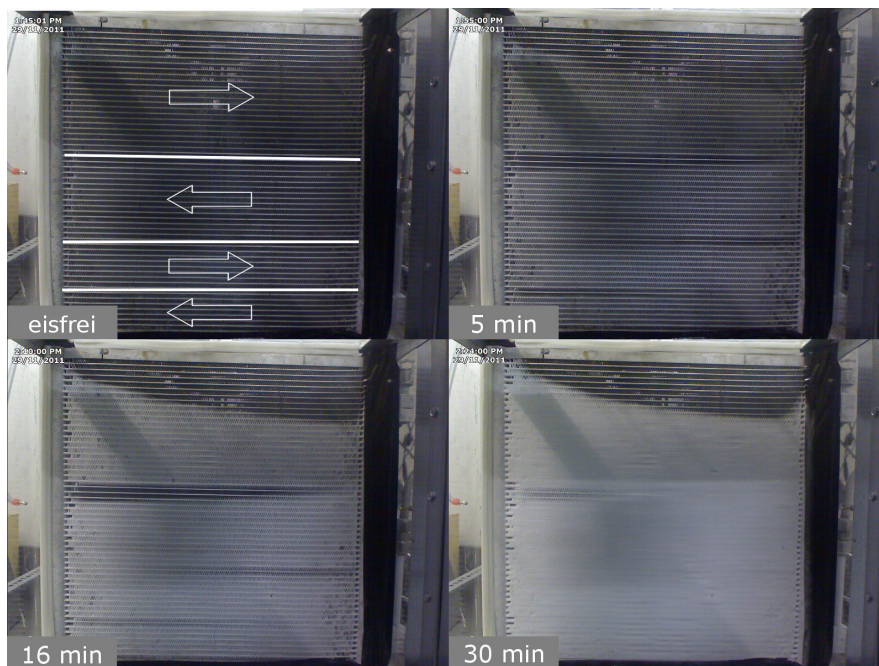


Abbildung 4.13: Fortschreitende Vereisung des Außenraumwärmetauschers (eisfrei, sowie nach 5, 16 und 30 min Wärmepumpenbetrieb bei 0 °C)

Betrachtet man die Systemgrößen Heizleistung sowie COP in Abbildung 4.14 (links), so erkennt man eine moderate Verschlechterung während der ersten 16 min, danach aber einen wesentlich stärkeren Abfall von Leistung und Effizienz des Systems. Nach 30 min Wärmepumpenbetrieb ist die Heizleistung von 1700 auf 1200 W und der COP von 3,0 auf 2,1 gefallen, was einer Reduktion von 30 % entspricht. Dieser starke Abfall wird durch die Blockade von großen Teilen des Wärmetauschers durch das Eis verursacht, was den Luftmassenstrom durch den Wärmetauscher drastisch reduziert und die wärmeübertragende Fläche erheblich verkleinert. Abbildung 4.14 (rechts) zeigt den Luftmassenstrom sowie den luftseitigen Druckverlust während des Vereisungsvorganges. Während der gemessenen 30 min sank der Luftmassenstrom durch den Wärmetauscher um 51 % und der luftseitige Druckverlust vervierfachte sich.

Verursacht durch den schlechteren Wärmeübergang sanken auch die Druckniveaus während des Vereisungsvorganges (Abbildung 4.15 - links). Am Ende der Messungen war der Kältemiteleintrittsdruck in den Kompressor von anfänglich 30 auf 19 bar gesunken, was einer Reduktion der CO<sub>2</sub>-Sättigungstemperatur von -5 auf -21 °C entspricht. Um die Kältemittel-

#### 4.5. VERMESSUNG DES R-744-SYSTEMS BEI VEREISUNG DES AUSSENRAUMWÄRMETAUSCHERS

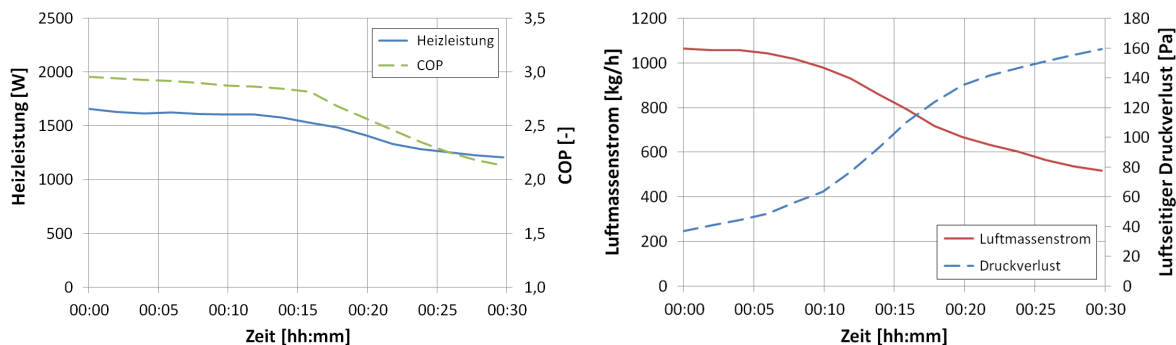


Abbildung 4.14: Heizleistung, COP, Luftmassenstrom sowie luftseitiger Druckverlust während des Vereisungsvorganges

temperatur am Eintritt des Innenraumwärmetauschers auf konstanten  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  zu halten, war eine Erhöhung der Kompressordrehzahl von anfänglich ca.  $1400\text{ U/min}$  nötig (Abbildung 4.15 - rechts). Die Kompressorleistung hingegen blieb in etwa konstant, bedingt durch den sinkenden Niederdruck, der wiederum die Kältemitteldichte am Kompressoreintritt und somit den Kältemittelmassenstrom senkte.

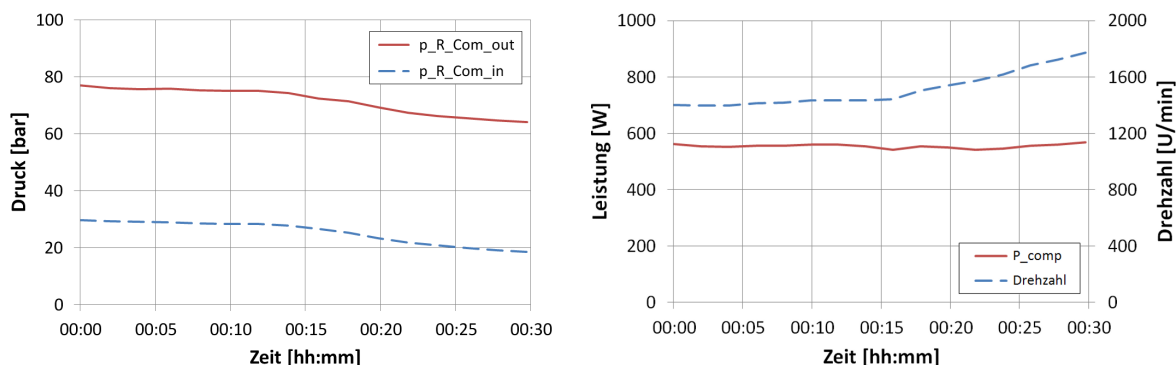


Abbildung 4.15: Kompressor Ein- und Austrittsdruck sowie Leistung und Drehzahl des Kompressors während des Vereisungsvorganges

Abbildung 4.16 zeigt den Kreislauf am Beginn der Messungen sowie nach 24 min im t-h-Diagramm von  $\text{CO}_2$ . Die Dampfciffer am Austritt des Akkumulators liegt in beiden Fällen bei ca. 0,93 und der isentrope Kompressorwirkungsgrad bei ca. 0,7. Auch hier sind die deutlich niedrigeren Druckniveaus bei vereistem Wärmetauscher eindeutig zu erkennen, sowie der Anstieg der Verdichtungsenthalpie. Die gezeigten Messergebnisse wurden mit einem trockenen Außenraumwärmetauscher am Beginn der Messungen aufgezeichnet. Nach einem durchgeführten Abtauvorgang verblieb kondensiertes Wasser zwischen den Finnen der Wärmetauscher, was zu einer schnelleren Eisbildung im folgenden Wärmepumpenbetrieb führte. Somit verkürzte sich die Zeit, bis der nächste Enteisungsvorgang gestartet werden musste. Abbildung 4.17 zeigt die Verkürzung der Zeit im Wärmepumpenbetrieb in Abhängigkeit der durchgeführten Enteisungsvorgänge durch Kreislaufumkehr (weitere Informationen dazu siehe Kapitel 6.3). Während es bei trockenem Wärmetauscher 30 min bis zur vollständigen Vereisung dauerte, verkürzte sich diese Zeit nach drei durchgeführten Abtauvorgängen auf 16 min. Zusätzlich zu

den durchgeführten Messungen wurde eine Systemsimulation bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers durchgeführt (siehe Kapitel 6.2).

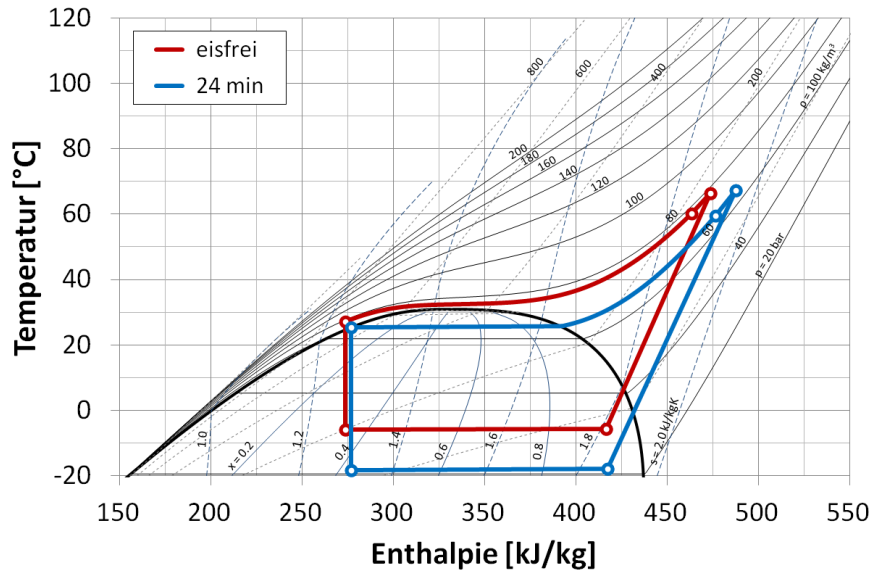


Abbildung 4.16: Vergleich des Kältemittelkreislaufes am Beginn (rot) sowie nach 24 min (blau) im t-h-Diagramm von R-744

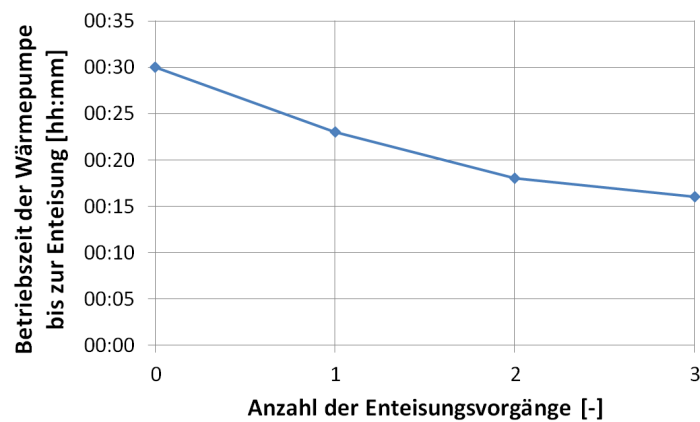


Abbildung 4.17: Verkürzung der Betriebszeit im Wärmepumpenbetrieb nach durchgeführten Enteisungsvorgängen

## 4.6 Fahrzeugmessungen

Zusätzlich zu den am Systemprüfstand durchgeführten Messungen wurde auch die Funktionsfähigkeit des R-744-Systems im Fahrzeug getestet. Abbildung 4.18 zeigt das Versuchsfahrzeug (Details siehe Tabelle 3.1) inkl. Messtechnik in der Klimakammer mit dem davorstehenden „Fahrtwind-Gebälse“ (links) sowie die angebrachten Temperatursensoren im Kopfbereich der



Passagiere (rechts), die repräsentativ für die mittlere Lufttemperatur in der Kabine verwendet wurden. Im Folgenden wird ein Teil der durchgeführten Tests sowie erhaltenen Messergebnisse beschrieben.

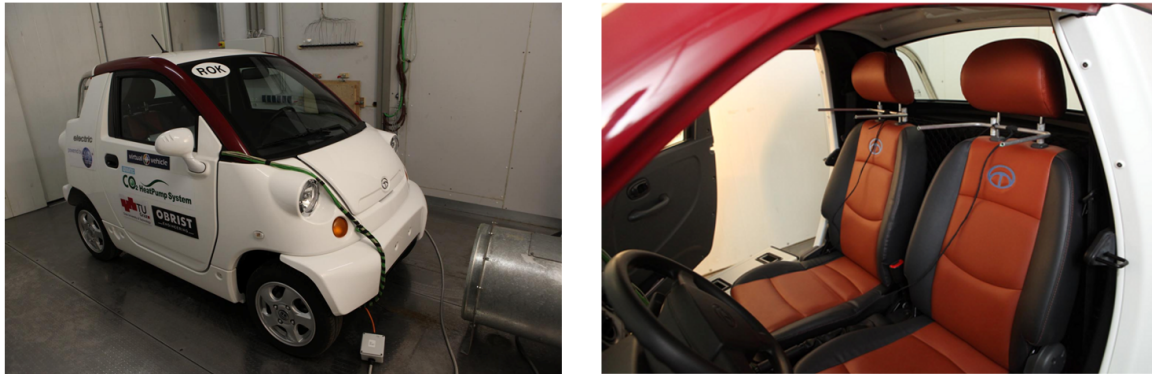


Abbildung 4.18: Versuchsfahrzeug inkl. Messtechnik in der Klimakammer sowie Temperatursensoren im Kopfbereich der Passagiere

#### 4.6.1 Test der Regelung

Zuerst wurden sowohl im A/C-Betrieb als auch im Wärmepumpenbetrieb Messungen zur Bestätigung der Funktionsfähigkeit der Regelung des R-744-Systems im Fahrzeug durchgeführt. Dabei wurde auch darauf geachtet, dass die Regelung schnell, stabil und möglichst ohne Überschwingen auf den gewählten Betriebsmodus hinregelt. Für die Randbedingungen in Tabelle 4.13 zeigt Abbildung 4.19 die Lufttemperatur nach Verdampfer, sowie Hoch- und Niederdruck beim Test der Regelung im A/C-Betrieb, wo das Reglerverhalten beim Umschalten zwischen den Setpoints sowie von Gebläsestufe 4 (maximal) auf 1 (minimal) des Innenraumwärmetauschers getestet wurden. Die verschiedenen Setpoints (Lufttemperatur nach Verdampfer: 3, 5, 7, 9 und 11 °C) konnten problemlos geregelt werden. Der Offset zwischen der eingestellten und gemessenen Lufttemperatur nach Verdampfer (ca. 1 K), wahrscheinlich verursacht durch die ungleichmäßigen Strömungsverhältnisse in der Klimabox, konnte durch Absenken des Sollwertes korrigiert werden.

Tabelle 4.13: Randbedingungen für den Test der Regelung im A/C-Betrieb

Lufttemperatur	20 °C
Setpoints (Lufttemperatur nach Verdampfer)	3, 5, 7, 9 und 11 °C
Gebläsestufe Innenraumwärmetauscher	0-14 min: 4 (maximal) 14-16 min: 1 (minimal)
Fahrtwind	30 km/h

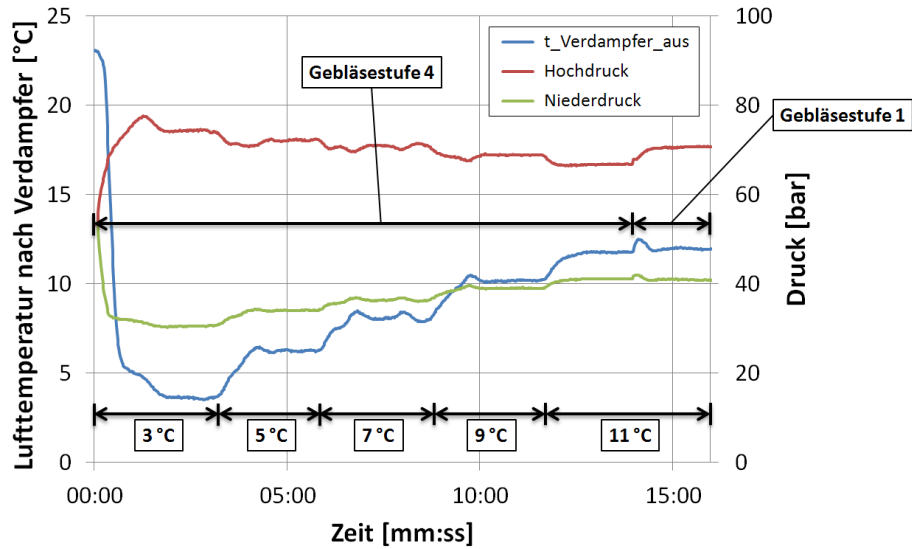


Abbildung 4.19: Lufttemperatur nach Verdampfer, sowie Hoch- und Niederdruck beim Test der Regelung im A/C-Betrieb - Setpoints 3, 5, 7, 9 und 11 °C sowie Umschaltung der Gebläsestufe des Innenraumwärmetauschers von 4 (maximal) auf 1 (minimal)

#### 4.6.2 Aufheiz- bzw. Abkühlversuche

Zur Sicherstellung der erforderlichen Kühl- bzw. Heizleistung wurden Abkühlversuche sowie Aufheizversuche der Fahrzeugkabine durchgeführt. Für den Aufheizversuch mit den Randbedingungen in Tabelle 4.14 sind in Abbildung 4.20 die mittlere Lufttemperatur der Auslassdüsen und der Fahrzeugkabine sowie die Kompressorleistung dargestellt. Auch im Aufheizbetrieb führte der mit 100 bar begrenzte Hochdruck zu Einschränkungen bei der maximalen Ausblasttemperatur bzw. Heizleistung. Trotzdem konnte nach 4 min die mittlere Temperatur der Auslassdüsen bei höchster Gebläsestufe auf ca. 35 °C angehoben werden und die mittlere Kabinentemperatur auf ca. 17 °C. Auch bei den Abkühlversuchen konnte die mittlere Kabinentemperatur bei einer Umgebungstemperatur von 35 °C in 5 min auf komfortable 24 °C (Außenluftbetrieb) bzw. 22 °C (Umluftbetrieb) gesenkt werden.

Tabelle 4.14: Randbedingungen für den Aufheizversuch

Lufttemperatur	0 °C
Setpoint (Kältemiteleintrittstemperatur IRWT)	100 °C (maximal)
Gebläsestufe Innenraumwärmetauscher	4 (maximal)
Fahrtwind	30 km/h

#### 4.6.3 Stadt-Zyklus

Zusätzlich zu den Aufheiz- und Abkühlversuchen wurde auch ein Abkühlversuch bei +30 °C mit verschiedenen Luftgeschwindigkeiten (Fahrtwind) vor dem Fahrzeug durchgeführt (Rand-

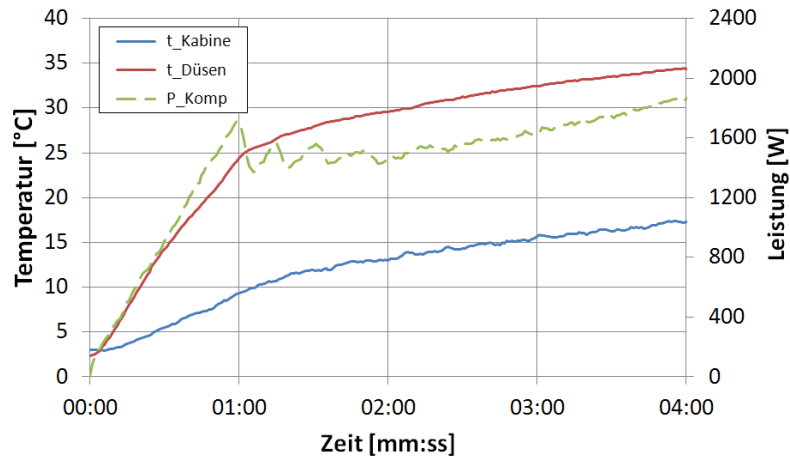


Abbildung 4.20: Mittlere Lufttemperatur an den Auslassdüsen, mittlere Lufttemperatur der Fahrzeugkabine sowie Kompressorleistung während des Aufheizversuches bei 0 °C

bedingungen in Tabelle 4.15). Von Minute 5-10 wurde das Fahrtwind-Gebälse abgeschaltet, was einen Stillstand des Fahrzeuges an einer Ampel darstellen soll. Abbildung 4.21 zeigt die mittlere Temperatur der Auslassdüsen und der Fahrzeugkabine sowie die Kompressorleistung während des Abkühlversuchs. Des Weiteren sind in Abbildung 4.22 die Kompressorein- bzw. -austrittstemperatur sowie Hochdruck und Niederdruck dargestellt. Deutlich erkennbar sind ein Anstieg der Kompressorleistung, der Kompressoraustrittstemperatur und des Hochdrucks während dem simulierten Stillstand des Fahrzeuges an einer Ampel. Trotzdem konnte ein weiteres Abkühlen der Kabine gewährleistet werden sowie ein weiteres Absenken der Lufttemperatur durch die Auslassdüsen.

Tabelle 4.15: Randbedingungen des Abkühlversuches im Stadt-Zyklus

Lufttemperatur	30 °C
Setpoint (Lufttemperatur nach Verdampfer)	3 °C (max.)
Gebälsestufe Innenraumwärmetauscher	4 (max.)
Fahrtwind	0-5 min: 30 km/h 5-10 min: 0 10-15 min: 50 km/h



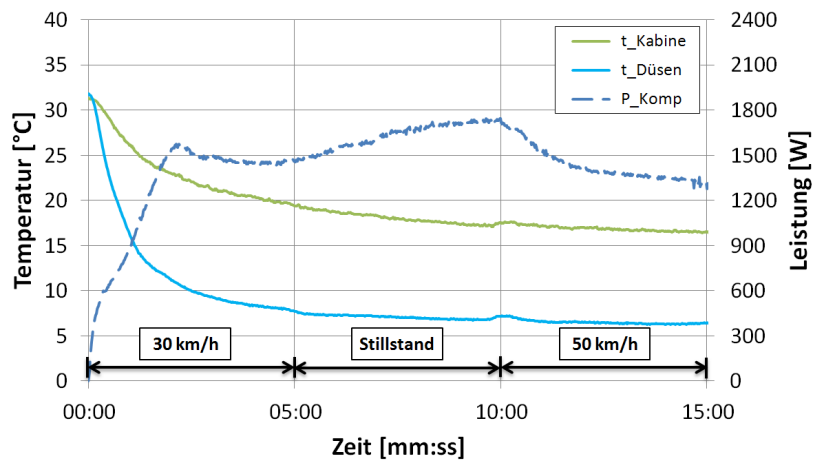


Abbildung 4.21: Mittlere Lufttemperatur an den Auslassdüsen, mittlere Lufttemperatur der Fahrzeugkabine sowie Kompressorleistung während des Abkühlversuches im Stadt-Zyklus

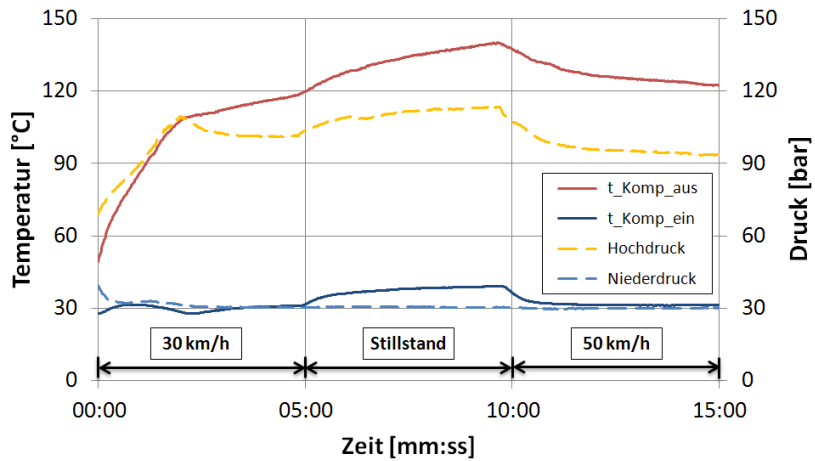


Abbildung 4.22: Kompressorein- und -austrittstemperatur sowie Hochdruck und Niederdruck während des Abkühlversuches im Stadt-Zyklus

# 5

## Kapitel

# Modellierung von Kälteanlagen

Dieses Kapitel beschreibt die Grundlagen der verwendeten Modelle von Kältekreisläufen und Wärmepumpensystemen. Alle Modelle wurden mit der objektorientierten Beschreibungssprache „Modelica“ erstellt. Darauf basierend wurden in den Kapiteln 6 und 7 unter Verwendung der Modellierungs- und Simulationsumgebung Dymola sowie der dafür erhältlichen Bibliothek „AirConditioning Library“ (Version 1.8 - Modelon AB (2010)) Simulationsrechnungen durchgeführt.

## 5.1 Verwendung von Simulationen in Produktentwicklungsprozessen

Die Verwendung von Simulationen in Produktentwicklungsprozessen gewinnt immer mehr an Bedeutung. Tummescheit (2002) sieht den größten Vorteil darin, dass durch die Modellbildung ein tieferer Einblick in das System notwendig ist und somit ein besseres Verständnis der Prozesse folgt. Fritzson (2004) nennt folgende Gründe die für den Einsatz von Simulationen anstatt von experimentellen Untersuchungen sprechen:

- Experimentelle Untersuchungen wären zu teuer, zu gefährlich oder unmöglich, da das zu untersuchende System noch nicht existiert.
- Extrem langsame Vorgänge können mit Hilfe von Simulationen viel schneller durchgeführt werden (z.B. kleine Änderungen in der Entwicklung des Universums können Millionen von Jahre dauern).

- Einige der Systemgrößen sind im realen System nicht zugänglich, während in einer Simulation alle Variablen untersucht sowie geregelt werden können.
- Parameter des Systems können einfach und beliebig verändert werden, was im realen System oft mit großem Aufwand verbunden oder unmöglich ist.
- Der Einfluss von Störungen ist bei realen Systemen unvermeidlich, kann aber bei Simulationen unterdrückt werden.

Die alleinige Verwendung von Simulationen birgt allerdings auch Gefahren, da ein Modell nie der Wirklichkeit entspricht. Der Anwender muss sich im Klaren sein, unter welchen Randbedingungen das Modell seine Gültigkeit besitzt und welche Interpretationen die Ergebnisse aufgrund der getroffenen Vereinfachungen zulassen.

## 5.2 Modellierung der Systemkomponenten

Die Basis für die Modellierung von thermischen und hydraulischen Vorgängen in von Fluiden durchströmten Komponenten sind die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie, welche allgemein durch partielle Differentialgleichungen beschrieben werden (Tummescheit, 2002).

Mit Hilfe einer sog. Ortsdiskretisierung können die partiellen Differentialgleichungen in gewöhnliche übergeführt werden, um eine numerische Lösung des Gleichungssystems zu ermöglichen. Dabei werden die durchströmten Komponenten in der Simulation in mehrere Teilabschnitte aufgeteilt (Lemke, 2005). Die Basis für die Komponenten eines Kälte- bzw. Wärmepumpenkreislaufs sind somit von Kältemittel, feuchter Luft oder einem anderen Wärmeübertragungsmedium durchströmte Zellen. Zur Modellierung des Fluidstromes werden die im allgemeinen 3-dimensionalen Ströme auf eine Dimension, nämlich die der Hauptströmungsrichtung, reduziert. Für jede Zelle können nun die vereinfachten Bilanzgleichungen für Masse (Gl. 5.1), Impuls (Gl. 5.2) und Energie (Gl. 5.3) angeschrieben werden (Richter, 2008).

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (5.1)$$

$$\frac{dI}{dt} = \dot{I}_{in} - \dot{I}_{out} + (p_{in} - p_{out}) \cdot A - \Delta p_f \cdot A \quad (5.2)$$

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_{in} \cdot \left( h_{in} + \frac{c_{in}^2}{2} \right) - \dot{m}_{out} \cdot \left( h_{out} + \frac{c_{out}^2}{2} \right) + \dot{Q} \quad (5.3)$$

Die Änderung des Impulses (Gl. 5.2) repräsentiert die Trägheit des Systems. Tegethoff et al. (2004) zeigten, dass dieser Term generell wichtig sei um die Ausbreitung von Druckschwankungen (Schall) oder anderen Effekten mit sehr kleinen Zeitkonstanten zu beschreiben, für Regelungen im Kältekreislauf aber vernachlässigt werden kann ( $\frac{dI}{dt} = 0$ ). Eine weitere Vereinfachung wurde von Lemke (2005) vorgeschlagen, der die Änderung des Druckes in Strömungsrichtung als konstant annahm und damit gute Ergebnisse erzielen konnte ( $\frac{dp}{dt} = konst$ ).

Die Berechnung der Kältemittelstoffwerte wurde über die Zustandsgleichung von Span und Wagner (2003) - mit Erweiterungen wie Spline-Interpolationen zwischen den Phasengrenzen um effiziente dynamische Simulationen zu ermöglichen - durchgeführt (Modelon AB, 2010).

### 5.2.1 Kompressor

Die Modellierung des Kompressors erfolgte über Kennfelder für den Liefergrad (Gl. 5.4), den inneren isentropen Wirkungsgrad (Gl. 5.5) sowie den effektiven isentropen Wirkungsgrad (Gl. 5.6), die mit Hilfe von Prüfstandsmessungen ermittelt wurden.

$$\lambda = \frac{\dot{m}}{V \cdot n \cdot \rho} \quad (5.4)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_{out, is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (5.5)$$

$$\eta_{ei} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{out, is} - h_{in})}{P_{eff}} \quad (5.6)$$

### 5.2.2 Wärmeübertrager

Für die Modellierung der Wärmeübertrager wurden die Modelle für horizontalen und vertikalen Kältemittelfluss aus der AirConditioning Library verwendet. Die Struktur dieser Modelle entspricht dem Schema in Abbildung 5.1. Dabei wird ein von Luft und Kältemittel durchströmter Wärmeübertrager durch die Verbindung von Luft- und Kältemittelzellen, die jeweils durch eine Wandzelle (Material des Wärmeübertragers) getrennt werden, modelliert. Sowohl der Kältemittel- als auch der Luftpfad werden in eine definierbare Anzahl von diskreten Volumina aufgeteilt, was der bereits erwähnten Ortsdiskretisierung entspricht. Der Wärmedurchgang für jede einzelne Zelle kann unter Berücksichtigung der Wärmeübergänge an der Kältemittel- und Luftseite sowie der Wärmeleitung in der Wandzelle nach Gl. 5.7 berechnet werden. Aufgrund der bei Wärmeübertragern meist geringen Wandstärken  $s$  und hohen Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  kann der Term für die Wärmeleitung in der Wandzelle meist vernachlässigt werden.

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{\alpha_{Luft} \cdot A_{Luft}} + \frac{s}{\lambda \cdot A_m} + \frac{1}{\alpha_{KM} \cdot A_{KM}} \quad (5.7)$$

Somit sind die wichtigsten Größen zur Beschreibung der Wärmeübertrager die jeweiligen Flächen, die über Geometriedaten berechnet werden können und die jeweiligen Wärmeübergänge auf der Kältemittel- bzw. Luftseite. Des Weiteren ist zur korrekten Berechnung des Wärmeübergangs auch die Berücksichtigung des Druckverlusts im Wärmeübertrager wichtig, da sich dadurch im Zweiphasengebiet die Sättigungstemperatur ändert. Im Folgenden werden die für die Simulationen verwendeten Wärmeübergangs- und Druckverlustbeziehungen beschrieben:

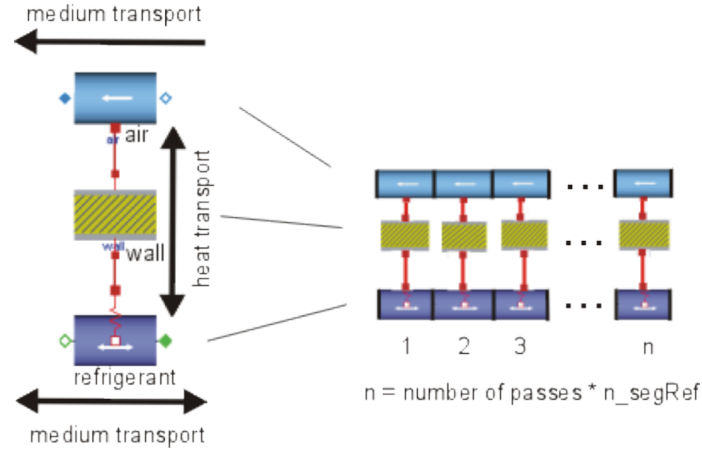


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung der Struktur eines modellierten Wärmeübertragers (Modelon AB, 2010)

- **Wärmeübergang Kältemittelseite:**

Für einphasige Kältemittelströmungen (darunter auch der überkritische Wärmeübergang) wurden die von Gnielinski vorgeschlagenen Beziehungen im VDI-Wärmeatlas (2006) - Kapitel Ga 5 verwendet. Dabei wird im laminaren Bereich ( $Re < 2300$ ) Gl. 5.8 (hydrodynamisch ausgebildete laminare Rohrströmung) und im turbulenten Bereich Gl. 5.9 mit Gl. 5.10 (hydrodynamische ausgebildete turbulente Rohrströmung) verwendet. Im Übergangsbereich zwischen laminar und turbulent ( $2300 < Re < 10000$ ) wird eine glatte Übergangsfunktion verwendet, um die Eignung für transiente Simulationen sicherzustellen.

$$Nu = \left( 3,66^3 + 0,7^3 + \left( 1,614 \left( Re Pr \frac{d_i}{l} \right)^{1/3} - 0,7 \right)^3 \right)^{1/3} \quad (5.8)$$

$$Nu = \frac{(\xi/8) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (5.9)$$

$$\xi = (1,8 \log Re - 1,5)^{-2} \quad (5.10)$$

Der Wärmeübergang für Kondensationsvorgänge wurde über die empirische Gleichung von Shah (1979) für turbulente Filmkondensation (Gl. 5.11) bestimmt und für Verdampfungsvorgänge über die Beziehung von Kandlikar (1990) für Strömungssieden in vertikalen sowie horizontalen Rohren (Gl. 5.12).

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left[ (1 - x^*)^{0,8} + \frac{3,8 (1 - x^*)^{0,04} x^{*0,76}}{\left( \frac{p}{p_{crit}} \right)^{0,38}} \right] \quad (5.11)$$

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_1} = C_1 Co^{C_2} (25 Fr_{lo})^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \quad (5.12)$$

Bei auftretenden numerischen Problemen wurde für den Wärmeübergang bei Verdampfung der von Jugert (2007) empfohlene konstante Werte von  $10000 \text{ W/m}^2\text{K}$  verwendet.

• **Wärmeübergang Luftseite:**

Für den luftseitigen Wärmeübergang des Wärmeübertragers mit „Louvered-Fins“ wurde die Beziehung von Chang und Wang (1997) verwendet. Dabei wird die Colburn-Zahl in Abhängigkeit der Reynoldszahl und zahlreichen Geometrieparametern ermittelt (Gl. 5.13).

$$J = Re_{L_p}^{-0,49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,14} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0,29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,23} \times \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0,68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,28} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (5.13)$$

Der luftseitige Wärmeübergang des „Tube & Fin“-Wärmeübertragers wurde wie von Tegethoff (1999) und Richter (2008) vorgeschlagen, über die Korrelation von Haaf (1988) berechnet (Gl. 5.14).

$$Nu = 0,31 Re^{\frac{5}{8}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_{hyd}}{s_l}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.14)$$

• **Druckverlust Kältemittelseite:**

Die Druckverluste auf der Kältemittelseite der Wärmetauscher wurden mit Hilfe von quadratischen Ansätzen basierend auf Messdaten berechnet.

### 5.2.3 Expansionsventil

Die Modelle in der AirConditioning Library basieren auf den Bemessungsgleichungen für kompressible Fluide nach DIN EN 60543-2-1 (2000). Dabei wird zwischen blockierter und nicht blockierter Strömung mit Hilfe der Ungleichung 5.15 unterschieden. Dabei ist  $x$  das Verhältnis des Differenzdruckes zum absoluten Eingangsdruck,  $F_\gamma$  der Normierungsfaktor für die spezifische Wärme und  $x_T$  das Differenzdruckverhältnis eines Stellventiles ohne zwischen-montiertes Anpassungsstück bei Durchflussbegrenzung. Ist diese Ungleichung erfüllt, so tritt keine blockierte Strömung auf und der Massenstrom kann nach Gl. 5.16 berechnet werden. Andernfalls wird Gl. 5.17 zur Berechnung des Massenstromes bei blockierter Strömung verwendet. Dabei ist  $K_V$  der Durchflusskoeffizient,  $N_6$  eine numerische Konstante abhängig von der Definition des Durchflusskoeffizienten,  $Y$  der Expansionsfaktor sowie  $p_1$  bzw.  $\rho_1$  der Druck und die Dichte am Eintritt des Expansionsventils.

$$x < F_\gamma \cdot x_T \quad (5.15)$$

$$\dot{m} = K_V \cdot N_6 \cdot Y \cdot \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1} \quad (5.16)$$

$$\dot{m} = \frac{2}{3} \cdot K_V \cdot N_6 \sqrt{F_\gamma \cdot x_T \cdot p_1 \cdot \rho_1} \quad (5.17)$$

Martin (2009) übte Kritik an diesem Modell, da zur Beschreibung der Ventilgeometrie nur der Kv-Wert verwendet werden kann und somit nur eine Art Parallelverschiebung der Kurve zur Beschreibung des Massenstromes in Abhängigkeit vom Eingangsdruck erfolgt (siehe Abbildung 5.2). Dies führte bei Messungen mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub> zu einer Abweichung des modellierten Massenstromes von bis zu 20% im Vergleich zu von ihm gezeigten Messdaten. Er vermutete, dass die Unterschiede zwischen Modell und Messungen darauf zurückzuführen sind, da „die Gleichungen nicht für die Anwendung von Fluiden im überkritischen Zustand entwickelt worden sind“. Martin (2009) entwickelte daraufhin ein semi-empirisches Modell für Fixdrosseln für das Kältemittel CO<sub>2</sub>. Die Berechnung des Massenstroms erfolgt in diesem Modell nach Gleichung 5.18, wobei die Konstanten  $k_1$  bis  $k_3$  aus experimentellen Untersuchungen bestimmt werden müssen.

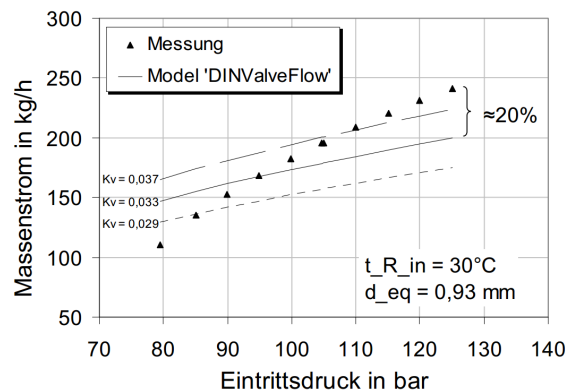


Abbildung 5.2: Vergleich der Ergebnisse des Dymola-Modells „DINValveFlow“ mit Messergebnissen (Martin, 2009)

$$\dot{m} = D_{orf}^2 \cdot \sqrt{p_{in} \cdot p_{in}} \cdot k_1 \cdot \left( \frac{p_{in}}{p_{C,CO_2}} \right)^{k_2} \cdot \left( \frac{T_{in}}{T_{C,CO_2}} \right)^{k_3} \quad (5.18)$$

Das semi-empirische Modell konnte auch auf andere Ventiltypen (z.B. Nadelventile) angewendet werden. Allerdings geht das Modell immer von einer blockierten Strömung aus, d.h. es berücksichtigt keine Abhängigkeit des Massenstromes vom Austrittsdruck. Laut der Ungleichung 5.15 tritt aber bei einer CO<sub>2</sub>-Anlage im Wärmepumpenbetrieb oder bei Enteisungsvorgängen nicht immer eine blockierte Strömung auf. Des Weiteren zeigten weitere Untersuchungen, dass dieses Modell bei Eintrittszuständen mit Drücken unterhalb des kritischen Druckes „den Bereich mit unterkühlten Eintrittszuständen nicht abdecken kann“ und somit eine Erweiterung des Modells notwendig war. Diese wurde auch durchgeführt, mit der Empfehlung je nach Eintrittszustand zwischen den beiden Modellen „umzuschalten“.

Im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen wurde aufgrund folgender Tatsachen auf die implementierten Modelle in der AirConditioning Library zurückgegriffen:

- Es waren für das verwendete Expansionsventil keine Messdaten zur Bedatung des von Martin (2009) vorgeschlagenen Modells vorhanden.
- Das Modell in der AirConditioning Library konnte mit dem vom Hersteller des Expansionsventils gelieferten Verlauf des Kv-Wertes in Abhängigkeit der Ventilöffnung bedatet werden. Testmessungen mit dem Ventil bestätigten die Vorhersagefähigkeit des Modells und zeigten keine signifikanten Abweichungen.
- Die vorgeschlagene Umschaltung zwischen zwei Modellen könnte bei transienten Simulationen im Bereich des kritischen Druckes zu großen numerischen Problemen führen.

#### 5.2.4 Kältemittelsammler

Die Modellierung des Sammlers erfolgte als Kombination eines idealen Phasentrenners (thermodynamisches Gleichgewicht und vollständige Trennung zwischen der flüssigen und gasförmigen Phase) mit einem Strömungswiderstand und definierbarem Wärmeübergang über die Wand. Dabei gibt es Modelle mit konstanter Dampffziffer am Austritt oder mit hinterlegten Funktionen für die Dampffziffer in Abhängigkeit des Füllstands, die beim Vorliegen von Messdaten auf diese angepasst werden können. Abbildung 5.3 zeigt eine in der AirConditioning Library hinterlegte Funktion für die Dampffziffer mit einem ausgeprägten Plateau und steigender bzw. sinkender Dampffziffer bei sehr niedrigem bzw. hohem Füllstand des Sammlers. Für die durchgeführten Simulationen wurde diese Funktion auf vorhandene Messdaten abgestimmt.

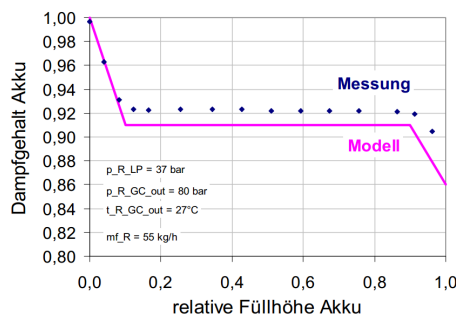


Abbildung 5.3: Messdaten und angepasstes Modell für den Dampfgehalt am Austritt des Akkumulators in Abhängigkeit der Füllhöhe (Martin, 2009)

Eine zusätzliche Berücksichtigung des Einflusses des Kältemittelmassenstroms auf die Dampffziffer am Austritt wurde aufgrund des geringen Umfangs der Messdaten nicht durchgeführt. Bei einem entsprechend vorhandenen Umfang sollte aber auch dieser Einfluss berücksichtigt werden.

### 5.3 Modellierung von Eisbildungs- sowie Enteisungsprozessen

Die AirConditioning Library beinhaltet auch Wärmetauschermodelle, deren luftseitige Volumina ein Modell zur Darstellung einer wachsenden Eisschicht beinhalten. Diese modellierte



Eisschicht mit einheitlicher Temperatur und variabler Dicke ist zwischen der Wärmetauscherwand und der Luftseite angeordnet und basiert auf der Arbeit von Proelss und Schmitz (2006). Auf Grund der im Vergleich zum Wärmetauschermaterial niedrigen Wärmeleitfähigkeit verringert die Eisschicht den Wärmedurchgang. Abbildung 5.4 zeigt eine schematische Darstellung des Wärmetauschermodells inklusive Temperaturverlauf.

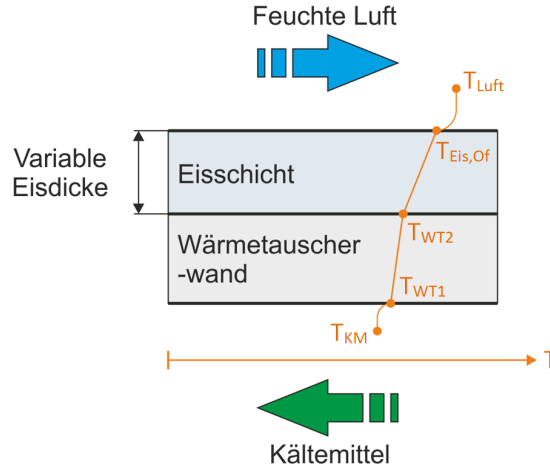


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung des Wärmetauschermodells mit Eisschicht

Da die Eigenschaften einer wachsenden Eisschicht von vielen verschiedenen Parametern abhängen (z.B. Form der Eiskristalle etc.) werden meist empirische Korrelationen verwendet um diese Phänomene zu beschreiben. Das implementierte Modell basiert auf der Annahme, dass das sonst als Kondensat anfallende Wasser gefriert, falls dessen Temperatur unter dem Gefrierpunkt liegt. Die Menge des anfallenden Kondensates bzw. Eises wird anhand von Gl. 5.19 berechnet, wobei die treibende Kraft der Konzentrationsunterschied zwischen der absoluten Feuchte der vorbeiströmenden Luft und der gesättigten feuchten Luft mit Wandtemperatur an der Wärmetauscheroberfläche ist (Modell basiert auf der Annahme eines dünnen Kondensatfilmes an der Wärmetauscheroberfläche). Basierend auf der Analogie von Wärme- und Massenstrom wird der Massentransportkoeffizient  $\beta$  über den Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  berechnet (Gl. 5.20).

$$\dot{m}_{kond} = \beta \cdot A \cdot \rho_{Luft} \cdot (x_L - x_{L,ges@t_{Of}}) \quad (5.19)$$

$$\beta = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho_{Luft}} \cdot Le^{-2/3} \quad (5.20)$$

Ein weiterer Parameter, der das Wachstum der Eisschicht beeinflusst ist die Dichte der Eisschicht an der Oberfläche. Zur Berechnung dieser Oberflächendichte wird die empirische Korrelation von Hayashi et al. (1977) verwendet (Gl. 5.21), bei der die Oberflächendichte in Abhängigkeit der Oberflächentemperatur der Eisschicht berechnet wird.

$$\rho_{Eis,Of} = 650 \cdot e^{0.227 \cdot (T_{Eis,Of} - 273.15)} \quad (5.21)$$

Das Modell berücksichtigt keine Wasser-Diffusion in die Eisschicht, was zu einer Erhöhung der Dichte führen würde. Es wird angenommen, dass sämtliches Wasser, das von der Feuchten Luft in die Eisschicht übergeht, zur Erhöhung der Eisdicke  $\delta_{Eis}$  (Gl. 5.22) beiträgt (Proelss und Schmitz, 2006).

$$\frac{d\delta_{Eis}}{dt} = \frac{\dot{m}_{kond}}{A \cdot \rho_{Eis,Of}} \quad (5.22)$$

Die Wärmeleitfähigkeit der Eisschicht hängt von vielen Parametern wie z.B. der Form und Lage der Eiskristalle ab, was wiederum eine exakte Berechnung mittels physikalischer Ansätze schwierig macht und somit meistens empirische Korrelationen verwendet werden. Viele Autoren sind sich aber einig, dass die Dichte der Eisschicht einer der Hauptfaktoren für die Wärmeleitfähigkeit ist. Abbildung 5.5 zeigt verschiedene Korrelationen zwischen Eisdichte und Wärmeleitfähigkeit der Eisschicht.

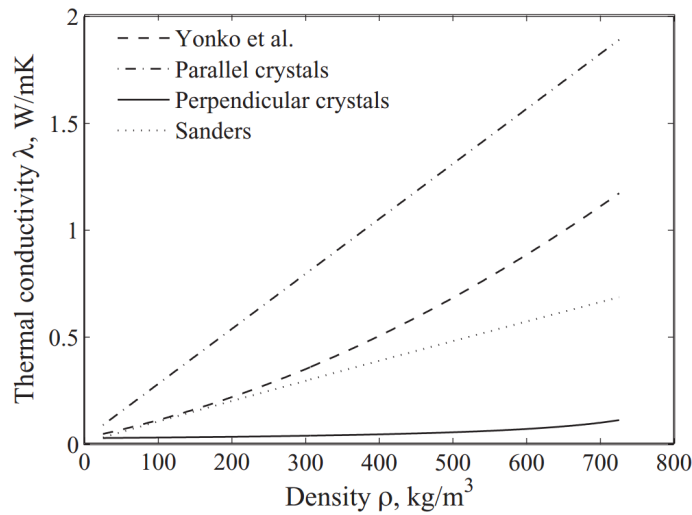


Abbildung 5.5: Verschiedene Korrelationen zwischen Eisdichte und Wärmeleitfähigkeit der Eisschicht (Proelss und Schmitz, 2006)

In dem verwendeten Simulationsmodell wird die empirische Korrelation von Yonko und Sepsy (1967) verwendet, um die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der mittleren Eisdichte zu berechnen (Gl. 5.23). Diese mittlere Eisdichte kann über die gesamte Eismasse und die Dicke der Eisschicht berechnet werden.

$$\lambda_{Eis} = 2.442 \cdot 10^{-2} + 7.214 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{\rho}_{Eis} + 1.1797 \cdot 10^{-6} \cdot \bar{\rho}_{Eis}^2 \quad (5.23)$$

Der resultierende Wärmestrom in die Eisschicht  $\dot{Q}_{Eis}$  wird über die Energiebilanz zwischen Wärmetauscherwand, Eisschicht und feuchter Luft berechnet (Gl. 5.24). Dabei tritt Wärmeleitung von der Wärmetauscheroberfläche in die Eisschicht auf (Gl. 5.25), sowie ein Wärmeübergang von der feuchten Luft auf die Oberfläche der Eisschicht. Bei Letzterem kann wiederum zwischen sensiblem und latentem Wärmestrom aufgrund der Kondensation unterschieden werden (Gl. 5.26).

$$\dot{Q}_{Eis} = \dot{Q}_{WT} + \dot{Q}_{Luft} \quad (5.24)$$

$$\dot{Q}_{WT} = \frac{\lambda_{Eis}}{\delta_{Eis}} \cdot A \cdot (T_{WT2} - T_{Eis,Of}) \quad (5.25)$$

$$\dot{Q}_{Luft} = \dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_{lat} = \alpha \cdot A \cdot (T_{Luft} - T_{Eis,Of}) + \dot{m}_{cond} \cdot \Delta h_{lv} \quad (5.26)$$

Das Modell verwendet einen Algorithmus, der zwischen den Modi „Vereisung“ und „Abtauen“ basierend auf der Oberflächentemperatur der Eisschicht  $T_{Eis,Of}$  unterscheidet. Der resultierende Wärmestrom in die Eisschicht führt entweder zu einer Änderung der Masse (d.h. Dicke - Gl. 5.27) oder der Temperatur der Eisschicht (Gl. 5.28).

$$\frac{d\delta_{Eis}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{schmelz}}{A \cdot \bar{\rho}_{Eis} \cdot \Delta h_{fest-flüssig}} \quad (5.27)$$

$$\frac{dT_{Eis}}{dt} = \frac{1}{m_{Eis} \cdot c_{Eis}} \cdot (\dot{Q}_{Eis} - \dot{Q}_{schmelz}) \quad (5.28)$$

Der Erstarrungswärmestrom (Vereisung) bzw. Schmelzwärmestrom (Abtauung) wird über den frierenden bzw. schmelzenden Wassermassenstrom  $\dot{m}_{schmelz}$  und die spez. Erstarrungs- bzw. Schmelzenthalpie  $\Delta h_{fest-flüssig}$  berechnet. Im Falle des Abtauens wird eine konstante Temperatur in der gesamten Eisschicht von  $0^\circ\text{C}$  angenommen und der resultierende Wärmestrom in die Eisschicht wird verwendet, um die Eisschicht zu schmelzen ( $\dot{Q}_{Eis} = \dot{Q}_{schmelz}$ ).

$$\dot{Q}_{schmelz} = \dot{m}_{schmelz} \cdot \Delta h_{fest-flüssig} \quad (5.29)$$

Das Modell nimmt an, dass das geschmolzene Wasser sofort abfließt, d.h. es berücksichtigt keine Wasseransammlung im Wärmetauscher. Somit ist es nicht möglich ein Wiedereinfrieren oder eine Verdunstung des kondensierten Wassers zu simulieren.

# 6 Kapitel

## Energieeffiziente Enteisungsstrategien

Um die Gesamteffizienz eines Wärmepumpensystems auch unter Bedingungen bei denen eine Vereisung des Außenraumwärmetauschers stattfindet zu gewährleisten, ist eine schnelle und effiziente Enteisung notwendig. Dieses Kapitel beschreibt die Problematik der Vereisung des Außenraumwärmetauschers, Maßnahmen zur Beeinflussung und Erkennung der Vereisung sowie Möglichkeiten zur energieeffizienten Enteisung.

### 6.1 Problematik der Vereisung des Außenraumwärmetauschers

Wie bereits in Kapitel 3.1 erwähnt, ist die Eisbildung am Außenraumwärmetauscher eines der zu lösenden Probleme bei allen Luftwärmepumpensystemen, die bei Verdampfungstemperaturen unter dem Gefrierpunkt von Wasser betrieben werden.

Im Wärmepumpenbetrieb fungiert der Innenraumwärmetauscher als Gaskühler bzw. Kondensator und der Außenraumwärmetauscher als Verdampfer. Letzterer nimmt folglich Wärme von der Umgebung auf. Um dies auch bei niedrigen Außentemperaturen zu ermöglichen, liegen die Verdampfungstemperaturen teilweise auch unter dem Gefrierpunkt von Wasser. Folglich sinkt auch die Oberflächentemperatur des Wärmetauschers unter  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , was die Voraussetzung für eine Eisbildung auf der Wärmetauscheroberfläche ist. Je nach Taupunkttemperatur der Luft in Kontakt mit der Wärmetauscheroberfläche unterscheidet man folgende Entstehungsprozesse des Eises bei Atmosphärendruck:

- **Taupunkttemperatur  $> 0\text{ }^\circ\text{C}$ :** Der Wasserdampf aus der feuchten Luft kondensiert an der Wärmetauscheroberfläche unter Freisetzung der Kondensationswärme. Anschließend gefriert das kondensierte Wasser an der Wärmetauscheroberfläche zu Eis, wobei bei diesem Vorgang die Erstarrungswärme frei wird.
- **Taupunkttemperatur  $< 0\text{ }^\circ\text{C}$ :** Der Wasserdampf aus der feuchten Luft resublimiert<sup>6</sup> zu Eis. Dabei wird die Resublimationswärme frei, deren Wert sich aus der Summe von Kondensationswärme und Erstarrungswärme ergibt.

Nach Lawrence und Evans (2008) verbessert die Eisbildung anfänglich sogar den Wärmeübergang, da er eine Art Oberflächenvergrößerung bewirkt und den luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten durch höhere Luftgeschwindigkeiten in den engeren Spalten erhöht. In weiterer Folge sinkt jedoch die Leistungsfähigkeit des Verdampfers durch folgende Phänomene:

- Die niedrige Wärmeleitfähigkeit der Eisschicht ( $\lambda_{Eis} \approx 1\text{ W/mK}$ ) im Vergleich zum Wärmetauschermaterial ( $\lambda_{Alu} \approx 235\text{ W/mK}$ ) verringert den Wärmedurchgang. Eine beispielhafte Berechnung des U-Wertes einer idealen Wand mit den Randbedingungen in Tabelle 6.1 soll die Auswirkung einer Eisschicht auf den Wärmedurchgang zeigen.

Tabelle 6.1: Randbedingungen für die beispielhafte Berechnung des U-Wertes einer ebenen Wand

$\alpha_{Luftseite}$	120 W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{Kältemittelseite}$	5000 W/m <sup>2</sup> K
$\lambda_{Alu}$	235 W/mK
$\lambda_{Eis}$	1 W/mK
Wandstärke Wärmetauscher (Alu)	1 mm

In Abbildung 6.1 ist die Entwicklung des U-Wertes einer idealen Wand in Abhängigkeit der Eisdicke dargestellt. Der resultierende U-Wert liegt bei einer Eisdicke von 2 mm ca. 20 % niedriger als unter eisfreien Bedingungen.

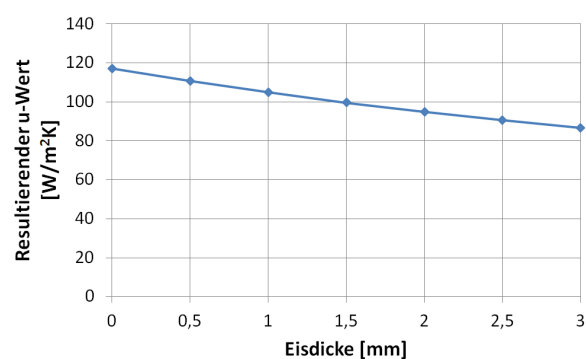


Abbildung 6.1: U-Wert einer idealen Wand in Abhängigkeit der Eisdicke

- Durch die (teilweise) Blockade des Wärmetauschers steigt der Druckverlust, was zu einer Reduktion des Luftmassenstromes durch den Wärmetauscher führt. Bei sehr geringen

<sup>6</sup>direkter Übergang vom gasförmigen in den festen Aggregatzustand

Abständen der Finnen an einem Wärmetauscher (z.B. 0,5 mm) wirkt sich dieser Effekt meistens stärker aus als die niedrige Wärmeleitfähigkeit der Eisschicht.

- Des Weiteren verringert sich durch die (teilweise) Blockade des Wärmetauschers die wärmeübertragende Fläche.

Durch die Reduktion der Leistungsfähigkeit des Verdampfers, wird der gesamte Kältemittelkreislauf negativ beeinflusst. Somit ist es nötig entweder die Eisbildung zu verhindern bzw. zu verzögern, so dass der Kältemittelkreislauf während seines Betriebes nicht maßgeblich an Leistungsfähigkeit und Effizienz verliert bzw. den Wärmetauscher von der Eisschicht zu befreien, bevor eine zu negative Beeinflussung eintritt.

### 6.1.1 Einflussfaktoren auf die Eisbildung

Durch die Kenntnis der Einflussfaktoren auf die Eisbildung lassen sich Möglichkeiten zur Verzögerung der Eisbildung und Maßnahmen bei der Konstruktion der Wärmetauscher ableiten. Im Folgenden werden Faktoren, welche die Geschwindigkeit der Eisbildung beeinflussen beschrieben (vgl. Cui et al. (2011) sowie Huang et al. (2009)).

- **Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauschoberfläche und feuchter Luft:** diese Temperaturdifferenz stellt die treibende Kraft für die Eisbildung dar. Je niedriger die Verdampfungstemperatur im Vergleich zur Lufttemperatur ist, desto mehr Eis entsteht.
- **Luftfeuchtigkeit:** je höher die Luftfeuchtigkeit, desto höher ist der Gehalt an Wasser bzw. Wasserdampf in der Luft und desto mehr Eis entsteht.
- **Luftmassenstrom:** bei gleichbleibender Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauschoberfläche und feuchter Luft bewirkt ein erhöhter Luftmassenstrom eine stärkere Eisbildung aufgrund des größeren Massentransfers. Aufgrund des besseren Wärmeübergangs bei höheren Luftmassenströmen sinkt aber im Normalfall die Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauschoberfläche und feuchter Luft, was insgesamt zu einer schwächeren Eisbildung führt.
- **Oberflächenbeschaffenheit:** auch die Beschaffenheit der Oberfläche kann maßgeblichen Einfluss auf die Eisbildung haben. Eine hydrophobe (=wasserabweisende) Oberfläche beispielsweise erschwert die Entstehung einer Eisschicht und kann auch den Enteisungsprozess beschleunigen.
- **Wärmetauschergeometrie:** durch einen geringeren Rippenabstand wird der Wärmeübergang durch eine größere luftseitige Oberfläche verbessert, aber auch die Eisbildung begünstigt. Ein Wärmetauscher mit sehr kleinen Rippenabständen neigt auch eher zur Blockade infolge der Eisbildung. Des Weiteren begünstigt dies auch den Verbleib von kondensiertem Wasser nach einem Enteisungsvorgang, was im darauffolgenden Betriebszyklus wiederum zur schnelleren Eisbildung führt.

### 6.1.2 Maßnahmen zur Verzögerung der Eisbildung

Aus den angeführten Einflussfaktoren auf die Eisbildung werden im Folgenden Maßnahmen zur Verzögerung der Eisbildung vorgeschlagen.

## Entfeuchtung der Luft vor dem Wärmetauscher

Eine energieeffiziente Entfeuchtung der Luft vor dem Wärmetauscher könnte die Eisbildung am Wärmetauscher entscheidend verlangsamen. In einigen anderen Industriebereichen gibt es bereits etablierte Verfahren zur Entfeuchtung (abgesehen von der energieintensiven Kondensationstrocknung mit Wiederaufheizung), die im Folgenden aufgelistet werden:

- **Absorption:** dabei wird die zu trocknende Luft über eine hygroskopische (wasseranziehende) Flüssigkeit geleitet. Der Wasserdampf geht in die Lösung über und verdünnt sie, wobei Absorptionswärme frei wird. In gewissen Abständen ist eine Regeneration der hygroskopischen Flüssigkeit erforderlich.
- **Adsorption:** die zu trocknende Luft wird dabei an der festen Oberfläche eines Adsorptionsmittel (z.B. Silicagel oder Zeolithe) gebunden, wo sich der Wasserdampf aufgrund physikalischer Kräfte anlagert.
- **Verwendung einer halbdurchlässigen Membran:** mit Hilfe einer Membran, die durchlässig für Wassermoleküle aber undurchlässig für Sauerstoff- und Stickstoffmoleküle ist, lässt sich die durchströmende Luft zu einem gewissen Grad entfeuchten.
- **Verdichtung der feuchten Luft:** durch die Verdichtung sinkt die Wasseraufnahmefähigkeit der feuchten Luft und somit steigt die Taupunkttemperatur. Dies ermöglicht eine Kondensation des Wasserdampfes bei höheren Temperaturen.

Eine effiziente Entfeuchtung wäre nicht nur für den Wärmepumpenbetrieb interessant, um die Vereisung des Außenraumwärmetauschers zu verzögern oder im Idealfall zu verhindern, sondern auch im Kühlbetrieb, um die erforderliche Kälteleistung (durch die Wegfallende Leistung zur Entfeuchtung der Luft) zu reduzieren. Aufgrund des stark eingeschränkten Bauraumes im Fahrzeug sowie der teilweise hohen Luftmassenströme durch den Außenraumwärmetauscher erscheint jedoch eine effektive Entfeuchtung der Luft äußerst schwierig. Für Stationäranlagen könnte dies allerdings durchaus interessant sein.

## Beschichtung der Wärmetauschoberfläche

Mit Hilfe von speziellen Beschichtungen der Wärmetauscher-Oberfläche kann die Eisbildung verzögert oder/und der Enteisungsvorgang beschleunigt werden. Diverse Autoren schlagen eine Beschichtung vor um verschiedene Effekte zu erzielen. Wang et al. (2007) zeigten die Anwendung einer hydrophoben Beschichtung mit modifiziertem Nano-Calciumcarbonat. Dadurch konnte die Eisbildung stark verzögert werden und der Enteisungsvorgang verbessert werden. Huang et al. (2009) verwendeten eine hydrophile (=wasseranziehend) Lackierung, um die Eisbildung zu verlangsamen und den dadurch entstehenden luftseitigen Druckverlust zu verringern. Das Ergebnis war eine deutlich langsamere Eisbildung, jedoch zeigte sich bei den Enteisungsvorgängen, dass aufgrund der hydrophilen Oberfläche wesentlich mehr Wasser auf der Oberfläche zurückblieb. Dies führte zu einer schnelleren Vereisung nach dem ersten Abtauvorgang. Adorno (2012) schlägt die Beschichtung mit Nanomaterialien vor, die die Benetzungseigenschaften der Oberfläche verändern und somit die Eisbildung verlangsamen sowie die Enteisung beschleunigen sollen. Erste Ergebnisse zeigten eine signifikante Verzögerung der Eisbildung verglichen mit der unbeschichteten Oberfläche.

Es scheint also unumstritten, dass durch eine geeignete Beschichtung der Wärmetauscher-Oberfläche das Verhalten bezüglich Eisbildung sowie Enteisung verbessert werden kann. Fraglich ist allerdings wie effektiv diese Beschichtungen auch auf aufwändigen Wärmetauschergeometrien (z.B. Louvered-Fins) angebracht werden können und wie beständig diese Eigenschaften auch bei längerem Einsatz erhalten bleiben (Verschmutzung etc.).

## 6.2 Systemsimulation bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers

Die Voraussetzung für die Bestimmung eines energetisch günstigen Enteisungszeitpunktes (siehe Kapitel 6.8) ist die Kenntnis des Systemverhaltens bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers. Weiß man über den Grad der Verschlechterung von Größen wie Leistung und Effizienz des Wärmepumpensystems mit fortschreitender Eisbildung Bescheid, kann man je nach gegebenen Randbedingungen, den optimalen Zeitpunkt für eine Enteisung bestimmen. Zu diesem Zweck wurden sowohl Prüfstandsmessungen (siehe Kapitel 4.5) als auch Simulationen an dem in Abbildung 6.2 dargestellten System im Wärmepumpenbetrieb, bei dem eine Vereisung des Außenraumwärmetauschers stattfindet, durchgeführt. Die Randbedingungen dazu sind in Tabelle 4.12 dargestellt.

Das Wärmeübertragermodell inkl. Eisschicht in der Dymalo Bibliothek „AirConditioning“ berücksichtigt lediglich die Verringerung der Wärmeleitung durch die wachsende Eisschicht. Somit war es notwendig weitere Funktionen zur Berücksichtigung der Verkleinerung der wärmeübertragenden Fläche, sowie des steigenden luftseitigen Druckverlusts zu implementieren, um eine gute Vorhersagefähigkeit der Simulationsmodelle gewährleisten zu können.

Zur Modellierung des steigenden luftseitigen Druckverlustes wurde eine weitere Größe - der luftseitige Druckverlustkoeffizient  $\zeta$  - eingeführt. Dieser wurde über den gemessenen luftseitigen Druckverlust, die Dichte der Luft sowie einer mittleren Luftgeschwindigkeit vor dem Außenraumwärmetauscher berechnet (Gl. 6.1). Diese mittlere Luftgeschwindigkeit wurde aufgrund der starken Inhomogenität des Luftstromes (bedingt durch die teilweise Blockage des Wärmetauschers mit Eis) über den gemessenen Luftmassenstrom berechnet. Abbildung 6.3 zeigt den berechneten Druckverlustkoeffizienten  $\zeta$  während des Vereisungsvorganges, der nach 30 min ca. 20 mal höher ist als zu Beginn der Messungen.

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} v^2} \quad (6.1)$$

Über diesen Druckverlustkoeffizienten  $\zeta$  kann folglich je nach verwendetem Lüfter-Modell (oder beispielsweise einem Modell, das die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges berücksichtigt) der luftseitige Druckverlust und folglich der Luftmassenstrom berechnet werden. Um einen Zusammenhang von  $\zeta$  mit der Eisdicke herzustellen, wurde der gemessene Druckverlustkoeffizient mit der simulierten Eisdicke in Korrelation gestellt. Dieser Vorgang erfordert eine iterative Vorgehensweise, da der luftseitige Druckverlust - wie bereits erwähnt - eine Auswirkung auf das Wachstum der Eisschicht hat.



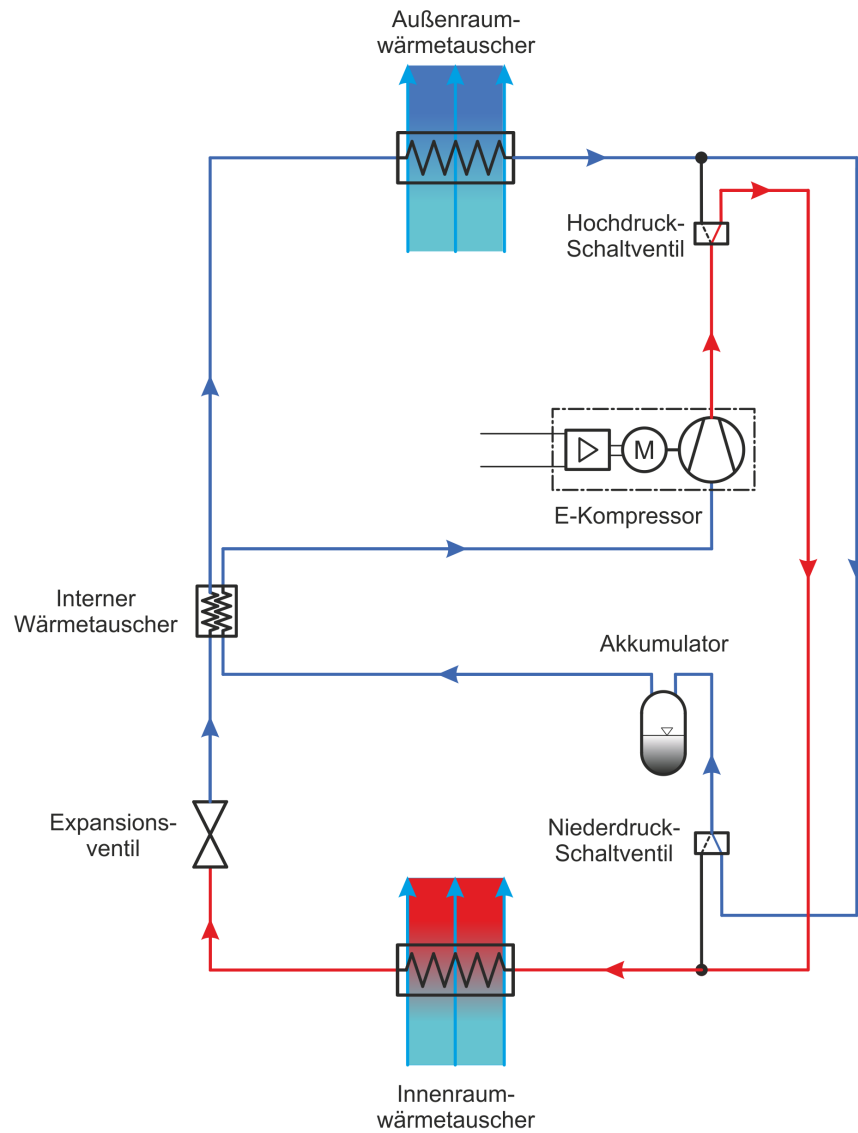


Abbildung 6.2: Schematischer Aufbau des untersuchten kombinierten Kühl- und Heizsystems im Wärmepumpenbetrieb

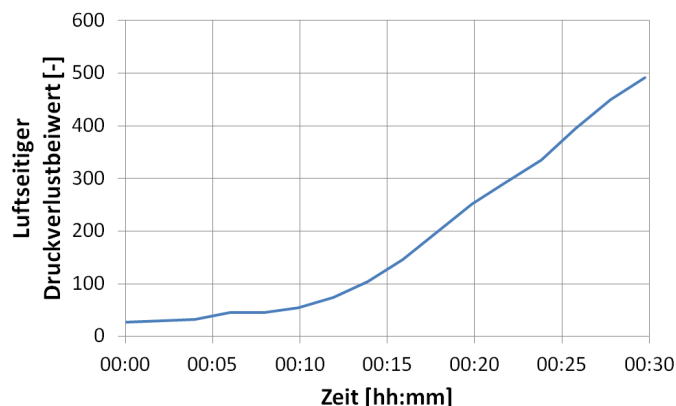


Abbildung 6.3: Berechneter Druckverlustkoeffizient  $\zeta$  während des Vereisungsvorganges für die in Kapitel 4.5 gemessene Vereisung (Randbedingungen in Tabelle 4.12)

Zur Berücksichtigung der Verkleinerung der wärmeübertragenden Fläche wird eine Übergangsfunktion in Anlehnung an Richter (2008) empfohlen. Diese Funktion  $T(x)$  ist in Gl. 6.2 definiert.

$$T(x) = \begin{cases} 1 & x \leq x_t - \frac{\Delta x}{2} \\ t(x) & \text{für } x_t - \frac{\Delta x}{2} < x < x_t + \frac{\Delta x}{2} \\ 0 & x \geq x_t + \frac{\Delta x}{2} \end{cases} \quad (6.2)$$

Eine skalierbare, glatte Funktion für  $t(x)$  erhält man durch Einführung der Variablen  $\varphi$ , welche über den Übergangspunkt  $x_t$  sowie die Übergangslänge  $\Delta x$  berechnet wird (Gl. 6.3).

$$\varphi = \frac{x - x_t}{\Delta x} \cdot \pi \quad (6.3)$$

Definiert man anschließend abhängig von der Variable  $\varphi$  die Funktion  $t(\varphi)$  nach Gl. 6.4, so erhält man eine glatte Übergangsfunktion startend bei 1 (100 % wärmeübertragende Fläche) und endend bei einer definierbaren verbleibenden wärmeübertragenden Fläche  $C$  bei vollständig vereistem Wärmetauscher. Abbildung 6.4 zeigt die resultierende Funktion mit  $x_t = 15$  min,  $\Delta x = 10$  min und einer verbleibenden wärmeübertragenden Fläche von 20 % ( $C = 0,2$ ) im Vergleich zu einer idealisierten einheitlichen Blockage (alle Wärmetauscher-Luftkanäle schließen sich gleichzeitig durch die Vereisung) bei 15 min.

$$t(\varphi) = (1 - C) \cdot \frac{1 - \sin(\varphi)}{2} + C \quad (6.4)$$

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse ohne („Sim\_Original“) und mit Verwendung („Sim\_Adaptiert“) von Funktionen zur Berücksichtigung der Verkleinerung der wärmeübertragenden Fläche sowie des steigenden luftseitigen Druckverlusts mit den Messdaten verglichen. Abbildung 6.5 stellt den COP sowie die Heizleistungen der Messungen und Simulationen gegenüber.

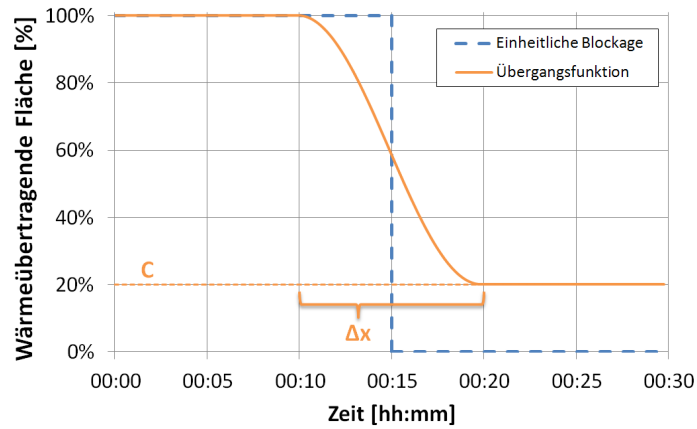


Abbildung 6.4: Funktion zur Berücksichtigung der Verkleinerung der wärmeübertragenden Fläche mit glattem Übergang

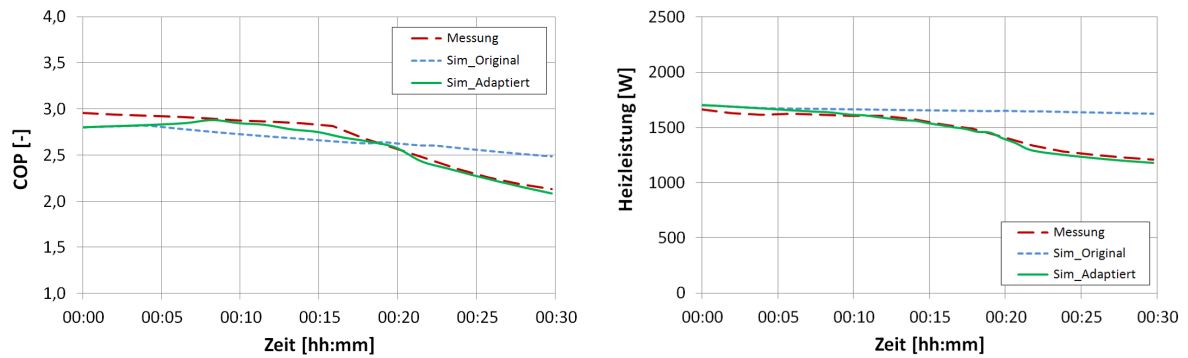


Abbildung 6.5: Vergleich der in Kapitel 4.5 gemessenen (Randbedingungen in Tabelle 4.12) mit der simulierten Heizleistung ohne („Sim\_Original“) sowie mit („Sim\_Adaptiert“) Verwendung der beschriebenen Funktionen zur Berücksichtigung der Verkleinerung der wärmeübertragenden Fläche sowie des steigenden luftseitigen Druckverlusts

Die Ergebnisse zeigen, dass wichtige Systemgrößen wie COP und Heizleistung von den adaptierten Simulationsmodellen gut berechnet werden können, während die originalen Simulationsmodelle deutliche Abweichungen gegenüber den Messdaten aufweisen. Somit erscheint es angemessen, die adaptierten Simulationsmodelle für weitere Berechnungen wie z.B. eines energetisch günstigen Enteisungszeitpunktes (siehe Kapitel 6.8) zu verwenden.

## 6.3 Möglichkeiten zur energieeffizienten Enteisung

Eine schnelle und energieeffiziente Enteisung ist notwendig, um von einem Wärmepumpensystem auch unter Bedingungen zu profitieren, bei denen eine Vereisung des Außenraumwärmetauschers stattfindet. Im Folgenden werden Möglichkeiten aufgelistet, die als geeignet erachtet werden, um eine Enteisung des Außenraumwärmetauschers im Fahrzeug zu gewährleisten.

- **Kreislaufumkehr (Reverse-Cycle):** Mit Hilfe von Umschaltventilen kann der Kreislauf umgekehrt werden, d.h. die Anlage arbeitet dann nicht mehr im Wärmepumpenbetrieb, sondern im A/C-Modus. Somit wird am Außenraumwärmetauscher Wärme abgegeben und dieser dadurch vom Eis befreit. Ein Nachteil dabei ist, dass die Luft am Innenraumwärmetauscher abgekühlt wird und diese nicht in den Innenraum eingeblasen werden kann, ohne den Komfort der Fahrgäste negativ zu beeinflussen. Eine Möglichkeit wäre es beispielsweise die HVAC-Box konstruktiv so anzupassen, dass diese kalte Luft bei Bedarf in die Umgebung geblasen werden kann und ein zweiter Lüfter währenddessen den Umluftbetrieb betreiben kann. Dadurch, dass der Innenraumwärmetauscher dann als Verdampfer arbeitet, kann es auch zur Kondensation von Wasser oder Eisbildung führen. Wird dann wieder in den Wärmepumpenbetrieb geschaltet, kann es, durch die Verdunstung des kondensierten Wassers am Innenraumwärmetauscher und Einblasung dessen in den Innenraum zu einem Beschlagen von kalten Scheiben führen (sog. „Flash Fogging“). Weitere Details zur Reverse-Cycle Enteisung sind in Kapitel 6.6 zu finden.
- **Heißgas-Enteisung:** Dabei wird überhitztes Kältemittel mit Hilfe einer Bypass-Leitung (und ggf. einem Expansionsventil) direkt vom Kompressoraustritt in den Außenwärmetauscher geleitet, was zur Enteisung von Letztgenanntem führt. Im Gegensatz zur Enteisung mittels Kreislaufumkehr wird hierbei die benötigte Wärmeenergie ausschließlich vom Kompressor zur Verfügung gestellt. Dies ist energetisch gesehen zwar ein Nachteil im Vergleich zur Kreislaufumkehr aufgrund der fehlenden „Wärmequelle Außenluft“, dafür besteht aber kein Problem bezüglich Kondensation oder Eisbildung am Innenraumwärmetauscher. Details zur Heißgas-Enteisung sind in Kapitel 6.7 zu finden.
- **Enteisung mittels anderer Wärmeübertragungsmedien:** Bei indirekten Systemen werden im Sekundärkreislauf sog. Wärmeträgermedien (engl. Heat Transfer Fluids – HTF) wie z.B. Wasser oder Glycol eingesetzt. Zur Enteisung kann dann eine derartige Verschaltung des Sekundärkreislaufs erfolgen, so dass warmes Wärmeträgermedium in den Außenraumwärmetauscher geleitet wird, um eine Abtauung durchzuführen.
- **Enteisung durch elektrische Beheizung:** Mit Hilfe von elektrischen Heizelementen kann die Luft vor dem Außenraumwärmetauscher erwärmt werden, was zu einer Abtauung der Eisschicht führt. Diese Elemente im Luftpfad des Wärmetauschers anzubringen ist aus raumtechnischen Gründen im Fahrzeug jedoch sehr schwierig. Falls der Luftmassenstrom durch den Außenraumwärmetauscher nicht durch geeignete Maßnahmen

(z.B. Luftklappen in der Kühlerfront) gesenkt werden kann, wäre eine große elektrische Leistung erforderlich und die Energieeffizienz dieser Methode deutlich niedriger als bei den anderen Varianten. Elektrische Heizelemente könnten aber auch verwendet werden, um den Wärmetauscher selbst zu erwärmen, was im Vergleich zur Erwärmung der Luft wesentlich effizienter wäre. Fraglich ist hier allerdings die praktische Durchführung (Materialbeständigkeit, Anbringung von Heizelementen am Wärmetauscher etc.).

- **Mechanische Entfernung der Eisschicht:** Prinzipiell vorstellbar sind auch mechanische Methoden zur Eisentfernung, wie die Einbringung von Schwingungen am Wärmetauscher (z.B. durch Piezokristalle) oder/und ein Ausblasen von Teilen der Eisschicht mit Druckluft o.ä. Dies wird allerdings meist durch die verwendeten Wärmetauscher-Geometrien (viele kleine Hohlräume in denen sich Eis bildet) erheblich erschwert.

Grundsätzlich sind Enteisungsmethoden, die den Wärmetauscher von innen (über das Kältemittel oder elektrische Beheizung des Wärmetauschermaterials) erwärmen, energieeffizienter als jene von außen (z.B. Beheizung des Luftpfades). Bei größeren Eismengen könnte auch bei der Erwärmung von innen ein Teil des Eises bereits vor dem vollständigen Schmelzen vom Wärmetauscher abfallen, was den Energiebedarf zur vollständigen Enteisung wesentlich senken würde. Bei den durchgeführten Messungen an einem Louvered-Fin-Wärmetauscher am Prüfstand (siehe Kapitel 4.5) konnte dies allerdings nicht beobachtet werden. Aufgrund der genannten Nachteile der Kreislaufumkehr sowie der elektrischen Beheizung und der nur unter sehr hohem Aufwand durchführbaren mechanischen Enteisung wird die Heißgas-Enteisung als aussichtsreichste Methode für den Einsatz im Fahrzeug gesehen. Um die fehlende Heizleistung während des Enteisungsvorganges bereitzustellen, könnte beispielsweise in dieser Phase eine elektrische Beheizung der Fahrgastzelle erfolgen, um einen gleichbleibenden Komfort für die Passagiere zu gewährleisten.

## 6.4 Messtechnische Erkennung der Eisbildung und abgeschlossenen Enteisung

Um den Zeitpunkt für eine notwendige Enteisung des Außenraumwärmetauschers messtechnisch bestimmen zu können, wird eine Methode zur Erkennung der fortschreitenden Eisbildung benötigt. Das Wissen über die Auswirkungen der wachsenden Eisschicht kann verwendet werden, um die Entstehung von Eis mittels Messungen zu erkennen. Im Folgenden werden Methoden sowie Größen aufgelistet, durch deren Beobachtung eine Erkennung der Eisbildung in einem Fahrzeug durchgeführt werden kann:

- **Temperaturdifferenz Luft-Kältemittel:** Durch den schlechteren Wärmeübergang aufgrund der Eisschicht vergrößert sich die Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemittelseite. Somit kann mit relativ geringem Aufwand (zwei Temperatursensoren) der Zeitpunkt für eine benötigte Enteisung bestimmt werden.
- **Luftseitiger Druckverlust:** Die wachsende Eisschicht verkleinert den Raum zur Durchströmung der Luft und erhöht somit den luftseitigen Druckverlust. Durch die Anbringung einer Differenzdruckmessung kann so der Enteisungszeitpunkt bestimmt werden. Nachteilig dabei sind die relativ hohen Kosten eines Differenzdrucksensors sowie die problematische Anbringung am Wärmetauscher (mehrere Messpunkte, Gefahr von Verschmutzung etc.). Des Weiteren hängt der Druckverlust auch vom durchströmenden

Luftmassenstrom ab, d.h. es müsste abhängig von diesem der Grenzwert für den luftseitigen Druckverlust angepasst werden.

- **Optische Methoden:** Das fortschreitende Eiswachstum verursacht eine (teilweise) Verblockung des Wärmetauschers, die mit Hilfe von optischen Methoden erkannt werden kann. Byun et al. (2006) verwendeten beispielsweise mehrere Lichtschranken-Elemente, angebracht zwischen den Wärmetauscherrippen, deren Ausgangsspannung sich ändert, wenn Eis den Durchgang der Infrarotstrahlen behindert.
- **Neuronale Netze:** Des Weiteren könnten auch neuronale Netze zur Erkennung verschiedener Muster bei einem Vereisungsvorgang verwendet werden (z.B. Instabilitäten gewisser Größen im Kältemittelkreislauf). Huang et al. (2007) berichten beispielsweise, dass es bei der Verwendung eines thermostatischen Expansionsventils in einer Luft/Wasser-Wärmepumpe während der Vereisung zu Instabilitäten des Kältemittelmassestromes und der Überhitzung nach dem Verdampfer kommt, was als sog. „Hunting“ bezeichnet wird. Um die Erkennung mittels neuronaler Netze im Fahrzeug einsetzen zu können, müssen die benötigten Größen auch gemessen werden. Ein „Antrainieren“ der Erkennung des Enteisungszeitpunktes könnte an einem Systemprüfstand erfolgen, wo die benötigten Größen wie Heizleistung, COP, Temperaturen etc. ständig aufgezeichnet werden.

Eine mögliche Implementation für eine messtechnische Erkennung der Vereisung im Fahrzeug mittels Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemittelseite am Außenraumwärmetauscher wird im Folgenden beschrieben. Abbildung 6.6 zeigt die Differenz zwischen Lufteintrittstemperatur und Kältemittelaustrittstemperatur aller am Prüfstand gefahrenen „stationären“ Messpunkte im Wärmepumpenbetrieb ohne merkliche Vereisung in Abhängigkeit der Heizleistung. Deutlich zu erkennen ist, dass die größten Temperaturdifferenzen bei höheren Heizleistungen auftreten. In Tabelle 6.2 sind das Minimum, das Maximum und der arithmetische Mittelwert der gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur am Außenraumwärmetauscher aufgelistet.

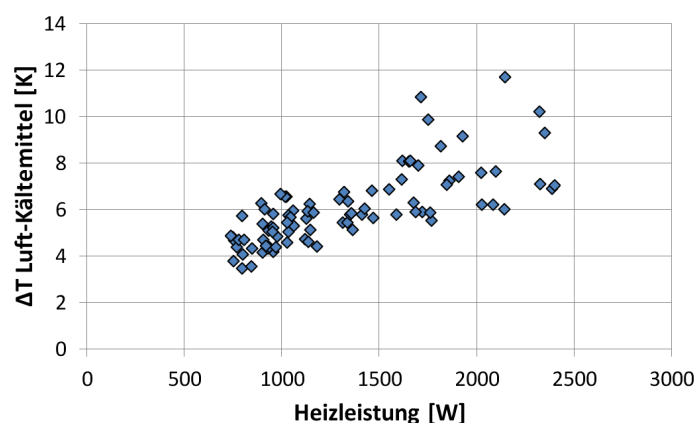


Abbildung 6.6: Differenz zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur am Außenraumwärmetauscher der am Prüfstand gefahrenen Messpunkte ohne merkliche Vereisung

Tabelle 6.2: Minimum, Maximum und arithmetischer Mittelwert der gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur am Außenraumwärmetauscher

Minimum	3,5 K
Maximum	11,7 K
Arithmetischer Mittelwert	6,1 K

Abbildung 6.7 zeigt den Verlauf der Differenz zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur sowie relativem COP und relativer Heizleistung während eines Vereisungsvorganges bei 0 °C (Randbedingungen siehe Tabelle 4.12). Nach ca. 18 min überschreitet die gemessene Temperaturdifferenz das bei eisfreien (stationären) Punkten gemessene Maximum. Die Regelung im Fahrzeug könnte beispielsweise so ausgelegt werden, dass bei einer Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemittelseite von über 20 K der Enteisungsvorgang gestartet wird. Eine Optimierung dieser gewählten Temperaturdifferenz und somit des Enteisungszeitpunktes hinsichtlich der Gesamteffizienz des Wärmepumpensystems wird in Kapitel 6.8 beschrieben.

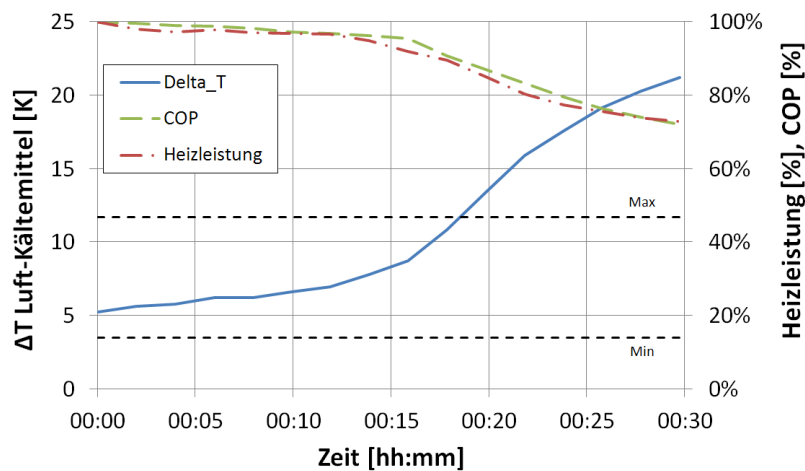


Abbildung 6.7: Verlauf der Differenz zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur sowie relativem COP und relativer Heizleistung während eines gemessenen Vereisungsvorganges bei 0 °C (Randbedingungen siehe Tabelle 4.12)

Zur messtechnischen Erkennung eines abgeschlossenen Enteisungsvorganges können teilweise die genannten Methoden zur Erkennung der Eisbildung verwendet werden. Der Enteisungsvorgang könnte beispielsweise beendet werden wenn der luftseitige Druckverlust wieder einen gewissen Wert unterschreitet oder mit Hilfe von optischen Methoden der Rückgang der Eisschicht detektiert wurde. Eine gängige Methode ist des Weiteren die Beendigung des Enteisungsprozesses, sobald die Kältemitteltemperatur am Austritt des zu enteisenden Wärmetauschers eine gewisse Temperatur überschreitet. Denn solange Eis am Wärmetauscher geschmolzen wird, liegt die Temperatur des austretenden Kältemittels bei ca. 0 °C (bzw. leicht darüber). O’Neal et al. (1991) beendeten beispielsweise den Enteisungsprozess wenn das Kältemittel am Austritt des Wärmetauschers die Temperatur von 65 °F (18 °C) erreicht. Dieser Wert sollte

aber auf den jeweiligen Enteisungsprozess angepasst werden. Abbildung 6.8 zeigt die Kältemittelaustrittstemperatur sowie den Druckverlust am Wärmetauscher des vermessenen System während des Enteisungsvorganges. Der Enteisungsvorgang war laut den Videoaufzeichnungen nach ca. 2 min und 30 s abgeschlossen. Demnach könnte der Enteisungsvorgang beispielsweise nach dem Erreichen einer Kältemittelaustrittstemperatur von 4 °C oder der Unterschreitung eines luftseitigen Druckverlustes von 25 Pa beendet werden. Anzumerken ist an dieser Stelle, dass der luftseitige Druckverlust immer auch vom jeweiligen Luftmassenstrom - hervorgerufen beispielsweise durch die Geschwindigkeit des Fahrzeuges - abhängt und somit der Schwellenwert variiert werden müsste.

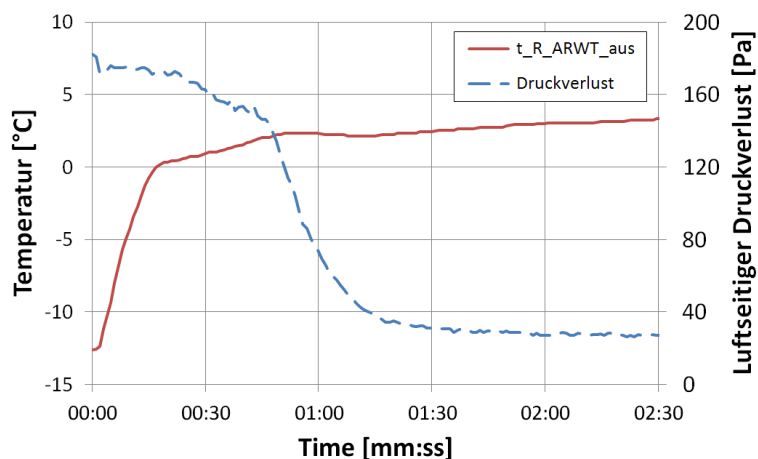


Abbildung 6.8: Kältemittelaustrittstemperatur sowie Druckverlust am Wärmetauscher während des Enteisungsvorganges mit einer Kompressordrehzahl von 1500 U/min und konstanter Lüfterdrehzahl

## 6.5 Beurteilung der Effizienz des Enteisungsvorganges und des Gesamtprozesses

In diesem Kapitel wird eine Kennzahl zur Bewertung der Effizienz des Enteisungsvorganges - „Enteisungs-Effizienz“ genannt - beschrieben. Diese betrachtet nur den Enteisungsvorgang selbst. Da aber für Wärmepumpensysteme speziell die Effizienz des Gesamtsystems interessant ist (beispielsweise wenn bei automotiven Wärmepumpensystemen während des Enteisungsvorganges eine zwischenzeitliche Beheizung der Fahrgastzelle erforderlich ist), wird eine weitere Größe, nämlich der „mittlere COP“ (zeitlicher Mittelwert des COP) des Gesamtprozesses ( $\overline{COP}$ ), berechnet und diskutiert.

### 6.5.1 Energetische Betrachtung des Enteisungsvorganges

Um die vorhandene Eisschicht zu Schmelzen, muss - je nach Enteisungsmethode - zumindest auch ein Teil des mit Eis bedeckten Wärmetauschers erwärmt werden. Zusätzlich wird beispielsweise auch die umgebende Luft teilweise erwärmt, was nicht zur Enteisung beiträgt.



Je kleiner derartige Verluste gehalten werden können, desto effizienter ist der Enteisungsvorgang. Um diese Effizienz zu quantifizieren, werden Kennzahlen wie das „Defrost Efficiency Ratio“ verwendet, welche im Folgenden beschrieben werden. Pearson (2006) definiert das sog. „Defrost Efficiency Ratio“ (DER) als Verhältnis von benötigter elektrischer Energie, die dem System zugeführt wird, um eine zufriedenstellende Enteisung durchzuführen und der Menge an Energie die benötigt wird, um das vorhandene Eis zu schmelzen. Somit sind beispielsweise bei einer Enteisung mittels Kreislaufumkehr auch DER-Werte größer als 1 möglich. Auch Jhee et al. (2002) sowie Yin et al. (2012) schlagen eine derartige Berechnung vor. Letztere nennen die Kennzahl „Defrost Efficiency“ (DE) und berechnen es für eine Enteisung mittels elektrischer Heizung nach Gl. 6.5, wobei Werte zwischen 15 und 57 % aus diversen Untersuchungen berechnet wurden.

$$DE = \frac{m_{frost} \cdot q_{lat}}{\int_0^{t_{df}} (Q_{heater} + Q_{fan}) dt} \quad (6.5)$$

Dong et al. (2012) schlagen eine andere Art zur Berechnung einer sog. „Defrost Efficiency“ nach Gl. 6.6 vor. Dabei ist  $E_W$  der Energieverbrauch für das Schmelzen der Eisschicht,  $E_{VW}$  steht für die Energie zur Verdunstung des geschmolzenen Wassers,  $W_{com}$  für die Kompressorarbeit,  $Q_{Me}$  für die aufgenommene Wärme vom Material des Innenraumwärmetauschers und  $Q_a$  für die aufgenommene Wärme aus der Luft. An dieser Stelle ist jedoch anzumerken, dass eine Verdunstung des geschmolzenen Wassers je nach Ausführung des Wärmetauschers (Drainage) nicht unbedingt notwendig ist. Ein für die Abtauung optimierter Wärmetauscher sollte eine möglichst geringe Wasserspeicherfähigkeit besitzen und ein gutes Abfließen des geschmolzenen Eises ermöglichen.

$$\eta_D = \frac{E_W + E_{VW}}{W_{com} + Q_{Me} + Q_a} \quad (6.6)$$

Dong et al. (2012) zeigten des Weiteren die gemessenen Energieflüsse während eines Enteisungsvorganges mittels Kreislaufumkehr (Abbildung 6.9). Dabei wurden nur ca. 60 % der bereitgestellten Wärme zum Schmelzen der Eisschicht verwendet. Weitere Teile bewirkten eine Erwärmung des Wärmetauschermaterials sowie eine teilweise Verdunstung des geschmolzenen Wassers, wobei letzterer Anteil durch eine verbesserte Drainage verringert werden könnte. Der Rest ging als Wärmeverlust an die Umgebung verloren.

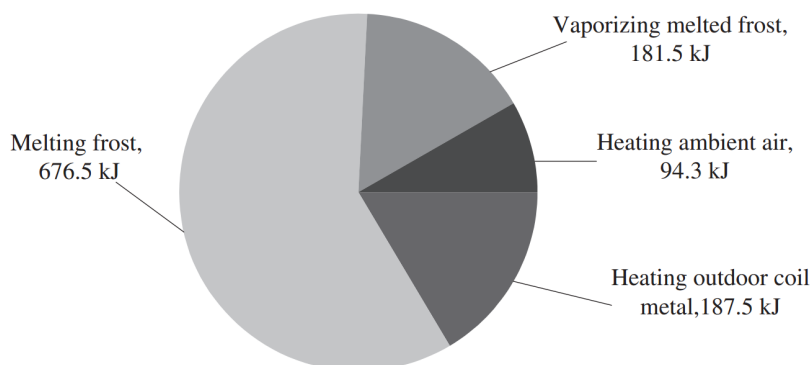


Abbildung 6.9: Aufgewendete Energie während des Enteisungsvorganges

Aufgrund der Verschiedenheiten der erwähnten Definitionen wird hier eine neue, allgemein verwendbare Definition zur Berechnung der Effizienz des Enteisungsprozesses (engl. Defrost Efficiency – DE) in Anlehnung an Pearson (2006) nach Gl. 6.7 vorgeschlagen. Sie berechnet sich aus dem Verhältnis der im Idealfall benötigten Energie zum Erwärmen sowie Schmelzen der Eisschicht und der dafür benötigten Energie zuzüglich der Energie zur eventuell notwendigen Wiedererwärmung des Innenraumwärmetauschers  $E_{IRWT}$ . Die benötigte Energie zur Wiedererwärmung des Innenraumwärmetauschers (z.B. nach einer Reverse-Cycle Enteisung) kann nach Gl. 6.8 (unter Annahme von Aluminium als Wärmetauschermaterial) und Verwendung der Größen in Tabelle 6.3 berechnet werden.

$$DE = \frac{m_{Eis} \cdot (\Delta h_{fest-flüssig} + c_{Eis} \cdot \Delta T_{Eis})}{E_{Enteisung} + E_{IRWT}} \quad (6.7)$$

$$E_{IRWT} = \frac{Q_{IRWT}}{COP} = \frac{m_{Alu} \cdot c_{Alu} \cdot \Delta T_{Alu}}{COP} \quad (6.8)$$

Tabelle 6.3: Größen zur Berechnung der Effizienz des Enteisungsprozesses

$\Delta h_{fest-flüssig}$	334 kJ/kg
$c_{Eis}$	2 kJ/kg K
$c_{Alu}$	0,9 kJ/kg K

### 6.5.2 Energetische Betrachtung eines Vereisungs-Enteisungs-Zyklus

Als wichtigste Kennzahl für die Wärmepumpe als Gesamtsystem wird der mittlere COP (zeitlicher Mittelwert =  $\overline{COP}$ ) angesehen, der den Gesamtzyklus (Heiz- und Enteisungsbetrieb) berücksichtigt. Eine Berechnung dieser Kennzahl kann nach Gl. 6.9 durchgeführt werden, die das Verhältnis der Integrale der Heizleistung und der dafür benötigten Kompressorleistung sowie der Leistung der elektrischen Zusatzheizung zur zwischenzeitlichen Beheizung der Fahrgastzelle bzw. zur Abtauung (bei elektrischer Enteisung) darstellt. Bei einer Abtauung über den Kältekreislauf wird die dafür benötigte Energie durch das Integral über die Kompressorleistung berücksichtigt.

$$\overline{COP} = \frac{\int \dot{Q}_{Heiz} dt}{\int (P_{Komp} + P_{el}) dt} \quad (6.9)$$

Abbildung 6.10 zeigt die Verläufe von Heizleistung und Kompressorleistung für einen Vereisungs-Enteisungs-Zyklus ohne zusätzliche Beheizung der Fahrgastzelle während des Enteisungsvorganges, woraus sich ein  $\overline{COP}$  von 2,19 ergibt. Kompensiert man die fallende Heizleistung der Wärmepumpe, hervorgerufen durch die Vereisung des Außenraumwärmetauschers durch eine zusätzliche elektrische Beheizung (Annahme:  $P_{el} = \dot{Q}_{Heiz}$ ), welche während des Enteisungsvorganges die gesamte Heizleistung der Wärmepumpe übernimmt, so ergeben sich die dargestellten Leistungen in Abbildung 6.11 und ein  $\overline{COP}$  von 1,81. Diese Beispiele verdeutlichen, dass der COP des gesamten Zyklus wesentlich vom Enteisungsvorgang abhängt.

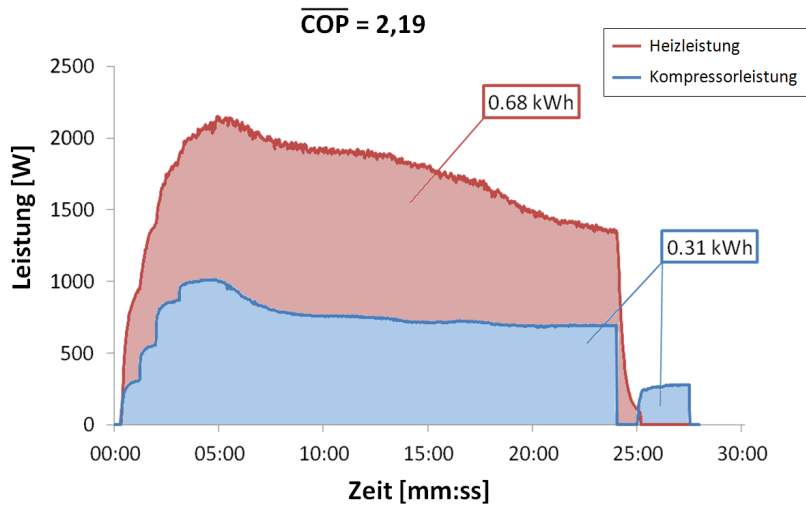


Abbildung 6.10: Energetische Betrachtung eines Vereisungs-Enteisungs-Zyklus (Randbedingungen siehe Tabelle 4.12) ohne zusätzliche Beheizung der Fahrgastzelle während des Enteisungsvorganges

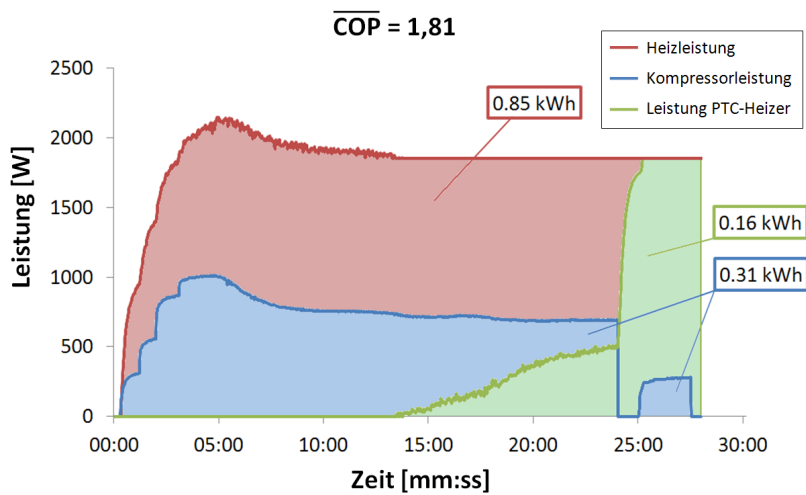


Abbildung 6.11: Energetische Betrachtung eines Vereisungs-Enteisungs-Zyklus (Randbedingungen siehe Tabelle 4.12) mit zusätzlicher elektrischer Beheizung der Fahrgastzelle während des Enteisungsvorganges

## 6.6 Reverse-Cycle Enteisung

Für das ausgewählte System im Versuchsfahrzeug war eine Reverse-Cycle Enteisung vorgesehen. Abbildung 6.12 zeigt ein Schema des Systems während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses. Dazu wurden sowohl Messungen am Systemprüfstand als auch Simulationen durchgeführt.

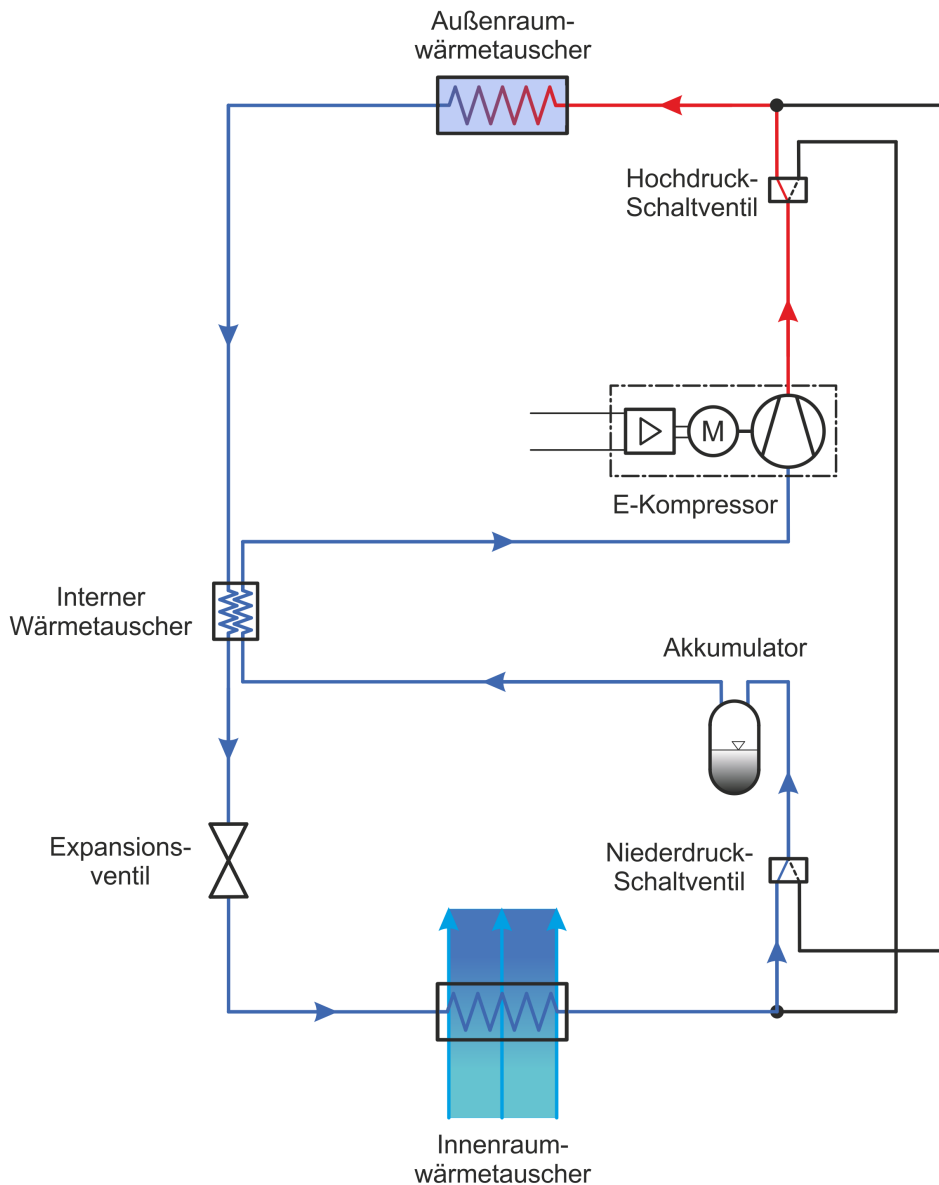


Abbildung 6.12: Schema des Systems während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses

Die Ergebnisse für die Randbedingungen in Tabelle 6.4 werden im Folgenden dargestellt und diskutiert. Abbildung 6.13 zeigt den Außenraumwärmetauscher in Abständen von 20 s während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses. Im linken oberen Bild („vereist“) sind die 4 Passes des Wärmetauschers inklusive Kältemittelflussrichtung eingezeichnet. Nach den Vi-

deoaufzeichnungen ist die Eisschicht nach ca. 1 min 35 s vollständig geschmolzen. Das Simulationsmodell errechnete unter Verwendung der gemessenen Kompressordrehzahl als Eingangsgröße eine Enteisungszeit von 1 min 30 s (Abbildung 6.14), was in guter Übereinstimmung mit den Videoaufzeichnungen ist.

Tabelle 6.4: Randbedingungen für die durchgeführten Reverse-Cycle Messungen und Simulationen

Lufttemperatur	Relative Luftfeuchte	Luftmassenstrom über IRWT
0 °C	80 %	250 kg/h

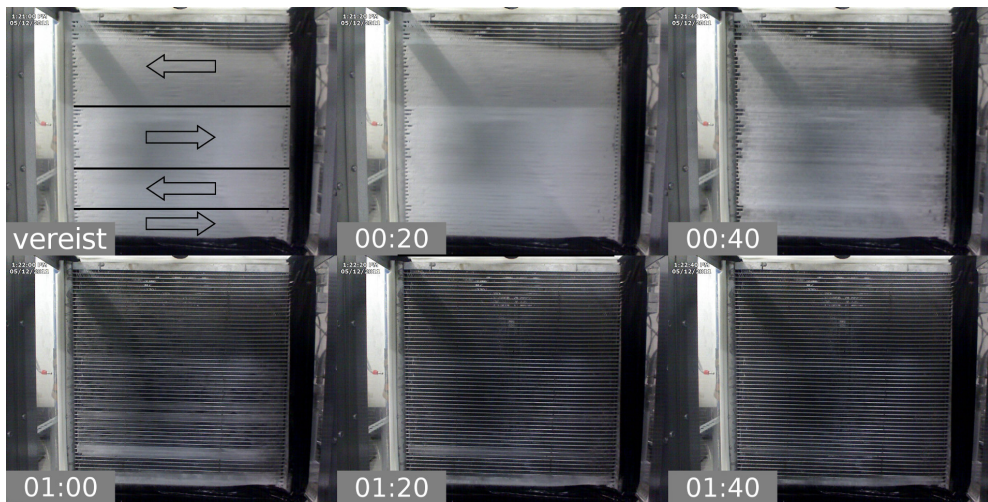


Abbildung 6.13: Außenraumwärmetauscher während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses bei einer Kompressordrehzahl von 1500 U/min

Abbildung 6.15 zeigt die gemessene und simulierte Kältemitelein- und Austrittstemperatur und den Kompressorein- und Austrittsdruck am Außenraumwärmetauscher während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses. Die Kältemiteleintrittstemperatur am Außenraumwärmetauscher stieg nach 1 min von -10 auf ca. 40 °C. Der Hochdruck erreichte bei der gewählten Drosselstellung nach ca. 15 s einen Wert von 37 bar was einer Sättigungstemperatur von 2 °C entspricht, bedingt durch den guten Wärmeübergang von der Eisschicht auf das Kältemittel. Während des Enteisungsvorganges stieg der Hochdruck leicht an und erreichte ca. 38 bar bis zum Ende der Enteisung. Der vom Simulationsmodell berechnete stärkere und frühere Anstieg des Hochdrucks kann auf die vernachlässigten Volumina der Kältemittelleitungen und Umschaltventile zurückgeführt werden. Im Gegensatz zu den Messungen stiegen der simulierte Hochdruck sowie die Kältemitelein- und Austrittstemperatur nach 1 min 30 s merklich an. Dies liegt an der bereits erwähnten Annahme des Simulationsmodells, dass das geschmolzene Wasser sofort abfließt und nicht teilweise im Wärmetauscher verbleibt wie bei den Messungen. Abbildung 6.16 zeigt die gemessene und simulierte Kompressorleistung sowie den Kältemittelmassenstrom während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses. Nach ca. 20 s erreichte die Kompressorleistung einen Wert von 250 W und stieg danach leicht auf ca. 280 W am Ende des Enteisungsprozesses an. Der Kältemittelmassenstrom sank nach Erreichen seines Maxi-

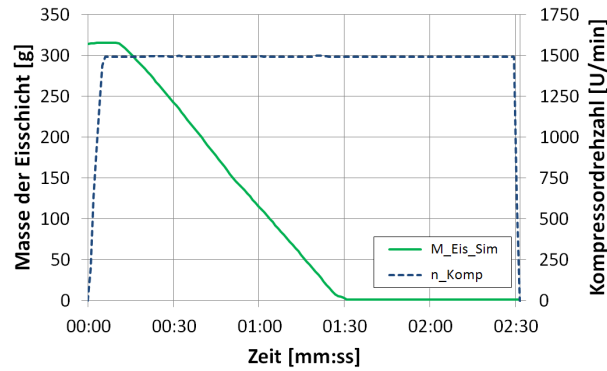


Abbildung 6.14: Gemessene Kompressordrehzahl als Eingangsgröße für die Simulationen und die Simulationsergebnisse für die Masse der Eisschicht

malwertes von ca. 24 kg/h nach 15 s im weiteren Verlauf aufgrund des sinkenden Niederdrucks auf 19 kg/h nach 2 min.

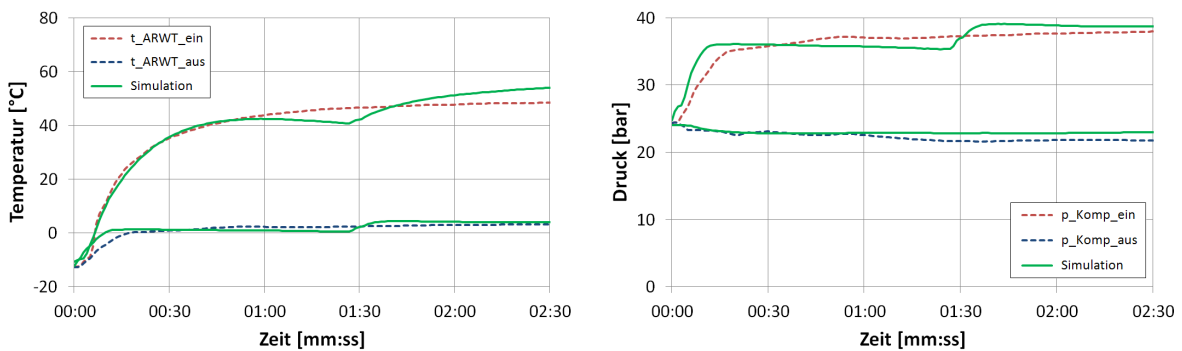


Abbildung 6.15: Gemessene und simulierte Kältemittelin- und Austrittstemperatur sowie Kompressorein- und Austrittsdruck am Außenraumwärmetauscher während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses

Die Simulationsergebnisse für den Kältemittelmassenstrom zeigten eine maximale Abweichung von 21 % und eine mittlere absolute Abweichung von 6,8 %. Die simulierte Kompressorleistung wies eine maximale Abweichung von 19 % und eine mittlere absolute Abweichung von 4,9 % auf. Mögliche Ursachen dieser Abweichungen sind die folgenden Vereinfachungen die im Modell verwendet wurden, um die numerische Stabilität zu erhöhen und Simulationsabbrüche zu vermeiden:

- Vernachlässigte Volumina und thermische Massen der Kältemittelleitungen und Umschaltventile
- Vereinfachte Wärmeübergangsbeziehung für den Außenraumwärmetauscher (zwei konstante Werte für den Wärmeübergang im ein- sowie zweiphasigen Bereich)
- Annahme des sofortigen Abfließens des geschmolzenen Wassers am Wärmetauscher

Die Kompressorarbeit (integrierte Kompressorleistung), als wichtigste Größe zur Berechnung

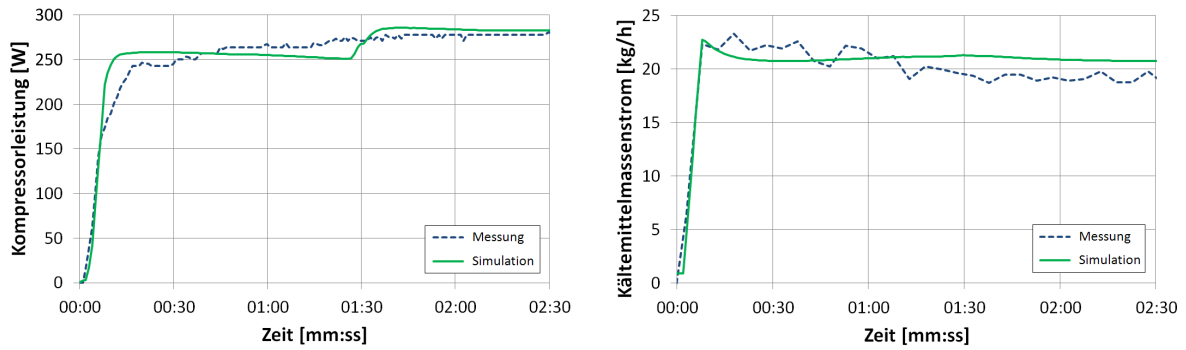


Abbildung 6.16: Gemessene und simulierte Kompressorleistung sowie Kältemittelmassenstrom während des Reverse-Cycle Enteisungsprozesses

der Effizienz des Enteisungsprozesses sowie des Gesamtprozesses, wies eine Abweichung von nur 1,6 % auf. Somit erschien es angemessen, basierend auf diesem Simulationsmodell eine Parameteranalyse für verschiedene Expansionsventilöffnungen durchzuführen, da Tendenzen sehr gut mit den Modellen vorhergesagt werden können. Die Parameteranalyse wurde mit verschiedenen  $K_v$ -Werten (Durchflusskoeffizienten) des Expansionsventils im Bereich der empfohlenen Öffnungsquerschnitte durchgeführt. Abbildung 6.17 zeigt die Simulationsergebnisse für die Enteisungszeit in Abhängigkeit vom  $K_v$ -Wert des Expansionsventils bei einer Kompressordrehzahl von  $1500 \text{ U}/\text{min}$ .

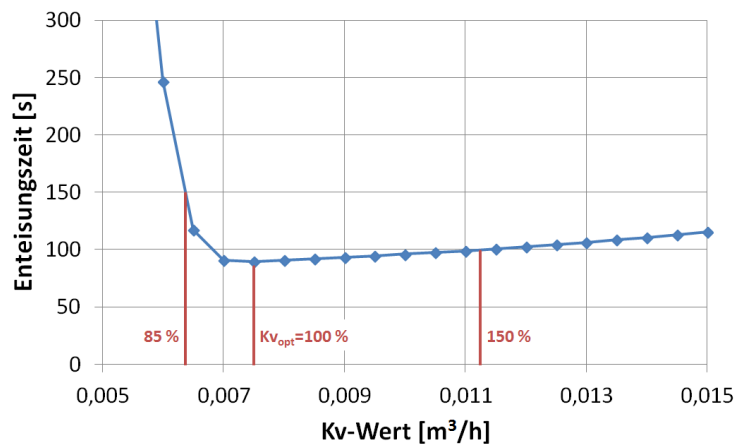


Abbildung 6.17: Simulierte Enteisungszeit für verschiedene  $K_v$ -Werte des Expansionsventils bei einer Kompressordrehzahl von  $1500 \text{ U}/\text{min}$

Offensichtlich gibt es einen Öffnungsquerschnitt bei dem die zur Enteisung benötigte Zeit am geringsten ist. Bei größeren  $K_v$ -Werten erhöht sich die Enteisungszeit nur leicht, aber bei geringen Ventilöffnungen steigt sie dramatisch an. Um die Gründe für dieses Verhalten zu finden, wurden die folgenden drei  $K_v$ -Werte bei einer Kompressordrehzahl von  $1500 \text{ U}/\text{min}$  näher untersucht:

- Der  $K_v$ -Wert mit der niedrigsten Enteisungszeit, im Weiteren als „ $K_{v_{opt}}$ “ bezeichnet
- 85 % von  $K_{v_{opt}}$  um die Auswirkung zu kleiner Ventilöffnungen zu zeigen

- 150 % von  $Kv_{opt}$  um die Auswirkung zu großer Ventilöffnungen zu zeigen

Abbildung 6.18 zeigt einen Vergleich der simulierten Kreisprozesse für die 3 ausgewählten Fälle im t-h-Diagramm von R-744. Deutlich zu sehen ist dabei, dass bei 85 % von  $Kv_{opt}$  das Kältemittel am Austritt aus dem Außenraumwärmetauscher bereits unterkühlt ist, was durch den geringeren Kältemittelmassenstrom verursacht wird. Im Gegensatz dazu tritt bei  $Kv_{opt}$  sowie 150 % von  $Kv_{opt}$  das Kältemittel noch zweiphasig aus dem Außenraumwärmetauscher aus.

Um Vereisungs- sowie Abtauvorgänge anschaulich darstellen zu können wurde ein Modell erstellt, das die Visualisierung der Eisdicke auf einem Wärmetauscher mit einer bestimmten Diskretisierung ermöglicht. Es berechnet anhand von der AirConditioning Library berechneten Eisdicken Farbwerte zwischen weiß (vollständig vereist) und einem definierbaren Grauwert. Somit kann visuell auch während der Simulation mitverfolgt werden, wann welche Teile des Wärmetauschers vereisen bzw. abtauen, um daraus Rückschlüsse auf den Vereisungs- bzw. Abtauvorgang ziehen zu können. In Abbildung 6.19 ist die Visualisierung der simulierten Eisdicken auf dem Außenraumwärmetauscher während des Enteisungsprozesses für  $Kv_{opt}$  sowie 85 % von  $Kv_{opt}$  in Zeitabständen von 30 s dargestellt. Während ein Ventil mit dem Durchflusskoeffizienten  $Kv_{opt}$  zu einem schnellen und gleichmäßigen Enteisungsvorgang führt, verursacht eine zu kleine Ventilöffnung einen ungleichmäßigen Abtauvorgang, bei dem die unteren Passes aufgrund des unterkühlten Kältemittels deutlich langsamer abtauen.

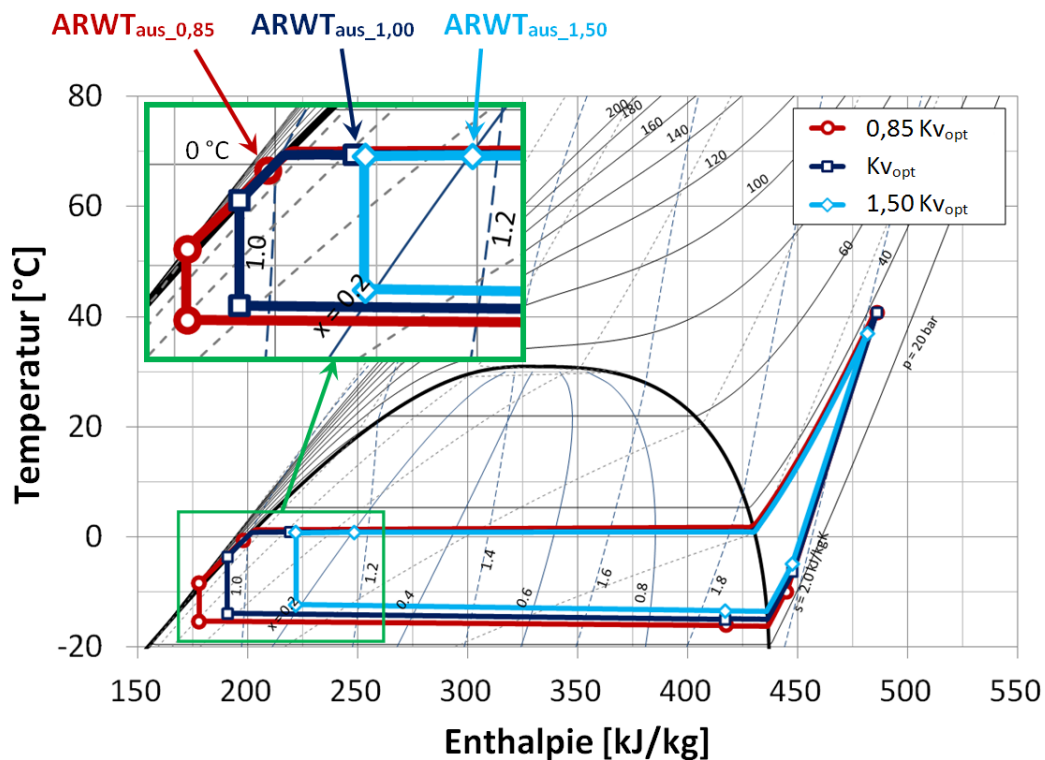


Abbildung 6.18: Simulationsergebnisse für den Enteisungsprozess für 3 verschiedene Kv-Werte im t-h-Diagramm von R-744



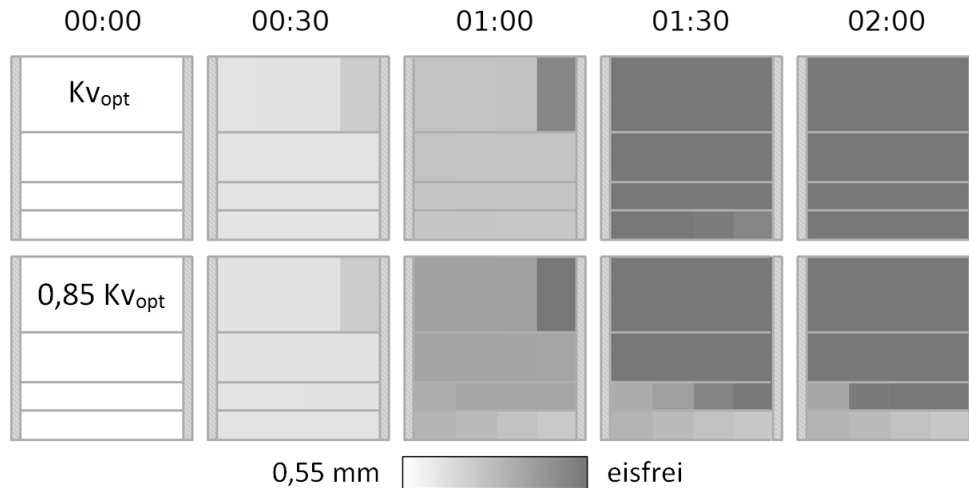


Abbildung 6.19: Visualisierung der simulierten Eisdicken während des Enteisungsprozesses bei der Verwendung von einem Expansionsventil mit dem Durchflusskoeffizienten  $K_{v_{opt}}$  sowie 85 % von  $K_{v_{opt}}$

Die Tatsache, dass (die oberen) Teile des Wärmetauschers während des Enteisungsvorganges bereits eisfrei sind, führen zu Wärmeverlusten an die durchströmende Luft und somit einer niedrigeren Enteisungs-Effizienz. In Abbildung 6.20 ist die Effizienz für die verschiedenen Ventilöffnungen (berechnet nach Gl. 6.7) dargestellt. Es zeigt sich, dass für  $K_{v_{opt}}$  nicht nur die benötigte Zeit für eine vollständige Enteisung am kürzesten ist, sondern auch die Effizienz am höchsten. Somit gibt es laut den Simulationsergebnissen eine optimale Ventilöffnung hinsichtlich der Enteisungsdauer und Effizienz für die gewählten Randbedingungen.

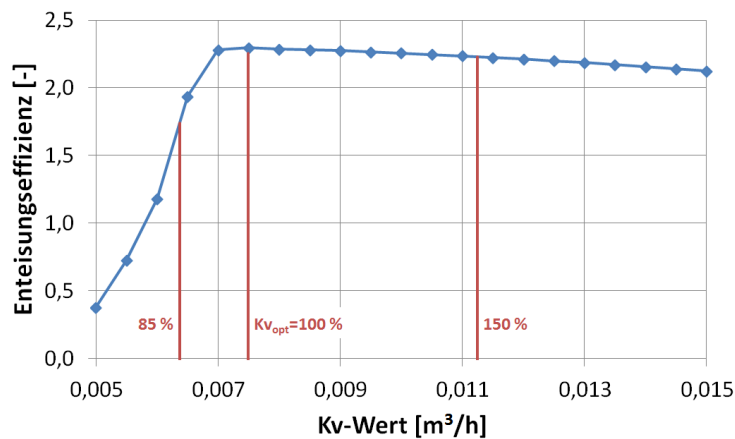


Abbildung 6.20: Simulierte Effizienz des Enteisungsvorganges für verschiedene  $K_v$ -Werte des Expansionsventils

Während des Enteisungsvorganges wurde die fehlende Heizleistung durch einen PTC-Zuheizer berücksichtigt, um den Komfort in der Fahrgastzelle aufrecht zu erhalten. Um die Auswirkungen der verschiedenen Enteisungsvorgänge auf den Gesamtzyklus zu zeigen, wurde der  $\overline{COP}$

nach Gl. 6.9 für die simulierten Expansionsventilöffnungen berechnet. Die Randbedingungen dafür sind in Tabelle 6.5 dargestellt. Das PTC-Heizelement wurde als ideal angenommen, d.h. die zugeführte elektrische Leistung entspricht der Heizleistung. Abbildung 6.21 zeigt die Ergebnisse für die berechneten  $\overline{COP}$  der Gesamtzyklen. Während bei einer Ventilöffnung von  $Kv_{opt}$  der  $\overline{COP}$  lediglich 13% niedriger ist als der mittlere COP im Heizbetrieb ohne Enteisung, sinkt er bei einer zu klein gewählten Öffnung des Expansionsventils um 47%.

Tabelle 6.5: Randbedingungen für die Berechnung von  $\overline{COP}$

Heizleistung	Zeit im Heizbetrieb (ohne Enteisung)	Mittlerer COP im Heizbetrieb
2,2 kW	15 min	2,4

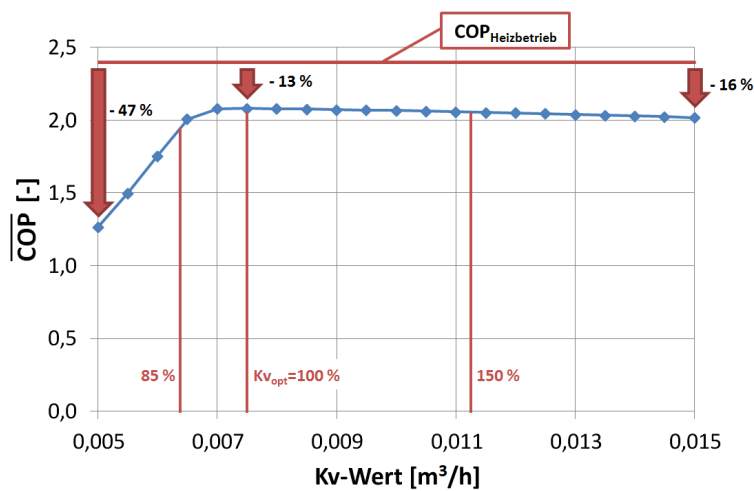


Abbildung 6.21: Berechneter  $\overline{COP}$  des Gesamtzyklus für verschiedene Kv-Werte des Expansionsventils

Erweitert man die Parameteranalyse auf die Betrachtung einer zweiten Größe, der Kompressordrehzahl, so erhält man folgende Ergebnisse für die Enteisungszeit, die Enteisungseffizienz, den  $\overline{COP}$  sowie den Kältemittelmassenstrom (Abbildung 6.22). Die resultierenden Kältemittelmassenströme lagen dabei im Bereich von 20 bis 45 kg/h.

Fazit:

Je nach Kompressordrehzahl gibt es eine hinsichtlich Enteisungszeit und Effizienz „optimale“ Öffnung des Expansionsventils. Mit steigender Kompressordrehzahl steigt auch der optimale Öffnungsquerschnitt an. Da eine zu große Ventilöffnung einen weniger starken negativen Einfluss auf den Gesamtzyklus hat als eine zu kleine, wird die Empfehlung ausgesprochen, das Expansionsventil etwas weiter als  $Kv_{opt}$  zu öffnen, um eine Unterkühlung des Kältemittels während der Enteisung mit Sicherheit zu verhindern.

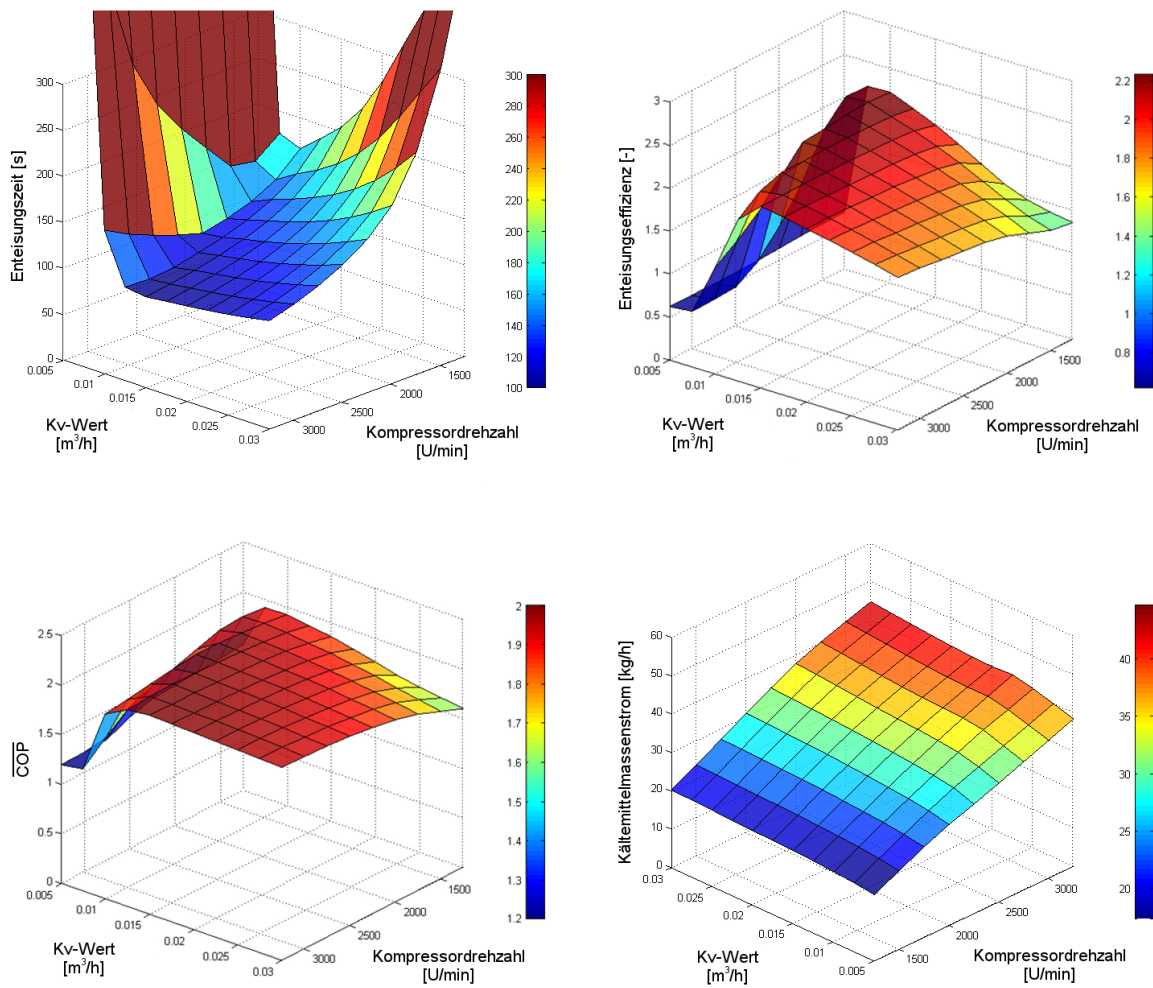


Abbildung 6.22: Enteisungszeit, Enteisungseffizienz,  $\overline{COP}$  sowie Kältemittelmassenstrom während des Enteisungsvorganges in Abhängigkeit der Kompressorleistung und des Kv-Wertes des Expansionsventils

## 6.7 Heißgas-Enteisung - Dreiecksprozess

Beim Dreiecksprozess wird im Gegensatz zu den Wärmepumpenprozessen keine Wärmequelle genutzt, sondern die abzugebende Wärme ausschließlich durch die mechanische Arbeit des Kompressors bereitgestellt. Somit kann der COP von Dreiecksprozessen auch nicht größer als 1 werden. Durch die wegfallende Wärmequelle gibt es keine Probleme bezüglich Vereisung des wärmeaufnehmenden Luft/Kältemittel-Wärmetauschers. Des Weiteren ist der konstruktive Aufbau der Anlage im Dreiecksprozess sehr einfach (Kompressor, Wärmetauscher, Expansionsventil bzw. Kapillare sowie ev. Akkumulator).

Grundsätzlich gibt es zwei Varianten für den Dreiecksprozess:

- Rechtsläufiger Dreiecksprozess (Entspannung des Kältemittels vor der Wärmeabgabe)
- Linksläufiger Dreiecksprozess (Entspannung des Kältemittels nach der Wärmeabgabe)

Aufgrund von regelungstechnischen Nachteilen des linksläufigen Dreiecksprozesses findet der rechtsläufige Dreiecksprozess häufiger Anwendung. Abbildung 6.23 zeigt einen Vergleich der Simulationsergebnisse für den linksläufigen (rot) und rechtsläufigen (blau) Dreiecksprozess mit durchströmten Sammler während eines Enteisungsvorganges bei selber Kompressordrehzahl sowie Expansionsventilöffnung 2 min nach Start des Kompressors (Eis noch nicht vollständig geschmolzen) im t-h-Diagramm von R-744. Die Randbedingungen für die Simulationen sind dieselben wie bei der Reverse-Cycle Enteisung (Tabelle 6.4).

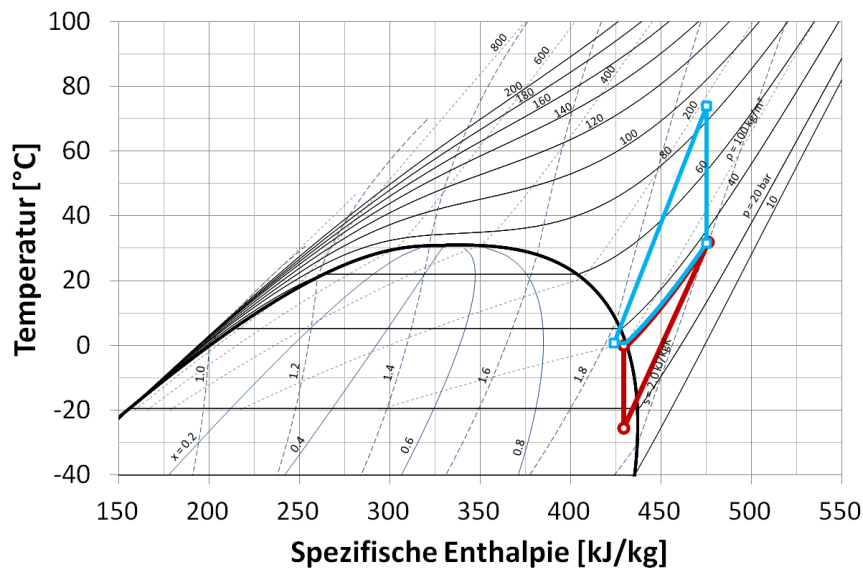


Abbildung 6.23: Simulationsergebnisse für den linksläufigen (rot) und rechtsläufigen (blau) Dreiecksprozess während eines Enteisungsvorganges 2 min nach Start des Kompressors im t-h-Diagramm von R-744 (Randbedingungen laut Tabelle 6.4)

Es ist deutlich erkennbar, dass bei der Verwendung des linksläufigen Dreiecksprozesses für eine Enteisung, der Druck und die Temperatur am Kompressoreintritt sehr niedrig werden (Vergleich der Kompressoreintrittstemperaturen: 0 °C rechtsläufiger Dreiecksprozess, -25 °C linksläufiger Dreiecksprozess). Abbildung 6.24 zeigt eine mögliche Schaltungsvariante für ein

kombiniertes Kühl- und Heizsystem (System 2 aus Kapitel 3.3) bei dem der Enteisungsvorgang im rechtsläufigen Dreiecksprozess durchgeführt wird. Die Beheizung der Fahrgastzelle während des Abtauvorganges kann dabei mit einem Heizregister durchgeführt werden.

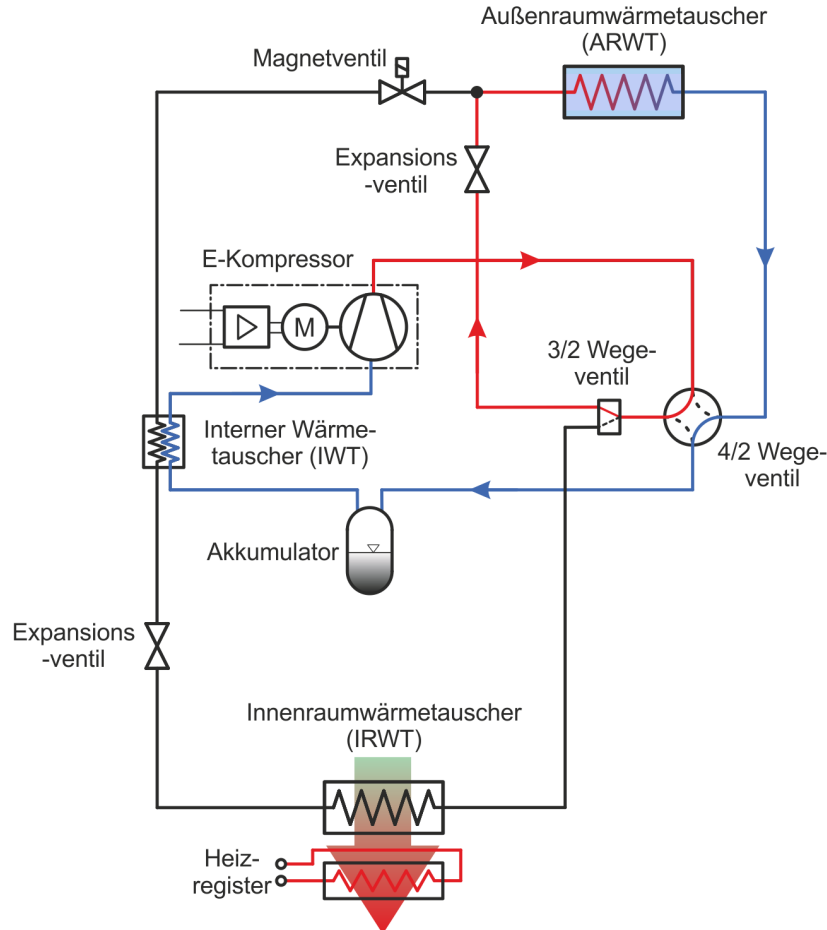


Abbildung 6.24: Schematischer Aufbau eines kombinierten Kühl- und Heizsystems während des Enteisungsbetriebs mittels rechtsläufigen Dreiecksprozess

### 6.7.1 Regelungsvarianten für den rechtsläufigen Dreiecksprozess

Bereits erste Simulationsergebnisse für den rechtsläufigen Dreiecksprozess zeigten, dass relativ hohe Kältemittelmassenströme erforderlich sind, um eine Enteisung in angemessener Zeit ( $< 5$  min) durchzuführen. Des Weiteren zeigte sich erwartungsgemäß (abhängig von der Ventilöffnung) ein starker Anstieg des Hochdrucks mit der Kompressordrehzahl. Abbildung 6.25 zeigt den rechtsläufigen Dreiecksprozess während eines Enteisungsvorganges 2 min nach Start des Kompressors für drei verschiedene Drehzahlen (500, 1000 sowie 1500  $U/min$ ) bei konstanter Drosselstellung im p-h-Diagramm von R-744.

Aufgrund dieser starken Abhängigkeit des Hochdrucks von der Kompressordrehzahl erscheint eine Hochdruckregelung sinnvoll. Deshalb wurde eine Parametervariation für die Enteisungs-

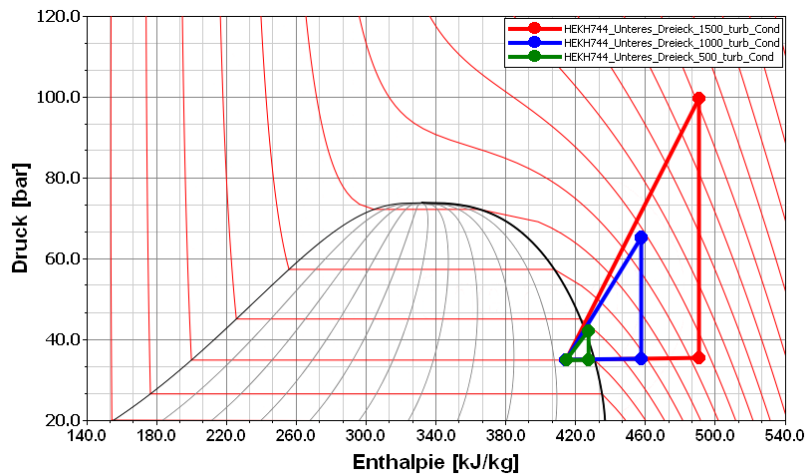


Abbildung 6.25: Rechtsläufiger Dreiecksprozess während eines Enteisungsvorganges 2 min nach Start des Kompressors und einer Kompressordrehzahl von 500 (grün), 1000 (blau) sowie 1500 U/min bei konstanter Drosselstellung im p-h-Diagramm von R-744

zeit, die Enteisungseffizienz, den  $\overline{COP}$  sowie den Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Hochdrucks und des Kv-Wertes des Expansionsventils durchgeführt (Abbildung 6.26), wobei wiederum die Randbedingungen aus Tabelle 6.5 für die Berechnung des  $\overline{COP}$  verwendet wurden.

#### Fazit:

Aufgrund der im Vergleich zur Reverse-Cycle Enteisung fehlenden Wärmequelle sind relativ hohe Kältemittelmassenströme und auch Kompressorleistungen erforderlich, um eine Enteisung in angemessener Zeit ( $< 5$  min) durchzuführen. Da mit steigender Kompressordrehzahl der Hochdruck bei konstanter Drosselstellung sehr stark ansteigt, erscheint eine Regelung des Hochdrucks sinnvoll. Eine schnelle Enteisung des Wärmetauschers für das betrachtete System kann laut den Simulationsergebnissen bei Hochdrücken ab ca. 80 bar in Kombination mit Kv-Werten des Expansionsventils ab ca.  $0,03 \text{ m}^3/\text{h}$  gewährleistet werden. Die Enteisungseffizienzen liegen dabei prinzipbedingt deutlich niedriger als bei der Reverse-Cycle Enteisung im Bereich von 0,4 bis 0,7. Im Hinblick auf den Energieverbrauch sind laut den Simulationsergebnissen dabei Kombinationen mit niedrigerem Hochdruck und höheren Kv-Werten besser, als höhere Drücke mit niedrigeren Kv-Werten. Die Ergebnisse für den  $\overline{COP}$  zeigen, dass es bei den gewählten Randbedingungen besser ist, möglich schnell zu enteisen und dafür eine etwas geringere Effizienz des Enteisungsvorganges in Kauf zu nehmen, um eine hohe Effizienz des Gesamtzyklus zu erhalten. Die Kältemittelmassenströme liegen wie bereits erwähnt deutlich höher im Bereich von ca. 50 bis  $140 \text{ kg/h}$  bei ausreichend schnellen Enteisungsvorgängen. Dafür sind laut den Simulationsergebnissen hohe Kompressordrehzahlen von bis zu  $6000 \text{ U/min}$  erforderlich.

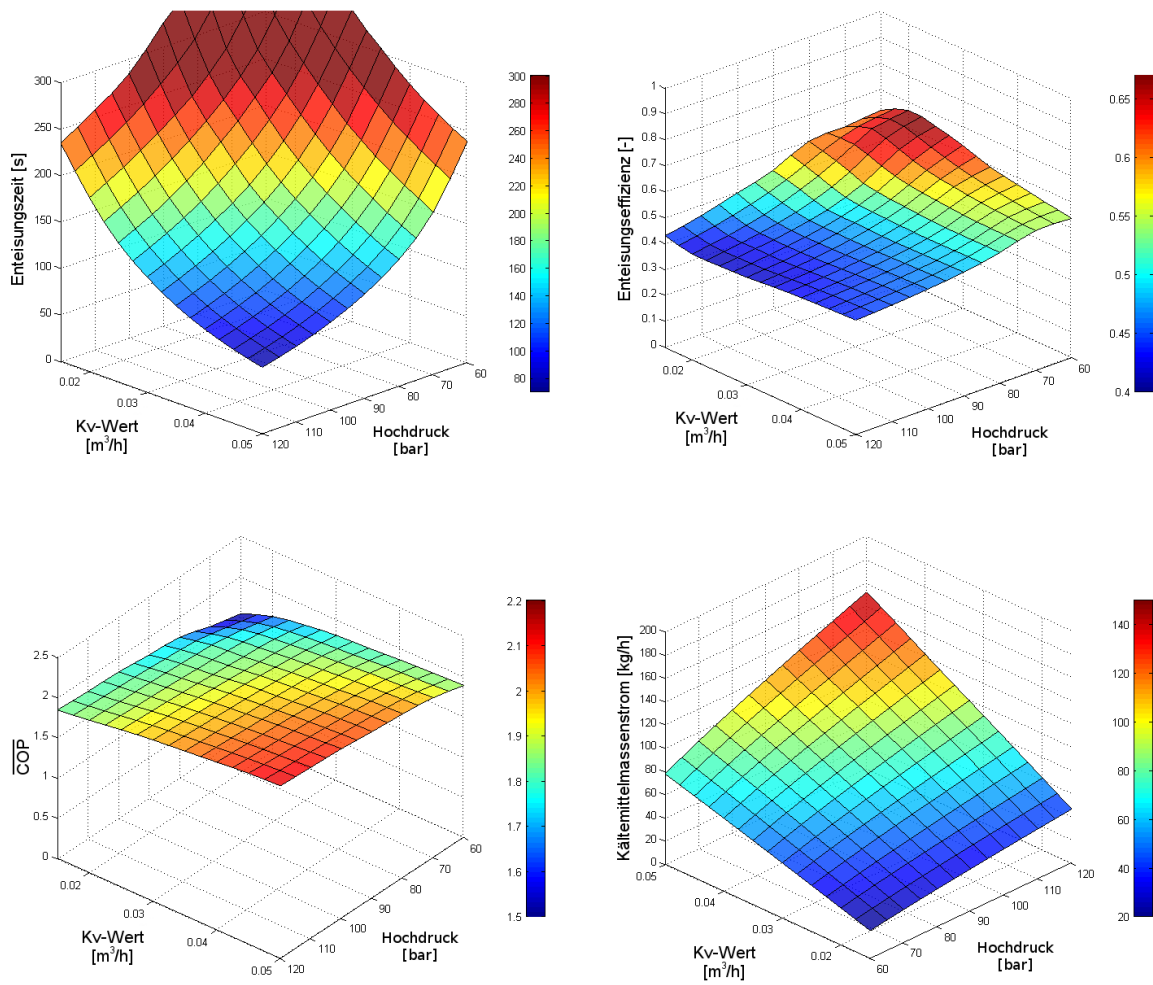


Abbildung 6.26: Enteisungszeit, Enteisungseffizienz,  $\overline{COP}$  sowie Kältemittelmassenstrom während des Enteisungsvorganges in Abhängigkeit des Hochdrucks und des Kv-Wertes des Expansionsventils

### 6.7.2 Dreiecksprozess zur gleichzeitigen Innenraumbeheizung und Abtauung

Hünemörder (2004) schlug die gleichzeitige Abtauung des Außenraumwärmetauschers und Beheizung des Innenraumes mit Hilfe der vom Kompressor eingebrachten Leistung vor. Abbildung 6.27 zeigt diese Variante des Dreiecksprozesses im t-h-Diagramm von R-744, wobei nach der Verdichtung des Kältemittels (1 → 2) Wärme am Innenraumwärmetauscher zur Beheizung der Fahrgastzelle abgegeben wird (2 → 3), anschließend eine Entspannung des Kältemittels erfolgt (3 → 4) und abschließend Wärme am Außenraumwärmetauscher zur Enteisung abgegeben wird (4 → 1).

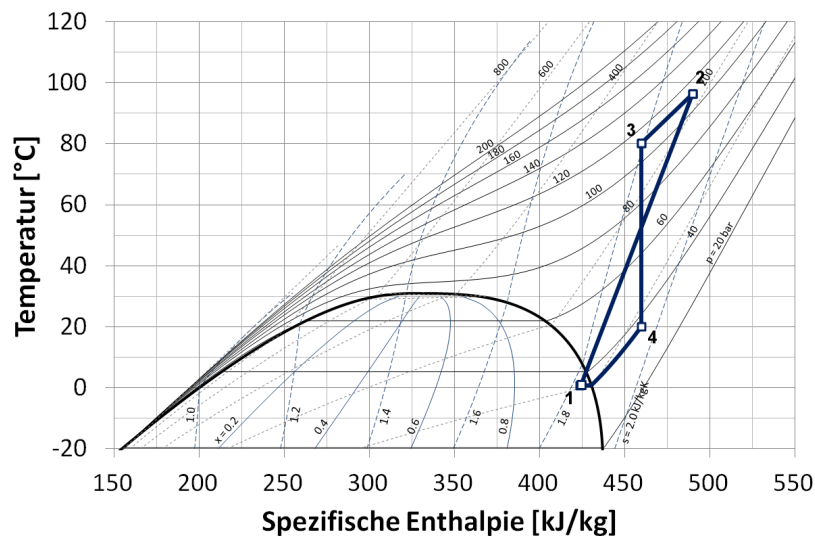


Abbildung 6.27: Variante des Dreiecksprozesses zur gleichzeitigen Innenraumbeheizung und Abtauung im t-h-Diagramm von R-744

Bei der Anwendung dieser Variante ergeben sich unter anderem aber folgende Probleme, wie auch die Simulationsergebnisse bei 0 °C zeigten:

- Da keine zusätzliche Wärmequelle genutzt wird (wie z.B. bei der Reverse-Cycle Enteisung) und der Kompressor sowohl die Wärme für die Enteisung als auch zur vorübergehenden Innenraumbeheizung zur Verfügung stellen muss, sind im Vergleich zum Normalbetrieb sehr hohe Kompressordrehzahlen und Kältemittelmassenströme nötig.
- Das Kältemittel darf am Innenraumwärmetauscher nicht zu weit abgekühlt werden, um nach der Entspannung eine ausreichende Eintrittstemperatur in den Außenraumwärmetauscher zu garantieren (z.B. um 20 °C am Eintritt des Außenraumwärmetauschers zu ermöglichen, ist bei einem Hochdruck von ca. 110 bar eine Austrittstemperatur am Innenraumwärmetauscher von 80 °C erforderlich). Dies wurde in den Simulationen mit Hilfe einer Regelung des Luftmassenstroms durch den Innenraumwärmetauscher erreicht. Dabei ergaben sich folgende Probleme:
  - Aufgrund der hohen Temperaturdifferenz zwischen Luft (z.B. 0 °C) und Kältemittel (z.B. 80 °C) können nur sehr geringe Luftmassenströme über den Innenraumwärmetauscher zugelassen werden.



- Die ausströmende Luft ist deshalb sehr heiß (im Simulationsbeispiel ca. 85 °C) und kann somit nicht direkt in den Fahrgastraum geblasen werden, sondern muss vorher mit Außenluft vermischt werden, um sie auf ca. 60 °C abzukühlen (entsprechende Regelung der Luftklappen erforderlich).

Fazit:

Aufgrund der Simulationsergebnisse erscheint diese Variante zur gleichzeitigen Abtauung des Außenraumwärmetauschers und Beheizung des Innenraumes mit erheblichem regelungstechnischen Aufwand verbunden zu sein. Eventuell ist auch eine Anpassung des Kompressors (extrem hohe Kompressordrehzahlen im Vergleich zum Normalbetrieb), sowie der Wärmetauscher (um hohe Druckverluste bei hohen Kältemittelmassenströmen zu vermeiden) und der Luftklappenregelung in der HVAC-Box erforderlich.

## 6.8 Optimierter Enteisungszeitpunkt hinsichtlich Energieeffizienz

Nachdem in den vorherigen Abschnitten Methoden zur energieeffizienten Enteisung vorgestellt wurden, stellt sich noch die Frage, wann der hinsichtlich Energieeffizienz optimale Zeitpunkt für eine Enteisung ist. Dies hängt natürlich stark von dem betrachteten System ab. Wie bereits in Kapitel 6.2 gezeigt werden konnte, lieferte die Modellierung und Simulation eines Wärmepumpensystems bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers annehmbare Ergebnisse für energetische Betrachtungen. Das vorhandene Modell wurde um eine Umschaltmöglichkeit in den Dreiecksprozess erweitert, was dem System in Abbildung 6.24 entspricht. Die grafische Darstellung des in Dymola erstellten Modelica-Modells ist in Abbildung 6.28 dargestellt, wobei in dem Block „Deice-Control“ der Enteisungszeitpunkt sowie die Öffnung des Expansionsventils während der Enteisung mittels Dreiecksprozesses angepasst werden können. Während der Enteisung wurde bei den durchgeführten Simulationen in diesem Abschnitt auf einen Kompressoraustrittsdruck von 80 bar geregelt.

Abbildung 6.29 zeigt den Verlauf von COP und Kompressorleistung bei einer Regelung der Kompressordrehzahl auf eine konstante Heizleistung und fortschreitender Eisbildung am Außenraumwärmetauscher. Im Gegensatz zu den ersten 15 min, wo sich der COP nur moderat verschlechtert, folgt danach ein starker Abfall der Systemeffizienz.

Um die Fragestellung nach dem hinsichtlich Energieeffizienz optimalen Enteisungszeitpunkt zu klären, wurde eine Variation des Enteisungszeitpunktes durchgeführt und der  $\overline{COP}$  nach Gl. 6.9 berechnet. Abbildung 6.30 zeigt den Verlauf des COP,  $\overline{COP}$  (zum jeweiligen Zeitpunkt) sowie der Masse der Eisschicht für eine Enteisung nach 14 min. In Abbildung 6.31 sind die elektrischen Leistungen des Kompressors und des PTC-Heizelementes dargestellt, sowie wiederum die Masse der Eisschicht bei einem Enteisungsstart nach 14 min. Das PTC-Heizelement wird dabei so geregelt, dass die für die Fahrzeugkabine zur Verfügung stehende Heizleistung während des gesamten Zyklus konstant bleibt.

Abbildung 6.32 zeigt die Simulationsergebnisse für den  $\overline{COP}$  bei einer Variation des Entei-

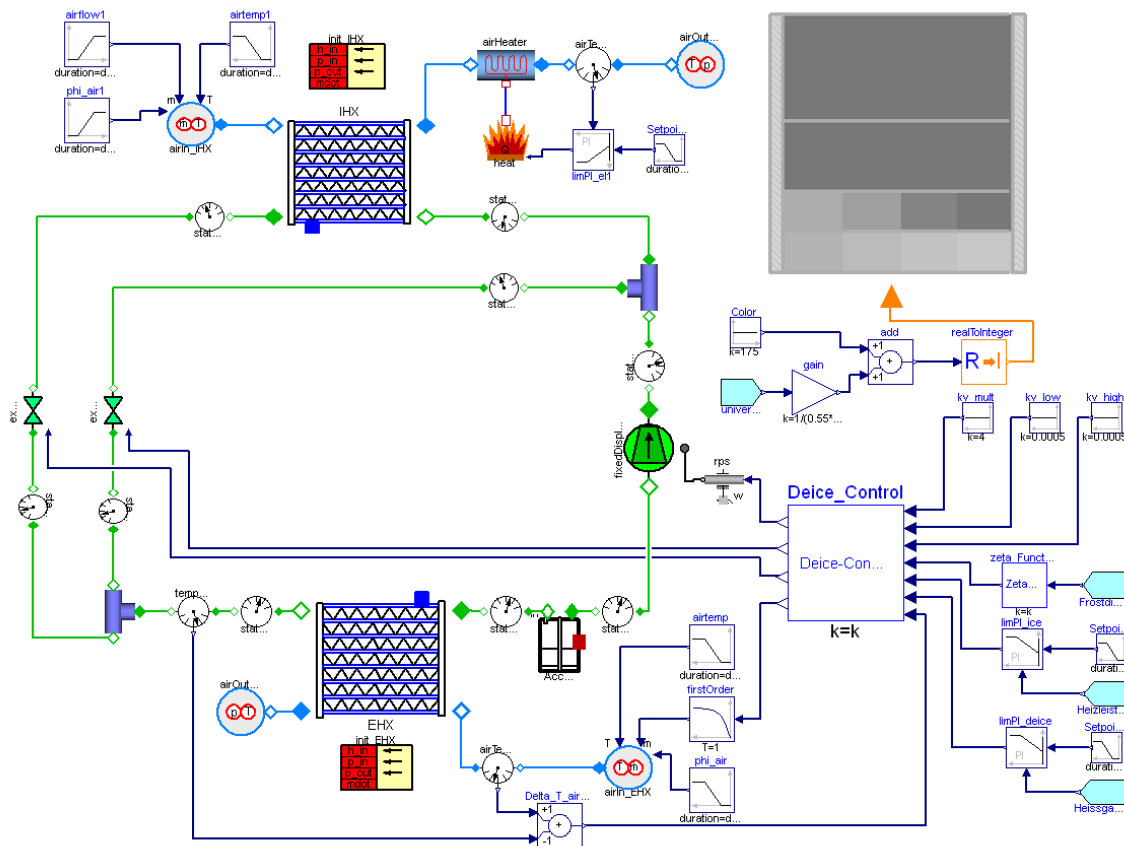


Abbildung 6.28: Grafische Darstellung des in Dymola erstellten Simulationsmodells der Wärmepumpe mit Umschaltmöglichkeit auf eine Enteisung mittels Dreiecksprozess

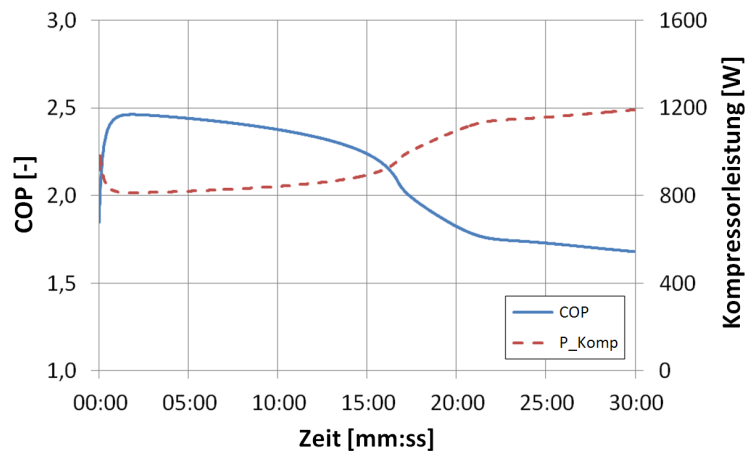


Abbildung 6.29: Verlauf von COP und Kompressorleistung bei konstanter Heizleistung während des Vereisungsvorganges

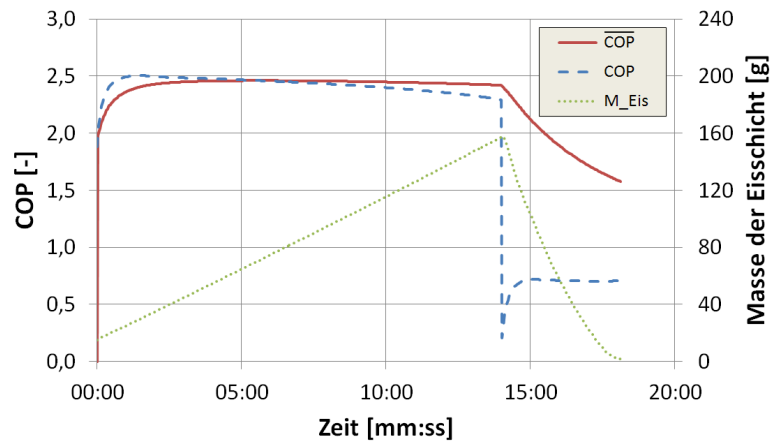


Abbildung 6.30: Simulationsergebnisse für den Verlauf des COP,  $\overline{COP}$  sowie der Masse der Eisschicht bei einer durchgeführten Enteisung im rechtsläufigen Dreiecksprozess nach 14 min

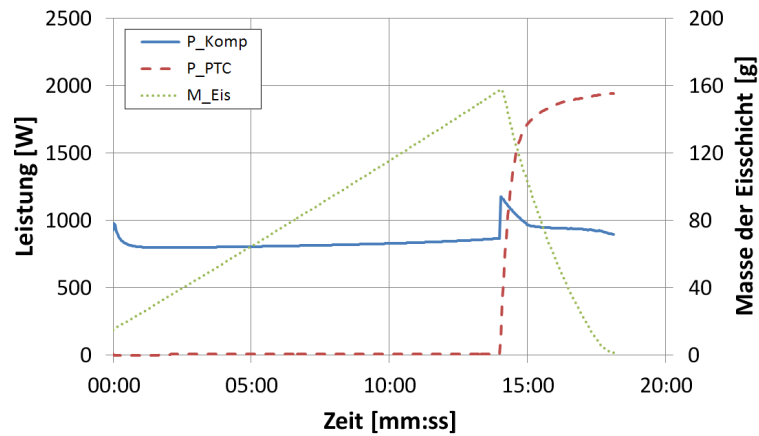


Abbildung 6.31: Simulationsergebnisse für den Verlauf der elektrischen Leistungen des Kompressors und des PTC-Heizelementes sowie die Masse der Eisschicht bei einer durchgeführten Enteisung im rechtsläufigen Dreiecksprozess nach 14 min

sungszeitpunktes und drei verschiedenen Öffnungen des Expansionsventils. Es ist ersichtlich, dass es je nach Kv-Wert des Expansionsventils einen hinsichtlich  $\overline{COP}$  optimalen Enteisungszeitpunkt gibt, wobei sich dieser mit steigender Ventilöffnung zu früheren Zeitpunkten verschiebt. Auch der maximal mögliche  $\overline{COP}$  steigt mit größeren Kv-Werten, da der Enteisungsvorgang schneller durchgeführt werden kann und somit weniger Wärme rein elektrisch mit dem PTC-Heizelement zur Verfügung gestellt werden muss.

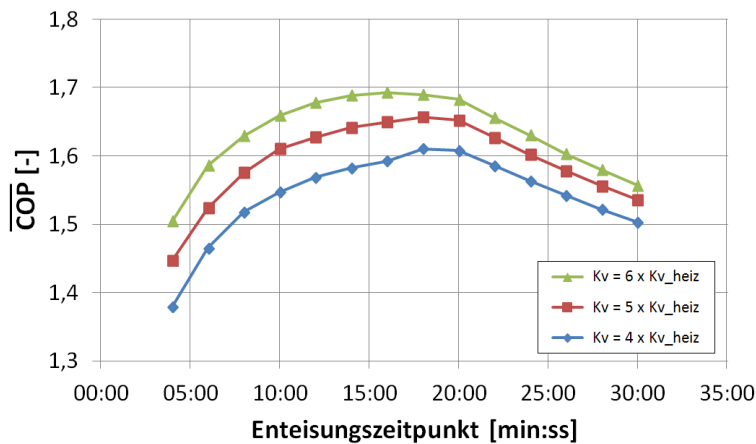


Abbildung 6.32: Simulationsergebnisse für den  $\overline{COP}$  bei einer durchgeführten Enteisung im rechtsläufigen Dreiecksprozess und einer Variation des Enteisungszeitpunktes für 3 verschiedenen Öffnungen des Expansionsventils

Verwendet man zur messtechnischen Erkennung des optimalen Enteisungszeitpunktes die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel am Außenraumwärmetauscher (siehe auch Kapitel 6.4), so ist der Verlauf des  $\overline{COP}$  in Abhängigkeit der beim Start des Enteisungsvorganges vorliegenden Temperaturdifferenz interessant. Abbildung 6.33 zeigt die Simulationsergebnisse für den  $\overline{COP}$  in Abhängigkeit der beim Start des Enteisungsvorganges vorliegenden Temperaturdifferenz wiederum für drei verschiedene Ventilöffnungen. Auch hier zeigt sich bei höheren Kv-Werten (und somit schnellerer Enteisung) eine Verschiebung des Enteisungszeitpunktes mit maximalem  $\overline{COP}$  hin zu früheren Zeitpunkten bzw. kleinerer Temperaturdifferenz.

#### Fazit:

Die Simulationsergebnisse für den  $\overline{COP}$  für verschiedene Enteisungszeitpunkte und drei verschiedene Kv-Werte des Expansionsventils haben gezeigt, dass es jeweils einen optimalen Enteisungszeitpunkt gibt. Eine früher oder später durchgeführte Enteisung führt zu einer niedrigeren Effizienz des Gesamtzyklus, wobei sich für das betrachtete System eine zu früh durchgeführte Enteisung stärker negativ auswirkt als eine zu spät durchgeführte. Je schneller der Enteisungsvorgang durchgeführt werden kann (je größer die Öffnung des Expansionsventils), desto mehr verschiebt sich der optimale Enteisungszeitpunkt zu früheren Zeitpunkten. Verwendet man die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel am Außenraumwärmetauscher zur Erkennung des optimalen Enteisungszeitpunktes, so zeigten die Simulationsergebnisse, dass für das betrachtete System eine Temperaturdifferenz zwischen 15 und 20 K - je nach Ventilöffnung - die besten Ergebnisse hinsichtlich  $\overline{COP}$  liefert. Die hier vorgeschlagene Vorgehensweise zur Bestimmung des energetisch optimalen Enteisungszeitpunktes kann

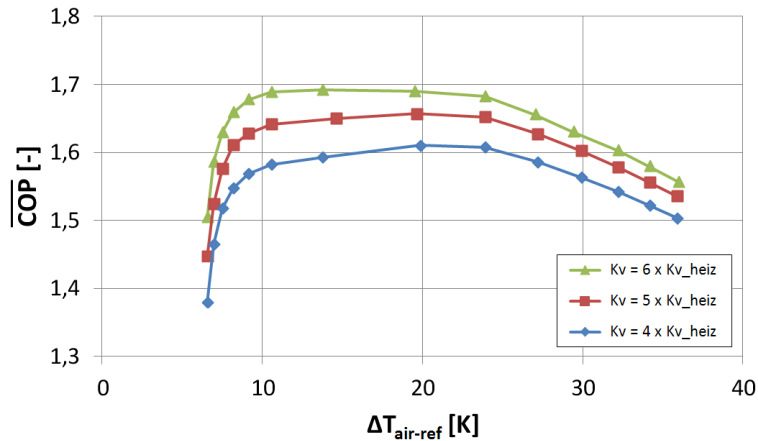


Abbildung 6.33: Simulationsergebnisse für den  $\overline{COP}$  in Abhängigkeit der beim Start des Enteisungsvorganges vorliegenden Differenz zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustritts-temperatur am Außenraumwärmetauscher

auch für ähnliche Systeme und Anwendungsfälle verwendet werden, sofern die Erstellung eines entsprechenden Simulationsmodells möglich ist. Speziell bei der Reverse-Cycle-Enteisung ist es sehr anspruchsvoll ein Modell zu erstellen, bei dem eine Umkehrung der Kältemittelflussrichtung in mehreren Komponenten möglich ist, bzw. vom verwendeten Solver gelöst werden kann. Ein Lösungsvorschlag dafür wäre zwei getrennte Modelle zu erstellen und die benötigten Rechengrößen zu übergeben.

# 7

## Kapitel

# Berechnung des Jahresenergieverbrauchs

Um einen Vergleich zwischen dem Originalsystem und dem umgesetzten kombinierten Kühl- und Heizsystem hinsichtlich Energieeffizienz durchführen zu können, wurde eine Jahresenergieverbrauchsberechnung durchgeführt. Dabei wurden reale Einsatzbedingungen über ein gesamtes Jahr gesehen verwendet. Dieser Abschnitt beschreibt die verwendeten Ansätze zur Berechnung des Jahresenergieverbrauchs und die damit erhaltenen Ergebnisse für das R-134a-System mit PTC-Heizelementen und dem reversiblen R-744-Kältekreislauf.

Zur Berechnung des Jahresverbrauchs wurden die folgenden Daten herangezogen:

- Klimatologische Daten
- Betriebszeiten des Fahrzeuges und der Klimaanlage
- Fahrprofil
- Benötigte Kühl- und Heizleistungen
- Effizienz der Anlage im Kühl- bzw. Heizbetrieb

## 7.1 Klimatologische Daten

Als Basis für die Berechnung des Jahresenergieverbrauchs wurden die klimatologischen Daten (Temperatur, relative Luftfeuchte und Sonneneinstrahlung) von Meteonorm (2010) für

verschiedene Städte verwendet. Die Daten lagen dabei als langjährige Mittelwerte für jede Stunde des Jahres vor. Für den durchgeführten Vergleich wurden die folgenden fünf Städte, die jeweils ein typisches Klima repräsentieren sollen, verwendet:

- Helsinki (kaltes Klima)
- Graz (gemäßigtes Klima)
- Athen (warmes Klima)
- Phoenix (heißes und trockenes Klima)
- Mumbai (heißes und feuchtes Klima)

In Tabelle 7.1 sind die Minima, Maxima und Jahresmittelwerte von Temperatur sowie relativer und absoluter Luftfeuchte in den ausgewählten Klimaregionen aufgelistet. Hier zeigen sich bereits die deutlichen Unterschiede und die damit verbundenen wechselnden Anforderungen.

Tabelle 7.1: Minima, Maxima und Jahresmittelwerte von Temperatur sowie relativer und absoluter Luftfeuchte in den ausgewählten Klimaregionen

		Helsinki	Graz	Athen	Phoenix	Mumbai
Temperatur [°C]	Min	-25,6	-13,8	1,9	0,7	16,2
	Avg	4,6	10,1	18,6	22,5	27,6
	Max	26,9	31,6	37,2	44,5	37,6
Rel. Feuchte [%]	Min	34	27	24	10	23
	Avg	81,8	77	61	35	72
	Max	100	100	100	97	100
Abs. Feuchte [g/kg]	Min	0,4	1,2	3,1	1,7	6,7
	Avg	5,0	6,6	8,4	6,0	17,2
	Max	14,4	19,5	20,0	19,6	27,9

## 7.2 Betriebszeiten des Fahrzeuges sowie der Klimaanlage

Auch die Betriebszeiten des Fahrzeuges sowie der Klimaanlage haben einen wesentlichen Einfluss auf den Jahresenergieverbrauch. Es macht beispielsweise einen Unterschied, ob das Fahrzeug morgens oder am Nachmittag bei im Normalfall deutlich höheren Temperaturen betrieben wird. Die Berechnung der Betriebszeiten wurde mit Hilfe von Ganglinien durchgeführt, die Pinkofsky (2005) zur Modellierung der Verkehrsstärke vorschlug. Mit folgenden drei Ganglinien kann die Betriebswahrscheinlichkeit eines Fahrzeuges modelliert werden:

**Tagesganglinie:** beschreibt den Verkehrsanteil jeder Stunde des Tages. Abbildung 7.1 (oben links) zeigt den Verlauf der verwendeten Tagesganglinie mit Verkehrsspitzen um 8 und 18 Uhr.

**Wochenganglinie:** beschreibt den Verkehrsanteil jedes Tages der Woche. In Abbildung 7.1 (oben rechts) ist der Verlauf der verwendeten Wochenganglinie mit verringertem Verkehrsaufkommen am Wochenende abgebildet.

**Jahresganglinie:** beschreibt den Verkehrsanteil jedes Monats des Jahres. Abbildung 7.1 (unten) zeigt den Verlauf der verwendeten Jahresganglinie mit den verkehrsschwächeren Monaten Juli und August aufgrund der Urlaubszeit.

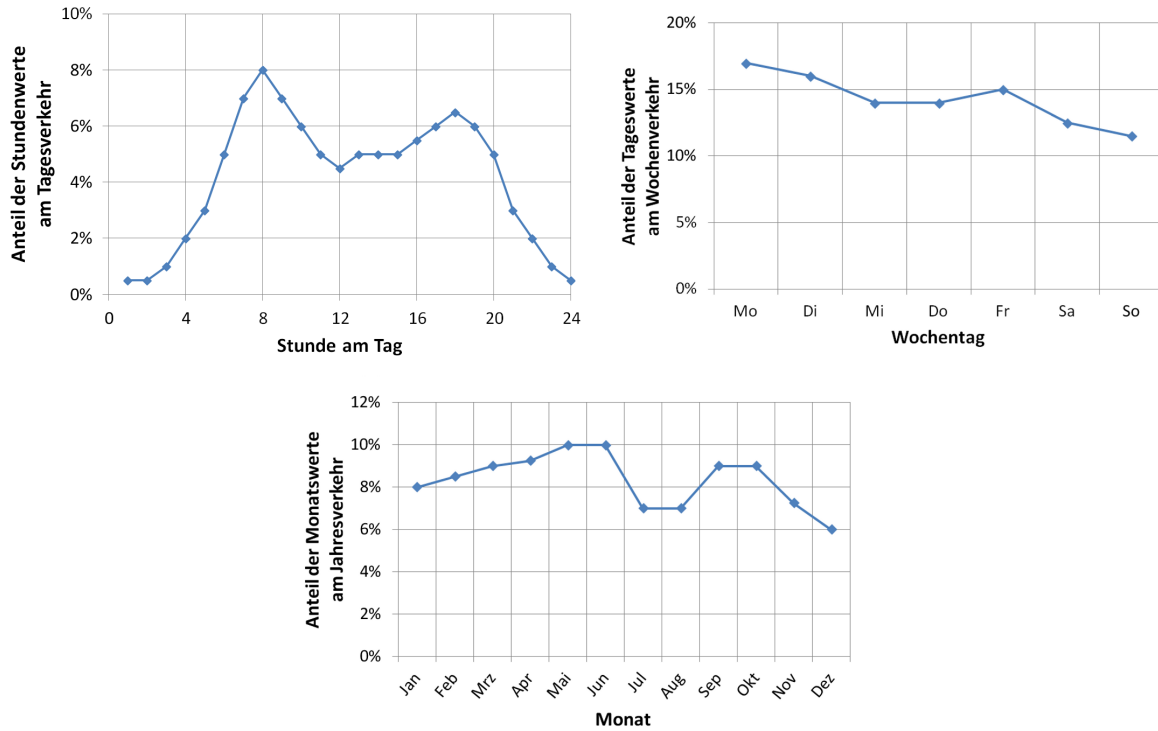


Abbildung 7.1: Verlauf der verwendeten Tages-, Wochen- und Jahresganglinie

Mit Hilfe dieser drei Ganglinien kann somit die Betriebswahrscheinlichkeit durch Multiplikation der Verkehrsanteile für jede Stunde des Jahres berechnet werden. Des Weiteren muss noch die Wahrscheinlichkeit, dass die Klimaanlage des Fahrzeuges im Kühl- bzw. Heizbetrieb arbeitet, berücksichtigt werden. Dies wurde durch stark vereinfachte Funktionen für die Betriebswahrscheinlichkeit in Abhängigkeit der Außentemperatur realisiert (Abbildung 7.2).

An dieser Stelle ist anzumerken, dass neben der Außentemperatur auch die relative Luftfeuchte sowie Sonneneinstrahlung einen Einfluss auf die Betriebswahrscheinlichkeit der Klimaanlage haben, was hier nicht berücksichtigt wurde. Des Weiteren sollte bei Vergleichen mit unterschiedlichen Systemen zur Entfeuchtung neben dem Kühl- und Heizbetrieb auch der reine Entfeuchtungsbetrieb betrachtet werden, der durchaus energieintensiv sein kann (z.B. Abkühlung der Luft unter den Taupunkt und elektrisches Nachheizen). Da die beiden betrachteten Systeme aber hier keine Unterschiede aufweisen, wurde darauf verzichtet.

### 7.3 Repräsentatives Fahrprofil

Bei konventionellen Fahrzeugen mit riemengetriebenem Klimakompressor wird die Drehzahl des Kompressors durch den Verbrennungsmotor vorgegeben. Dadurch hat das Fahrprofil einen



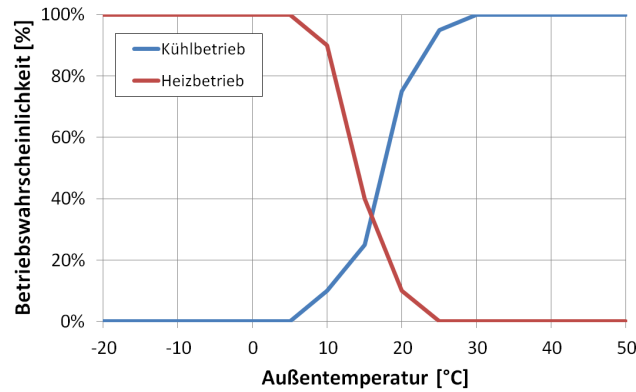


Abbildung 7.2: Vereinfachte Funktionen für die Betriebswahrscheinlichkeit der Klimaanlage in Abhängigkeit der Außentemperatur

großen Einfluss auf die Leistung und Effizienz der Klimaanlage. Bei Fahrzeugen mit elektrisch angetriebenem Kompressor dagegen, kann die Drehzahl unabhängig geregelt werden. Dadurch reduziert sich der Einfluss des Fahrprofils auf den Luftmassenstrom durch den Außenraumwärmetauscher, der mit steigender Geschwindigkeit des Fahrzeuges größer wird, sowie die Betriebsdauer der Klimaanlage. Für den vorliegenden Vergleich wurde das Fahrprofil über die Durchschnittsgeschwindigkeit (angenommene 25 km/h für Stadtfahrten) charakterisiert, über welche dann der Luftmassenstrom durch den Außenraumwärmetauscher (über Bernoulli-Gleichung) sowie die Betriebsdauer berechnet werden konnten.

## 7.4 Benötigte Kühl- und Heizleistungen der Anlage

Die Bestimmung der benötigten Kühl- und Heizleistung hat entscheidenden Einfluss auf das Ergebnis der Jahresverbrauchsrechnung und wird bei Berücksichtigung aller Aspekte sehr aufwändig. Papasavva und Hill (2008) verwendeten für die Berechnung der LCCP (Life Cycle Climate Performance) gemittelte Werte von Prüfstandsmessungen für Leistungen und COPs. Dabei wurde das jeweilige System bei unterschiedlichen Temperaturen (15, 25, 35 und 45 °C), relativen Luftfeuchten und Verdampfer-Setpoints vermessen und ein gewichteter Durchschnittswert für die vier Temperaturen gebildet. Zwischen diesen wurde dann entsprechend linear interpoliert.

Einfluss auf die benötigten Kühl- und Heizleistungen haben des Weiteren auch:

- Dauer der Fahrt - bestimmt Anteil des transienten Betriebs (Abkühlen bzw. Aufheizen des Innenraumes) und des stationären Betriebs (Halten der Temperatur im Innenraum)
- Beschaffenheit der Fahrzeugkabine (Volumen, thermische Massen etc.)
- Zustand des Fahrzeuges am Beginn der Fahrt (Bsp. Fahrzeug steht tagsüber in der Sonne)

Speziell bei sehr kurzen Fahrten kann nicht von einem stationären Betrieb ausgegangen werden, außer das Fahrzeug wurde vorklimatisiert. Somit besteht ein großer Unterschied ob das Fahrzeug in einer Garage geparkt wurde oder im Freien stand. Dies bedeutet, dass die durch-

schnittliche benötigte Leistung durchaus um den Faktor 2 oder mehr größer sein kann, falls das Fahrzeug nicht vorklimatisiert wurde. Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung dieses Umstandes wäre die Berechnung der im Durchschnitt benötigten Leistung in Abhängigkeit von der Fahrzeit. Gl. 7.1 zeigt eine mögliche Berechnungsvorschrift für eine mittlere Kälte- bzw. Heizleistung  $\bar{Q}$  in Abhängigkeit von der durchschnittlichen Fahrzeit  $\tau_F$  und der Zeit davon im transienten Betrieb  $\tau_{trans}$ . Zur Berechnung ist dann jeweils die benötigte Kälte- bzw. Heizleistung im stationären Betrieb sowie die im Mittel benötigte Leistung im transienten Betrieb erforderlich.

$$\bar{Q} = \overline{\dot{Q}_{trans}} \cdot \frac{\tau_{trans}}{\tau_F} + \dot{Q}_{stat} \cdot \left(1 - \frac{\tau_{trans}}{\tau_F}\right) \quad (7.1)$$

Diese drei vorher genannten Einflüsse wurden für den hier vorliegenden Vergleich aufgrund fehlender Messdaten nicht berücksichtigt, sollten aber für zukünftige Berechnungen miteinbezogen werden. Für den durchgeführten Vergleich wurde für die R-134a-Anlage mit PTC-Heizer und die R-744-Anlage eine Tabelle mit gemittelten Kühl- und Heizleistungen bei vorkonditionierter Kabine in Abhängigkeit der Temperatur und relativen Luftfeuchte erstellt. Abbildung 7.3 zeigt ein Schema der verwendeten Tabelle zur Interpolation der jeweiligen Heiz- bzw. Kühlleistungen. Dies wurde mit Hilfe der Simulationsmodelle, die auf die gemessenen Betriebspunkte am Prüfstand kalibriert wurden, durchgeführt. Somit konnte die Anzahl der Stützstellen in der Tabelle beliebig gewählt werden. Eine Extrapolation mittels kalibrierter Simulationsmodelle verspricht deutlich bessere Ergebnisse als eine direkte Extrapolation der vergleichsweise wenigen am Prüfstand gemessenen Betriebspunkte.

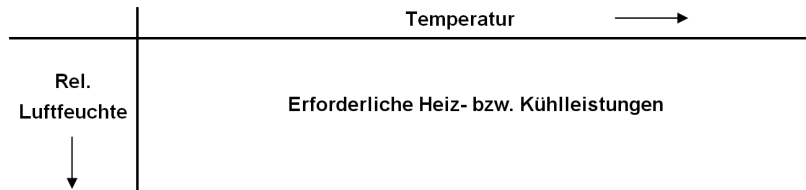


Abbildung 7.3: Schema der verwendeten Tabelle zur Interpolation der jeweiligen Heiz- bzw. Kühlleistungen

Prinzipiell könnte mit dieser Methode auch eine Abhängigkeit von der Sonneneinstrahlung berücksichtigt werden, sofern die Simulationsmodelle diese für die Berechnung der gemittelten Kühl- und Heizleistungen mit einbeziehen könnten (z.B. mit einem entsprechenden Modell der Fahrgastzelle). Die jeweiligen Leistungen könnten dann mit einem geeigneten Interpolationsverfahren in Abhängigkeit der Temperatur, relativen Luftfeuchte sowie Sonneneinstrahlung berechnet werden.

## 7.5 Effizienz der Anlage im Kühl- bzw. Heizbetrieb

Analog zu der Bestimmung der Kühl- und Heizleistungen wurde auch die Bestimmung der Effizienz im jeweiligen Betriebspunkt durchgeführt. Auch hier wurde mit Hilfe der Simulationsmodelle eine Tabelle für die COPs im Heiz- bzw. Kühlbetrieb erstellt und danach

entsprechend interpoliert. Für den Heizbetrieb wurde von einer durchschnittlichen Fahrzeit von unter 15 min ausgegangen und somit ein bei Temperaturen um 0 °C notwendiger Abtauvorgang nicht berücksichtigt. Abbildung 7.4 zeigt ein Schema der verwendeten Tabelle zur Interpolation der jeweiligen COPs im Heiz- bzw. Kühlbetrieb.

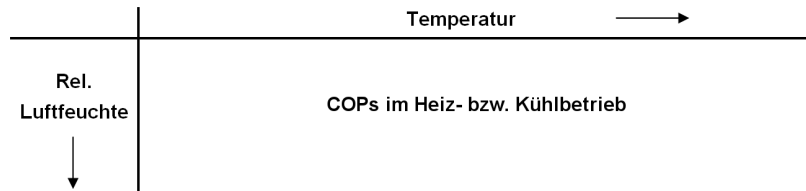


Abbildung 7.4: Schema der verwendeten Tabelle zur Interpolation der jeweiligen COPs im Heiz- bzw. Kühlbetrieb

## 7.6 Ergebnisse der Berechnung des Jahresenergieverbrauchs

Die Berechnung des Jahresenergieverbrauchs wurde für eine Kilometerleistung von 10000 km pro Jahr und eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 25 km/h (Einsatz von E-Fahrzeugen vorrangig in Städten) durchgeführt. Berücksichtigt wurden dabei die elektrischen Leistungen des Klimakompressors sowie des PTC-Heizers. Abbildung 7.5 zeigt einen Vergleich der Jahresenergieverbräuche des R-134a-Systems mit PTC-Heizer und des R-744-Systems mit Wärmepumpenfunktion für fünf verschiedene Städte bzw. Klimazonen. Die Ergebnisse waren Einsparungen durch das R-744-System im Jahresenergieverbrauch von ca. 30 % im Kühlbetrieb und ca. 40 bis 50 % im Heizbetrieb, abhängig von der Klimaregion. Es zeigte sich auch, dass sich je nach klimatischen Gegebenheiten deutlich verschiedene Anforderungen an das System zur Innenraumkonditionierung ergeben. In Abbildung 7.6 sind die Jahresenergieverbräuche des R744-Systems mit Wärmepumpenfunktion aufgeteilt in Temperaturbereiche für fünf verschiedene Städte bzw. Klimazonen dargestellt.

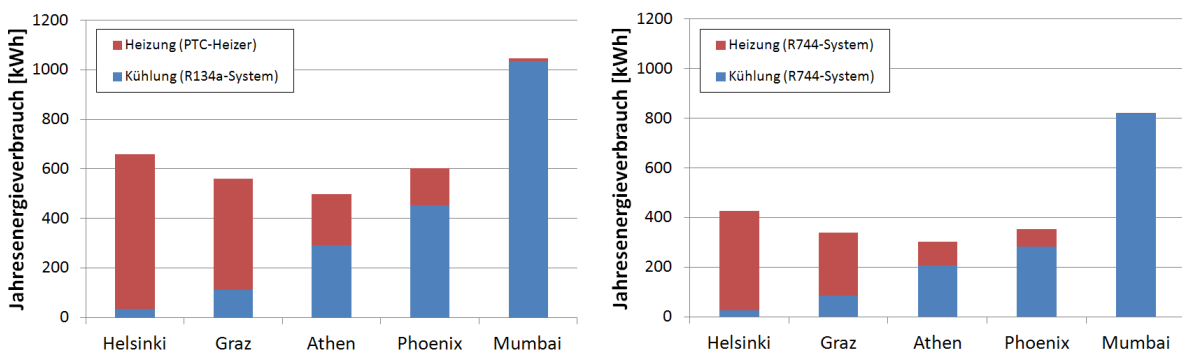


Abbildung 7.5: Vergleich der Jahresenergieverbräuche des R-134a-Systems mit PTC-Heizer und dem R-744-System mit Wärmepumpenfunktion für fünf verschiedene Städte

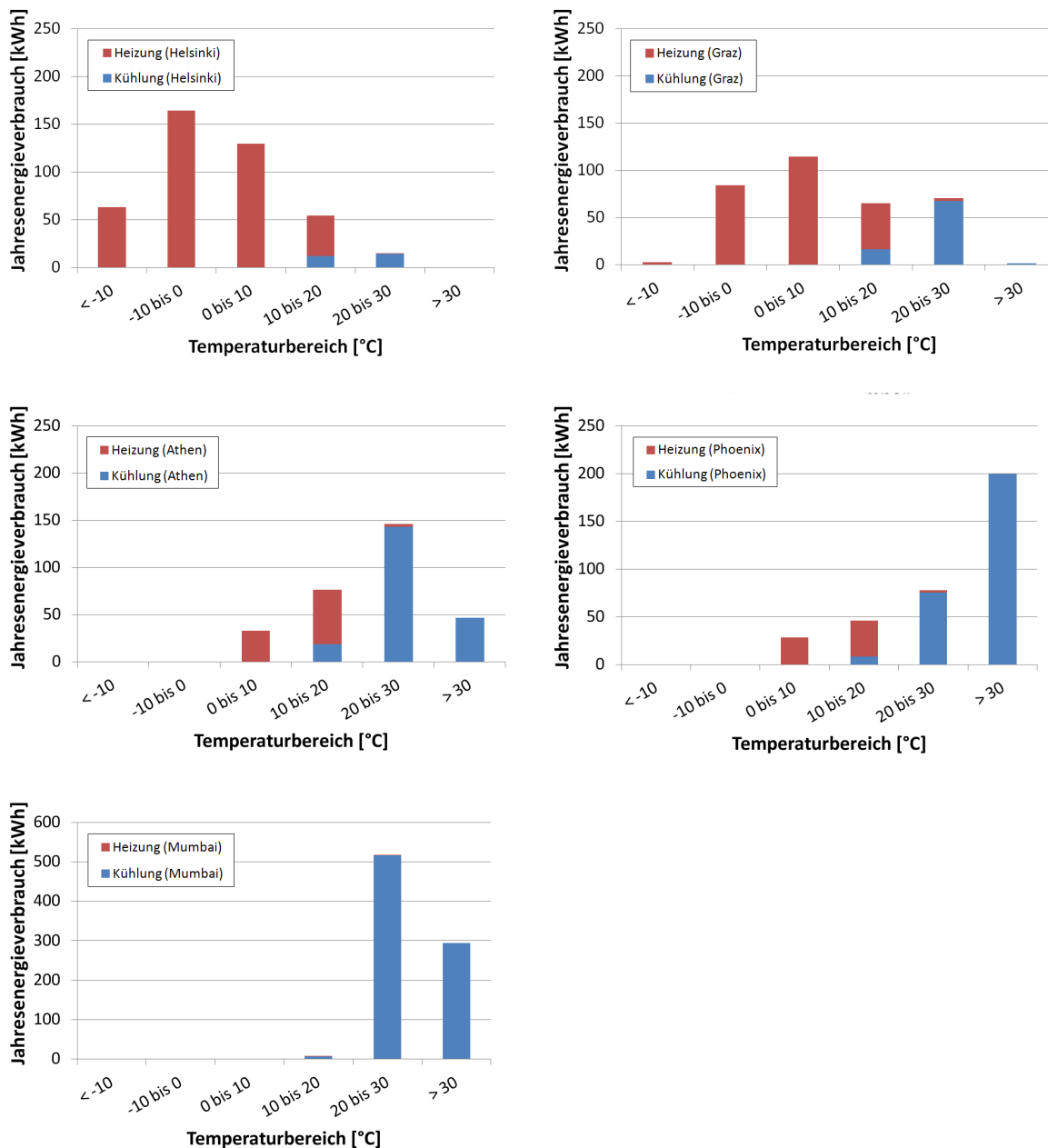


Abbildung 7.6: Jahresenergieverbräuche des R-744-Systems mit Wärmepumpenfunktion aufgeteilt in Temperaturbereiche für fünf verschiedene Städte bzw. Klimazonen

Fazit:

Die Ergebnisse für die berechneten Jahresenergieverbräuche des R-134a-Systems mit PTC-Heizer sowie des R-744-Systems mit Wärmepumpenfunktion für fünf verschiedene Städte bzw. Klimazonen zeigen die möglichen Energieeinsparungen von ca. 30 % im Kühlbetrieb und ca. 40 bis 50 % im Heizbetrieb mit dem R-744-System. Dies liegt zum einen an den großen Vorteilen der Wärmepumpe gegenüber der elektrischen Beheizung, zum anderen an dem besseren Teillastverhalten des R-744-Systems aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels CO<sub>2</sub> sowie des drehzahlregulierten Kompressors im Vergleich zum Ein/Aus-Betrieb des R-134a-Systems.

Des Weiteren zeigten sich je nach betrachteten klimatischen Gegebenheiten stark unterschiedliche Anforderungen an die jeweiligen Systeme. Während in Regionen mit kaltem oder gemäßigttem Klima vor allem eine effiziente Beheizung im Vordergrund steht, überwiegt beispielsweise im trockenen und heißen Süden der USA oder Südostasien bei weitem der Energiebedarf zur Kühlung des Fahrzeuges. Auch wenn die Fahrzeughersteller aus Kostengründen bemüht sind ein System im Fahrzeug zu integrieren, das für den Weltmarkt geeignet ist, sollten diese extrem unterschiedlichen Anforderungen berücksichtigt werden (z.B. zwei Varianten eines Systems für Regionen mit kaltem/gemäßigtem Klima sowie für warme/feuchte und heiße klimatische Gegebenheiten).

# 8

## Kapitel

### Zusammenfassung und Ausblick

Die Reichweitenproblematik bei Hybrid- und E-Fahrzeugen wird speziell bei niedrigen Außentemperaturen durch die geringe oder fehlende Abwärme eines zentralen Verbrennungsmotors weiter verschärft. In der vorliegenden Arbeit erfolgte die Erarbeitung und Bewertung von Konzepten für die Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben. Besonderes Augenmerk wurde dabei speziell auf die Energieeffizienz gelegt, um den Energieverbrauch der Klimaanlage (Kühlung und Heizung), einem der größten Nebenverbraucher im PKW, zu senken.

Die Nutzung der Klimaanlage als Wärmepumpe ist eine der viel versprechendsten Lösungen für die energieeffiziente Beheizung der Fahrgastzelle. Somit stellen kombinierte Kühl- und Heizsystem in Form von reversiblen Wärmepumpensystemen das zentrale Thema dieser Arbeit da. Nach Betrachtung verschiedener Methoden für die Umkehrung des Kältekreislaufes und den dabei auftretenden besonderen Anforderungen, wurden verschiedene Varianten von Kältekreisläufen für den Einsatz in einem E-Fahrzeug verglichen und bewertet. Die Entscheidung fiel aufgrund der Einbeziehung verschiedener Kriterien wie Energieeffizienz, Systemkomplexität, Regelbarkeit, Platzbedarf bzw. Gewicht, Aufwand einer Fahrzeugintegration und - aufgrund des enormen Kostendrucks in der Automobilindustrie - vor allem auch der Kosten (inkl. Entwicklungskosten von nicht verfügbaren Komponenten) auf einen R-744-Kältekreislauf mit zwei 3/2-Wegeventilen. Auch aufwändigere Systeme, mit denen z.B. auch eine Entfeuchtung der Luft mit Hilfe des Kältekreislaufs möglich wäre, wurden diskutiert. Unabhängig von dem ausgewählten System wurden noch weitere Maßnahmen zur Senkung des Energieverbrauchs (Anpassung des Setpoints, Regelung der Umlufterate, Reduzierung der thermischen Massen etc.) im Fahrzeug vorgeschlagen.

Das Originalsystem des Versuchs-E-Fahrzeugs (R-134a-Kälteanlage mit PTC-Zuheizer) sowie der ausgewählte R-744-Kältekreislauf wurden am Systemprüfstand in der Klimakammer aufgebaut und anschließend unter verschiedenen Betriebsbedingungen vermessen. Um die Funktion des reversiblen Systems mit zwei 3/2-Wegeventilen sowohl im A/C- als auch im Wärmepumpenbetrieb sicherzustellen, wurde die Bestimmung der passenden Kältemittelfüllmenge durchgeführt. Die danach durchgeführten Messungen an der Prototypenanlage haben die Funktionalität und Effizienz der CO<sub>2</sub>-Klimaanlage mit Wärmepumpenfunktion gezeigt. Anschließend wurde das System in das Versuchsfahrzeug eingebaut und wieder Messungen in der Klimakammer durchgeführt, um die Funktionsfähigkeit im Fahrzeug nachzuweisen. Dabei wurde die Systemregelung getestet sowie Aufheiz- und Abkühlversuche durchgeführt. Des Weiteren wurde auch das Systemverhalten im Wärmepumpenbetrieb bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers detailliert betrachtet. Nach 30 min im Wärmepumpenbetrieb fiel aufgrund der Eisbildung die Heizleistung von 1700 auf 1200 W und der COP von 3,0 auf 2,1.

Um die Gesamteffizienz eines Wärmepumpensystems auch unter Bedingungen bei denen eine Vereisung des Außenraumwärmetauschers stattfindet zu gewährleisten, ist eine schnelle und effiziente Enteisung notwendig. Varianten, die den Wärmetauscher von innen (über das Kältemittel) erwärmen, sind dabei energieeffizienter als jene von außen (z.B. Beheizung des Luftpfades). Folglich wurden die Enteisung mittels Kreislaufumkehr sowie eine Heißgasenteisung detailliert betrachtet. Um verschiedene Enteisungsstrategien bewerten zu können, wurden verstärkt Simulationsrechnungen eingesetzt. Somit konnte der Umfang an aufwändigen und teuren Prüfstandsmessungen reduziert werden. Sowohl die Effizienz des Enteisungsprozesses als auch des Gesamtprozesses wurden anschließend mit vorgeschlagenen Kennzahlen für die verschiedenen Varianten verglichen. Basierend auf diesem Vergleich konnte für das betrachtete System der energetisch günstigste Enteisungszeitpunkt bestimmt werden.

Um einen aussagekräftigen Vergleich zwischen dem im E-Fahrzeug verbauten Originalsystem (R-134a-Kälteanlage mit PTC-Zuheizer) und des umgesetzten reversiblen Wärmepumpensystems mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub> durchführen zu können, wurde eine Berechnung des Jahresenergieverbrauchs durchgeführt. Die Ergebnisse zeigten Einsparungen durch das R-744-System im Jahresenergieverbrauch von ca. 30 % im Kühlbetrieb und ca. 40 bis 50 % im Heizbetrieb, abhängig von der Klimaregion. Zudem besitzt das R-744-System aufgrund der verwendeten Prototypenteile (speziell der Innenraumwärmetauscher) noch deutliches Verbesserungspotential. Des Weiteren zeigten sich je nach klimatischen Gegebenheiten stark unterschiedliche Anforderungen an die jeweiligen Systeme. Während beispielsweise in Regionen mit kaltem oder gemäßigttem Klima vor allem eine effiziente Beheizung wichtig ist, steht in warmen und feuchten sowie heißen Klimaregionen der Kühlbetrieb im Mittelpunkt. Eine Schlussfolgerung daraus wäre der Einsatz von verschiedenen Systemvarianten je nach klimatischen Gegebenheiten (z.B. zwei Varianten eines Systems für Regionen mit kaltem/gemäßigtem Klima sowie für warme/feuchte und heiße klimatische Gegebenheiten). Aus Kostengründen sind die Fahrzeughersteller jedoch bemüht, dies zu verhindern.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Nutzung der Klimaanlage als Wärmepumpe eine energieeffiziente Möglichkeit zur Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben darstellt. Die Chancen für die Einführung kombinierter Kühl- und Heizsysteme als Serienlösung in zukünftigen E-Fahrzeugen werden als gut eingeschätzt. Es bedarf aber mit Sicherheit verschiedener Lösungen, die auf den Einsatzort sowie den Aufbau des Fahrzeuges an sich (Integration in das Thermomanagement) angepasst werden müssen, um die verschiedenen Anforderungen von Kunden bzw. Fahrzeugherstellern erfüllen zu können.

---

Ausblick:

Mit dieser Arbeit wurde die Grundlage für weiterführende Arbeiten in den folgenden Themengebieten gelegt:

- Weiterentwicklung von kombinierten Kühl- und Heizsystemen in Form von reversiblen Wärmepumpensystemen für mobile Anwendungen, darunter im Speziellen von Kältekreisläufen mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>
- Modellierung von Kälteanlagen und Wärmepumpensystemen sowie Eisbildungs- und Enteisungsprozessen
- Simulationen und energetische Betrachtungen von Kälteanlagen bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers
- Untersuchung und energetische Optimierung von Enteisungsvorgängen bei Wärmepumpensystemen unter Betrachtung des Gesamtprozesses
- Berechnung des Jahresenergieverbrauchs von Fahrzeugen mit Elektroantrieben



# Literaturverzeichnis

- Adorno, W. (2012). Bio-Inspired Slippery Anti-Frost Coating on Aluminum for Energy Efficient Refrigerator Heat Exchangers. *MRS Spring Meeting & Exhibit, San Francisco, USA*.
- Bitzer (2012). Kältemittel-Report 17. *Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH*.
- Bouvy, C., Jeck, P., Gissing, J., Lichius, T., Baltzer, S., und Eckstein, L. (2012). Die Batterie als thermischer Speicher: Auswirkungen auf die Innenraumklimatisierung, die thermische Architektur und die Betriebsstrategie von Elektrofahrzeugen. *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII*.
- Brinkman, N., Eberle, U., Formanski, V., Grebe, U., und Matthe, R. (2012). Fahrzeugelektrifizierung - Quo Vadis? 33. *Internationales Wiener Motorensymposium*.
- Bullard, C., Yin, J. M., und Hrnjak, P. S. (2002). Compact Counterflow Gas Cooler for R744. *ASHRAE Symposium Atlantic City*.
- Bureau, C., Kampf, H., Taxis-Reischl, B., Traebert, A., Mayer, E., und Schwab, R. (2003). MARCO - Behrs Method to assess Thermal Comfort. *Vehicle Thermal Management Systems (VTMS) 6*.
- Byun, J.-S., Jeon, C.-D., Jung, J.-H., und Lee, J. (2006). The application of photo-coupler for frost detecting in an air-source heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 29(2):191 – 198.
- Cecchinato, L., Corradi, M., Cosi, G., Minetto, S., und Rampazzo, M. (2012). A real-time algorithm for the determination of R744 systems optimal high pressure. *International Journal of Refrigeration*, 35(4):817 – 826.
- Chang, Y.-J. und Wang, C.-C. (1997). A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 40, Issue 3:533–544.
- Cox, N., Mazur, V., und Colbourne, D. (2009). Alternative Low GWP MAC Refrigerant Blends. *3rd European Workshop - Mobile Air Conditioning, Vehicle Thermal Systems and Auxiliaries, Turin*.
- Cui, J., Li, W., Liu, Y., und Zhao, Y. (2011). A new model for predicting performance of fin-and-tube heat exchanger under frost condition. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 32(1):249 – 260.

- 
- De Jaegher, P. (2008). Kältetechnik - Begleitende Unterlagen zur Vorlesung. *Technische Universität Graz*.
- DIN 1946-3 (2006). Raumluftechnik – Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen.
- DIN EN 378-1 (2012). Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen. *DIN Deutsches Institut fuer Normung e.V.*
- DIN EN 60543-2-1 (2000). Stellventile fuer die Prozessregelung - Teil 2-1: Durchflusskapazitaet - Bemessungsgleichungen fuer Fluide unter Einbaubedingungen. *DIN Deutsches Institut fuer Normung e.V.*
- Dong, J., Deng, S., Jiang, Y., Xia, L., und Yao, Y. (2012). An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 37(0):380 – 387.
- DUH (2012). Umweltfreundliche Autoklimaanlagen - Eine Chronologie von Ankündigungen und Wortbrüchen. *Deutsche Umwelthilfe*.
- Eckstein, L., Ernst, C.-S., Faßbender, S., und Gnörich, B. (2012). Mobilitätsbedürfnisse der kommenden Kundengeneration und Auswirkungen auf den Antriebsstrang. *33. Internationales Wiener Motorensymposium*.
- EES - Engineering Equation Solver (2010). *F-Chart Software, Madison, USA*.
- Erdmann, G. (2009). Herausforderung Elektromobilität. *Euroforum Verlag GmbH Düsseldorf*.
- EU Richtlinie 2006/40/EG (2006). Richtlinie 2006/40/EG des europäischen Parlaments und des Rates über Emissionen aus Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates.
- EU Verordnung (EG) Nr. 1272/2008 (2008). Verordnung (EG) Nr. 1272/2008 des europäischen Parlaments und des Rates vom 16. Dezember 2008 über die Einstufung, Kennzeichnung und Verpackung von Stoffen und Gemischen, zur Änderung und Aufhebung der Richtlinien 67/548/EWG und 1999/45/EG und zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 1907/2006.
- EU Verordnung (EG) Nr. 443/2009 (2009). VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 des europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen.
- Fornasieri, E., Zilio, C., Cecchinato, L., Corradi, M., Minetto, S., Heerup, C., Sawalha, S., Hafner, A., Stene, J., Lerch, T., de One, A., Burhenne, N., und Maratou, A. (2009). Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>. *Katholieke Hogeschool Limburg*.
- Fritzson, P. (2004). Principles of Object-oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1. *John Wiley & Sons Verlag*.
- Försterling, S. (2004). *Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig - Institut für Thermodynamik.

- Graz, M. (2009). Investigation on Additional Fuel Consumption for a R134a and R744 AC-System in a VW Touran. *VDA Wintermeeting, Saalfelden, Österreich*.
- Großmann, H. (2010). PKW-Klimatisierung - Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung. *Springer Verlag, ISBN: 978-3642054945*.
- Großmann, H. (2012). Klimatisierung für elektromotorisch angetriebene PKW: Potentiale. *VDI-Konferenz Thermomanagement für elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge, Stuttgart*.
- Haaf, S. (1988). Wärmeübertragung in Lüftkühlern. *Handbuch der Kältetechnik Volume 6 / B, Springer-Verlag Berlin*.
- Hafner, A., Christensen, O., und Neksa, P. (2010). Reversible R744 (CO<sub>2</sub>) Heat Pumps applied in Public Trains. *9<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference, Sydney, Australia*.
- Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S., und Hori, K. (1977). Study of frost properties correlating with frost formation types. *Journal of Heat Transfer*, 99:239–245.
- Heinz, A. und Rieberer, R. (2008). System layout, cycle evaluation and system simulations of an integrated heat pump prototype for the capacity range of 3-5 kw. *9th IEA Heat Pump Conference - IEA HPP Annex 32 Workshop*.
- Herminghaus, H. (2013). Vergleich der CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Stromerzeugung in Deutschland (<http://www.co2-emissionen-vergleichen.de/Stromerzeugung/CO2-Vergleich-Stromerzeugung.html>, abgerufen am 04.07.2013).
- Hinrichs, J. (2011). Weniger Verbrauch, mehr Komfort: Effizientes Heiz-/Kühlsystem für Elektrofahrzeuge. *Tagung Prima Klima im Auto: Wie wird die Klimaanlage zukunftsfähig?, Berlin*.
- Hünemörder, W. (2004). Elektrisch betriebene Wärmepumpe für Fahrzeuge mit dem Kältemittel R744 (CO<sub>2</sub>). *Standklimatisierung und Wärmepumpenheizung im KFZ, 6. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium*.
- Horst, T. A., Zuck, B., Seifert, M., Schmidt, C., und Spliethoff, H. (2012). Der Turbosteamer der 2. Generation: Fahrzeugintegration als Schlüssel zur effizienten Abwärmenutzung. *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII, S. 14 - 34*.
- Huang, D., He, Z., und Yuan, X. (2007). Dynamic characteristics of an air-to-water heat pump under frosting/defrosting conditions. *Applied Thermal Engineering*, 27:1996 – 2002.
- Huang, L., Liu, Z., Liu, Y., Gou, Y., und Wang, J. (2009). Experimental study on frost release on fin-and-tube heat exchangers by use of a novel anti-frosting paint. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(7):1049 – 1054.
- IEA (2011). World Energy Outlook 2011. *International Energy Agency*.
- Jhee, S., Lee, K.-S., und Kim, W.-S. (2002). Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 25(8):1047 – 1053.
- Jugert, R. (2007). Simulation des Systemverhaltens einer KFZ-Klimaanlage mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>. Diplomarbeit, Hochschule Wismar.

- 
- Jung, M., Kemle, A., Strauss, T., und Wawzyniak, M. (2011). Innenraumheizung von hybrid- und elektrofahrzeugen. *ATZ*, 05|2011, 113. Jahrgang:396–401.
- Kaess, U. (2010). Bedarfsgerechte Lüftung mit dem Climate Control Sensor - Potentiale zur Steigerung der Energieeffizienz. *KFZ-Klimatisierung bei elektrischer Mobilität, Karlsruhe*.
- Kandlikar, S. (1990). A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *ASME Journal of Heat Transfer*.
- Khayyam, H., Abawajy, J., und Jazar, R. N. (2012). Intelligent Energy Management Control of Vehicle Air Conditioning System coupled with Engine. *Applied Thermal Engineering*, 48:211 – 224.
- Klell, M. und Cona, P. (2009). Wirkungsgrade und CO<sub>2</sub>-Emissionen verschiedener Energieketten. Bericht - Hydrogen Center Austria.
- Kondo, T. und Morishita, M. (2011). Application of Heat Pump System for Eco-Friendly Vehicles. *10<sup>th</sup> IEA Heat Pump Conference*.
- Lawrence, J. und Evans, J. (2008). Refrigerant flow instability as a means to predict the need for defrosting the evaporator in a retail display freezer cabinet. *International Journal of Refrigeration*, 31(1):107 – 112.
- Lemke, N. (2005). *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig - Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik.
- Lemke, N. (2010). E-KFZ-Klimatisierung unter verschiedenen Klimabedingungen - Simulation und energetische Betrachtung. *KFZ-Klimatisierung bei elektrischer Mobilität, Karlsruhe*.
- Ma, H., Balthasar, F., Riera-Palou, X., Tait, N., und Warnecke, W. (2012). Future Mobility Case Studies - Life Cycle Assessments of BEVs and ICVs with a Global Perspective. 33. Internationales Wiener Motorensymposium.
- Mager, R. (2003). New Technology: CO<sub>2</sub> as an Alternative Refrigerant. *Options to Reduce Greenhouse Gas Emissions due to Mobile Air Conditioning, Brüssel*.
- Martin, K. (2009). *Untersuchung des CO<sub>2</sub>-Kältekreislaufes einer PKW-Klimaanlage unter besonderer Betrachtung des Drosselventils*. Dissertation, Technische Universität Graz.
- Martin, K. und Lechner, B. (2010). Collection and evaluation of data and specification/development of test procedures. Intermediate Report - Framework Service Contract ENTR 05/18: Economic and technical assistance in relation to the emission of environmental pollutants from automobiles.
- Meteonorm (2010). Meteonorm - Version 6.0, Genossenschaft METEOTEST, Bern, Schweiz.
- Modelon AB (2010). AirConditioning Library (Version 1.8) - Users Guide, Modelon AB, Lund, Sweden.
- Obrist, F. und Wolf, F. (2005). Micro channel profile evaporator. *VDA Wintermeeting, Saalfelden, Österreich*.
- O’Neal, D. L., Peterson, K., und Anand, N. (1991). Effect of short-tube orifice size on the performance of an air source heat pump during the reverse-cycle defrost. *International Journal of Refrigeration*, 14(1):52 – 57.

- Papasavva, S. und Hill, W. R. (2008). GREEN-MAC-LCCP - Impact of Alternative Refrigerants to Global Vehicle LCCP CO<sub>2</sub>-Equivalent Emissions. *VDA Wintermeeting, Saalfelden, Österreich*.
- Papasavva, S., Hill, W. R., und Andersen, S. O. (2010). Green-mac-lccp: A tool for assessing the life cycle climate performance of mac systems. *Environmental Science & Technology*, 44(19):7666–7672.
- Pearson, A. (2006). Defrost options for carbon dioxide systems. Technical report, International Institute of Ammonia Refrigeration - 2006 Ammonia Refrigeration Conference & Exhibition, Reno, Nevada.
- Pinkofsky, L. (2005). *Typisierung von Ganglinien der Verkehrsstärke und ihre Eignung zur Modellierung der Verkehrsnachfrage*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig.
- Proells, K. und Schmitz, G. (2006). Modeling of Frost Growth on Heat Exchanger Surfaces. *Proceedings of the 5th Modelica Conference, Vienna, Austria, S. 509 - 516*.
- Rajapaksha, L. und Suen, K. O. (2003). Influence of reversing methods on the performance of a reversible water-to-water heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 23(1):49 – 64.
- REFPROP 9.0 (2010). NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) - Version 9.0.
- Richter, C. C. (2008). *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig - Fakultät für Maschinenbau.
- Rieberer, R. (1998). *CO<sub>2</sub> as working fluid for heat pumps*. Dissertation, Technische Universität Graz.
- Rieberer, R. (2011). Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik - Skriptum zur Vorlesung. *Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz*.
- Rieberer, R., Moser, H., und Halozan, H. (2009). Wärmepumpentechnik - Skriptum zur Vorlesung. *Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz*.
- Roesky, O. und Schulze, C. (2007). Vergleichende Untersuchung verschiedener Konzepte von CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen für PKW und Bus hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Effizienz. *Projektarbeit*.
- Schutzrecht EP 0424474 B2 (1997). Verfahren zum Betrieb eines Kaltdampfprozesses unter trans- oder überkritischen Bedingungen. *Erfinder: Gustav Lorentzen*.
- Schutzrecht WO 2013 128899 A1 (2013). Air Conditioning Device for Vehicle. *Erfinder: H. Hamamoto et. al.*
- Shah, M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 22(4):547 – 556.
- Span, R. und Wagner, W. (2003). Equations of state for technical applications. *International Journal of Thermophysics*, 24.
- Steiner, A., Graz, M., und Rieberer, R. (2012). Hocheffizientes Kühl- und Heizsystem für Elektro- und Hybridfahrzeuge basierend auf dem umweltfreundlichen Kältemittel CO<sub>2</sub>

- 
- (R744). *Publizierbarer Endbericht, Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)*.
- Steiner, A. und Rieberer, R. (2012). Investigation of a Reversible Cooling and Heating System for Electric Vehicles using CO<sub>2</sub> as Working Fluid under Frosting Conditions. *10<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Delft, Niederlande*.
- Steiner, A. und Rieberer, R. (2013). Parametric Analysis of the Defrosting Process of a Reversible Heat Pump System for Electric Vehicles. *Applied Thermal Engineering*, 61:393 – 400.
- Tegethoff, W. (1999). *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig - Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik.
- Tegethoff, W., Lemke, N., und Köhler, J. (2004). Component Modelling and Specification using a new Approach for Transient Simulation. *VDA Wintermeeting, Saalfelden, Österreich*.
- Tummescheit, H. (2002). *Design and Implementation of Object-Oriented Model Libraries using Modelica*. Dissertation, Lund Institute of Technology - Department of Automatic Control.
- TWK GmbH (2010). Kursunterlagen Kältetechnik mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub> - stationär. *Test und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, Karlsruhe*.
- TWK GmbH (2013). Kursunterlagen PKW-Klimaanlagen mit R744. *Test und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, Karlsruhe*.
- Umweltbundesamt (2012). Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix 1990-2010 und erste Schätzungen 2011.
- Vasta, S., Costa, F., Restuccia, G., Bellero, D., und D'Amato, M. (2009). An innovative prototype of adsorption chiller for mobile air conditioning. *ATA - 3rd European Workshop Mobile Air Conditioning, Vehicle Thermal Systems and Auxiliaries, Orbassano, Italien*.
- VDI-Wärmeatlas (2006). Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-25504-8.
- Volkswagen (2013). [http://www.volkswagen.de/de/models/golf\\_7/brochure/catalogue.html](http://www.volkswagen.de/de/models/golf_7/brochure/catalogue.html), abgerufen am 28.12.2013.
- Wang, H., Tang, L., Wu, X., Dai, W., und Qiu, Y. (2007). Fabrication and anti-frosting performance of super hydrophobic coating based on modified nano-sized calcium carbonate and ordinary polyacrylate. *Applied Surface Science*, 253(22):8818 – 8824.
- Wawzyniak, M. (2011). Benefits and Challenges of Heat Pump Systems. *SAE - Alternate Refrigerant Systems Symposium*.
- Wehner, U. und Ackermann, J. (2011). Neue Ansätze zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen. *ATZ 07-08/2011, S. 586-591*.
- Yin, H.-J., Yang, Z., Chen, A.-Q., und Zhang, N. (2012). Experimental research on a novel cold storage defrost method based on air bypass circulation and electric heater. *Energy*, 37(1):623 – 631.

Yonko, J. und Sepsy, C. (1967). An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate plate. *ASHRAE Transactions*, 73.

# Anhang A: Beschreibung der Systemkomponenten

Im Folgenden werden die Komponenten des R-134a-Systems sowie des R-744-Systems, die am Prüfstand vermessen wurden und als Basis für die durchgeführten Simulationsrechnungen dienen, kurz beschrieben.

## Komponenten des R-134a-Systems

- Bürstenloser E-Kompressor in Scrollbauweise (Abbildung A.1, max. Kälteleistung ca. 2,5 kW)



Abbildung A.1: E-Kompressor des R-134a-Systems



- Kondensator mit extrudierten Flachrohren und Louvered-Fins (Abbildung A.2, Breite=360 mm, Höhe=380 mm, Tiefe=22 mm)

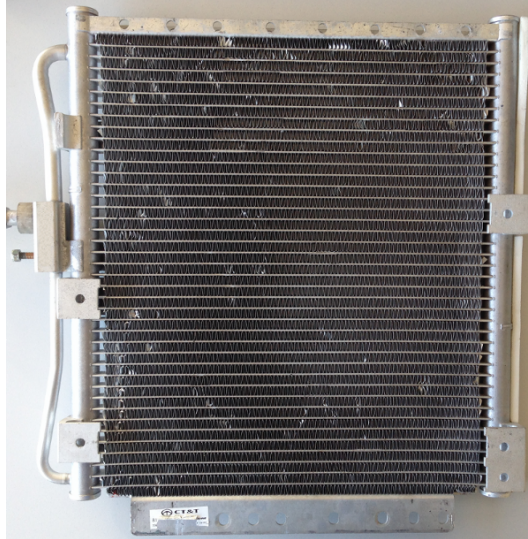


Abbildung A.2: Kondensator des R-134a-Systems

- Verdampfer mit extrudierten Flachrohren und Louvered-Fins (Abbildung A.3, Breite=210 mm, Höhe=180 mm, Tiefe=40 mm)



Abbildung A.3: Verdampfer des R-134a-Systems inkl. thermostatischem Expansionsventil

- Thermostatisches Expansionsventil (Abbildung A.3 oben)
- Kältemittelsammler

## Komponenten des R-744-Systems

- Radialkolben E-Kompressor mit einem Hubvolumen von  $6\text{ cm}^3$  pro Umdrehung und einer Maximaldrehzahl von  $6000\text{ U/min}$  (Abbildung A.4)



Abbildung A.4: E-Kompressor des R-744-Systems

- Außenraumwärmetauscher bestehend aus 4 Passes mit extrudierten Flachrohren und Louvered-Fins (Abbildung A.5, Breite=395 mm, Höhe=385 mm, Tiefe=20 mm)

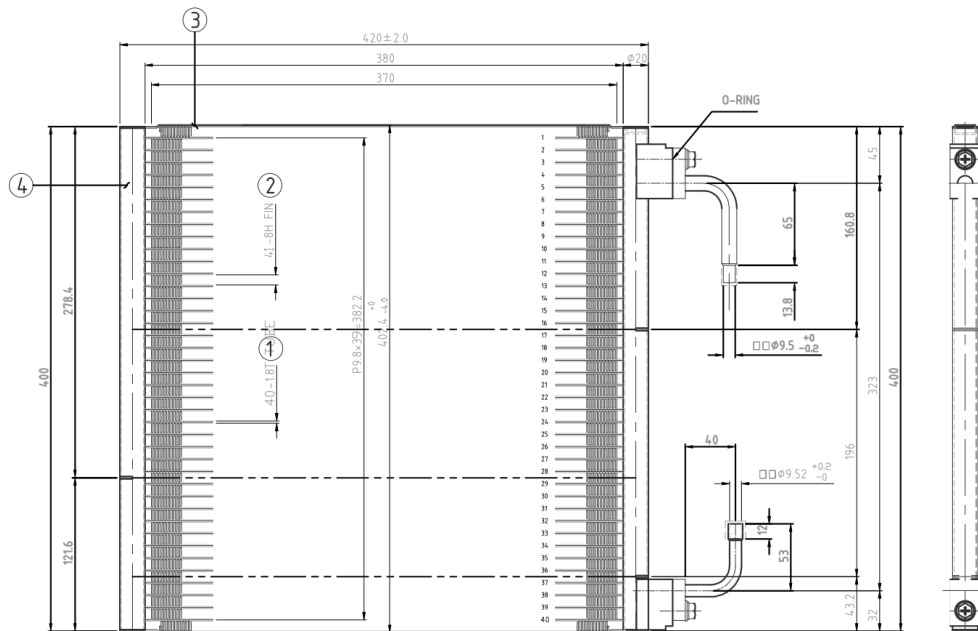


Abbildung A.5: Außenraumwärmetauscher des R-744-Systems

- Innenraumwärmetauscher bestehend aus 2 Lagen in spezieller Fin&Tube-Bauweise zur Minimierung der Wasserspeicherfähigkeit (Abbildung A.6, Breite=215 mm, Höhe=180 mm, Tiefe=43 mm)

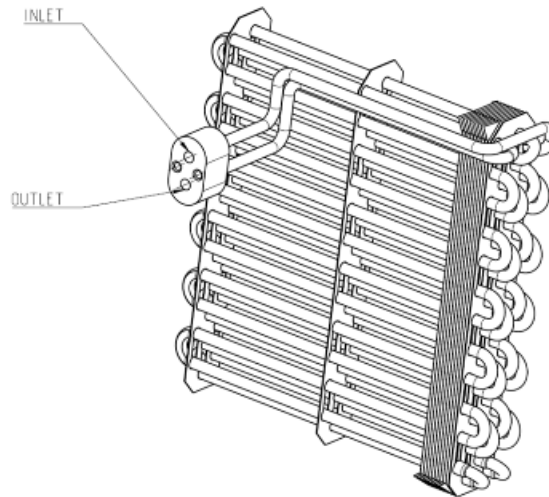


Abbildung A.6: Innenraumwärmetauscher des R-744-Systems

- Interner Wärmetauscher in Rohr-in-Rohr-Bauweise (Abbildung A.6, Länge=1200 mm)

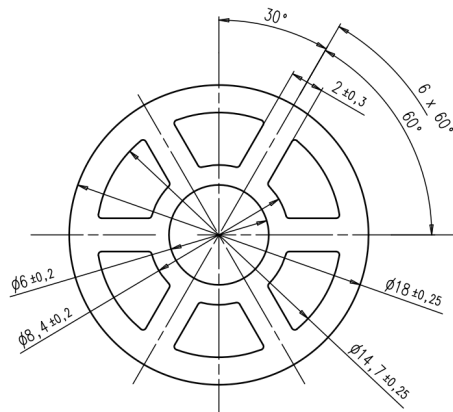


Abbildung A.7: Profil des internen Wärmetauschers des R-744-Systems

- Expansionsventil (Swagelok Feindosierventil in Abbildung A.8)
- Zwei 3/2-Wegeventile (Abbildung A.9)
- Kältemittelsammler (Akkumulator) mit einem Fassungsvermögen von ca. 300 g flüssigem  $\text{CO}_2$

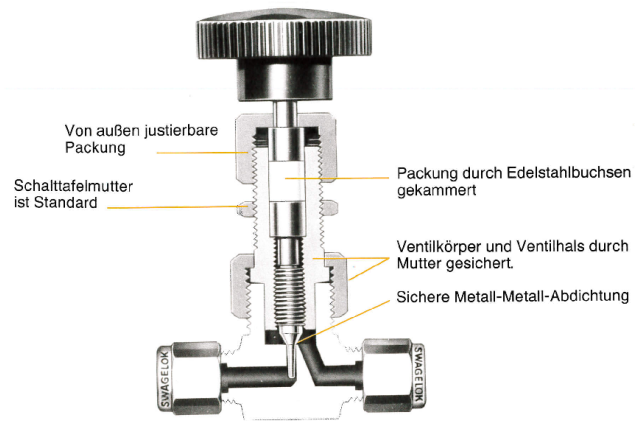


Abbildung A.8: Swagelok Feindosierventil des R-744-Systems

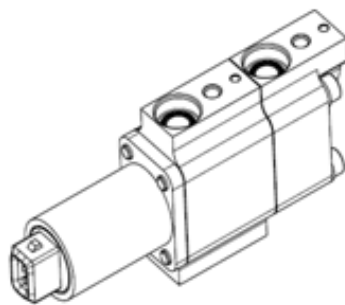


Abbildung A.9: 3/2-Wegeventil von Obrist Engineering

# Anhang B:

## Messunsicherheitsanalyse

Im Allgemeinen ist jede Messung einer physikalischen Größe mit einem Fehler behaftet. Somit stimmt der gemessene Wert nicht mit dem wahren Wert der Messgröße überein und eine Angabe von Messunsicherheiten ist erforderlich, welche im Folgenden kurz diskutiert werden.

### Berechnung von Messunsicherheiten

Wird eine physikalische Größe nicht direkt gemessen, sondern aus mehreren gemessenen Größen bestimmt, wirken sich die einzelnen Messunsicherheiten auf das Gesamtergebnis aus. Im Folgenden werden zwei Methoden zur Berechnung der Fehlerfortpflanzung vorgestellt.

- **Lineare Fehlerfortpflanzung:** der Einfluss von mehreren Messunsicherheiten  $x_1$  bis  $x_n$  auf das Ergebnis  $f$  wird über eine Taylorreihe, entwickelt bis zum ersten Glied, abgeschätzt (Gl. B.1). Durch die Verwendung der Absolutbeträge wird mit dieser Methode der Maximalfehler berechnet, eine gegenseitige Kompensation der Fehler wird ausgeschlossen. Anzumerken ist hier, dass dies sehr unwahrscheinlich ist.

$$\Delta f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \left| \frac{\partial f}{\partial x_1} \right| \Delta x_1 + \left| \frac{\partial f}{\partial x_2} \right| \Delta x_2 + \dots + \left| \frac{\partial f}{\partial x_n} \right| \Delta x_n \quad (\text{B.1})$$

- **Gauß'sche Fehlerfortpflanzung:** dabei wird davon ausgegangen, dass sich die Messunsicherheiten auch teilweise kompensieren können. Die Messunsicherheit der berechneten Größe kann dabei nach Gl. B.2 berechnet werden, welche die quadrierten Mittelwerte der Messunsicherheiten der Eingangsgrößen addiert.

$$\Delta f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\left( \frac{\partial f}{\partial x_1} \Delta x_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial x_2} \Delta x_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial f}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2} \quad (\text{B.2})$$

Bei der Berechnung von Größen von Kälteanlagen bzw. Wärmepumpensystemen ist meistens die Einbindung von Stoffwerten (Kältemittel sowie Luftseite) erforderlich. So kann beispielsweise (sofern der Kältemittelintritt und Austritt im einphasigen Bereich liegen) die Enthalpie

am Eintritt sowie Austritt eines Wärmetauschers über die gemessene Temperatur sowie den gemessenen Druck des Kältemittels berechnet werden. In diesem Fall ist die Messunsicherheit der Enthalpien von den gemessenen Größen abhängig, da sich die partiellen Ableitungen  $\frac{\partial h}{\partial t}$  bzw.  $\frac{\partial h}{\partial p}$  je nach Temperatur und Druck ändern.

Die verwendete Messtechnik ist ausschlaggebend für die sich ergebenden Unsicherheiten. Tabelle B.1 zeigt einen Überblick über die am Prüfstand verwendete Messtechnik.

Tabelle B.1: Verwendete Messtechnik für die Prüfstandsmessungen

Messgröße	Messgerät	Messbereich	Max. Messabweichung
Absolutdruck Kältemittel	Keller PA-33X	0 ... 350 bar	0,1 % v.E.
Differenzdruck Kältemittel	Rosemount DP5	0 ... 1,86 bar	0,1 % v.E.
Kältemittelmassenstrom	E&H Promass 83	0 ... 2000 kg/h	0,5 % v.M.
Luftdruck	RCI PA 9215SM1	700 ... 1100 mbar	0,1 % v.E.
Luftmassenstrom	AB Sensiflow	0 ... 600 kg/h	0,5 % v.M.
Temperatur	Thermoelement Typ K	-40 ... 333 °C	0,2 K absolut <sup>7</sup>
Relative Luftfeuchte	Vaisala HMD50	0 ... 100 % rF	3 % absolut
Spannung	EA PS 800 R	0 ... 500 V	0,2 % v.E.
Strom	Hallsensor LEM Hass	0 ... 5 A	1 % v.E.

## Beispielhafte Berechnung der Unsicherheiten

Anhand von beispielhaften Rechnungen soll demonstriert werden, wie sich die Messunsicherheiten der eingesetzten Messtechnik auf berechnete Größen auswirken. Als Beispiel sollen die Heizleistung und der COP für einen ausgewählten Betriebspunkt über die Kältemittelseite und über die Luftseite berechnet werden (bei stationären Messpunkten muss die auf der Kältemittelseite abgegebene Leistung jener auf der Luftseite aufgenommenen entsprechen).

Die kältemittelseitige Leistung wird nach Gl. B.3 bestimmt, über den Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{KM}$  sowie die (kältemittelseitige) Enthalpiedifferenz am Wärmetauscher. Die jeweiligen Enthalpien auf der Kältemittelseite werden über die Messung von Druck und Temperatur und anschließenden Stoffwerteberechnungen bestimmt ( $h_{KM} = f(p, t)$ ). Abbildung B.10 zeigt die über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung für OP 125 (Tabelle 4.9 in Kapitel 4.4) berechneten Unsicherheiten für die einzelnen Größen. Die Werte wurden dabei mit dem Programm EES - Engineering Equation Solver (2010) berechnet, das dafür die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung verwendet. Für die berechnete kältemittelseitige Leistung ergab sich dabei ein Wert von 1669 W mit einer Unsicherheit von  $\pm 11$  W ( $\pm 0,7\%$ ).

$$\dot{Q}_{KM} = \dot{m}_{KM} \cdot (h_{KM, \text{ein}} - h_{KM, \text{aus}}) \quad (\text{B.3})$$

Die Bestimmung der luftseitigen Leistung wird nach Gl. B.4 über den gemessenen Luftmassenstrom sowie die Enthalpiedifferenz auf der Luftseite durchgeführt. Die Bestimmung der

<sup>7</sup>nach Kalibrierung

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$h_1 = 462 \pm 0,6056$ [kJ/kg]		
$P_1 = 77,58 \pm 0,35$ [bar]	$\partial h_1 / \partial P_1 = -1,375$	63,19 %
$T_1 = 60,26 \pm 0,2$ [C]	$\partial h_1 / \partial T_1 = 1,837$	36,81 %
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$h_2 = 256,5 \pm 0,6836$ [kJ/kg]		
$P_2 = 77,2 \pm 0,35$ [bar]	$\partial h_2 / \partial P_2 = -0,382$	3,82 %
$T_2 = 22,78 \pm 0,2$ [C]	$\partial h_2 / \partial T_2 = 3,352$	96,18 %
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\dot{Q} = 1,669 \pm 0,01117$ [kW]		
$\dot{m} = 0,008125 \pm 0,00004063$ [kg/s]	$\partial \dot{Q} / \partial \dot{m} = 205,5$	55,85 %
$P_1 = 77,58 \pm 0,35$ [bar]	$\partial \dot{Q} / \partial P_1 = -0,01118$	12,27 %
$P_2 = 77,2 \pm 0,35$ [bar]	$\partial \dot{Q} / \partial P_2 = 0,003104$	0,95 %
$T_1 = 60,26 \pm 0,2$ [C]	$\partial \dot{Q} / \partial T_1 = 0,01493$	7,15 %
$T_2 = 22,78 \pm 0,2$ [C]	$\partial \dot{Q} / \partial T_2 = -0,02724$	23,79 %

Abbildung B.10: Berechnete Unsicherheiten für die Kältemittelseite über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung

Enthalpien auf der Luftseite erfolgt über die Messung von Temperatur, relativer Feuchte sowie dem Umgebungsdruck ( $h_L = f(t, \varphi, p)$ ). Anzumerken ist an dieser Stelle, dass bei einer reinen Beheizung der Luft die absolute Feuchte am Austritt gleich der am Eintritt sein muss und somit die relative Feuchte am Austritt berechnet werden kann, um die Unsicherheiten der Feuchtemessung am Austritt zu eliminieren. Im Kühlbetrieb ist dies jedoch nicht möglich (Wasserabscheidung am Verdampfer) und deshalb wurde in diesem Beispiel auch mit der gemessenen Feuchte am Eintritt und Austritt gerechnet, um die Auswirkungen der Unsicherheit in der Feuchtemessung bei höheren Temperaturen zu demonstrieren. Abbildung B.11 zeigt die über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung für OP 125 berechneten Unsicherheiten für die einzelnen Größen. Für die berechnete Kälteleistung von 1706 W ergibt sich hier eine deutlich größere Unsicherheit von  $\pm 111$  W ( $\pm 6,4\%$ ) als bei der Berechnung über die Kältemittelseite. Hauptverantwortlich dafür ist die Unsicherheit in der Feuchtemessung am Austritt des Wärmetauschers vor allem bei höheren Lufttemperaturen.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L \cdot (h_{L,ein} - h_{L,aus}) \quad (\text{B.4})$$

Für die Berechnung des COP ist auch die Bestimmung der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters (inkl. Leistungselektronik) erforderlich. Diese wurde über die Messung von Strom und Spannung (DC) nach Gl. B.5 berechnet. In Abbildung B.12 ist die berechnete Unsicherheit für die elektrische Leistung für OP 125 dargestellt. Diese beträgt bei der berechneten Leistung von 572 W  $\pm 20$  W ( $\pm 3,5\%$ ).

$$P_{el} = U \cdot I \quad (\text{B.5})$$

Abschließend wird nun noch die Unsicherheit bei der Berechnung des COP sowohl über die kältemittelseitige Leistung (Gl. B.6) als auch über die luftseitige Leistung (Gl. B.7) sowie die

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u><math>h_1 = 8,573 \pm 0,4417</math> [kJ/kg]</u>		
$P = 0,98 \pm 0,0011$ [bar]	$\partial h_1 / \partial P = -8,371$	0,04 %
$\Phi_{i1} = 81,2 \pm 3$ [%]	$\partial h_1 / \partial \Phi_{i1} = 0,101$	47,07 %
$T_1 = 0,41 \pm 0,2$ [C]	$\partial h_1 / \partial T_1 = 1,606$	52,89 %
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u><math>h_2 = 33,15 \pm 1,524</math> [kJ/kg]</u>		
$P = 0,98 \pm 0,0011$ [bar]	$\partial h_2 / \partial P = -8,883$	0,00 %
$\Phi_{i2} = 17,5 \pm 3$ [%]	$\partial h_2 / \partial \Phi_{i2} = 0,4974$	95,94 %
$T_2 = 24,33 \pm 0,2$ [C]	$\partial h_2 / \partial T_2 = 1,535$	4,06 %
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u><math>\dot{Q} = -1,706 \pm 0,1105</math> [kW]</u>		
<u><math>\dot{m}_{air} = 0,06944 \pm 0,0003472</math> [kg/s]</u>	$\partial \dot{Q} / \partial \dot{m}_{air} = -24,57$	0,60 %
$P = 0,98 \pm 0,0011$ [bar]	$\partial \dot{Q} / \partial P = 0,03557$	0,00 %
$\Phi_{i1} = 81,2 \pm 3$ [%]	$\partial \dot{Q} / \partial \Phi_{i1} = 0,007015$	3,63 %
$\Phi_{i2} = 17,5 \pm 3$ [%]	$\partial \dot{Q} / \partial \Phi_{i2} = -0,03454$	87,98 %
$T_1 = 0,41 \pm 0,2$ [C]	$\partial \dot{Q} / \partial T_1 = 0,1115$	4,08 %
$T_2 = 24,33 \pm 0,2$ [C]	$\partial \dot{Q} / \partial T_2 = -0,1066$	3,72 %

Abbildung B.11: Berechnete Unsicherheiten für die Luftseite über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u><math>P_{el} = 571,9 \pm 20,08</math> [W]</u>		
<u><math>I = 1,428 \pm 0,05</math> [A]</u>	$\partial P_{el} / \partial I = 400,5$	99,49 %
$U = 400,5 \pm 1$ [V]	$\partial P_{el} / \partial U = 1,428$	0,51 %

Abbildung B.12: Berechnete Unsicherheiten für die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters (inkl. Leistungselektronik) über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung



elektrische Leistung des Verdichters bestimmt. Abbildung B.13 und Abbildung B.14 zeigen die über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung für OP 125 berechneten Unsicherheiten für die einzelnen Größen. Logischerweise ist auch hier die Unsicherheit des COP bei einer Berechnung über die Kältemittelseite kleiner ( $2,919 \pm 0,104$  ( $\pm 3,6\%$ )), hauptsächlich verursacht durch die Unsicherheit in der Bestimmung der Leistung des Verdichters, als über die Luftseite ( $2,984 \pm 0,220$  ( $\pm 7,4\%$ )).

$$COP = \frac{\dot{m}_{KM} \cdot (h_{KM,ein} - h_{KM,aus})}{P_{el}} \quad (B.6)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_L \cdot (h_{L,ein} - h_{L,aus})}{P_{el}} \quad (B.7)$$

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
COP = 2.919±0,1043		
h1 = 462±0,6056 [kJ/kg]	$\partial COP / \partial h1 = 0,01421$	0,68 %
h2 = 256,5±0,6836 [kJ/kg]	$\partial COP / \partial h2 = -0,01421$	0,87 %
$\dot{m} = 0,008125 \pm 0,00004063$ [kg/s]	$\partial COP / \partial \dot{m} = 359,2$	1,96 %
$P_{el} = 571,9 \pm 20,08$ [W]	$\partial COP / \partial P_{el} = -0,005104$	96,50 %

Abbildung B.13: Berechnete Unsicherheiten für den COP über die kältemittelseitige Leistung und die elektrische Leistung des Verdichters

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
COP = 2.984±0,2197		
h1 = 8,573±0,4417 [kJ/kg]	$\partial COP / \partial h1 = -0,1214$	5,96 %
h2 = 33,15±1,524 [kJ/kg]	$\partial COP / \partial h2 = 0,1214$	70,87 %
$\dot{m}_{air} = 0,06944 \pm 0,0003472$ [kg/s]	$\partial COP / \partial \dot{m}_{air} = 42,97$	0,46 %
$P_{el} = 571,9 \pm 20,08$ [W]	$\partial COP / \partial P_{el} = -0,005217$	22,72 %

Abbildung B.14: Berechnete Unsicherheiten für den COP über die luftseitige Leistung und die elektrische Leistung des Verdichters

Fazit:

Die Bestimmung der Leistung sowie des COP über die Kältemittelseite beinhaltet deutlich kleinere Unsicherheiten als die Bestimmung über die Luftseite. Die ist vor allem auf die großen Unsicherheiten in der Messung der Luftfeuchte zurückzuführen. Vor allem bei höheren Lufttemperaturen hat diese einen sehr großen Einfluss auf die Enthalpie der feuchten Luft. Deshalb wurde bei der Messdatenauswertung die Leistung über die Kältemittelseite bestimmt, sofern dies möglich war und andernfalls über die Luftseite berechnet. Des Weiteren wurde bei einer reinen Beheizung der Luft, die relative Feuchte am Austritt rechnerisch bestimmt (absolute Feuchte am Eintritt muss gleich sein wie am Austritt).

Die Differenz zwischen den berechneten Leistungen auf der Kältemittelseite und Luftseite betrug 37W für OP 125, das entspricht einer Abweichung von 2,2%. Diese Abweichung ist

---

ebenfalls ein Indikator für die Qualität der Messung und wird im folgenden Abschnitt für mehrere Messpunkte ausgewertet.

## Energiebilanz zwischen Kältemittel und Luftseite

Wie bereits erwähnt ist eine weitere Methode zur Beurteilung der Qualität der durchgeführten Messungen die Erstellung einer Energiebilanz zwischen Kältemittel und Luftseite (bei stationären Messpunkten muss die auf Kältemittelseite abgegebene Leistung jener auf der Luftseite aufgenommenen entsprechen). Bei allen Messpunkten im Wärmepumpenbetrieb, wo sowohl die Bestimmung der kältemittelseitigen als auch der luftseitigen Leistung möglich war, wurde eine derartige Bilanzierung durchgeführt. Abbildung B.15 zeigt die Energiebilanzen für die Messpunkte des R-744-Systems im Wärmepumpenbetrieb. Die Ergebnisse zeigen, dass alle Messpunkte eine Differenz zwischen Luft- und Kältemittelseite kleiner als 5% aufweisen, was eine gute Qualität der Messungen darstellt.

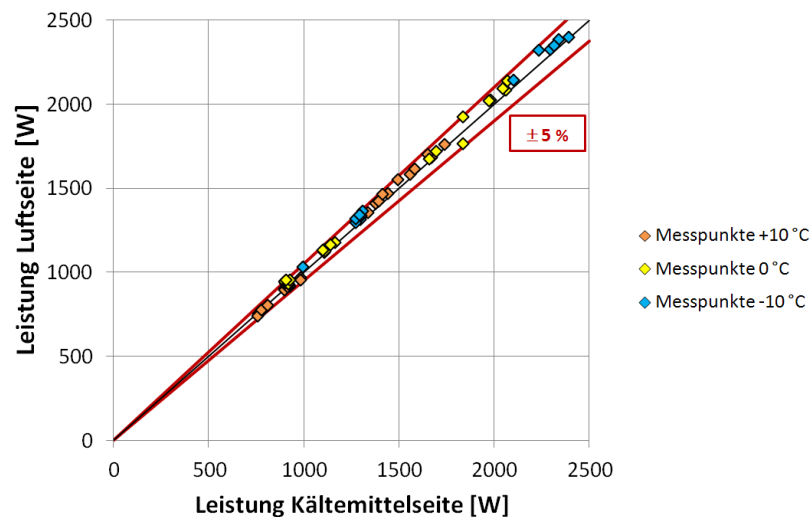


Abbildung B.15: Vergleich der berechneten Leistungen auf der Kältemittel- und Luftseite für das R-744-System im Wärmepumpenbetrieb