

NEUE ENERGIEN 2020

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

24/07/2012

Hocheffizientes Kühl- und Heizsystem für Elektro-
und Hybridfahrzeuge basierend auf dem
umweltfreundlichen Kältemittel CO₂ (R744)

HEKH-744

FFG-Projektnummer: 825536

Neue Energien 2020 - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	3. Ausschreibung NEUE ENERGIEN 2020
Projektstart	01/01/2010
Projektende	30/06/2012
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	30 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug, Forschungsgesellschaft mbH
AnsprechpartnerIn	Alois Steiner
Postadresse	A-8010 Graz, Inffeldgasse 21/A
Telefon	+43 (316) 873 - 9025
Fax	+43 (316) 873 - 9002
E-mail	alois.steiner@v2c2.at
Website	www.v2c2.at

Hocheffizientes Kühl- und Heizsystem für Elektro- und Hybridfahrzeuge basierend auf dem umweltfreundlichen Kältemittel CO₂ (R744)

HEKH-744

AutorInnen:

Alois Steiner (Virtuelles Fahrzeug)

Martin Graz (Obrist Engineering)

Rene Rieberer (IWT, TU Graz)

Graz, am 24.07.2012

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	5
2	Inhaltliche Darstellung	6
2.1	Entwicklung des R744-Systems	7
2.1.1	Erstellung des Anlagenkonzeptes für das R744-Systems	7
2.1.2	Entwicklung der Systemkomponenten	9
2.1.3	Methoden zur Enteisung des Außenraumwärmetauschers	9
2.2	Systemauslegung und Simulationen	13
2.2.1	Modellierung und Annahmen für die Simulationsmodelle	13
2.2.2	Ergebnisse der Simulationen	17
2.3	Prüfstandsmessungen	21
2.3.1	Aufbau der Klimakammer	21
2.3.2	Bilanzierung von Luft- und Kältemittelseite	22
2.3.3	Vermessung der HVAC-Box	23
2.3.4	Vermessung der R134a-Anlage (AC-Betrieb)	27
2.3.5	Vermessung des PTC-Heizelementes	30
2.3.6	Füllmengenbestimmung bei der R744-Anlage	31
2.3.7	Vermessung der R744-Anlage im AC-Betrieb	36
2.3.8	Vermessung der R744-Anlage im Wärmepumpenbetrieb	38
2.3.9	Messung Vereisung – Enteisung	43
2.3.10	Fahrzeugmessungen mit der R744-Anlage	49
2.4	Jahresverbrauchsrechnung	59
2.4.1	Klimatologische Daten	59
2.4.2	Betriebszeiten des Fahrzeuges und der Klimaanlage	60
2.4.3	Fahrprofil	62
2.4.4	Benötigte Kühl- und Heizleistungen der Anlage	62
2.4.5	Effizienz der Anlage im Kühl- bzw. Heizbetrieb	63
2.4.6	Ergebnisse für den Jahresenergieverbrauch	63
3	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	66
4	Ausblick und Empfehlungen	68
5	Literaturverzeichnis	71
6	Kontaktdaten	73

1 Einleitung

Aufgabenstellung:

Die Klimaanlage ist einer der größten Nebenverbraucher im Pkw und verursacht einen beträchtlichen Kraftstoffmeherverbrauch. Speziell bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen fällt die beim herkömmlichen Verbrennungsmotor erzeugte Abwärme teilweise oder sogar gänzlich weg. Derzeitige in Elektrofahrzeugen verwendete Klimaanlagen (=Kühlung) und rein elektrischer Heizung reduzieren die Reichweite der Fahrzeuge drastisch. Da dies aber mitunter ein Hauptkriterium für die Kundenakzeptanz ist, stellt die Optimierung der Energie-Effizienz der Klimaanlage und damit verbunden die Reduzierung des Energieverbrauchs und die Erhöhung der Reichweite das Ziel dar. Ziel des Projektes war die Entwicklung einer energieeffizienten Klimaanlage zum Kühlen und Heizen basierend auf dem natürlichen Kältemittel CO₂ (R744) und der Einbau dieses Systems in ein E-Fahrzeug. Das Kältemittel CO₂ bietet neben seiner Umweltverträglichkeit (GWP=1) auch noch den Vorteil, dass seine thermodynamischen Eigenschaften einen Einsatz im Umkehrbetrieb (Wärmepumpenschaltung für niedrige Außentemperaturen) ermöglichen. Die Wärmepumpe hat im Vergleich zu elektrischen Heizelementen weit höhere Leistungszahlen. Arbeitet die Wärmepumpe beispielsweise bei einer Leistungszahl (COP, Coefficient of Performance) von 4, bedeutet dies, dass im Vergleich zur elektrischen Heizung (COP=1) bei gleicher Heizleistung nur 25 % der Batterieleistung benötigt wird. Dies hat zur Folge, dass die Reichweite des Fahrzeuges deutlich erhöht werden kann, ohne den Komfort oder die Sicherheit negativ zu beeinflussen.

Schwerpunkte des Projektes:

Zur Realisierung des Projektes wurde zuerst ein Anlagenkonzept erstellt, die Komponenten definiert und die Anlage bezüglich Leistung und Effizienz simuliert. Basierend auf den Simulationsergebnissen folgte die Auslegung des R744-Systems. Nach der Vermessung der Anlage auf den Klimaprüfständen des Virtuellen Fahrzeuges bzw. des Instituts für Wärmetechnik der TU Graz erfolgte die Systemabstimmung und der Einbau in das E-Fahrzeug. Dann wurde das fertige System im Fahrzeug in der Klimakammer vermessen. Um einen aussagekräftigen Vergleich des Originalsystems mit dem R744-System durchführen zu können wurde eine Jahresverbrauchsrechnung erstellt.

Einordnung in das Programm:

Das Projekt HEKH744 gehört zu dem Themenfeld „Energieeffiziente Fahrzeugkomponenten und –systeme“ und trägt dazu bei, den Energieverbrauch von E-Fahrzeugen speziell zur Innenraumbeheizung wesentlich zu reduzieren.

Aufbau der Arbeit:

Der inhaltliche Teil dieser Arbeit ist im Wesentlichen in 4 Teile gegliedert:

- Entwicklung der R744-Anlage
- Systemauslegung und Simulation
- Prüfstandsmessungen
- Jahresverbrauchsrechnung (um einen Vergleich der R744-Anlage mit dem R134a-Originalsystem mit PTC-Heizelementen durchführen zu können)

2 Inhaltliche Darstellung

Dieses Kapitel beschreibt die Entwicklung des R744-Systems (Kapitel 2.1), die parallel zur Entwicklung und Auslegung durchgeführten Simulationen (Kapitel 2.2), die durchgeführten Prüfstandsmessungen (Kapitel 2.3), sowie die zum Vergleich der beiden Anlagen herangezogene Jahresverbrauchsberechnung (Kapitel 2.4).

Klimaanlagen mit dem Kältemittel CO₂ unterscheiden sich deutlich von den derzeit verwendeten R134a-Anlagen in PKWs. Ein Vergleich der Stoffwerte zwischen CO₂ und R134a zeigt, dass beide Kältemittel wesentlich unterschiedliche Eigenschaften besitzen. Einer der sich aus den Stoffeigenschaften ergebende Hauptunterschied zwischen CO₂ und R134a ist die Wärmeabgabe bei gleitender Temperatur in überkritischen Betriebspunkten. Während R134a bei der Wärmeabgabe kondensiert, findet bei CO₂ in vielen Fällen kein Phasenwechsel statt. Abbildung 1 (links) zeigt ein Prinzipschaltbild einer PKW Klimaanlage mit CO₂ als Kältemittel im AC-Modus und den entsprechenden Prozessverlauf im Temperatur/Enthalpie Diagramm (rechts).

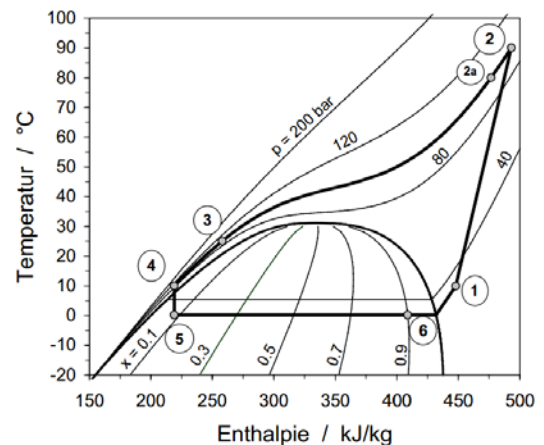
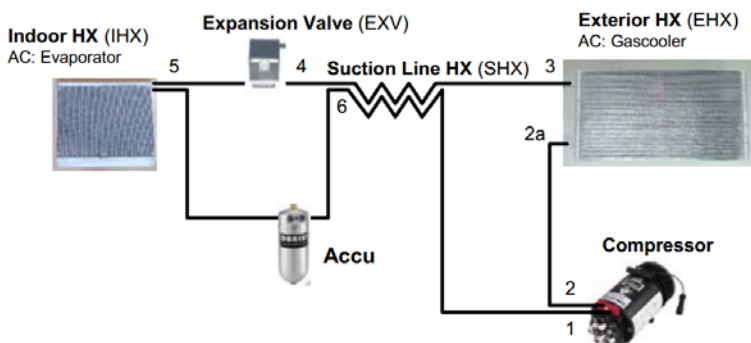


Abbildung 1: Prinzipschaltbild des typischen Aufbaus einer PKW-Klimaanlage mit CO₂ als Kältemittel (links) und schematischer Prozessverlauf im t/h-Diagramm (rechts)

(Quelle: Lang et al., 2006)

Im Vergleich zu einer Anlage mit R134a ergibt sich eine leicht geänderte Prozessführung. Im Kühlmodus (AC-Betrieb) wird das Kältemittel vom Niederdruck auf den Hochdruck verdichtet (1 → 2). Nach Wärmeverlusten an die Umgebung (2 → 2a) wird das CO₂ im Gaskühler (EHX, Exterior Heat Exchanger) bei nahezu gleich bleibendem Druck und gleitender Temperatur abgekühlt (2 → 3). Im internen Wärmeübertrager (SHX, Suction Line Heat Exchanger) wird das hochdruckseitige Kältemittel weiter abgekühlt (3 → 4). Das Expansionsventil entspannt das Kältemittel isenthalp auf den Niederdruck (4 → 5), im Verdampfer (IHX, Indoor Heat Exchanger) erfolgt bei nahezu konstantem Druck und Temperatur die Wärmeaufnahme (5 → 6) und somit die Abkühlung der in den Innenraum strömenden Luft. Im internen Wärmeübertrager (SHX) überhitzt das niederdruckseitige Kältemittel und strömt zurück zum Verdichter (6 → 1).

2.1 Entwicklung des R744-Systems

Die Entwicklung des R744-Systems wurde in den folgenden Schritten durchgeführt:

- Erstellung eines Anlagenkonzeptes
- Entwicklung der Systemkomponenten
- Entwicklung der Systemregelung
- Erarbeitung von Enteisungsstrategien

2.1.1 Erstellung des Anlagenkonzeptes für das R744-Systems

Auftretende Probleme bei kombinierten Heiz- und Kühlsystemen:

Bei kombinierten Heiz- und Kühlsystemen treten 2 Phänomene auf, die entweder die Leistung der Anlage stark herabsetzen oder die Verkehrssicherheit gefährden können.

- **Vereisung des Außenraumwärmetauschers:** 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. Folglich sinkt auch die Oberflächentemperatur des Wärmetauschers unter 0 °C. Wird die Luft in Kontakt mit der Oberfläche unter ihre Taupunkttemperatur abgekühlt, so entsteht Frost am Wärmetauscher.

Nach Lawrence und Evans (2008) verbessert diese Frostentstehung anfänglich sogar den Wärmeübergang, da eine Art Oberflächenvergrößerung bewirkt wird und sich der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient durch größere Luftgeschwindigkeiten erhöht. In weiterer Folge sinkt jedoch die Leistungsfähigkeit des Verdampfers durch die niedrige Wärmeleitfähigkeit der Frostsicht ($\lambda_{\text{Frost}} \sim 1 \text{ W/mK}$) im Vergleich zum Wärmetauschermaterial ($\lambda_{\text{Alu}} \sim 235 \text{ W/mK}$). Weiters steigt durch die (teilweise) Blockade des Wärmetauschers der Druckverlust, was im Fahrzeug eine Reduktion des Luftmassenstromes zur Folge hätte. Somit ist es in gewissen Abständen notwendig, den Wärmetauscher von diesem Frost zu befreien.

- **Flash Fogging:** Im Kühlbetrieb (oder eventuell auch bei der Enteisung des Außenraumwärmetauschers im Wärmepumpen-Betrieb) kann sich Wasser im Innenraumwärmetauscher sammeln. Wird dann wieder in den Heizbetrieb geschaltet, kann es durch die Verdunstung dieses Wassers und Einblasung dessen in den Innenraum, zu einem schlagartigen Beschlagen der kalten Scheiben führen. Dieses Phänomen wird als „Flash Fogging“ bezeichnet.

Um Flash-Fogging zu verhindern gibt es 2 prinzipielle Ansätze:

- Verwendung von 2 separaten luftseitigen Wärmetauschern für den Kühl- und Heizbetrieb
- Verhinderung der Ansammlung von Wasser im Wärmetauscher (Obrist und Wolf (2005) beispielsweise schlagen die Verwendung eines „finnlosen“ Verdampfers vor) oder Trocknung des Wärmetauschers vor dem Umschalten in den Heizbetrieb

Im Vorfeld wurden verschiedene Konzepte für kombinierte Kühl- und Heizsysteme untersucht und ihre Vor- und Nachteile abgewogen. Hünemörder (2004) beispielsweise stellte ein R744-System mit 4 Wärmetauschern vor (Abbildung 2), das 4 Betriebsarten (Kühlen, Heizen, Entfeuchten und Enteisen) ermöglicht und Flash Fogging durch 2 Wärmetauscher in der HVAC-Box verhindert.

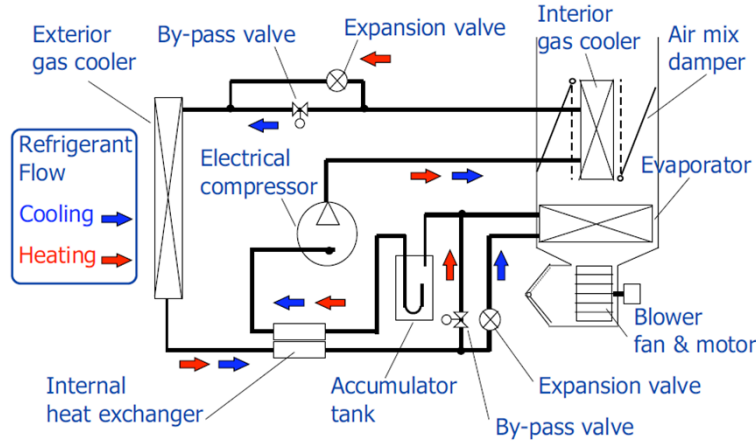


Abbildung 2: Schematische Darstellung eines R744-Systems von Denso (vgl. Hünemörder, 2004)

Aufgrund der Gegebenheiten im Fahrzeug (kein Platz für zweiten Wärmetauscher in der HVAC-Box, vorhandener PTC-Heizer), fiel die Entscheidung für das in Abbildung 3 dargestellte System. Durch den verwendeten Innenraumwärmetauscher in Tube & Fin Bauweise soll die Wasserspeicherfähigkeit des Wärmetauschers minimiert und somit Flash Fogging verhindert werden.

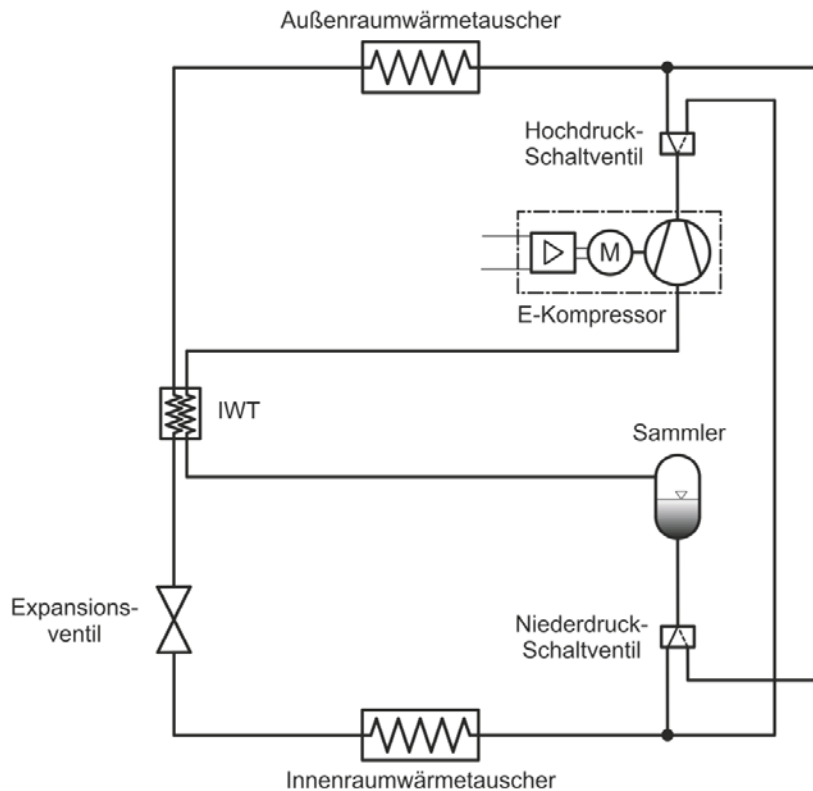


Abbildung 3: Schematischer Aufbau des umgesetzten R744-Systems

2.1.2 Entwicklung der Systemkomponenten

Die Beschreibung der Entwicklung der Systemkomponenten ist aus Gründen der Geheimhaltung in diesem Bericht nur sehr kurz ausgeführt. Im Folgenden werden die Komponenten aufgelistet und die wichtigsten Daten genannt:

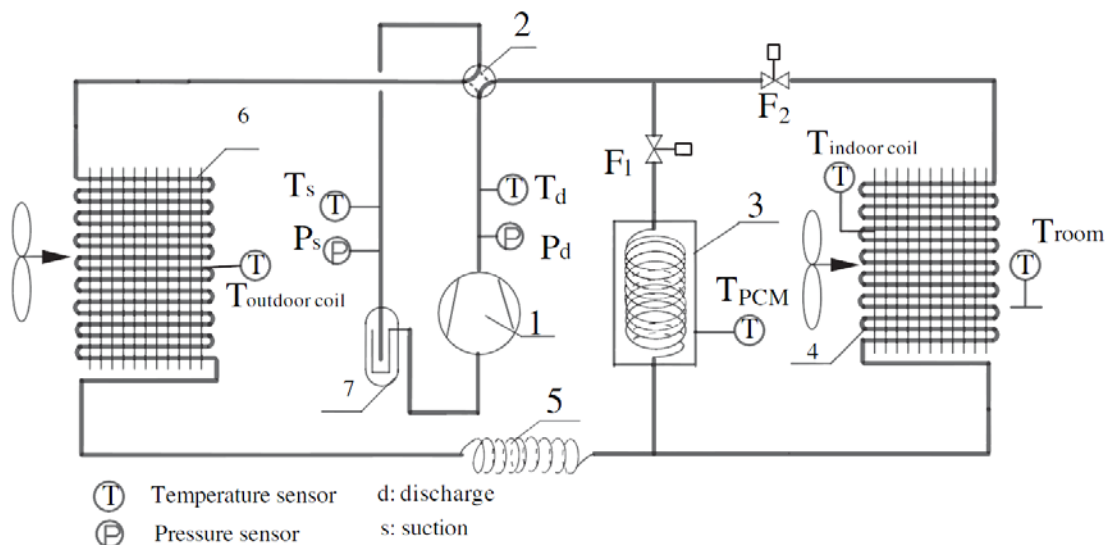
- Elektrisch angetriebener Radialkolben Kompressor mit einem Hubvolumen vom 6 cm^3 und einer max. Drehzahl von 6000 U/min
- 2 Schaltventile (je eines auf der Hochdruck- und Niederdruckseite) zum Umschalten zwischen AC- und Wärmepumpenbetrieb
- Außenraumwärmetauscher (Multiport-Extruded-Tubes und Louvered-Fins)
- Innenraumwärmetauscher (Tube and Fin Design für eine möglichst geringe Wasserspeicherfähigkeit um Flash-Fogging zu verhindern)
- Interner Wärmetauscher (Rohr in Rohr)
- Expansionsventil (Swagelok Feindosierventil)
- Akkumulator

2.1.3 Methoden zur Enteisung des Außenraumwärmetauschers

Im Zuge einer aktuellen Literaturrecherche wurden folgende Möglichkeiten als geeignet erachtet um eine Enteisung des Außenraumwärmetauschers im Fahrzeug zu gewährleisten:

- Kreislaufumkehr (Reverse-Cycle):
Mit Hilfe der eingebauten 3-Wegeventile wird der Kreislauf der Wärmepumpe umgekehrt, d.h. die Anlage arbeitet dann im AC-Modus. Somit wird am Außenwärmetauscher 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, die HVAC-Box konstruktiv so anzupassen, dass diese kalte Luft bei Bedarf in die Umgebung geblasen werden 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 von kondensiertem Wasser am Innenraumwärmetauscher und Einblasung dessen in den Innenraum zu einem Beschlagen der Scheiben führen (sog. „Flash Fogging“).

Wenju et al. (2011) entwickelten eine Methode zur Enteisung mittel Kreislaufumkehr unter der Verwendung eines thermischen Energiespeichers. Dieser ist parallel zum Innenraumwärmetauscher (Abbildung 4) angeordnet und speichert im Teillastbetrieb der Anlage überschüssige Energie. Diese Energie kann dann für den Enteisungsprozess verwendet werden. Ein Nachteil dieses für stationäre Anlagen entwickelten Systems ist die dadurch weiter steigende Komplexität der Anlage, was den Einsatz in einem Fahrzeug unattraktiver macht.



1-compressor; 2- four-way valve; 3- PCM-HE; 4- indoor coil; 5- capillary tube; 6- outdoor coil; 7- gas-liquid separator; F1 to F2 - solenoid modulating valves

Abbildung 4: Enteisung des Außenraumwärmetauschers mittels Kreislaufumkehr und thermischem Energiespeicher (Wenju et al., 2011)

- Heißgas-Bypass:

Dabei wird überhitztes Kältemittel mit Hilfe eines Bypasses über den Innenwärmetauscher und das Expansionsventil direkt in den Außenwärmetauscher geleitet, was zur Enteisung des Außenraumwärmetauschers 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, dafür besteht aber kein Problem bezüglich Eisbildung am Innenraumwärmetauscher.

- Enteisung durch elektrische Heizung:

Mit Hilfe von elektrischen Heizelementen kann die Luft vor dem Außenraumwärmetauscher erwärmt werden, was zu einer Abtauung der Eisschicht führen würde. Diese Elemente im Luftpfad des Wärmetauschers anzubringen ist aus raumtechnischen Gründen im Fahrzeug jedoch sehr schwierig. Des Weiteren würde bei den im Fahrzeug herrschenden Luftmassenströmen eine große elektrische Leistung benötigt und die Energieeffizienz dieser Methode liegt deutlich unter den anderen. Elektrische Heizelemente könnten auch verwendet werden, um den Wärmetauscher selbst zu erwärmen, was im Vergleich zur Erwärmung der Luft wesentlich effizienter wäre.

- Mechanische Entfernung der Eisschicht:

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

Grundsätzlich sind Enteisungsmethoden, die den Wärmetauscher von innen (über das Kältemittel) 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 wiederum einiges an Energieersparnis zur vollständigen Enteisung bedeuten würde. Bei den durchgeführten Messungen am Prüfstand konnte dies allerdings nicht beobachtet werden. Aufgrund der genannten Nachteile der Kreislaufumkehr und der elektrischen Beheizung wird der Heißgas-Bypass als aussichtsreichste Methode für den Einsatz im Fahrzeug gesehen. Um die fehlende Heizleistung während des Enteisungsvorganges zu überbrücken, könnte beispielsweise ein PTC-Heizer in dieser Phase eingeschaltet werden, um den Komfort des Fahrzeuginnenraumes aufrecht zu erhalten. Für den Einsatz eines Heißgas-Bypasses im Fahrzeug hätte jedoch ein weiteres Umschaltventil entwickelt werden müssen, was im Rahmen dieses Projektes nicht möglich war. Somit fiel die Entscheidung auf die Kreislaufumkehr, die mit dem vorhandenen System durchgeführt werden konnte.

Frosterkennung:

Um den Zeitpunkt für eine notwendige Enteisung des Außenraumwärmetauschers bestimmen zu können, wird eine Methode zur Frosterkennung benötigt. Das Wissen über die Auswirkungen der wachsenden Eisschicht (schlechterer Wärmeübergang, Beeinträchtigung der Luftströmung etc.) kann verwendet werden, um die Entstehung von Frost mittels Messungen zu erkennen. Im Folgenden werden Methoden sowie Größen, durch deren Beobachtung eine Frosterkennung in einem Fahrzeug durchgeführt werden kann, aufgelistet:

- Temperaturdifferenz Luft-Kältemittel:

Durch den schlechteren Wärmeübergang aufgrund der Frostschicht vergrößert sich die Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemittelseite. Somit kann mit relativ geringem Aufwand (2 Temperatursensoren) der Zeitpunkt für eine benötigte Enteisung bestimmt werden.

- Luftseitiger Druckverlust:

Die wachsende Frostschicht 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 ist dabei, dass der Differenzdrucksensor relativ teuer ist und auch die Anbringung am Wärmetauscher (mehrere Messpunkte, Gefahr von Verschmutzung etc.) nicht unproblematisch ist.

- Optische Methoden:

Das fortlaufende Frostwachstum 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 Frost den Durchgang der Infrarotstrahlen behindert.

- Neuronale Netze:

Weiters könnten auch neuronale Netze auf die Erkennung verschiedener Muster trainiert werden (z.B. Instabilitäten gewisser Größen im Kältemittelkreislauf bei Frostentstehung). Die jeweiligen Größen müssen dann aber auch im Fahrzeug gemessen werden. Ein „Antrainieren“ des optimalen Enteisungszeitpunktes könnte an einem Systemprüfstand erfolgen, wo Größen wie Heizleistung, COP, Drücke, Temperaturen etc. ständig aufgezeichnet werden.

Fazit:

Aufgrund der Einfachheit aber trotzdem guten Eignung zur Frosterkennung wurde die Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemittel in diesem Projekt verwendet, um den optimalen Enteisungszeitpunkt vorhersagen zu können (siehe auch Kapitel 2.3.9).

2.2 Systemauslegung und Simulationen

Dieses Kapitel beschreibt die Modellierung der Systemkomponenten, die für die Simulationsmodelle getroffenen Annahmen und die Ergebnisse der Simulationen mit den ausgewählten Systemkomponenten für das CO₂-System. Die Durchführung der Simulationen erfolgte basierend auf der objektorientierten Beschreibungssprache Modelica (<http://www.modelica.org>) in der Simulationsumgebung Dymola.

2.2.1 Modellierung und Annahmen für die Simulationsmodelle

Kompressormodellierung:

Das Verhalten des Kompressors kann anhand von 3 Wirkungsgraden beschrieben werden auf denen auch das Simulationsmodell des Kompressors beruht:

- Volumetrischer Wirkungsgrad (Liefergrad) λ oder η_{EV} :

$$\lambda = \frac{\dot{m}}{V \cdot n \cdot \rho} \quad \text{Gl. 1}$$

- Effektiver isentroper Wirkungsgrad η_{ei} :

$$\eta_{ei} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{out,is} - h_{in})}{P_{eff}} \quad \text{Gl. 2}$$

- Innerer isentroper Wirkungsgrad η_{is} :

$$\eta_{is} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad \text{Gl. 3}$$

mit

h_{in} bzw. h_{out}	Enthalpie am Kompressoreintritt bzw. –austritt [J/kg]
$h_{out,is}$	Enthalpie am Kompressorausritt bei isentroper Verdichtung [J/kg]
ρ	Kältemitteldichte am Kompressoreintritt [kg/m ³]
\dot{m}	Kältemittelmassenstrom [kg/s]
n	Kompressordrehzahl [s ⁻¹]
P_{eff}	Antriebsleistung Kompressors [W]
V	Hubvolumen des Kompressors [m ³]

Auf Basis der durchgeführten Kompressormessungen wurden entsprechende Kennlinien im Simulationsmodell verwendet.

Modellierung der Wärmeübertrager:

Die Modellierung der Wärmeübertrager erfolgte durch Bedatung der Simulationsmodelle mit den von Obrist vorgeschlagenen Geometriedaten und den im Folgenden aufgelisteten Wärmeübergangsbeziehungen. Prinzipiell erfolgt die Berechnung des Wärmedurchgangs (uA-Wert) anhand der Wärmeübergänge an Luft- und Kältemittelseite, sowie der Wärmeleitung durch die Wand des Wärmeübertragers (Gl. 4). Aufgrund der geringen Wandstärken der Wärmeübertrager und der hohen Wärmeleitfähigkeit kann der Term für die Wärmeleitung vernachlässigt werden. Der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient ist im Normalfall wesentlich kleiner als jener auf der Kältemittelseite (Bsp.: Kältemittelseite im Zweiphasengebiet $\alpha_K = 7000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, Luftseite $\alpha_L = 150 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$). Falls sich die Wärmeübertragungsflächen von Kältemittel- und Luftseite nicht in ähnlicher Größenordnung unterscheiden (typisches Flächenverhältnis von Kältemittel- zu Luftseite 1:10), hat somit die Berechnung der Luftseite einen größeren Einfluss auf den Wärmedurchgang.

$$u A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{s}{\lambda A_m} + \frac{1}{\alpha_a A_a}} \quad \text{Gl. 4}$$

Für den luftseitigen Wärmeübergang am Innenraumwärmetauscher (Tube-Fin) wurde Gl. 5 zur Berechnung der Nusselt-Zahl verwendet (von Haaf in Richter, 2008).

$$Nu = 0.31 Re^{\frac{5}{8}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_h}{s_l}\right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Gl. 5}$$

Der luftseitige Wärmeübergang am Außenraumwärmeübertrager (Louvered-Fins) wurde nach Chang und Wang (1997) durchgeführt. Diese schlagen basierend auf der Auswertung von zahlreichen Messdaten für Wärmetauscher mit Louvered-Fins die Berechnung der Colburn-Zahl basierend auf Gl. 6 vor.

$$j = Re_{Lp}^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_1}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_p}{L_p}\right)^{-0.05} \quad \text{Gl. 6}$$

In der Modelica-Modellbibliothek AirConditioning Library (ACL) gibt es implementierte Ansätze für den Wärmeübergang auf der Kältemittelseite, die für die Verdampfung und Kondensation von CO₂ geeignet sind. Weiters ist die Modellierung einer Eisschicht am Wärmetauscher möglich. Basierend auf den Untersuchungen von Jugert (2007) wurden folgende Wärmeübergangsbeziehungen ausgewählt:

- Verdampfer: Wärmeübergang Kältemittel zweiphasig: „constant heat transfer coefficient“ (10.000 W/m²K)
- Gaskühler: Wärmeübergang Kältemittel einphasig: “one phase heat transfer coefficient for laminar and turbulent pipe flow” nach VDI-Wärmeatlas, Wärmeübergang Kältemittel zweiphasig: „turbulent film condensation heat transfer model“, Ansatz nach Shah
- Interner Wärmübertrager: siehe Gaskühler

Modellierung der Expansionsventils:

Zur Modellierung des Expansionsventils wurde aufgrund des verwendeten Feindosierventiles mit Handrad von Swagelok das ACL-Modell „Fixed-Orifice“ verwendet. Es beschreibt die Eigenschaften des Ventils mittels des Durchflusskoeffizienten (K_v -Wert). Dieser ist ein Maß für den Durchsatz einer Flüssigkeit oder eines Gases durch ein Ventil und kann nach Gl. 7 berechnet werden.

$$K_v = Q \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p} \frac{\rho}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} \quad \text{Gl. 7}$$

mit

- K_v Durchflusskoeffizient (oder auch Durchflussfaktor) [m^3/h]
- Q Volumendurchfluss [m^3/h]
- ρ Dichte des Fluids am Eintritt [kg/m^3]
- Δp Druckdifferenz (Eintrittsdruck - Austrittsdruck) [bar]

Martin (2009) zeigte, dass der durch dieses Modell berechnete Massenstrom in überkritischen Betriebspunkten um bis zu 20 % abweichen kann. Da in diesem Projekt aber keine gesonderte Vermessung des Expansionsventils durchgeführt wurde, was zur Bedatung des von Martin (2009) vorgeschlagenen semi-empirischen Modells notwendig ist und dieses auch immer von einer blockierten Strömung ausgeht, was im Wärmepumpenmodus und speziell bei Enteisungsvorgängen nicht zwangsläufig zutreffen muss, wurde dies in Kauf genommen. Aufgrund von Erfahrungswerten wurden für die Simulationen der Anlage die C_v -Werte aus Tabelle 1 verwendet, abgelesen aus dem Datenblatt des Feindosierventiles (Abbildung 5). Der auf dem metrischen System basierende K_v -Wert ist umgerechnet das 0.86-fache des C_v -wertes.

Tabelle 1: Für die Simulationen verwendete C_v -Werte des Expansionsventiles

AC-Betrieb	0,0010 (3,5 Umdrehungen geöffnet)
Wärmepumpenbetrieb	0,0006 (2,5 Umdrehungen geöffnet)

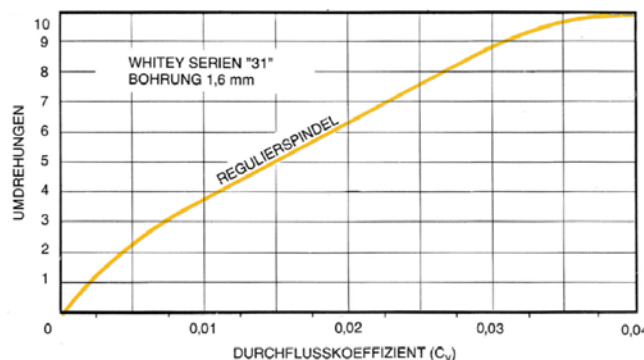


Abbildung 5: Kennlinie des Swagelok-Feindosierventiles (Quelle: <http://www.swagelok.de>)

Modellierung der Fahrgastzelle:

Um einfache Abkühl- bzw. Aufheizvorgänge simulieren zu können, ist die Modellierung der Fahrgastzelle erforderlich. Diese ist ein komplexes System, da neben äußeren Einflüssen wie Sonneneinstrahlung oder Wind, die Beschaffenheit des Innenraums (Materialien etc.) sowie auch der Mensch im Innenraum Einfluss auf die physikalischen Vorgänge ausübt. Abbildung 6 zeigt eine Übersicht über die physikalischen Zusammenhänge in einer Fahrgastzelle.

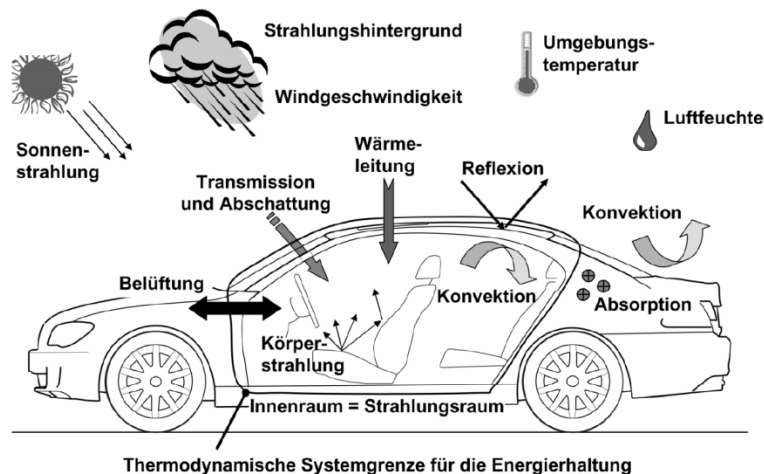


Abbildung 6: Übersicht über die physikalischen Zusammenhänge in einer Fahrgastzelle (Wagner, 2010)

Um weiters auch noch thermische Komfortaussagen über den Innenraum machen zu können, muss auch die Thermophysiologie des Menschen berücksichtigt werden. Prinzipiell gibt es mehrere Methoden um den Fahrgastraum abbilden zu können:

- Empirische Modelle (Black-Box-Betrachtung)
- Einzonen-Modelle
- Mehrzonen-Modelle
- 3D-Modelle

In der AirConditioning Library ist ein simples Einzonenmodell implementiert, das für die Simulation verwendet wurde. Ein Auszug aus den verwendeten Randbedingungen ist in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Randbedingungen für das Kabinenmodell

Volumen der Fahrgastzelle	1,5 m ³
Anzahl der Passagiere	1
Abgegebene Wärmeleistung pro Passagier	80 W
Abgegebene Wassermenge pro Passagier	15 g/h
Starttemperatur der metallischen Massen	Angepasst an Umgebungstemperatur

2.2.2 Ergebnisse der Simulationen

Simulationsergebnisse im AC-Betrieb:

Als Randbedingungen für die Simulationen im AC-Betrieb wurden die 18 Betriebspunkte - engl. Operating Point (OP) - in Tabelle 3 verwendet. Die Lufttemperatur nach dem Innenraumwärmetauscher (engl. IHX Air Outlet Temperature) wird dabei auf 3, 7 und 10 °C über die Kompressordrehzahl geregelt. Tabelle 4 zeigt die Simulationsergebnisse für den AC-Betrieb.

Tabelle 3: Testmatrix für die Simulationen im AC-Betrieb

Testmatrix Simulations AC					
OP	Air Temperature	Relative Humidity	Air Speed in Front of EHX	IHX Air Mass Flow	Setpoint IHX Air Outlet Temperature
	[°C]	[%]	[m/s]	[kg/h]	[°C]
S 1	35	25	1,5	100	3
S 2					7
S 3					10
S 4				200	3
S 5					7
S 6					10
S 7				300	3
S 8					7
S 9					10
S 10	15	80	1,5	100	3
S 11					7
S 12					10
S 13				200	3
S 14					7
S 15					10
S 16				300	3
S 17					7
S 18					10

Tabelle 4: Ergebnisse der Simulationen im AC-Betrieb

Results Simulations AC							
OP	Compressor Speed	Discharge Pressure	Suction Pressure	Refrigerant Massflow	Cooling Capacity	Compressor Power	COP
	[RPM]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[W]	[W]	[-]
S 1	1986	89,1	35,5	42,4	1193	920	1,3
S 2	1554	85,7	39,7	39,0	981	675	1,5
S 3	1265	83,0	43,2	36,0	803	507	1,6
S 4	3048	130,2	33,2	60,6	2406	1975	1,2
S 5	2291	112,8	37,7	54,0	1998	1356	1,5
S 6	1837	102,1	41,4	49,1	1642	981	1,7
S 7	5066	219,0	30,4	83,3	3632	4285	0,8
S 8	3339	170,7	35,4	71,9	3019	2707	1,1
S 9	2472	139,9	39,4	63,2	2506	1798	1,4
S 10	866	57,2	36,8	22,5	600	198	3,0
S 11	554	54,6	41,2	17,5	384	90	4,3
S 12	352	52,8	44,6	12,9	203	37	5,5
S 13	1399	64,4	35,9	33,5	1202	410	2,9
S 14	826	59,0	40,5	24,5	772	176	4,4
S 15	476	55,1	44,3	16,8	412	64	6,4
S 16	1824	72,2	34,9	41,9	1806	646	2,8
S 17	1153	64,1	39,8	32,2	1164	305	3,8
S 18	612	57,4	43,9	20,9	624	101	6,2

Fazit:

Bei höheren Kälteleistungen (hohen Außentemperaturen und hohen Luftmassenströmen) sinkt der COP der Anlage stark ab. Da im Teillastbetrieb aber wesentlich höhere COPs berechnet wurden (was im Jahresmittel weit häufiger auftritt als besonders hohe Leistungen) sind diese Werte akzeptabel. In den Simulationenpunkten S7 und S8 liegt der berechnete Hochdruck bereits deutlich über dem Anlagenmaximum. Auch die Leistungsaufnahme des Kompressors liegt in diesen Betriebspunkten weit über dem gesetzten Ziel von max. 2 kW. Somit wird es nötig sein die Kompressor-Drehzahlregelung im Fahrzeug so auszulegen, dass in diesen Betriebspunkten ein gewisser Hochdruck nicht überschritten wird.

Simulationsergebnisse im Wärmepumpenbetrieb:

Als Randbedingungen für die Simulationen im Wärmepumpenbetrieb wurden die Werte aus der Testmatrix in Tabelle 3 verwendet. Tabelle 4 zeigt die Simulationsergebnisse für den Wärmepumpenbetrieb.

Tabelle 5: Testmatrix für die Simulationen im Wärmepumpenbetrieb

Testmatrix Simulations Heat Pump					
OP	Air Temperature	Relative Humidity	Air Speed in Front of EHX	IHX Air Mass Flow	Setpoint Refrigerant IHX Inlet
	[°C]	[%]	[m/s]	[kg/h]	[°C]
S 101	-10	85	1,5	100	60
S 102					80
S 103					100
S 104				200	60
S 105					80
S 106					100
S 107				300	60
S 108					80
S 109					100
S 110	10	75	1,5	100	60
S 111					80
S 112					100
S 113				200	60
S 114					80
S 115					100
S 116				300	60
S 117					80
S 118					100

Tabelle 6: Simulationsergebnisse für den Wärmepumpenbetrieb

Results Simulations Heat Pump								
OP	Compressor Speed	Discharge Pressure	Suction Pressure	Refrigerant Massflow	IHX Air Outlet Temperature	Heating Capacity	Compressor Power	COP
	[RPM]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[°C]	[W]	[W]	[-]
S 101	1173	70,4	23,2	22,0	31,9	1170	591	2,0
S 102	1398	87,3	22,7	25,4	42,2	1459	902	1,6
S 103	1637	107,5	22,2	28,7	53,2	1765	1308	1,3
S 104	1381	68,5	21,9	24,1	18,9	1614	629	2,6
S 105	1617	84,9	21,3	27,2	24,4	1919	932	2,1
S 106	1880	104,2	20,8	30,4	30,4	2255	1320	1,7
S 107	1451	67,8	21,4	24,6	11,2	1776	641	2,8
S 108	1685	84,1	20,9	27,6	14,7	2065	941	2,2
S 109	1958	103,1	20,3	30,8	18,8	2411	1327	1,8
S 110	620	87,6	40,4	22,5	41,7	888	360	2,5
S 111	771	110,2	39,7	27,2	53,2	1211	636	1,9
S 112	917	137,7	39,2	31,7	64,6	1533	1017	1,5
S 113	705	86,5	39,3	24,6	31,9	1230	383	3,2
S 114	856	108,6	38,6	29,1	38,3	1586	651	2,4
S 115	1012	135,3	37,9	33,4	44,9	1958	1014	1,9
S 116	732	86,1	38,9	25,2	26,1	1356	390	3,5
S 117	884	108,1	38,2	29,6	30,4	1717	658	2,6
S 118	1044	134,5	37,5	33,9	35,0	2105	1017	2,1

Fazit:

Der arithmetische Mittelwert der COPs bei -10 °C liegt bei ca. 2.0 und bei 10 °C bei ca. 2.4 (siehe Tabelle 6). Weiters ist ersichtlich, dass bereits bei mittleren Kompressordrehzahlen um die 2000 U/min Heizleistung von 2 kW und mehr erreicht werden. Die Anlage ist somit ausreichend dimensioniert. Laut den Simulationsergebnissen liegt bei 10 °C Außentemperatur und einer Heißgastemperatur von 100 °C der Hochdruck bereits bei 130 bar. Dies muss auch, ähnlich wie im AC-Betrieb durch eine entsprechende Fahrzeugregelung berücksichtigt werden, die ab dem maximal zulässigen Hochdruck die Kompressordrehzahl nicht weiter erhöht.

Simulationsergebnisse zur Abkühlung bzw. Aufheizung der Kabine:

Die Simulationen zur Abkühlung bzw. Aufheizung der Kabine des Versuchsfahrzeuges (siehe Kapitel 2.3.10) können nur als grobe Abschätzung verstanden werden, da das Abschätzen der thermischen Massen etc. der Kabine ohne durchgeführte Messungen sehr schwierig ist. Trotzdem können die Ergebnisse als Richtwerte verwendet werden. Abbildung 7 (links) zeigt die Ergebnisse der Simulation der Aufheizung der Kabine unter der Annahme das das R744-System auf eine Heißgastemperatur von 100 °C geregelt wird. Auch bei -10 °C Außentemperatur wird nach 10 min eine komfortable Innenraumtemperatur von 20 °C erreicht.

Auch die Simulationsergebnisse zur Abkühlung im Außenluftbetrieb (Abbildung 7 rechts) zeigten bei den gegebenen Randbedingungen von 35 °C , 25 % relative Feuchte und 500 W Wärmeeintrag durch Sonneneinstrahlung akzeptable Ergebnisse. Nach bereits 5 Minuten wird eine komfortable Innenraumtemperatur von ca 23 °C erreicht.

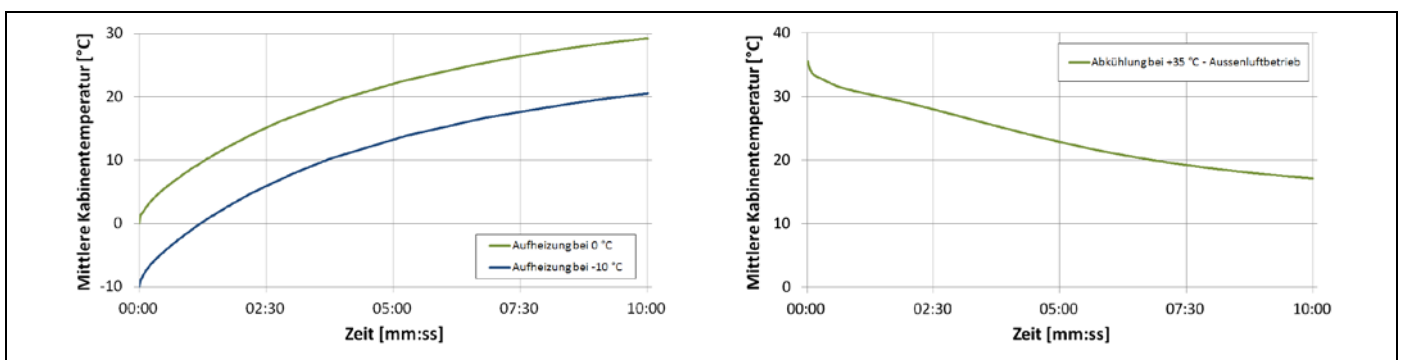


Abbildung 7: Simulation der Aufheizung und Abkühlung der Kabine

2.3 Prüfstandsmessungen

In diesem Projekt wurden umfangreiche Prüfstandsmessungen durchgeführt, um eine optimale Abstimmung der R744-Anlage durchführen zu können. Durch die Vermessung der HVAC-Box (Kapitel 2.3.1) konnte auf die zu erwartenden Luftmassenströme im Fahrzeug geschlossen werden. Weiters wurde ein Vergleich der Innenraumwärmetauscher der R134a- und R744-Anlage hinsichtlich Druckabfall in der HVAC-Box durchgeführt. Nach der Bestimmung der optimalen Füllmenge (Kapitel 2.3.5) wurde das System im AC-Betrieb (Kapitel 2.3.7) und Wärmepumpenbetrieb (Kapitel 0) vermessen und mit dem Originalsystem (PTC + R134a-Anlage) verglichen. Abschließend wurden dann noch Fahrzeugmessungen mit dem R744-System durchgeführt.

2.3.1 Aufbau der Klimakammer

Der Aufbau der Klimakammer ist schematisch in Abbildung 8 dargestellt. In der großen „äußeren“ Kammer befindet sich die „innere“ Kammer, die falls gewünscht auch unterschiedlich konditioniert werden kann. Temperatur und Feuchte werden über eine Konditioniereinheit geregelt. Die beiden Luftkanäle, in denen der Innenraum- und Außenraumwärmetauscher der R134a- bzw. R744-Anlage sitzt, sind mit diversen Sensoren zu Erfassung der Luftseitigen Messgrößen ausgestattet.

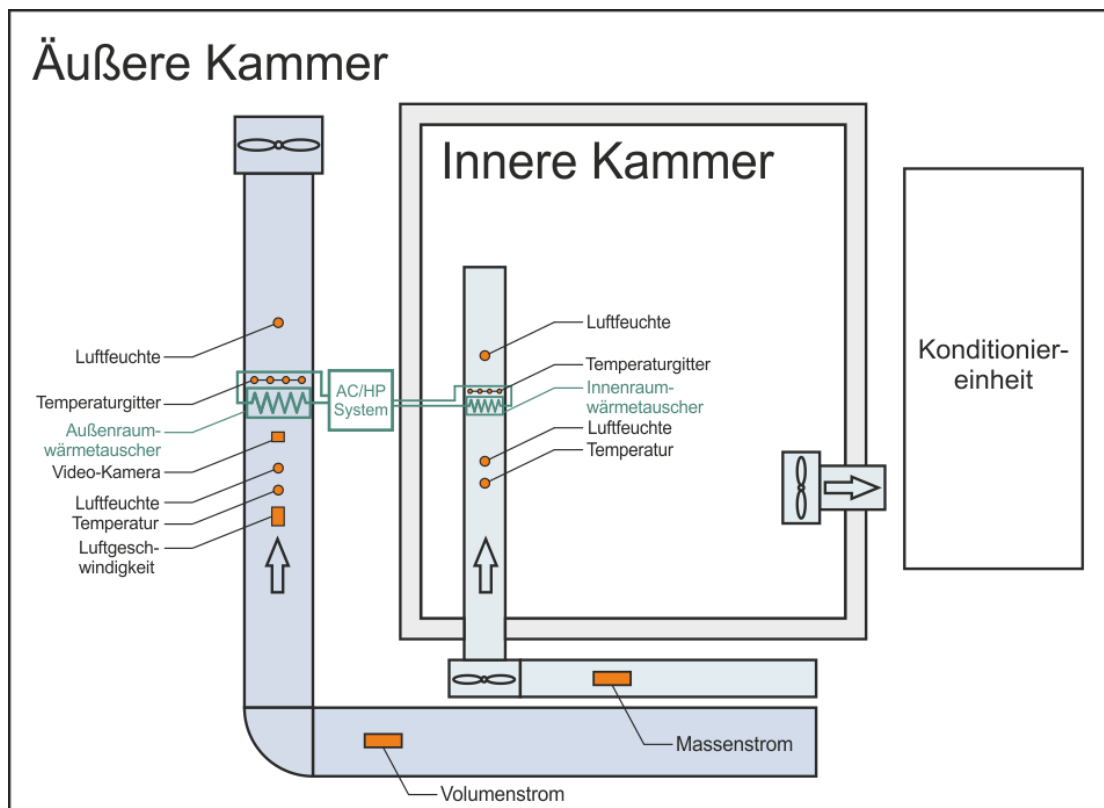


Abbildung 8: Schematische Darstellung der Klimakammer mit Versuchsträger

Stromauf- und stromabwärts jedes Wärmetauschers sind Temperatur- und Feuchtesensoren angebracht, wobei stromabwärts die Temperatur aufgrund des entstehenden inhomogenen Strömungsfeldes über ein Temperaturgitter gemessen wird. Der Luftmassenstrom wird für den

Innenraumwärmetauscher direkt gemessen und für den Außenraumwärmetauscher über den gemessenen Volumenstrom berechnet. Weiters wurde für die Vereisungsmessungen eine Kamera stromaufwärts des Außenraumwärmetauschers angebracht. Abbildung 9 bzw. Abbildung 10 zeigen die Luftkanäle für den Außenraum- bzw. Innenraumwärmetauscher.



Abbildung 9: Luftkanal und aufgebaute Anlage in der äußeren Kammer

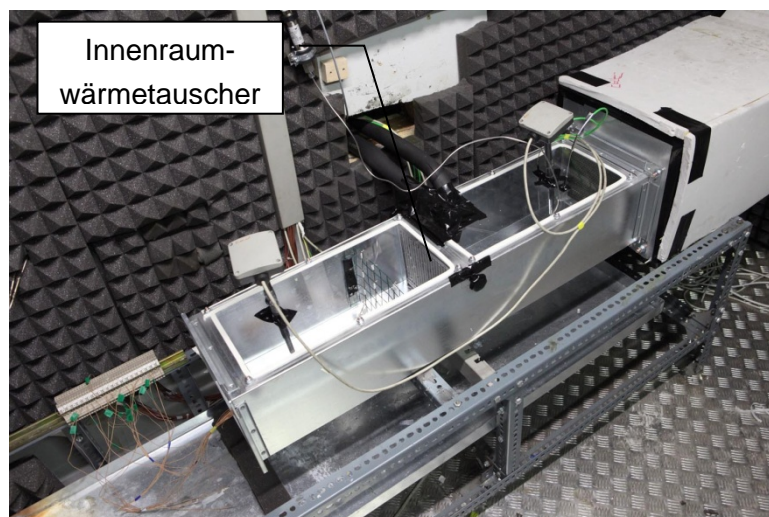


Abbildung 10: Luftkanal in der inneren Kammer

2.3.2 Bilanzierung von Luft- und Kältemittelseite

Bei den durchgeführten Messungen des R134a- sowie R744-Kältekreislaufs wurde, sofern möglich, eine Bilanzierung der Leistungen an der Luft- und Kältemittelseite durchgeführt um eine interne Wärmebilanz an den Wärmetauschern aufstellen zu können. Alle Messpunkte wiesen dabei eine Differenz zwischen Luft- und Kältemittelseite kleiner als 5 % auf, was eine durchaus gute Qualität der Messungen darstellt. Abbildung 11 zeigt die Bilanzierung für die Messpunkte im Wärmepumpenbetrieb.

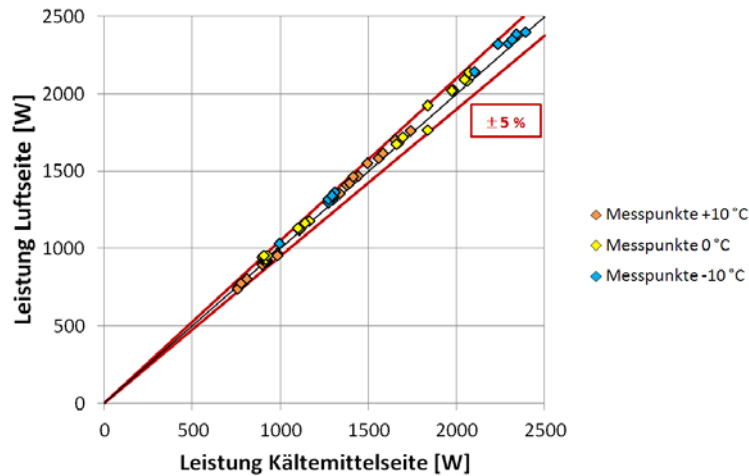


Abbildung 11: Bilanzierung der Leistungen an der Luft- und Kältemittelseite

2.3.3 Vermessung der HVAC-Box

Um die Größenordnungen der zu erwartenden Luftmassenströme im Fahrzeug zu erhalten und einen Vergleich des R134a-Verdampfers mit dem R744-Innenraumwärmetauscher durchführen zu können, wurde die HVAC-Box vorher vermessen. Der Versuchsaufbau wird schematisch in Abbildung 12 dargestellt. Die HVAC-Box wurde mit Hilfe einer Blechabwicklung aus Aluminium zu einem Rohr mit eingebautem Massenstrommesser verbunden. Abbildung 13 zeigt die HVAC-Box und die Verbindung mit einer Abwicklung zu dem Rohr, in dem der Massenstrommesser eingebaut ist.

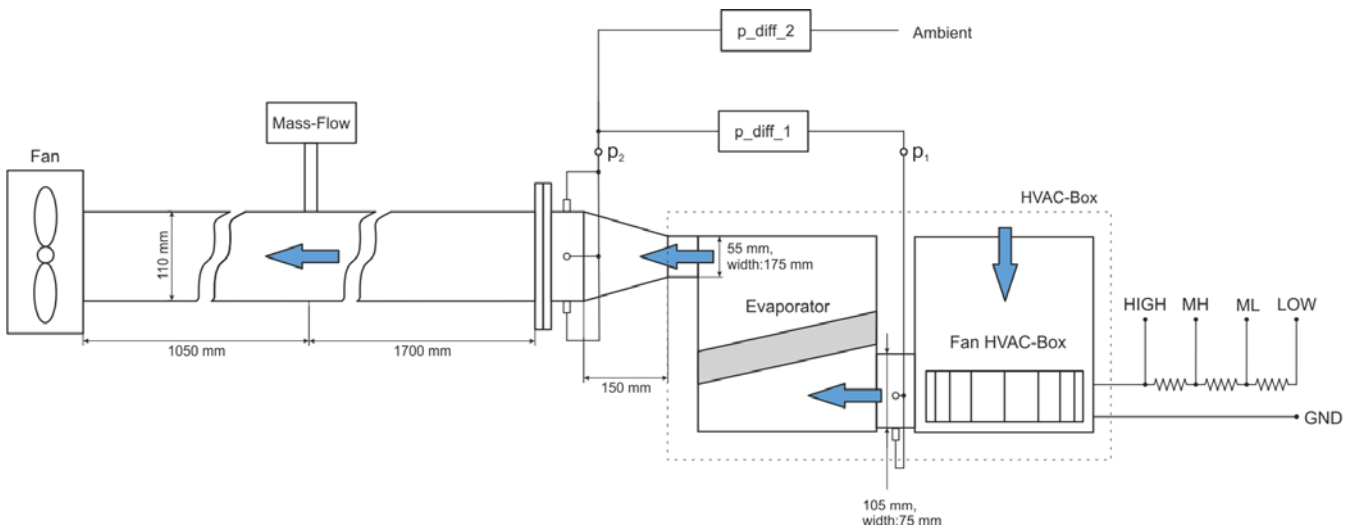


Abbildung 12: Schematische Darstellung der Versuchsanordnung zur Vermessung der HVAC-Box

Die Rohrlänge vor dem Massenstrommesser (1,7 m) dient zur Beruhigung der Strömung, verursacht aber einen gewissen Druckverlust. Dieser kann mit Hilfe von Gl. 8 abgeschätzt werden.

$$\Delta p_{\text{ges}} = \frac{\rho}{2} w^2 \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta_i \right)$$

Gl. 8

mit

Δp_{ges} ... Druckverlust [$\text{Pa} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}$]

ρ ... Dichte des Mediums (1,14 bei 25 °C) [kg/m^3]

w ... mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

λ ... Rohrreibungszahl (0,03 [-])

L ... Rohrlänge (2,7 [m])

d ... Rohrlinnendurchmesser (0,11 [m])

ζ ... Widerstandsbeiwert (0 da keine Krümmer etc. [-])



Abbildung 13: HVAC-Box verbunden mit dem Mess-Rohr

Mit einem angenommenen Luftmassenstrom von 300 kg/h ergibt der errechnete Druckverlust ca. 20 Pa. Aufgrund von Erfahrungswerten für Druckabfälle von Verdampfern die um die 200 Pa betragen, kann der Druckverlust im Rohr nicht vernachlässigt werden, da er bei immerhin 10 % liegt. Deshalb wurde im Zuge der Messungen der in Abbildung 12 links dargestellte Ventilator für jeden Messpunkt mit einer Drehzahl betrieben, sodass der statische Drucke am Rohreingang gleich dem Umgebungsdruck ist ($p_{\text{diff}_2}=0$, entspricht ca. einer freien Ausblasung).

Die HVAC-Box verfügt über 4 verschiedene Lüfterstufen, die über vorgeschaltete Widerstände realisiert werden (siehe Abbildung 12):

- High
- Medium-High (MH)
- Medium-Low (ML)
- Low

Die Messung des Druckes erfolgt über jeweils 3 bzw. 4 am Querschnitt angebrachte Druckmessstellen, welche zusammengeführt und zum Differenzdrucksensor (p_{diff_1}) geleitet werden. Dazu wurde jeweils ein 2 mm dünnes Messingrohr mit Hilfe einer Bohrung normal zur Strömungsrichtung eingebracht (Abbildung 14), sodass es bündig mit der Oberfläche abschließt und der statische Druck gemessen wird, der über den Querschnitt ca. konstant ist.

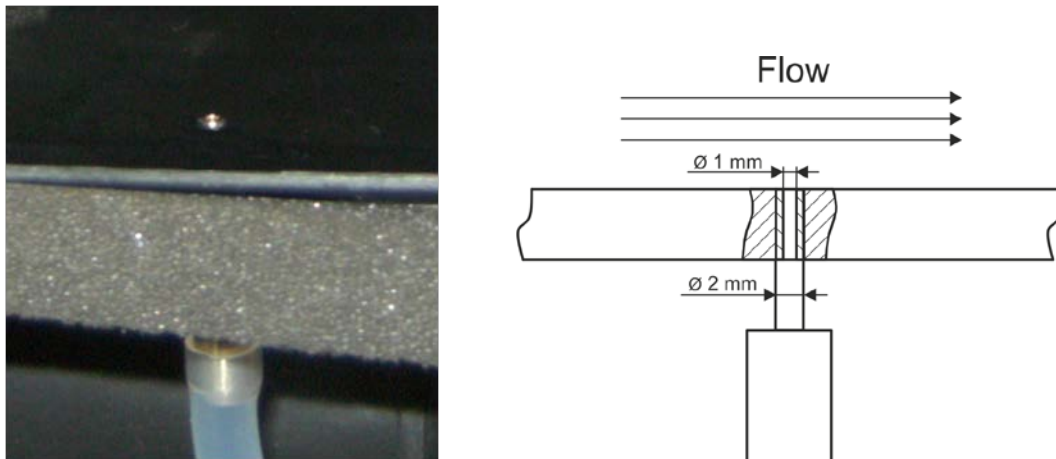


Abbildung 14: Detailansicht der Druckmessstellen

Der statische Druck p_1 (siehe auch Abbildung 12) wurde an der Verbindungsstelle von Lüfter und Verdampfer der HVAC-Box (Abbildung 15) gemessen. Aufgrund von Platzproblemen konnten hier nur 3 Druckmessstellen angebracht werden. p_2 wurde nicht direkt am Austritt der HVAC-Box platziert, sondern erst nach dem Übergangsstück am Rohreintritt. Der Grund dafür ist, dass dies baulich sehr schwierig gewesen wäre und durch die starke Umlenkung der Luft nicht sichergestellt werden konnte, dass nur der statische Druck gemessen wird. Der Druckverlust durch Reibung sollte in diesem kurzen Stück aber vernachlässigbar sein. Zusätzlich wurde die Strömung in diesem horizontal verlaufenden Übergang beruhigt, was die Messung des statischen Druckes begünstigte.



Abbildung 15: Anbringung der Druckmessstellen an der HVAC-Box

Aufgrund der unterschiedlichen Querschnitte der beiden Druckmessstellen, musste auch die Änderung des dynamischen Druckes berücksichtigt werden. Der Gesamtdruckabfall konnte mit Hilfe von Gl. 9 berechnet werden, wobei u_1 und u_2 die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten darstellen. Diese konnten über den Volumenstrom und die jeweiligen Querschnitte berechnet werden.

$$\Delta p_{v12} = \underbrace{p_1 - p_2}_{\Delta p_{\text{stat}}} + \underbrace{\frac{\rho}{2}(u_1^2 - u_2^2)}_{\Delta p_{\text{dyn}}} \quad \text{Gl. 9}$$

Die Messergebnisse (inkl. Strom und Spannungsmessung an der HVAC-Box) für die 4 Gebläsestufen sind in Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 7: Messergebnisse für die 4 Gebläse-Stufen der HVAC-Box mit eingebautem R134a-Verdampfer

Stufe	Low	Medium-Low	Medium-High	High
Spannung am HVAC-Lüfter [V]	5,3	7,5	9,1	11,8
Spannung Versorgung [V]	12,0	12,0	12,0	12,0
Strom Versorgung [A]	3,2	5,5	7,4	11,2
Leistung Versorgung [W]	38	66	89	134
Luftmassenstrom [kg/h]	122	187	228	298
Luftvolumenstrom ¹ [m ³ /h]	107	164	200	261

Zum Vergleich der Druckabfälle des R134a- und R744-Wärmetauschers wurde der statische Druckabfall für 6 Vergleichspunkte (in 50 kg/h-Schritten) gemessen und dann der Gesamtdruckabfall (Änderung statischer + dynamischer Druck) berechnet. Tabelle 8 und Abbildung 16 zeigen den direkten Vergleich der Gesamtdruckabfälle, wobei jener des R774- Wärmetauschers im Durchschnitt ca. 10 % unter dem des R134a-Wärmetauschers liegt.

Tabelle 8: Vergleich der luftseitigen Druckabfälle über die HVAC-Box mit dem R134a- und R744 Wärmetauscher

Luftmassenstrom [kg/h]	50	100	150	200	250	300
Druckabfall über R134a-Verdampfer [Pa]	24,2	54,4	99,2	167,7	249,1	341,1
Druckabfall über R744-Innenraumwärmetauscher [Pa]	20,7	50,6	88,7	153,5	230,5	321,6

¹ Berechnet aus dem Massenstrom mit der Dichte von Luft bei der jeweiligen Temperatur und Umgebungsdruck

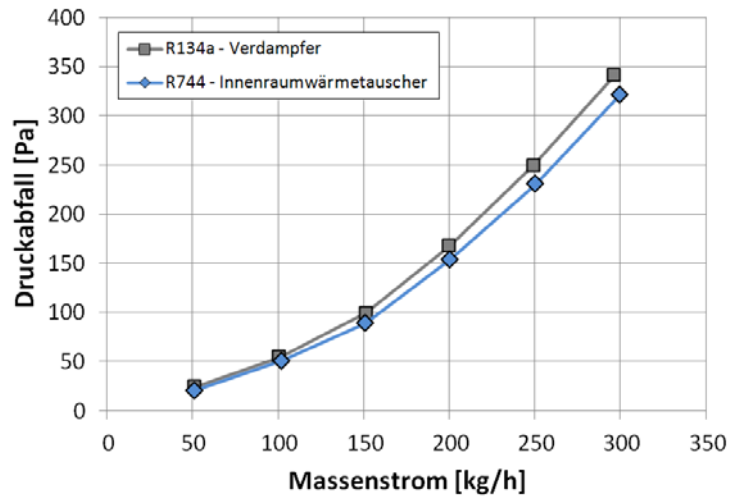


Abbildung 16: Vergleich der Druckabfälle über die HVAC-Box mit dem R134a- und R744 Wärmetauscher

2.3.4 Vermessung der R134a-Anlage (AC-Betrieb)

Die R134a-Anlage wurde mit den Betriebspunkten der AC-Testmatrix (Tabelle 9) in der Klimakammer vermessen. Dabei wurde die originale Fahrzeugregelung der R134a-Anlage übernommen. Der Hystereseregler im Fahrzeug schaltet die Klimaanlage bei einer Lufttemperatur nach Verdampfer über 4,5 °C ein und bei 2,5 °C wieder aus. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Tabelle 10 zu sehen.

Während das System bei 25 und 35 °C die 2,5 °C Lufttemperatur nach Verdampfer nicht erreicht und somit immer eingeschaltet bleibt, wird bei 15 °C der Kompressor entsprechend der Regelung ein- und ausgeschaltet. Dieses als „Cycling“ bezeichnete Verhalten verringert die Leistung und Effizienz (gemittelt über die Zeit) der Anlage.

Tabelle 9: Testmatrix für die AC-Messungen der R134a-Anlage

OP	Compressor	Exterior Heat Exchanger		Interior Heat Exchanger		
	Original Vehicle Control	Air Temperature	Air Speed	Air Temperature	Relative Humidity	Air Mass Flow
	[ON/OFF]	[°C]	[m/s]	[°C]	[%]	[kg/h]
1 F	OFF ... 2.5 °C ON ... 4.5 °C (IHX Air Outlet Temperature)	35	4	35	25	250
2 F						190
3 F			3			250
4 F						190
5 F			1,5			250
6 F						190
7 F	OFF ... 2.5 °C ON ... 4.5 °C (IHX Air Outlet Temperature)	25	3	25	50	250
10 F						190
13 F			1,5			250
16 F						190
19 F	OFF ... 2.5 °C ON ... 4.5 °C (IHX Air Outlet Temperature)	15	3	15	80	190
22 F						150
25 F			1,5			100
28 F						190
31 F			1,5			150
34 F						100

Tabelle 10: Ergebnisse der Vermessung des R134a-Systems im AC-Betrieb

R 134 Measurements								
OP	Original Vehicle Control	Massflow	Discharge Pressure	Suction Pressure	IHX Air Outlet Temperature	Cooling Capacity	Compressor Power	COP
	[ON/OFF]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]
1 F	ON	61,7	12,0	3,31	11,4	2,36	1,23	1,91
2 F	ON	51,4	11,4	2,93	7,3	2,03	1,16	1,75
3 F	ON	62,7	12,6	3,36	11,7	2,33	1,30	1,79
4 F	ON	52,4	12,1	2,97	7,4	1,93	1,22	1,59
5 F	ON	62,8	14,0	3,41	11,8	2,20	1,44	1,53
6 F	ON	51,5	13,4	2,95	7,4	1,81	1,38	1,31
7 F	ON	52,1	9,3	2,82	6,1	2,46	0,96	2,55
10 F	ON	43,3	8,7	2,45	3,3	1,94	0,89	2,18
13 F	ON	51,2	10,3	2,83	6,2	2,24	1,04	2,16
16 F	ON	45,1	9,8	2,53	2,9	2,07	1,00	2,06
19 F	Cycling (ON/OFF)	15,4	5,58	2,76	6,9	0,90	0,21	4,21
22 F	Cycling (ON/OFF)	13,9	5,48	2,73	6,2	0,77	0,18	4,30
25 F	Cycling (ON/OFF)	10,9	5,37	2,64	4,7	0,58	0,16	3,60
28 F	Cycling (ON/OFF)	16,6	5,83	2,76	6,8	0,89	0,22	4,04
31 F	Cycling (ON/OFF)	12,0	5,61	2,72	6,1	0,72	0,17	4,13
34 F	Cycling (ON/OFF)	11,0	5,60	2,66	4,8	0,58	0,17	3,42

Nach Abschaltung des Kompressors beginnt der Druckausgleich zwischen Hoch- und Niederdruckseite. Beim Wiedereinschalten des Kompressors müssen diese Druckniveaus nun erneut aufgebaut werden, was zusätzliche Energie „kostet“. Abbildung 17 zeigt die Verläufe von Hoch- und Niederdruck, sowie Kompressorleistung und Lufttemperatur nach Verdampfer für OP 31 F (Cycling-Betrieb bei 15 °C). Deutlich zu erkennen ist, dass der Kompressor bereits ca. 5 Sekunden in Betrieb ist, bevor die Lufttemperatur nach Verdampfer wieder zu sinken beginnt. Weiter sieht man, dass trotz der Wiedereinschaltung bei 4,5 °C, die Leistungsaufnahme des Kompressors auch erst nach einer merklichen Verzögerung von ein paar Sekunden beginnt (langsamer Anfahrvorgang des Kompressors).

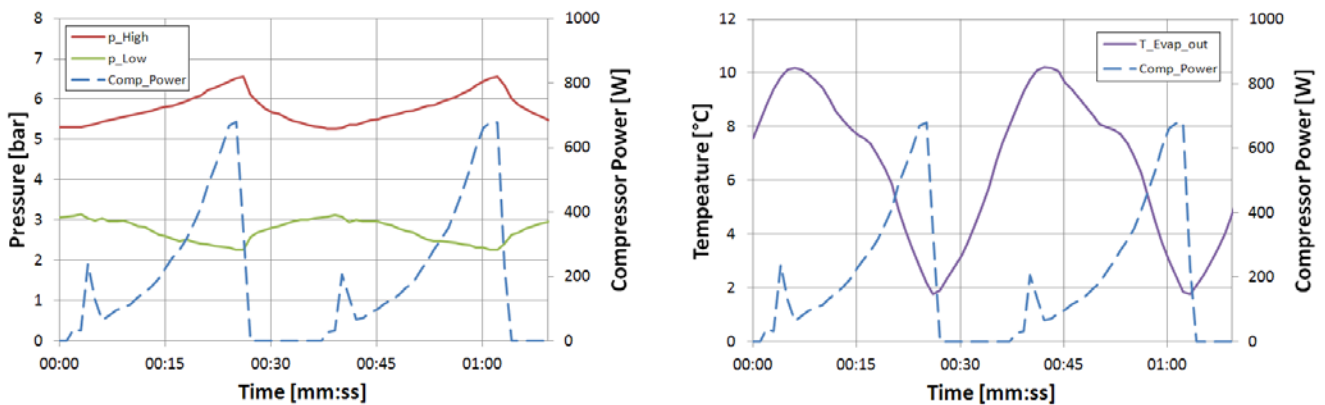


Abbildung 17: Hoch- und Niederdruck, sowie Kompressorleistung und Lufttemperatur nach Verdampfer im Cycling-Betrieb bei 15 °C

Abbildung 18 zeigt den Verlauf Verlauf von Hoch- und Niederdruck nach Abschaltung des Kompressors für OP 31 F bei 15 °C. Für die 6 Betriebspunkte bei 15°C lagen die Zeiten in denen der Kompressor ausgeschaltet ist zwischen 10 und 24 Sekunden (schwarz gestrichelte Linien in Abbildung 18). Bereits während dieser kurzen Zeit wird ca. die Hälfte der anfänglichen Druckdifferenz abgebaut, was beim Wiedereinschalten zusätzliche elektrische Energie (im Gegensatz zu einer Drehzahlregelung) erfordert.

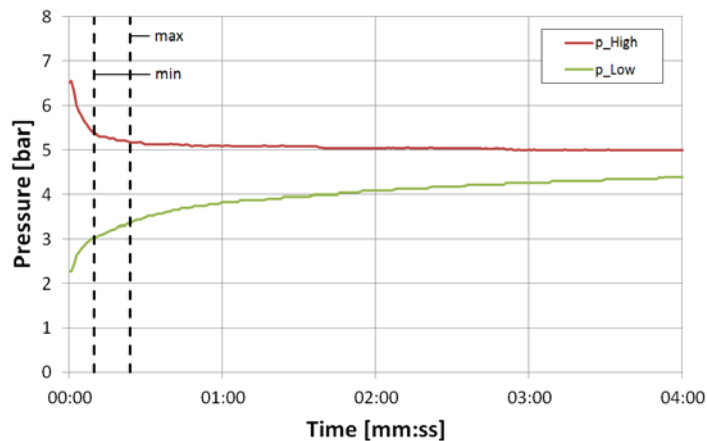


Abbildung 18: Verlauf von Hoch- und Niederdruck nach Abschaltung des Kompressors für OP 31 F bei 15 °C

2.3.5 Vermessung des PTC-Heizelementes

Um die elektrische Leistungsaufnahme des PTC-Heizelementes zu bestimmen, wurde es am Prüfstand im Luftkanal des Innenraumwärmetauschers vermessen. Es verfügt über 4 verschiedene Leistungsstufen (angesteuert durch ein Spannungssignal mit 1,2 / 2,0 / 2,6 / 3,3 V), die je nach Temperatur und Luftmassenstrom leicht variieren. Tabelle 11 und Abbildung 19 zeigen die Ergebnisse aller Messpunkte des PTC bei 3 verschiedenen Lufteintritts-Temperaturen und Luftmassenströmen.

Tabelle 11: Ergebnisse der Vermessung des PTC-Heizelementes

OP	Air Inlet		PTC Measurements				Air Outlet Temperature [°C]
	Air Temperature [°C]	Air Mass Flow [kg/h]	Voltage-Signal [V]	Supply Voltage [V]	Current [A]	Electric Power [kW]	
301	-10	250	1,2	72	2,39	0,17	-8,2
302			2,0		4,70	0,34	-6,0
303			2,6		7,12	0,51	-3,4
304			3,3		10,46	0,75	-0,2
305		190	1,2		2,39	0,17	-7,4
306			2,0		4,72	0,34	-4,4
307			2,6		7,28	0,52	-1,0
308			3,3		11,12	0,80	3,8
309		100	1,2		2,51	0,18	-4,3
310			2,0		5,17	0,37	1,0
311			2,6		8,33	0,60	6,8
312			3,3		14,69	1,06	18,0
313	0	250	1,2	72	2,62	0,19	2,7
314			2,0		5,18	0,37	5,2
315			2,6		7,83	0,56	7,8
316			3,3		11,73	0,84	11,6
317		190	1,2		2,64	0,19	3,7
318			2,0		5,34	0,38	6,8
319			2,6		8,10	0,58	10,4
320			3,3		12,46	0,90	15,6
321		100	1,2		2,75	0,20	6,6
322			2,0		5,75	0,41	12,5
323			2,6		9,28	0,67	19,1
324			3,3		15,90	1,14	31,2
325	10	250	1,2	72	2,91	0,21	13,2
326			2,0		5,81	0,42	16,0
327			2,6		8,71	0,63	19,0
328			3,3		13,34	0,96	23,5
329		190	1,2		2,97	0,21	13,9
330			2,0		5,94	0,43	17,8
331			2,6		9,04	0,65	21,8
332			3,3		14,29	1,03	28,4
333		100	1,2		3,09	0,22	17,3
334			2,0		6,44	0,46	24,0
335			2,6		10,48	0,75	32,0
336			3,3		17,36	1,25	45,7

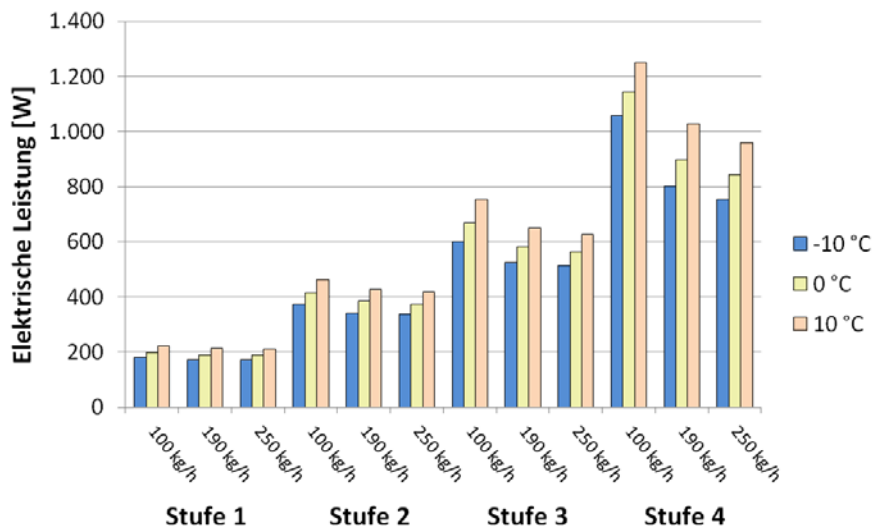


Abbildung 19: Elektrische Leistungsaufnahme des PTC-Heizelementes bei verschiedenen Betriebszuständen

Basierend auf diesen Messungen wurde das Testprogramm für die R744-Wärmepumpenmessungen erstellt, wobei das R744-System jeweils mit der maximalen Leistung des PTC verglichen wurde.

2.3.6 Füllmengenbestimmung bei der R744-Anlage

Um die optimale Anlagenfüllmenge bestimmen zu können, wurden sowohl im AC- als auch im Wärmepumpenbetrieb jeweils 2 Füllmengenbestimmungen bei unterschiedlichen „Umgebungs“-Temperaturen durchgeführt. Die Temperaturen wurden dabei so gewählt, dass möglichst der gesamte Betriebsbereich der Anlage abgedeckt wird. Da auch die Stellung des Drosselventiles einen Einfluss auf die 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 Grad im Wärmepumpenbetrieb:

Die Füllmengenbestimmung bei -10 °C Grad im Wärmepumpenbetrieb wurde bei den Randbedingung laut Tabelle 12 durchgeführt. Abbildung 20 zeigt die Überhitzung nach dem Akkumulator sowie Hoch- und Niederdruck in Abhängigkeit der Füllmenge. In Abbildung 21 sind der COP sowie die Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge zu sehen.

Tabelle 12: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei -10 °C im Wärmepumpenbetrieb

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

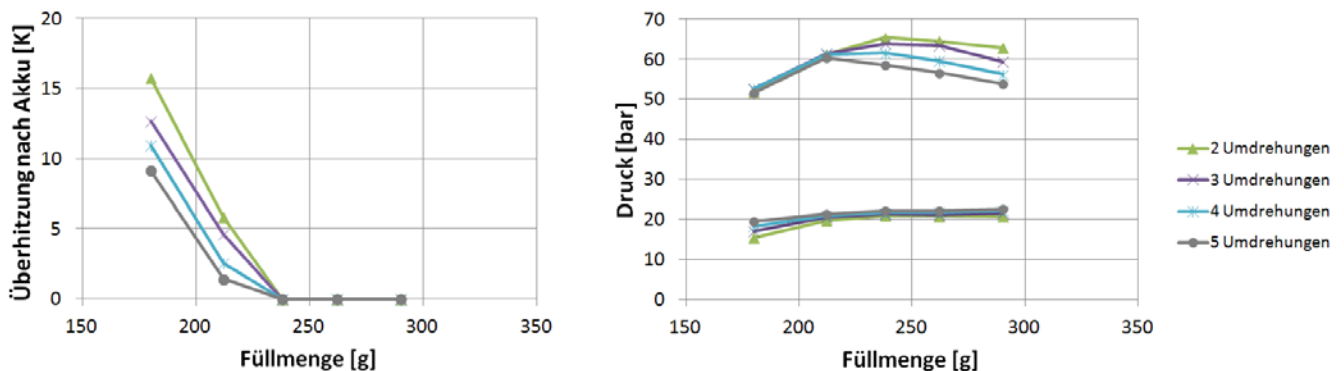


Abbildung 20: Überhitzung nach dem Akkumulator sowie Kompressoreingangs- und Ausgangsdrücke in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im Wärmepumpenbetrieb bei -10 °C

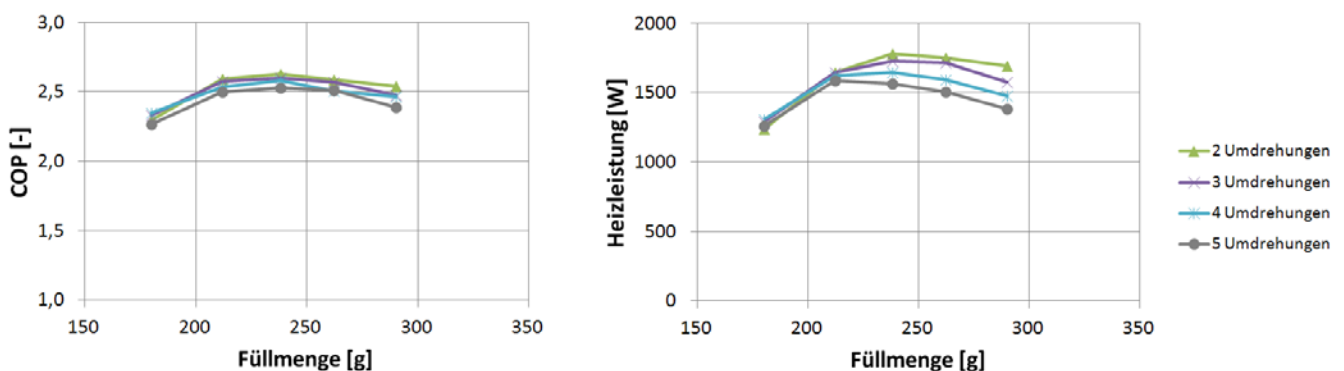


Abbildung 21: COP und Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im Wärmepumpenbetrieb bei -10 °C

Die Überhitzung nach dem Akkumulator geht hier bereits bei ca. 230 g auf 0 K, d.h. es bildet sich ein Flüssigkeitslevel im Akkumulator aus. Ab dieser Füllmenge liegt der COP dann bei ca. 2,5, wobei die größte Heizleistung von 1,7 kW mit der kleinsten Ventilöffnung, in diesem Fall 2 Umdrehungen, erreicht wird. Im Vergleich zu den folgenden Füllmengenbestimmungen bei +10 °C ist zu erkennen, dass sich der Akkumulator bei tiefen Temperaturen früher zu füllen beginnt. Die Differenz zu den anderen Füllmengenbestimmungen erscheint allerdings sehr groß, so dass dies auch auf ein messtechnisches Problem bei dieser einen Füllmengenbestimmung zurückzuführen sein könnte.

Füllmengenbestimmung bei +10 °C Grad im Wärmepumpenbetrieb:

Die Füllmengenbestimmung bei +10 °C Grad im Wärmepumpenbetrieb wurde bei den Randbedingung laut Tabelle 13 durchgeführt. Abbildung 22 zeigt die Überhitzung nach dem Akkumulator sowie Hoch- und Niederdruck in Abhängigkeit der Füllmenge. In Abbildung 23 sind der COP sowie die Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge zu sehen.

Tabelle 13: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei +10 °C im Wärmepumpenbetrieb

Lufttemperatur [°C]	10
Relative Luftfeuchte [%]	75

Luftmassenstrom IRWT [kg/h]	250
Mittlere Luftgeschwindigkeit vor ARWT [m/s]	1,5
Kompressordrehzahl [U/min]	1000

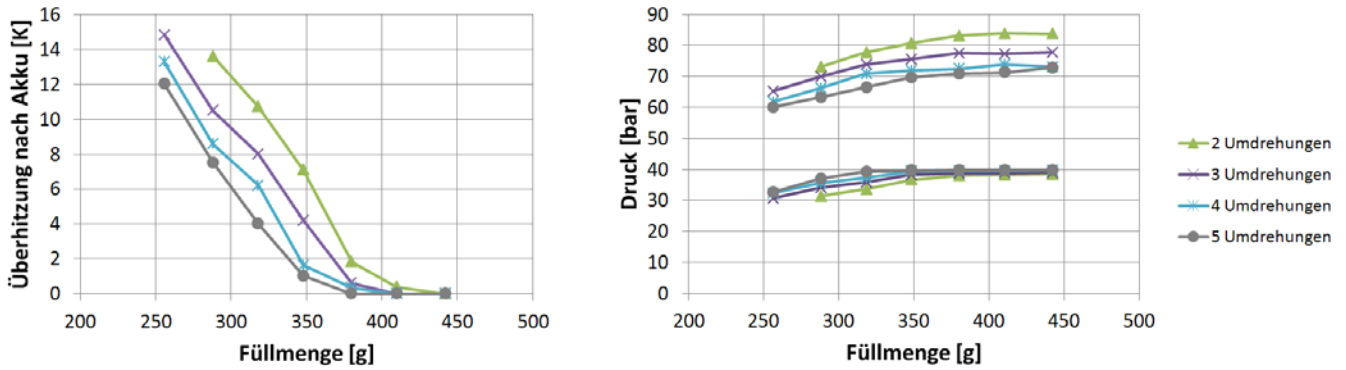


Abbildung 22: Überhitzung nach dem Akkumulator sowie Kompressoreingangs- und Ausgangsdrücke in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im Wärmepumpenbetrieb bei 10 °C

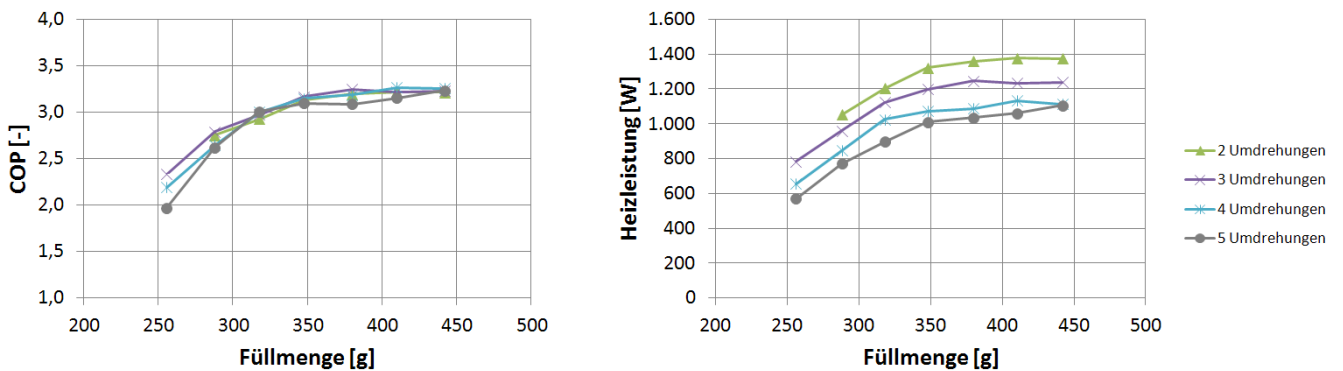


Abbildung 23: COP und Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im Wärmepumpenbetrieb bei 10 °C

Bei 10 °C beginnt sich der Akkumulator erst ab einer Füllmenge zwischen ca. 380 und 420 g, je nach Öffnung des Expansionsventiles, zu füllen. Der COP liegt ab dieser Füllmenge im Bereich von 3,2

Füllmengenbestimmung bei 15 °C Grad im A/C-Betrieb:

Tabelle 14: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei 15 °C im AC-Betrieb

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

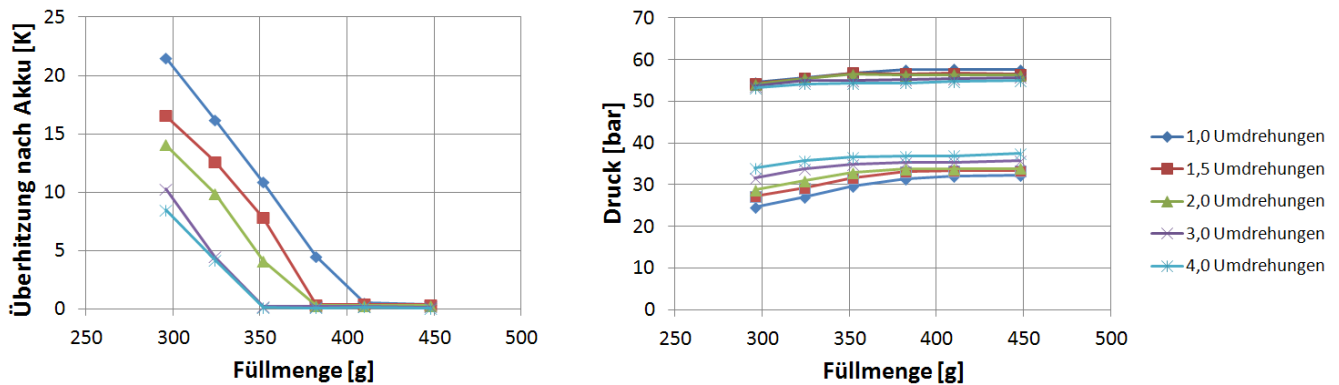


Abbildung 24: Überhitzung nach dem Akkumulator sowie Kompressoreingangs- und Ausgangsdrücke in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im AC-Betrieb bei 15 °C

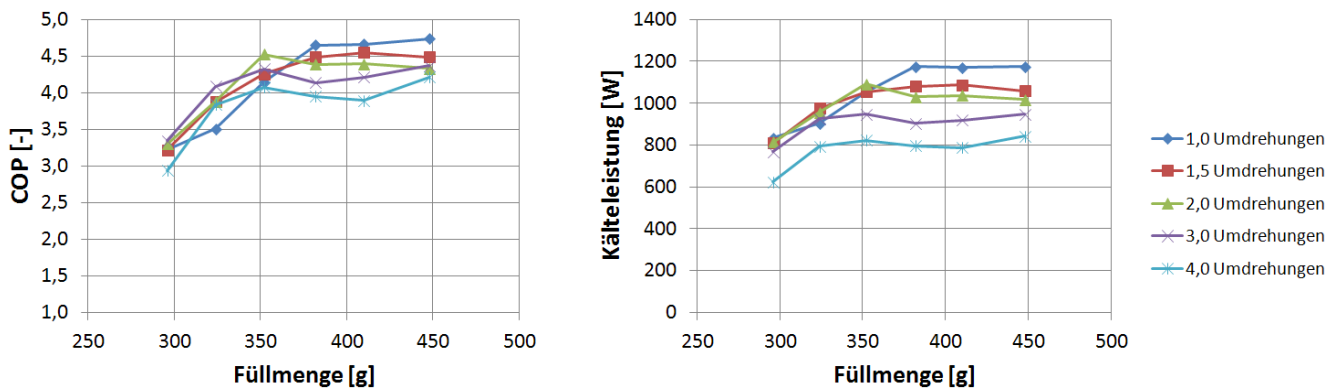


Abbildung 25: COP und Kälteleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im AC-Betrieb bei 15 °C

Füllmengenbestimmung bei +35 °C Grad im AC-Betrieb:

Die Füllmengenbestimmung bei -10 °C Grad im Wärmepumpenbetrieb wurde bei den Randbedingung laut Tabelle 15 durchgeführt. Abbildung 26 zeigt die Überhitzung nach dem Akkumulator sowie Hoch- und Niederdruck in Abhängigkeit der Füllmenge. In Abbildung 27 sind der COP sowie die Heizleistung in Abhängigkeit der Füllmenge zu sehen.

Tabelle 15: Randbedingungen der Füllmengenbestimmung bei +35 °C im AC-Betrieb

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

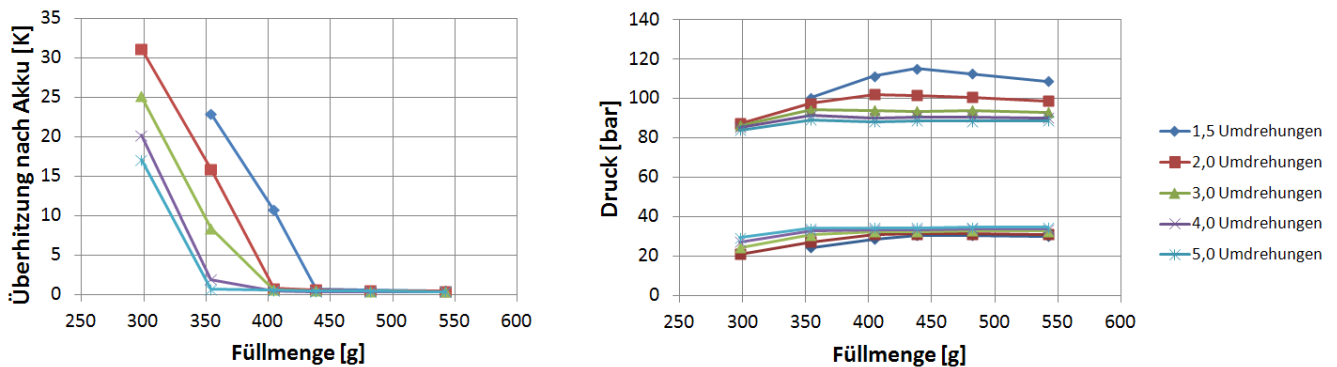


Abbildung 26: Überhitzung nach dem Akkumulator und Drücke in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im AC-Betrieb bei 35 °C

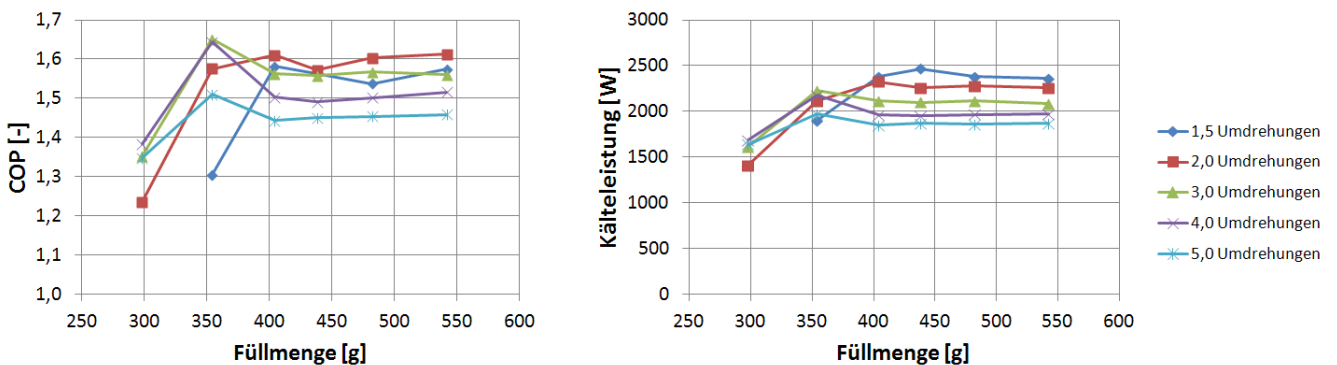


Abbildung 27: COP und Kälteleistung in Abhängigkeit der Füllmenge für verschiedene Ventilöffnungen im AC-Betrieb bei 35 °C

Aus den durchgeführten Füllmengenbestimmungen konnten folgende Schlüsse gezogen werden:

- Ein unterfülltes System hat grundsätzlich weniger Kälte- bzw. Heizleistung und auch einen niedrigeren COP, lediglich bei 35 °C im AC-Betrieb brachte ein leicht unterfülltest System bei größeren Ventilöffnungen einen leicht höheren COP
- Je kleiner der Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils (niedrigere Umdrehungsanzahl) ist, desto mehr Kältemittel muss im System sein, damit sich im Akkumulator ein Flüssigkeitkeitspiegel einstellt (keine Überhitzung mehr nach Akkumulator)
- Je kleiner der Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils ist, desto weiter gehen Hoch- und Niederdruck auseinander, wobei der Hochdruck speziell bei hohen Temperaturen im AC-Betrieb (überkritisch) und kleinen Öffnungsquerschnitten stark ansteigt
- Je höher die Luft-Temperatur ist, desto höher sind die Druckniveaus und desto mehr Kältemittel wird benötigt, damit sich ein Flüssigkeitkeitspiegel im Akkumulator einstellt
- Ein Überlaufen des Sammlers muss in jedem Fall verhindert werden; kritisch ist dies besonders im Wärmepumpenbetrieb bei niedrigen Temperaturen

Der verwendete Akkumulator weist ein Fassungsvermögen von ca. 300 g CO₂ auf. Mit einer Füllmenge von 450 g kann in jedem Betriebspunkt 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 (sollte sich der Akkumulator bereits ab 230 g zu füllen beginnen ist immer noch Platz für weitere 300 g CO₂). Alle weiteren Versuche wurden deshalb mit einer Füllmenge von 450 g CO₂ durchgeführt.

2.3.7 Vermessung der R744-Anlage im AC-Betrieb

Für den AC-Betrieb wurde aufgrund der Ergebnisse aus den Füllmengenbestimmungen und der Ausrichtung zu höherer Effizienz eine Öffnung des Expansionsventiles von 1,5 Umdrehungen gewählt. Die Testmatrix für die AC-Messungen ist in Tabelle 16 abgebildet.

Tabelle 16: Testmatrix für die AC-Messungen der R744-Anlage

OP	Compressor	Exterior Heat Exchanger		Interior Heat Exchanger		
	Speed	Temperature	Air Speed	Temperature	Relative Humidity	Air Mass Flow
	[rpm]	[°C]	[m/s]	[°C]	[%]	[kg/h]
1 F	controlled	35	4	35	25	250
2 F			190			
3 F			3			250
4 F			190			
5 F			1,5			250
6 F						190
7 F	controlled	25	3	25	50	250
10 F			190			
13 F			1,5			250
16 F						190
19 F	controlled	15	3	15	80	190
22 F			150			
25 F			100			
28 F			1,5			190
31 F						150
34 F			100			

Die Drehzahl des R744-Kompressors wurde so geregelt, dass dieselbe Kälteleistung wie mit der R134a-Anlage erreicht wurde. Aufgrund von leichten Schwankungen von Temperatur und Feuchte in der Klimakammer entstanden leicht unterschiedliche Kälteleistungen. Die Unterschiede sind allerdings so gering, dass ein aussagekräftiger Vergleich möglich ist (Abbildung 29). Die Messergebnisse für das R744-System im AC-Betrieb sind in Tabelle 17 dargestellt.

Tabelle 17: Messergebnisse für das R744-System im AC-Betrieb

R 744 Measurements								
OP	Compressor Speed	Massflow	Compressor Outlet Pressure	Compressor Inlet Pressure	Air Temperature Evap. Outlet	Cooling Capacity	Compressor Power	COP
	[rpm]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[kW]	[kW]	-
1 F	2237	46,7	113,9	36,7	11,5	2,30	1,23	1,86
2 F	2364	43,4	107,6	33,0	7,3	2,14	1,21	1,77
3 F	2197	46,0	112,9	36,8	11,7	2,23	1,21	1,85
4 F	2220	41,9	103,1	33,3	7,3	2,01	1,10	1,82
5 F	2265	46,8	116,3	36,9	11,9	2,23	1,28	1,74
6 F	2190	41,4	103,6	33,5	7,4	1,91	1,09	1,75
7 F	2206	41,7	105,6	32,3	6,1	2,39	1,11	2,15
10 F	1934	35,3	79,0	30,9	3,3	1,99	0,75	2,65
13 F	2247	41,7	110,8	32,4	6,2	2,29	1,18	1,94
16 F	2106	34,7	83,9	29,7	2,9	1,99	0,86	2,31
19 F	634	17,8	53,8	38,3	6,9	0,93	0,14	6,88
22 F	591	16,2	53,6	37,8	6,0	0,81	0,13	6,21
25 F	555	14,6	53,1	37,0	4,7	0,59	0,12	4,82
28 F	650	17,7	54,9	38,2	6,8	0,93	0,14	6,56
31 F	622	17,1	54,7	37,8	6,1	0,82	0,14	5,97
34 F	567	14,9	53,9	37,1	4,8	0,60	0,13	4,65

Abbildung 28 zeigt einen Vergleich der COPs bei den AC-Messungen des R744- und des R134a-Systems. In Abbildung 30 sind die elektrischen Leistungen des Kompressors der beiden Systeme für die gefahrenen Testpunkte gegenübergestellt.

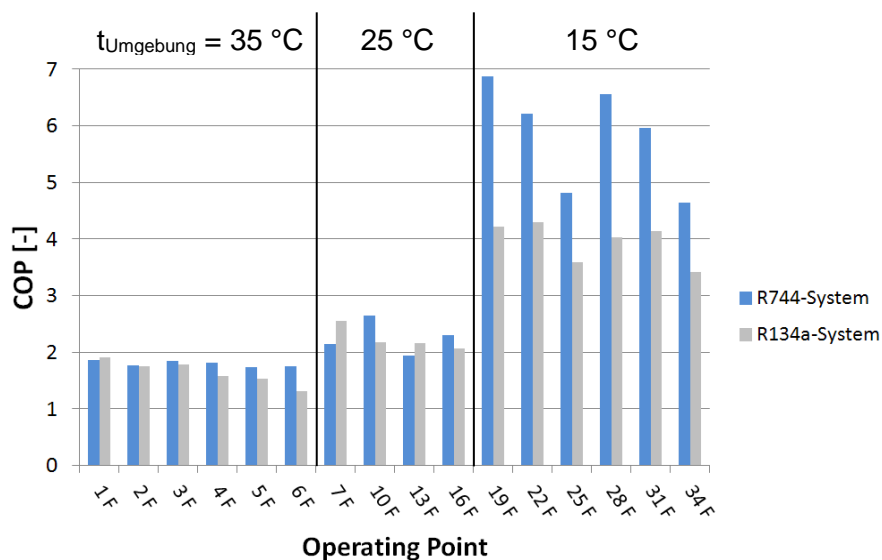


Abbildung 28: Vergleich der COPs bei den AC-Messungen des R744- und des R134a-Systems

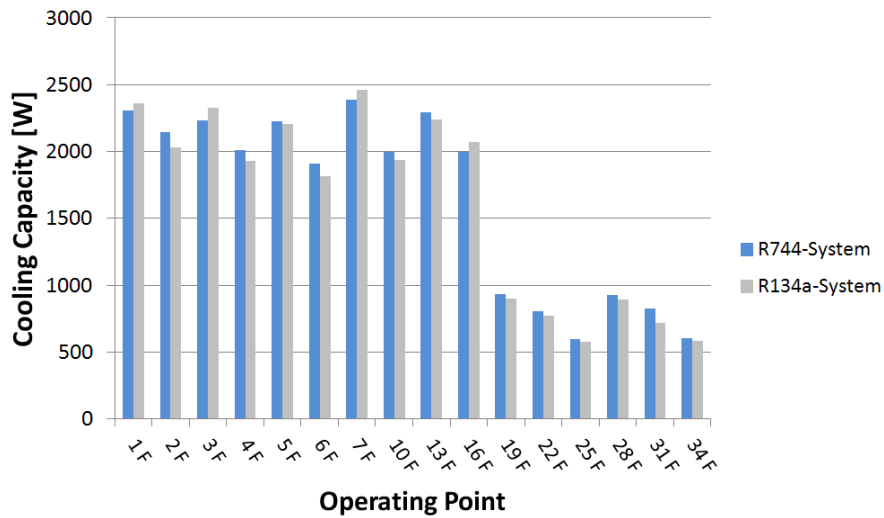


Abbildung 29: Vergleich der Kälteleistungen bei den AC-Messungen des R744- und des R134a-Systems

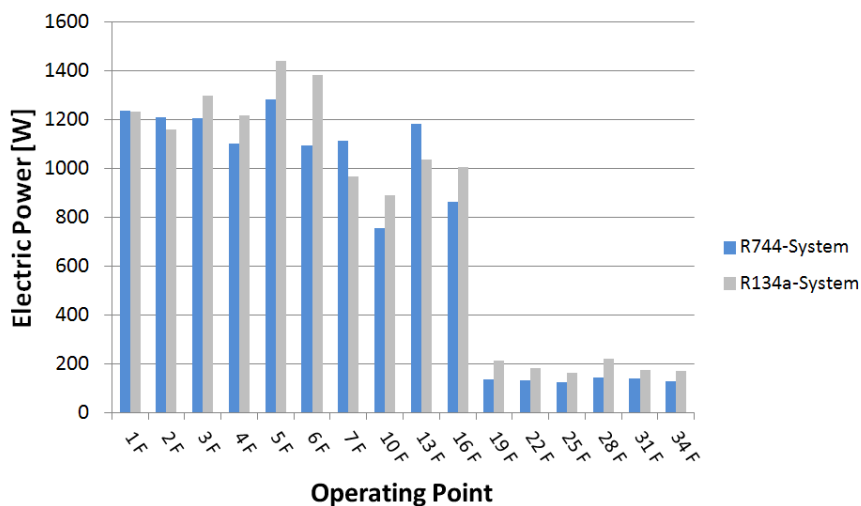


Abbildung 30: Vergleich der elektrischen Leistungen des R744- und des R134a-Systems bei den AC-Messungen

Fazit:

Bei Umgebungstemperaturen von 35 und 25 °C (OP 1F bis 16F) weist das R134a-System etwa gleiche COPs wie das R744-System auf. Im Teillastbetrieb bei 15 °C kommen jedoch die Vorteile des drehzahlgeregelten R744-Systems im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung des R134a-Systems zur Geltung, wie die deutlich höheren COPs zeigen (Abbildung 28).

2.3.8 Vermessung der R744-Anlage im Wärmepumpenbetrieb

Da im Wärmepumpenbetrieb weit weniger Erfahrungswerte vorlagen als im AC-Betrieb, wurden ausführliche Tests zur Untersuchung des Anlagenverhaltens sowie zur Bestimmung des optimalen Öffnungsquerschnittes des Expansionsventils durchgeführt. Variiert wurden die Umgebungstemperatur (-10, 0 und 10 °C), die Luftgeschwindigkeit vor dem Außenraumwärmetauscher (Air Speed), der

Neue Energien 2020 - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Luftmassenstrom über den Innenraumwärmetauscher (Air Mass Flow), die Öffnung des Expansionsventils (Valve Opening) sowie die Kältemiteleintrittstemperatur des Innenraumwärmetauschers (IHX Refrigerant Inlet Setpoint). Tabelle 18, Tabelle 19 und Tabelle 20 zeigen die Messergebnisse der R744-Anlage im Wärmepumpenbetrieb bei -10, 0 und 10 °C. Weiters ist in Abbildung 31 und Abbildung 32 der direkte Vergleich der Heizleistungen und COPs für -10 und 10 °C für die Ventilöffnungen von 1,5, 2,0 und 3,0 Umdrehungen zu sehen.

Tabelle 18: Messergebnisse der R744-Anlage bei -10 °C im Wärmepumpenbetrieb

Exterior Heat Exchanger				Interior Heat Exchanger				Results									
OP	Air Temperature [°C]	Relative Humidity [%]	Air Speed [m/s]	Air Temperature [°C]	Air Mass Flow [kg/h]	Valve Opening [Revolutions]	IHX Refrigerant Inlet Setpoint [°C]	Compressor Speed [rpm]	Massflow [kg/h]	Discharge Pressure [bar]	Suction Pressure [bar]	Discharge Refrigerant Temperature [°C]	IHX Air Outlet Temperature [°C]	Heating Capacity [kW]	Power Consumption [kW]	COP [-]	
201	-10	95	3	-10	250	1,5	60	1972	26,9	69,3	21,9	69,8	17,6	1,86	0,69	2,69	
202						2172		29,7	68,4	21,8	67,8	18,2	1,91	0,75	2,54		
203						2225		33,2	66,4	22,0	67,1	17,5	1,85	0,76	2,45		
204						100		1,5	1391	19,3	75,0	23,3	69,9	28,8	1,03	0,54	1,91
205								2	1550	21,6	73,2	23,2	68,5	28,5	1,04	0,58	1,79
206								3	1745	25,2	70,2	23,4	67,7	27,9	1,03	0,63	1,64
207					250			1,5	2106	24,4	63,3	19,4	68,4	15,0	1,71	0,67	2,54
208								2	2151	27,7	65,7	20,9	68,1	16,8	1,82	0,71	2,54
209								3	2276	28,6	63,2	20,1	67,4	15,8	1,75	0,73	2,40
210						100		1,5	1423	18,8	73,5	22,7	70,1	27,8	1,02	0,54	1,91
211								2	1537	20,9	71,5	22,7	68,5	27,4	1,02	0,56	1,80
212								3	1778	24,4	69,0	22,5	67,0	27,1	0,99	0,63	1,59
213			250		1,5			2597	33,5	84,9	21,7	91,4	23,8	2,32	1,01	2,30	
214					2			2661	35,5	83,2	22,2	89,9	25,1	2,38	1,03	2,32	
215					3			2915	40,0	77,4	21,9	87,3	25,3	2,40	1,07	2,25	
216					100	1,5		1857	24,8	89,8	23,5	91,1	38,6	1,31	0,79	1,66	
217						2		2006	26,9	87,7	23,4	90,8	39,0	1,34	0,83	1,61	
218						3		2324	32,1	85,5	23,5	89,1	40,1	1,36	0,93	1,46	
219			250			1,5		2739	29,1	79,4	18,8	92,2	21,3	2,15	0,98	2,20	
220						2		3033	34,2	76,1	19,6	89,5	23,4	2,32	1,06	2,20	
221						3		3087	38,0	75,3	20,3	88,7	24,2	2,35	1,08	2,17	
222					100	1,5		1882	24,3	88,4	22,9	91,0	38,0	1,29	0,78	1,65	
223						2		2071	26,2	86,2	22,5	92,4	38,3	1,32	0,83	1,59	
224						3		2341	31,2	83,4	22,7	88,8	39,0	1,34	0,91	1,47	

Tabelle 19: Messergebnisse der R744-Anlage bei 0 °C im Wärmepumpenbetrieb

Exterior Heat Exchanger				Interior Heat Exchanger				Results									
OP	Air Temperature [°C]	Relative Humidity [%]	Air Speed [m/s]	Air Temperature [°C]	Air Mass Flow [kg/h]	Valve Opening [Revolutions]	IHX Refrigerant Inlet Setpoint [°C]	Compressor Speed [rpm]	Massflow [kg/h]	Discharge Pressure [bar]	Suction Pressure [bar]	Discharge Refrigerant Temperature [°C]	IHX Air Outlet Temperature [°C]	Heating Capacity [kW]	Power Consumption [kW]	COP [-]	
225	0	85	3	0	250	1,5	60	1426	29,3	78,0	29,9	67,0	24,9	1,67	0,57	2,92	
226						2		1518	31,7	76,7	30,1	65,1	25,3	1,72	0,60	2,89	
227						3		1655	37,1	76,2	30,3	64,6	25,8	1,77	0,64	2,76	
228						100		1,5	1014	21,1	83,3	31,6	66,9	34,3	0,93	0,47	1,99
229								2	1123	23,7	81,1	31,6	66,2	34,5	0,93	0,49	1,92
230								3	1352	29,2	80,1	31,4	66,3	35,5	0,95	0,56	1,69
231					250			1,5	1447	27,6	74,4	28,2	65,2	23,7	1,62	0,56	2,91
232								2	1552	29,4	74,4	28,3	64,6	24,3	1,65	0,59	2,80
233								3	1661	32,2	73,3	28,3	64,5	24,3	1,66	0,62	2,68
234						100		1,5	1037	20,8	82,9	31,2	67,6	34,3	0,93	0,47	1,98
235								2	1180	23,8	81,6	30,6	67,6	34,4	0,96	0,51	1,86
236								3	1359	29,4	79,9	31,2	66,0	35,0	0,95	0,56	1,69
237			250		1,5			1751	33,6	89,4	29,8	81,6	29,5	2,03	0,79	2,57	
238					2			1879	37,0	87,4	30,0	80,8	30,6	2,08	0,82	2,53	
239					3			2044	40,2	86,4	30,1	81,2	31,4	2,14	0,88	2,44	
240					100	1,5		1264	24,6	93,8	31,6	82,9	41,4	1,12	0,63	1,77	
241						2		1372	27,0	92,5	31,7	82,3	42,1	1,14	0,66	1,72	
242						3		1623	33,2	90,8	31,9	79,9	43,6	1,18	0,75	1,57	
243			250			1,5		1809	30,5	84,8	27,6	81,5	28,3	1,93	0,76	2,53	
244						2		1894	34,9	85,6	28,9	80,3	29,8	2,02	0,81	2,50	
245						3		2113	39,4	85,2	28,9	80,6	30,9	2,10	0,88	2,38	
246					100	1,5		1324	24,7	94,5	30,8	83,1	41,4	1,13	0,65	1,72	
247						2		1414	26,6	91,1	30,6	82,2	41,5	1,13	0,66	1,70	
248						3		1660	31,9	88,8	30,6	80,2	42,5	1,16	0,74	1,56	

Tabelle 20: Messergebnisse der R744-Anlage bei 10 °C im Wärmepumpenbetrieb

OP	Exterior Heat Exchanger			Interior Heat Exchanger				Results											
	Air Temperature [°C]	Relative Humidity [%]	Air Speed [m/s]	Air Temperature [°C]	Air Mass Flow [kg/h]	Valve Opening [Revolutions]	IHX Refrigerant Inlet Setpoint [°C]	Compressor Speed [rpm]	Massflow [kg/h]	Discharge Pressure [bar]	Suction Pressure [bar]	Discharge Refrigerant Temperature [°C]	IHX Air Outlet Temperature [°C]	Heating Capacity [kW]	Power Consumption [kW]	COP [-]			
249	10	75	3	10	250	1,5	60	912	26,2	82,1	39,1	63,6	29,7	1,35	0,41	3,29			
250						2		1012	29,6	82,8	39,2	63,4	30,6	1,41	0,44	3,17			
251						3		1169	35,2	82,6	39,3	62,9	31,5	1,47	0,50	2,95			
252					1,5	10		100	1,5	682	20,6	86,8	40,7	64,9	37,9	0,75	0,37	2,05	
253									2	778	24,1	86,0	40,9	64,6	38,5	0,77	0,39	1,97	
254									3	935	29,8	84,9	41,3	63,0	39,4	0,80	0,43	1,86	
255					1,5			10	250	1,5	920	27,4	83,6	39,6	64,0	30,5	1,36	0,42	3,20
256										2	1026	30,3	83,6	39,2	64,3	31,1	1,42	0,46	3,10
257										3	1199	34,9	82,2	38,3	63,1	31,6	1,46	0,51	2,88
258			1,5	10	100				1,5	675	20,8	85,7	41,0	63,8	37,7	0,74	0,35	2,10	
259									2	788	24,5	86,5	40,9	64,4	38,9	0,78	0,39	1,99	
260									3	945	29,9	85,5	41,0	63,2	39,9	0,81	0,44	1,85	
261			1,5		10	250			1,5	1068	30,1	93,1	39,1	75,2	33,3	1,59	0,56	2,83	
262									2	1214	35,1	92,0	39,3	74,1	34,9	1,68	0,60	2,79	
263									3	1385	40,7	91,4	39,3	73,3	35,9	1,76	0,66	2,66	
264			1,5			10		100	1,5	817	23,5	96,4	41,0	77,2	43,5	0,91	0,49	1,84	
265									2	911	27,0	95,5	41,5	74,8	44,4	0,92	0,51	1,81	
266									3	1108	33,8	94,4	41,5	73,7	45,9	0,97	0,57	1,68	
267			1,5	10				250	1,5	1079	29,0	91,0	38,7	74,5	33,3	1,55	0,54	2,86	
268									2	1200	32,9	90,2	38,5	73,6	34,4	1,61	0,58	2,79	
269									3	1426	38,2	89,1	37,4	73,3	35,1	1,70	0,66	2,57	
270			1,5		10			100	1,5	880	23,6	95,8	39,1	76,4	43,2	0,90	0,50	1,78	
271									2	959	26,3	94,1	39,4	75,1	43,8	0,91	0,52	1,76	
272									3	1153	33,0	93,0	39,8	73,7	45,3	0,96	0,58	1,64	

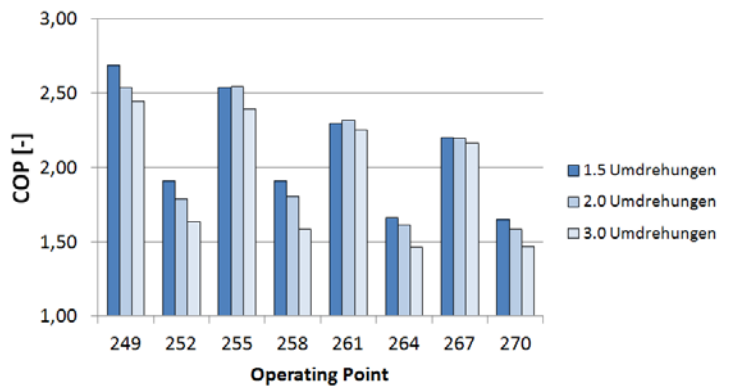
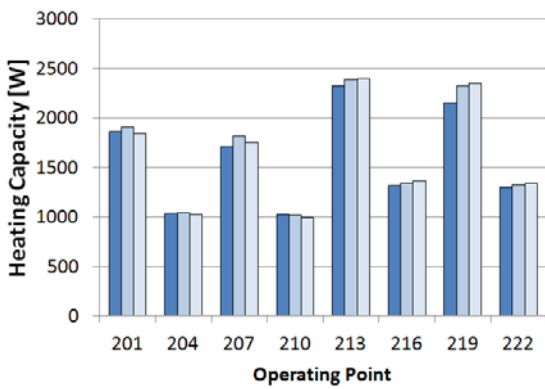


Abbildung 31: Vergleich der Heizleistungen und COPs für 3 unterschiedliche Ventilstellungen im Wärmepumpenbetrieb bei – 10 °C

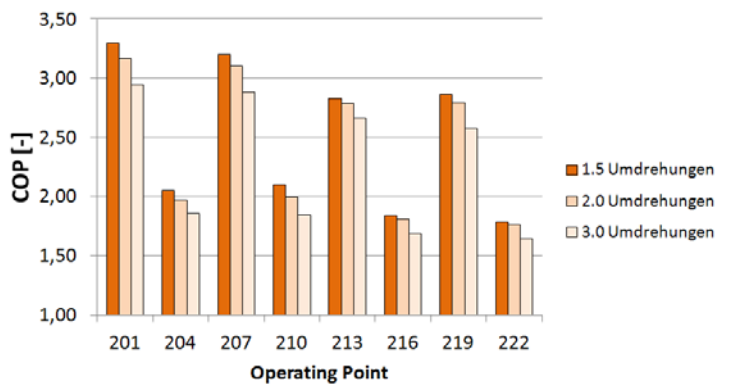
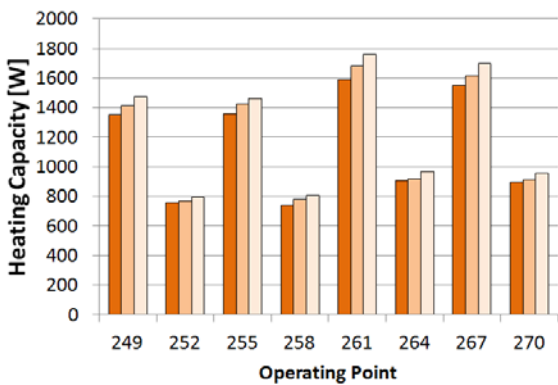


Abbildung 32: Vergleich der Heizleistungen und COPs für 3 unterschiedliche Ventilstellungen im Wärmepumpenbetrieb bei 10 °C

Fazit:

Eine größere Ventilöffnung hat einen größeren Massenstrom zur Folge und bringt in den meisten Betriebspunkten eine etwas höhere Heizleistung. Hinsichtlich des COPs sind jedoch kleinere Ventilstellungen günstiger. Da im Hinblick auf den Einsatz in einem E-Fahrzeuge vor allem die Energieeffizienz wichtig ist, wurde 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 konnte bei -10 °C eine Heißgastemperatur von 80 °C, bei 0 °C 75 °C und bei 10 °C 70 °C nicht überschritten werden. Die Luftauslasstemperaturen konnten allerdings bei allen Außentemperaturen auf ca. 40 °C gebracht werden, was für eine angemessene Beheizung der Fahrzeugkabine des E-Fahrzeuges ausreicht. Im Vergleich zu den im Fahrzeug verbautem PTC-Heizelement kann bei niedrigen Außentemperaturen mehr als die doppelte Heizleistung zur Verfügung gestellt werden.

Um einen direkten Vergleich mit dem PTC-Heizelement zu erhalten, wurde die Drehzahl des R744-Kompressors so geregelt, dass das System dieselben Heizleistungen wie das zuvor vermessene Heizelement aufweist. Die Testmatrix für die Wärmepumpen-Messungen ist in Tabelle 21 abgebildet. Die Messergebnisse für das R744-System im Wärmepumpenbetrieb sind in Tabelle 22 zu sehen. Alle Betriebspunkte wurden ohne nennenswerte Vereisung am Außenraumwärmetauscher gemessen.

Tabelle 21: Testmatrix für die Wärmepumpen-Messungen als Vergleich zum PTC-Heizelement

OP	Compressor	Exterior Heat Exchanger			Interior Heat Exchanger		
	Speed	Air Inlet Temperature	Relative Humidity	Air Speed	Air Inlet Temperature	Air Mass Flow	Setpoint Heating Capacity of PTC
	[rpm]	[°C]	[%]	[m/s]	[°C]	[kg/h]	[kW]
101	controlled	-10	85	3	-10	250	0,75
102						190	0,80
103						100	1,06
104				1,5		250	0,75
105						190	0,80
106						100	1,06
107	controlled	0	80	3	0	250	0,84
108						190	0,90
109						100	1,14
110				1,5		250	0,84
111						190	0,90
112						100	1,14
113	controlled	10	75	3	10	250	0,96
114						190	1,03
115						100	1,25
116				1,5		250	0,96
117						190	1,03
118						100	1,25

Tabelle 22: Messergebnisse für das R744-System im Wärmepumpenbetrieb als Vergleich zum PTC-Heizelement

R 744 Measurements Heat Pump									
OP	Compressor Speed	Refrigerant Massflow	Discharge Pressure	Suction Pressure	Discharge Refrigerant Temperature	IHX Air Outlet Temperature	Heating Capacity	Power Consumption	COP
	[rpm]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]
101	726	12,8	41,9	24,3	12,3	1,8	0,75	0,16	4,68
102	818	14,6	46,9	24,7	18,3	6,1	0,80	0,21	3,86
103	1417	19,9	74,2	23,5	67,2	28,9	1,06	0,54	1,97
104	759	13,0	41,7	23,6	10,9	1,6	0,75	0,17	4,42
105	878	14,1	46,1	22,8	20,3	5,6	0,80	0,23	3,52
106	1471	20,6	75,1	23,2	67,0	29,3	1,06	0,56	1,89
107	598	14,2	52,9	32,1	41,6	12,7	0,84	0,17	4,99
108	708	16,8	59,8	31,3	42,1	17,3	0,90	0,23	3,89
109	1273	24,9	97,7	31,2	84,3	42,9	1,14	0,66	1,74
110	651	15,9	54,5	31,1	30,8	12,5	0,85	0,19	4,46
111	759	17,6	60,8	30,1	37,6	17,2	0,90	0,25	3,56
112	1332	24,8	93,6	30,1	83,9	42,1	1,14	0,65	1,77
113	573	18,4	69,7	41,0	49,9	24,4	0,96	0,23	4,22
114	683	21,2	77,7	40,3	55,7	29,8	1,03	0,30	3,38
115	nicht möglich aufgrund des begrenzten Hochdruckes von 100 bar								
116	609	18,4	69,9	40,2	51,0	24,5	0,97	0,24	4,12
117	711	21,4	77,7	39,9	56,1	29,9	1,03	0,32	3,27
118	nicht möglich aufgrund des begrenzten Hochdruckes von 100 bar								

Abbildung 33 zeigt einen Vergleich der Heizleistungen der R744-Wärmepumpe und dem PTC-Heizelement und somit die funktionierende Regelung auf dieselbe Heizleistung. Minimale Abweichungen ergeben sich durch leichte Schwankungen von Temperatur und Feuchte in der Klimakammer.

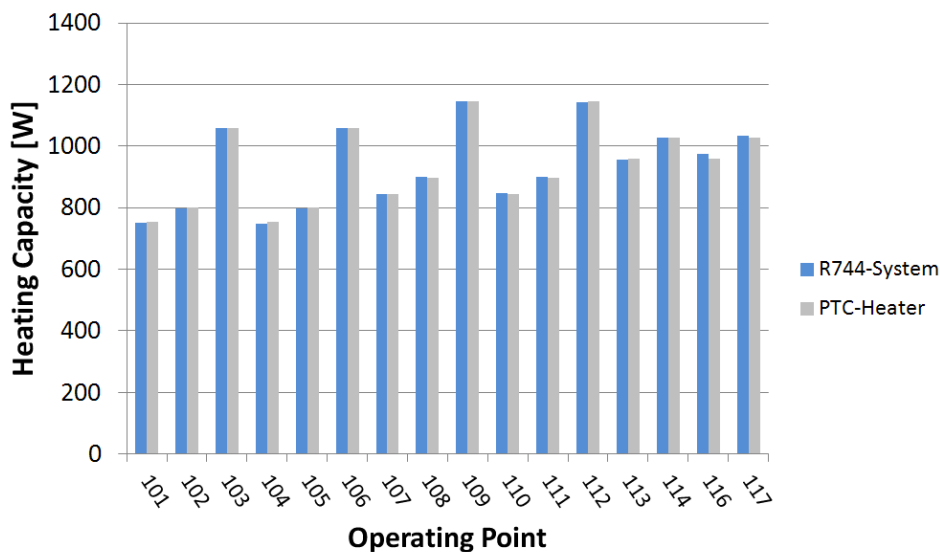


Abbildung 33: Vergleich der Heizleistungen der R744-Wärmepumpe und des PTC-Heizelementes

Abbildung 34 zeigt einen Vergleich der COPs der R744-Wärmepumpe und des PTC-Heizelementes. Weiter ist in Abbildung 35 ein Vergleich der Energieverbräuche der R744-Wärmepumpe und des PTC-Heizelementes für die betrachteten Messpunkte zu sehen.

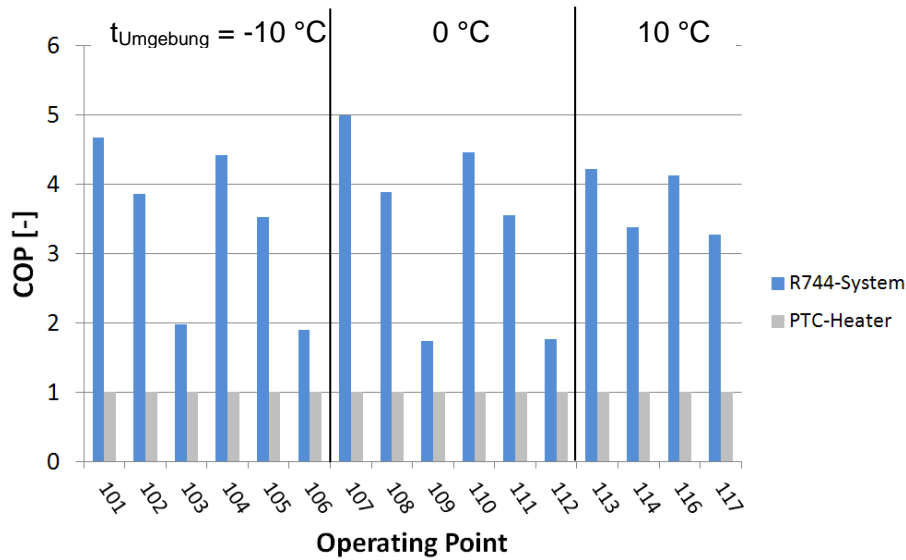


Abbildung 34: Vergleich der COPs der R744-Wärmepumpe und des PTC-Heizelementes

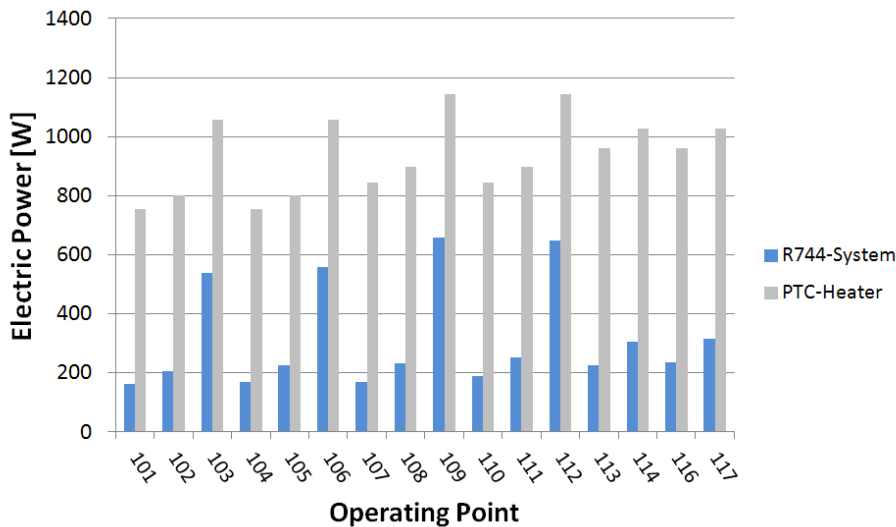


Abbildung 35: Vergleich der elektrischen Leistungen der R744-Wärmepumpe und des PTC-Heizelementes

2.3.9 Messung Vereisung – Enteisung

Vereisung:

Um das Verhalten der Anlage bei der Vereisung des Außenraumwärmetauschers untersuchen zu können wurde das System mit den Randbedingungen in Tabelle 23 betrieben. Vorher gemachte Versuche bei -10, 0 und 10 °C zeigten, dass bei Temperaturen um den Gefrierpunkt (bzw. leicht darüber) die stärkste Vereisung stattfindet.

Tabelle 23: Randbedingungen der Vereisungsmessungen

Temperatur	Relative Luftfeuchte	Mittlere Geschwindigkeit vor dem Außenraum-WT	Luftseitiger Massenstrom durch den Innenraum-WT	Kältemittel-Eintrittstemperatur am Innenraum-WT
0 °C	75 %	1,5 m/s (entspricht 1050 kg/h)	250 kg/h	60 °C

Abbildung 36 zeigt die fortschreitende Eisbildung am Außenraumwärmetauscher am Beginn sowie nach 5, 16 und 30 min Betrieb der Anlage. Interessant zu beobachten war hier, dass das rechte obere Eck des Wärmetauschers frei von Eis bleibt. Es wird vermutet, dass dies durch die Phasentrennung im Kältemittel-Sammelrohr des obersten Passes (die 4 Pässe inklusive Fließrichtung des Kältemittels sind im linken oberen Bild zu sehen) verursacht wird. Somit fließt dann nur durch die unteren Kältemittelrohre des Passes flüssiges Kältemittel. Das gasförmige Kältemittel strömt dann durch die oberen Rohre, was einen deutlich niedrigeren Wärmeübergang zur Folge hat und deshalb dieser Bereich eisfrei bleibt. Weitere Details sind in der Publikation „Investigation of a Reversible Cooling and Heating System for Electric Vehicles using CO₂ as Working Fluid under Frosting Conditions“ (Steiner und Rieberer, 2012) beschrieben, die im Rahmen dieses Projektes entstanden ist.

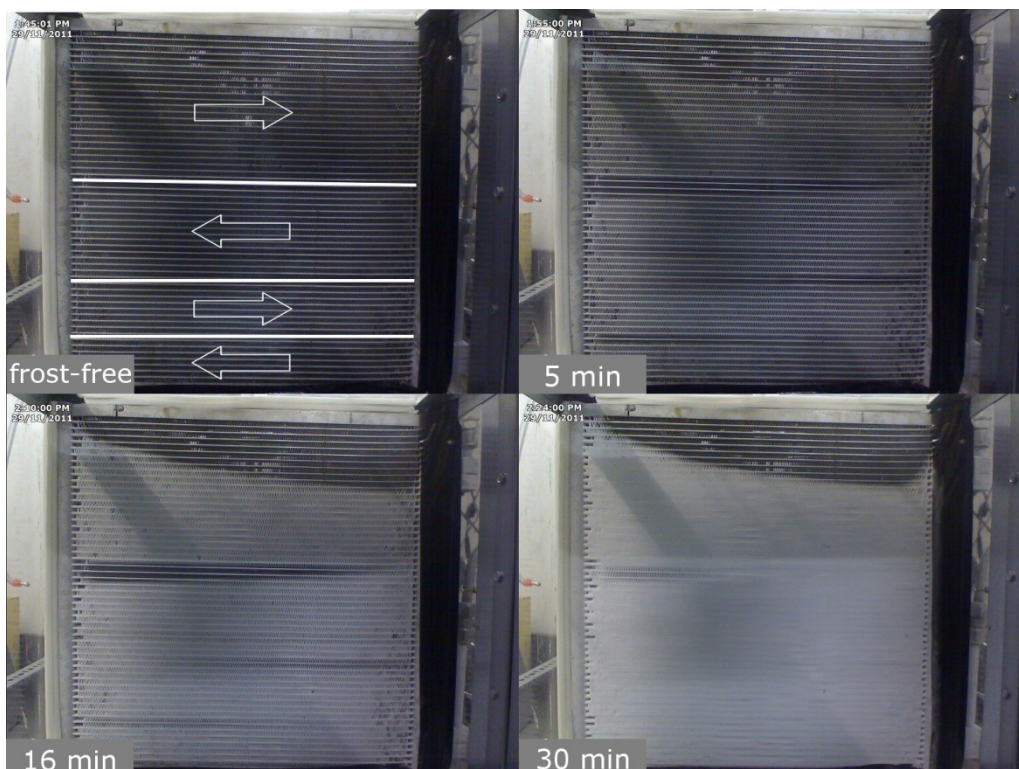


Abbildung 36: Fortschreitende Eisbildung am Außenraumwärmetauscher am Beginn sowie nach 5, 16 und 30 min Betrieb der Anlage

Abbildung 37 zeigt den Verlauf von Heizleistung und COP während der Eisbildung. Während in den ersten 15 Minuten nur ein leichter Abfall beider Werte stattfindet, wird das System in den

darauffolgenden 15 Minuten maßgeblich beeinträchtigt. Nach 30 Minuten war die Heizleistung von 1700 auf 1200 W (- 29 %) gefallen und der COP von 3.0 auf 2.1 (-30 %). Um diesen starken Abfall zu vermeiden wird eine Enteisung des Außenraumwärmetauschers davor empfohlen. Entscheidend dafür ist die Erkennung des Zeitpunktes, ab welchem sich das Systemverhalten maßgeblich verschlechtert.

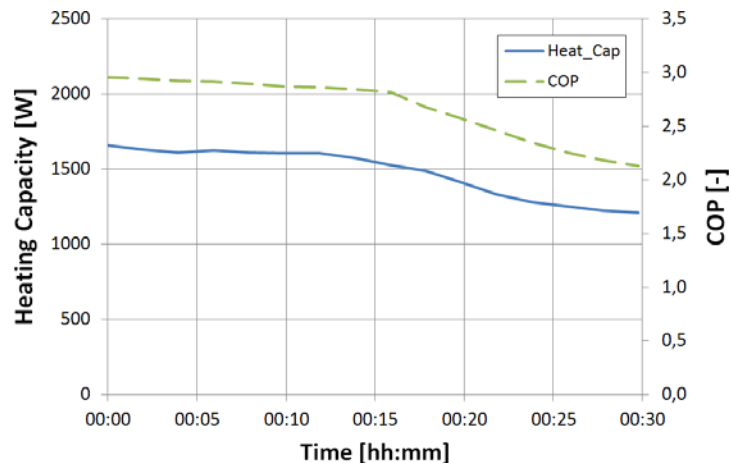


Abbildung 37: Heizleistung und COP bei Vereisung des Außenraumwärmetauschers ($t_{\text{Umgebung}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$)

Frosterkennung:

Wie bereits in Kapitel 2.1.3 beschrieben, kann die Differenz von Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur am Außenraumwärmetauscher für eine Frosterkennung verwendet werden. Abbildung 38 zeigt diese Temperaturdifferenz aller am Prüfstand gefahrenen „stationären“ Messpunkte ohne merkliche Vereisung in Abhängigkeit von der Heizleistung. Deutlich zu erkennen ist, dass die größten Temperaturdifferenzen bei höheren Heizleistungen auftreten. In Tabelle 24 sind das Minimum, das Maximum und der arithmetischer Mittelwert aller Betriebspunkte der Temperaturdifferenz Kältemittel-Luftseite am Außenraumwärmetauscher aufgelistet.

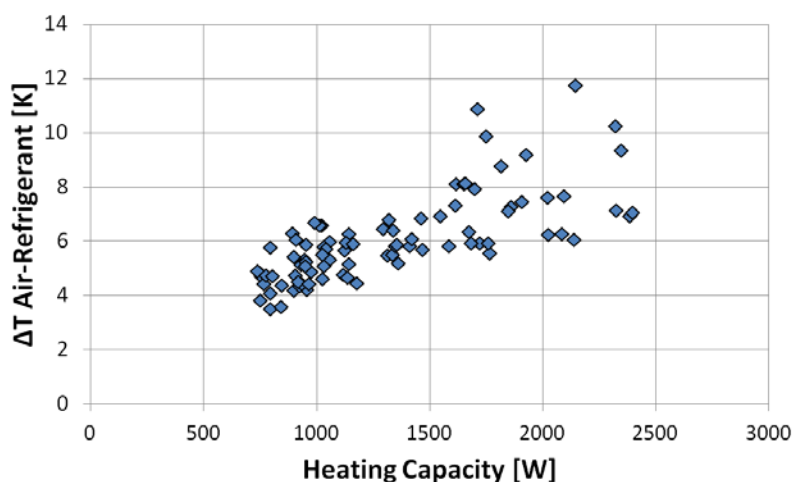


Abbildung 38: Differenz zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur am Außenraumwärmetauscher der am Prüfstand gefahrenen Messpunkte

Tabelle 24: Minimum, Maximum und arithmetischer Mittelwert der Temperaturdifferenz Kältemittel-Luftseite am Außenraumwärmetauscher

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

Abbildung 39 zeigt den Verlauf der Differenz zwischen Lufteintritts- und Kältemittelaustrittstemperatur sowie COP und Heizleistung während eines Vereisungsvorganges für den Außenraumwärmetauscher. Nach ca. 18 Minuten überschreitet die gemessene Temperaturdifferenz das bei frostfreien stationären Punkten gemessene Maximum. So könnte beispielsweise die Regelung im Fahrzeug so ausgelegt werden, dass bei einer Temperaturdifferenz Kältemittel-Luft von über 15°K eine Enteisung gestartet wird.

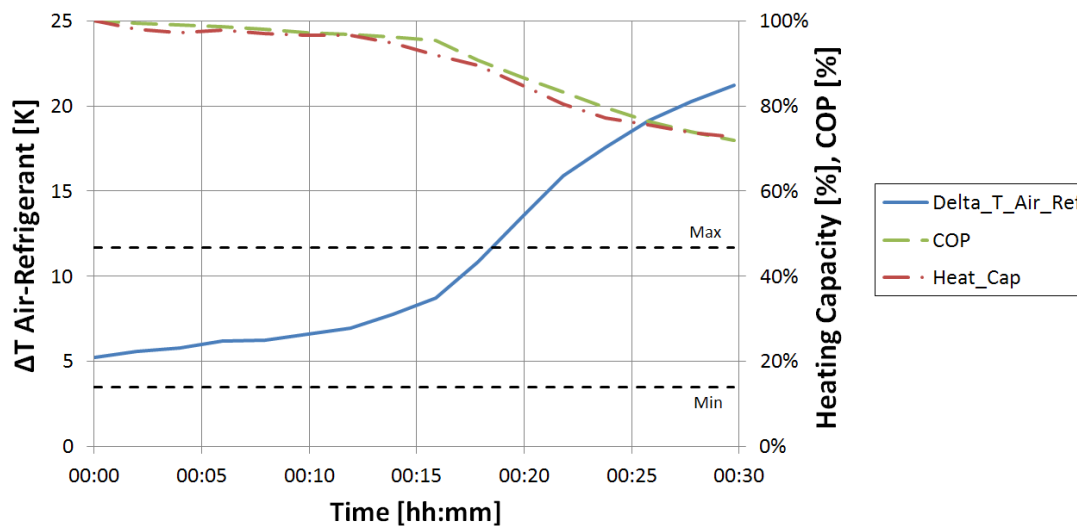


Abbildung 39: Verlauf der Differenz zwischen Lufteintritts und Kältemittelaustrittstemperatur sowie COP und Heizleistung während eines Vereisungsvorganges bei 0 °C

Enteisung:

Zur Enteisung des Außenraumwärmetauschers wurde die Kreislaufumkehr mit konstanter Kompressordrehzahl verwendet. Vorteil dieser Methode ist, dass Sie ohne zusätzliche Schaltventile wie z.B. beim Heißgasbypass mit dem vorliegenden System durchgeführt werden kann. Weiters wird über den Innenraumwärmetauscher Wärme aufgenommen werden, die zur Enteisung verwendet werden kann. Dadurch wird aber Luft von der Umgebung nicht mehr geheizt, sondern abgekühlt und diese kann aus Komfortgründen nicht in den Innenraum geblasen werden. Eine mögliche Lösung wäre beispielsweise die Anpassung der HVAC-Box, wo durch eine zusätzliche Klappe diese kalte Luft in die Umgebung geblasen werden kann. Dies konnte aber im Rahmen dieses Projektes auf Grund der Komplexität der Anpassung nicht realisiert werden.

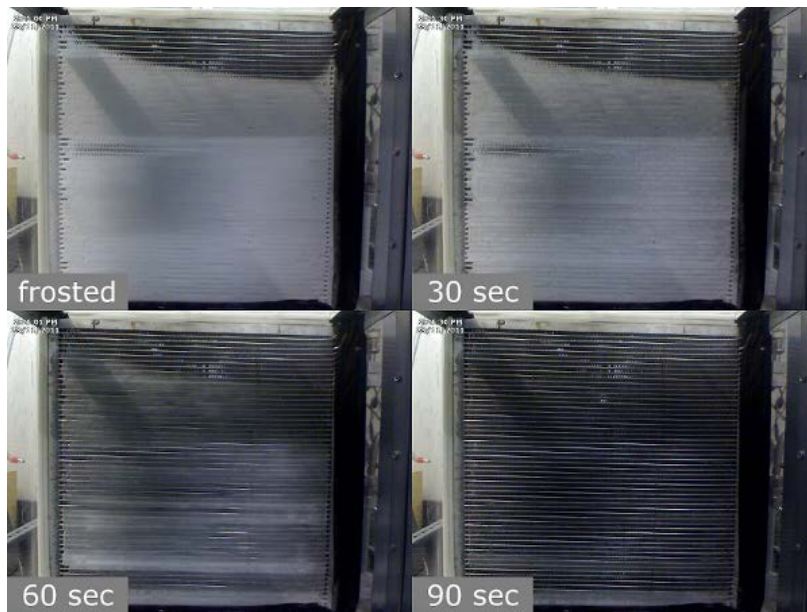


Abbildung 40: Außenraumwärmetauscher im vereisten Zustand sowie nach 30, 60 und 90 Sekunden nach beginnender Reverse-Cycle Enteisung

Die durchschnittliche Kompressorleistung während des Enteisungsvorganges lag bei der durchgeführten Messung bei ca. 250 Watt. Der Verlauf der Kompressorleistung während eines Enteisungsvorganges ist in Abbildung 41 dargestellt. Abbildung 42 zeigt die Ein- und Austrittstemperaturen sowie Drücke des Kompressors während eines Enteisungsvorganges (nach 2:30 wird der Kompressor abgeschaltet).

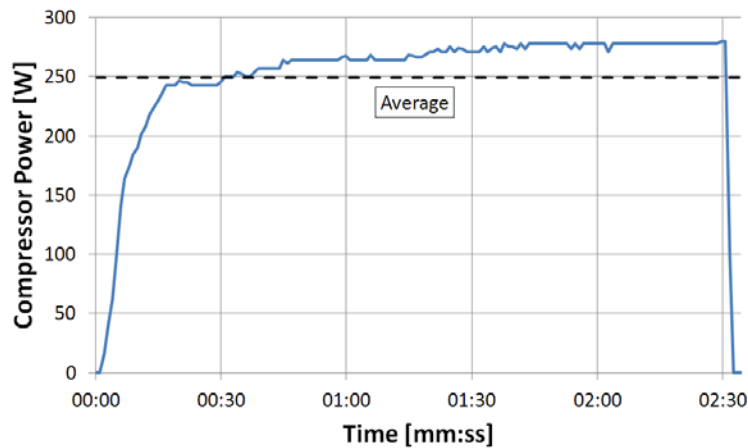


Abbildung 41: Kompressorleistung während eines Enteisungsvorganges

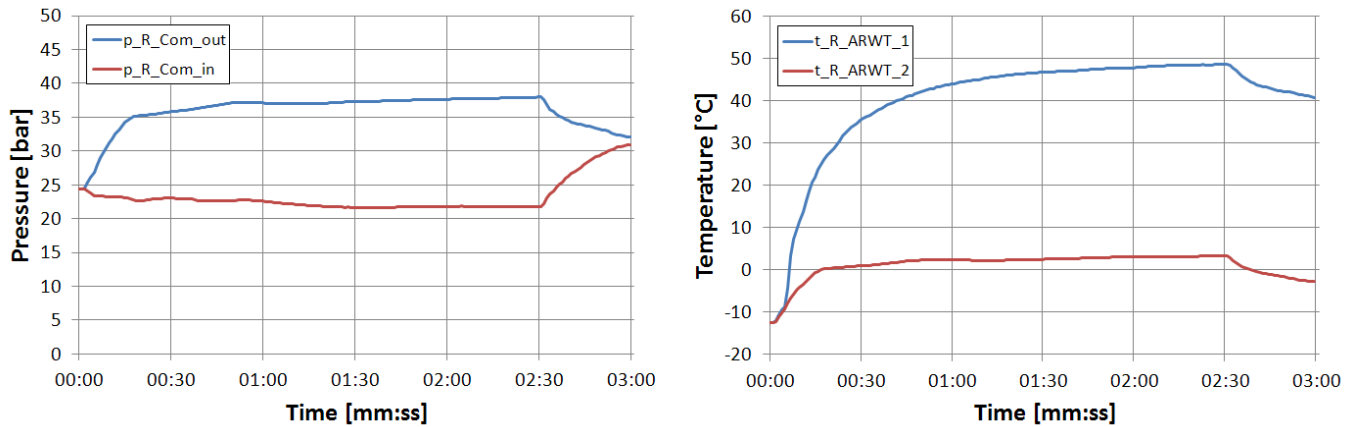


Abbildung 42: Temperaturen am Kompressor Ein- und Austritt sowie Drücke des Kompressors während eines Enteisungsvorganges

Energetische Betrachtung eines Vereisungs-Enteisungs-Zyklus:

Betrachtet man einen vollständigen Zyklus mit Vereisung und Enteisung (Abbildung 43) ergibt sich in dem Beispiel ein durchschnittlicher COP von 2,19 (im Vergleich zu einem COP von 2,91 ohne merkliche Vereisung). In diesem Fall würde allerdings während der Enteisung die Kabine nicht beheizt.

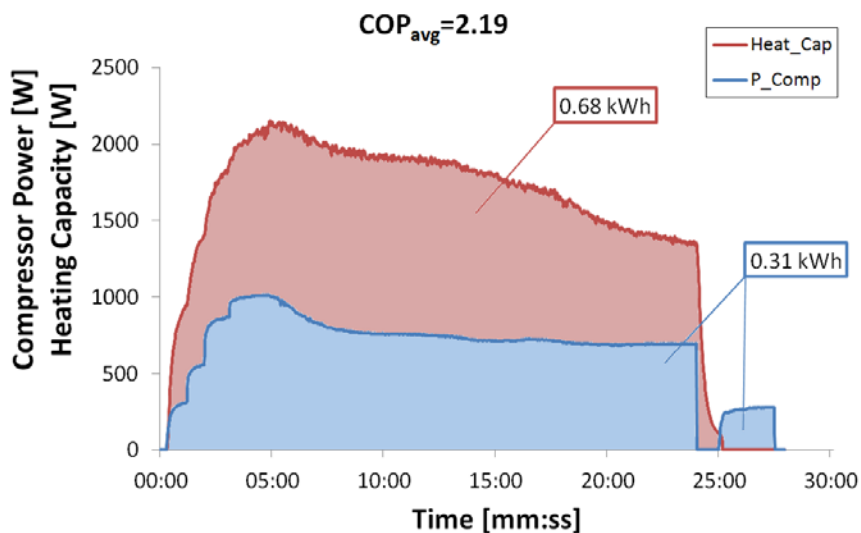


Abbildung 43: Energetische Betrachtung eines Vereisungs-Enteisungs-Zyklus

Regelt man die Leistung des PTC-Heizers so, dass er während des Vereisungsvorganges die abfallende Heizleistung der Wärmepumpe kompensiert und während der Enteisung die ganze Heizleistung der Wärmepumpe übernimmt (Abbildung 44), so ergibt sich ein durchschnittlicher COP von 1.81 für den gesamten Zyklus. Bei dieser Variante würde aber auch der Innenraumkomfort erhalten bleiben.

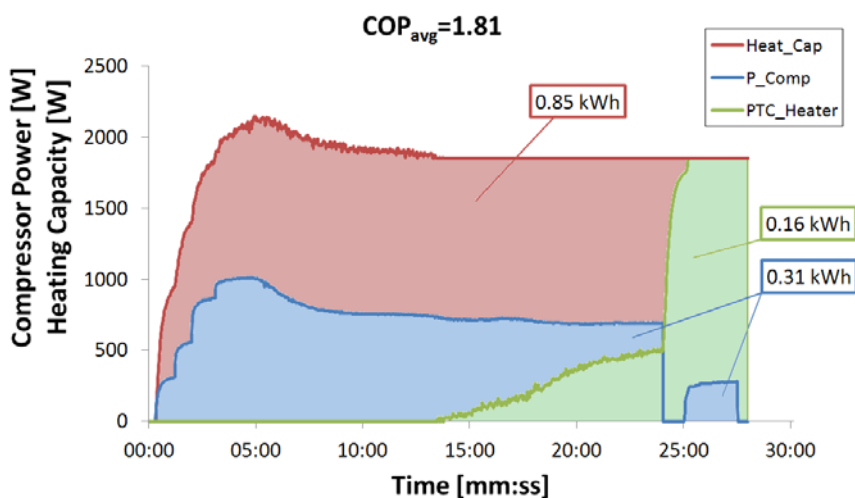


Abbildung 44: Energetische Betrachtung eines Vereisungs-Enteisungs-Zyklus mit PTC-Beheizung zur Aufrechterhaltung des Innenraumkomforts

2.3.10 Fahrzeugmessungen mit der R744-Anlage

Aufgrund der geringen Fahrzeuggröße des Versuchsträgers (Typ CT&T eZone) und der Tatsache, dass durch die unabhängige Drehzahlregelung des E-Kompressors kein Rollenprüfstand benötigt wurde, konnten umfangreiche Prüfstandsmessungen in der Klimakammer des Instituts für Wärmetechnik durchgeführt werden. Abbildung 45 zeigt das mit Messtechnik ausgerüstete Fahrzeug in der Klimakammer und den Ventilator zur Fahrtwindsimulation. Die umfangreiche Messtechnik umfasst nicht nur die Temperatur und Drucksensoren im Kältekreislauf, sondern auch Temperatursensoren im Innenraum an sämtlichen Auslassdüsen sowie im Kopfbereich der Passagiere (Abbildung 46).



Abbildung 45: Fahrzeug mit Messtechnik in der Klimakammer



Abbildung 46: 4 Temperatursensoren im Kopfbereich der Passagiere

Zuerst wurden sowohl im AC- als auch im Wärmepumpenbetrieb Messungen zur Aufzeigung der Funktionsfähigkeit der Regelung des R744-Systems im Fahrzeug durchgeführt.

Test der Regelung des R744-Systems im Fahrzeug im AC-Modus:

Zum Test der Regelung im AC-Modus wurden die verschiedenen Setpoints (Lufttemperatur nach Verdampfer: 3, 5, 7, 9 und 11 °C) mit Hilfe des Drehknopfes im Auto ausgewählt und anhand der Messdaten überprüft ob der Regler auf die jeweiligen Temperaturen hinregelt (Umgebungstemperatur 20 °C). Dabei wurde auch darauf geachtet, dass die Regelung schnell, stabil und möglichst ohne starke Überschwingungen arbeitet. Abbildung 47 zeigt die Temperatur nach Verdampfer, sowie Hoch- und Niederdruck für die „Regelungsfahrt“ mit verschiedenen Setpoints und der Änderung der Gebläsestufe von 4 (max.) auf 1 (min.) nach ca. 14 Minuten.

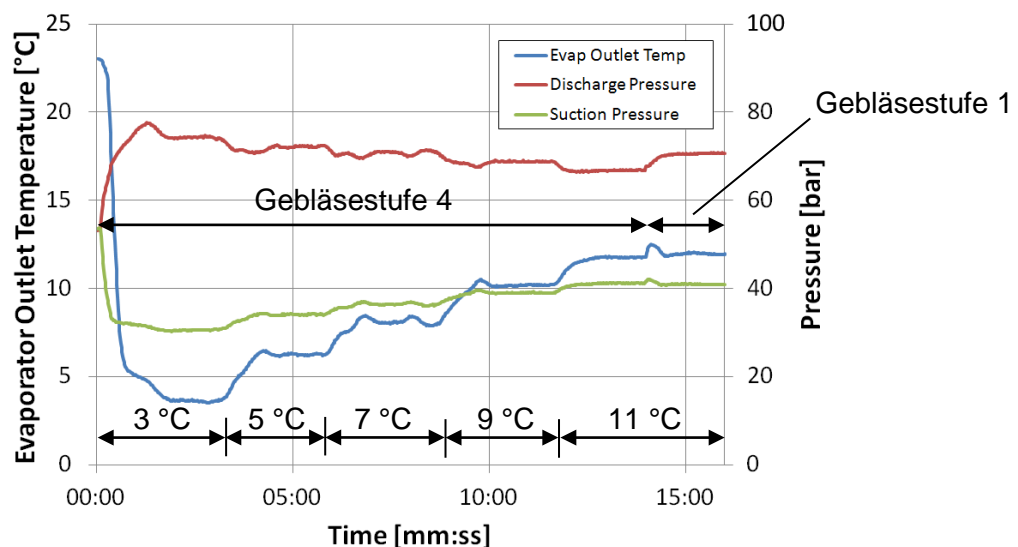


Abbildung 47: Regelungsfahrt im AC-Betrieb zum Test der verschiedenen Verdampfer-Setpoints

Test der Regelung des R744-Systems im Fahrzeug im HP-Modus:

Dasselbe Prozedere wurde für die Fahrzeugregelung im Wärmepumpenbetrieb durchgeführt, mit dem Unterschied, dass hier auf die Kompressorauslasstemperatur geregelt wird (Umgebungstemperatur 10 °C). Bei den 3 möglichen Heizstufen wird auf Kältemitteltemperaturen von 60, 70 bzw. 100 °C unter Berücksichtigung des maximalen Hochdrucks von 100 bar hingeregelt. Abbildung 48 zeigt die Kompressorauslasstemperatur sowie Hoch- und Niederdrücke während der Regelungsfahrt mit den 3 Heizstufen (in der Heizstufe 3 stößt das System an die Hochdruckgrenze von 100 bar).

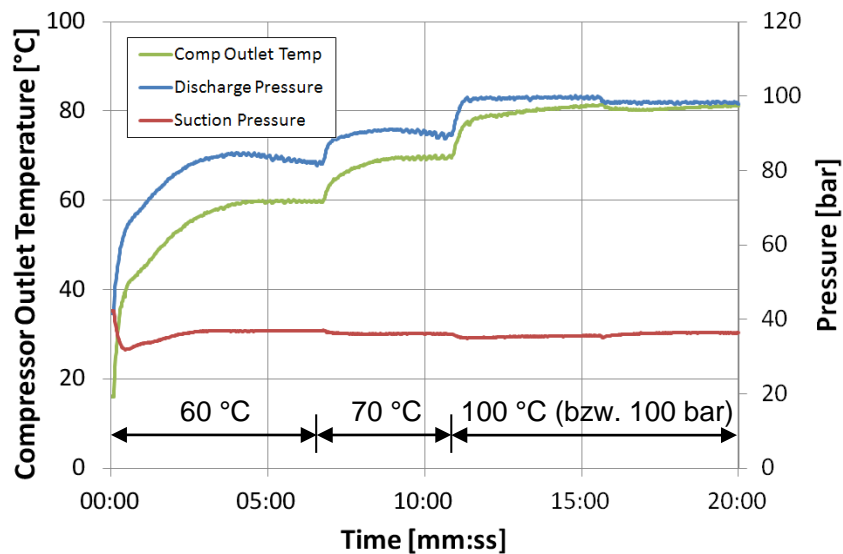


Abbildung 48: Regelungsfahrt im Wärmepumpen-Betrieb zum Test der verschiedenen Heizstufen

Fazit:

Die Regelung funktioniert sowohl im AC- als auch im Wärmepumpenbetrieb. Die max. Betriebsdrücke und Setpoints wurden eingehalten (im AC-Modus war ca. 1 K Offset zwischen Setpoint und gemessener Temperatur nach Verdampfer zu sehen, dies konnte aber einfach korrigiert werden). Weiters zeigte sich auch beim Wechsel zwischen verschiedenen Gebläsestufen ein sauberes Regelverhalten. Um die Funktionsfähigkeit des Systems auch an den Grenzen der Auslegungskriterien sicherzustellen, wurden Abkühlversuche bei +35 °C und +30°C sowie Aufheizversuche bei -10, 0 und 10 °C durchgeführt.

Abkühlversuche bei +35 °C:

Die Abkühlversuche bei 35 °C wurden unter den in Tabelle 25 angegebenen Randbedingungen durchgeführt. Normalerweise werden Abkühlversuche auch unter Einbeziehung einer Sonnenlast durchgeführt. Da aber Prüfstände mit Sonneneinstrahlung sehr kostspielig sind, hätte dies den finanziellen Rahmen des Projektes gesprengt. Somit wurde beschlossen darauf zu verzichten und dafür umfangreiche Messungen in der Klimakammer des Instituts für Wärmetechnik der TU Graz durchzuführen. Abbildung 49, Abbildung 50 und Abbildung 51 zeigen die mittlere Kabinentemperatur, die mittlere Temperatur an den Auslassdüsen und die Leistung des Systems im Außenluft- und Umluftbetrieb während des Abkühlversuches bei 35 °C.

Tabelle 25: Randbedingungen des Abkühlversuches bei +35 °C

Temperatur	35 °C
Setpoint (Temperatur nach Verdampfer)	3 °C
Gebälsestufe	4 (max.)
Fahrtwind (simuliert durch Gebläse)	30 km/h

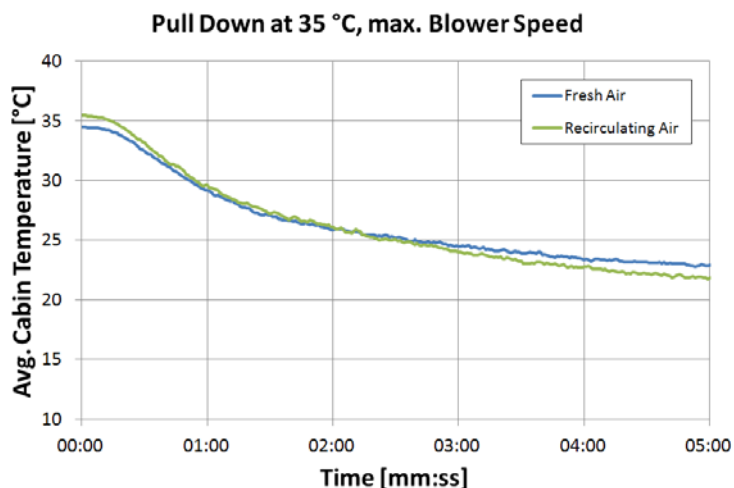


Abbildung 49: Mittlere Kabinentemperatur während des Abkühlversuches bei 35 °C

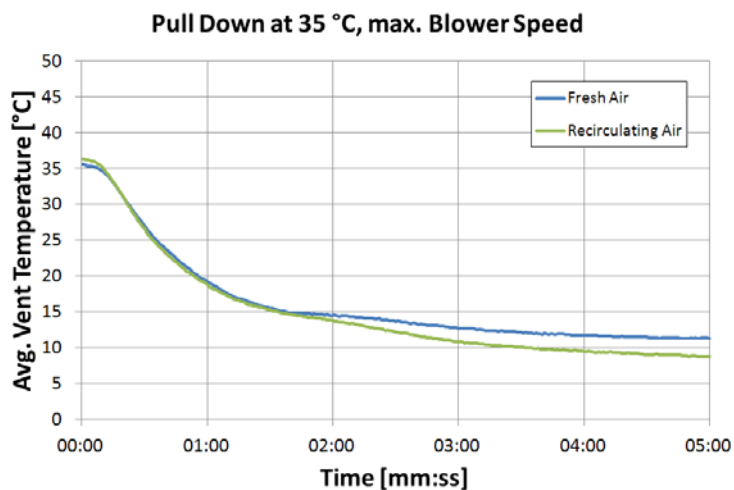


Abbildung 50: Mittlere Temperatur an den Auslassdüsen während des Abkühlversuches bei 35 °C

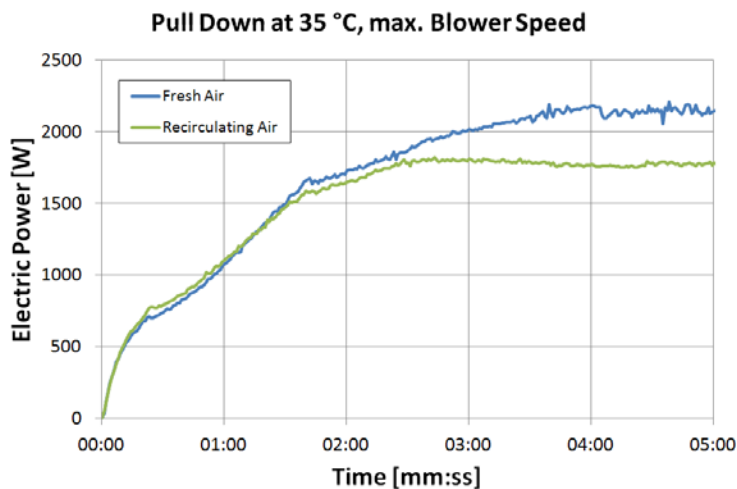


Abbildung 51: Elektrische Antriebsleistung des Systems während des Abkühlversuches bei 35 °C

Fazit:

Mit der Kälteleistung des R744-Systems kann die mittlere Kabinentemperatur bei einer Umgebungstemperatur von 35 °C in 5 min sowohl im Umluft- als auch im Außenluftbetrieb auf komfortable 23 °C gesenkt werden.

Abkühlversuche bei +30 °C (City-Zyklus):

Weiters wurde bei +30 °C ein Abkühlversuch durchgeführt, der einen City-Zyklus darstellen soll. Die Randbedingungen dazu sind in Tabelle 26 angegeben.

Tabelle 26: Randbedingungen des Abkühlversuches bei +30 °C (City-Zyklus)

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

Abbildung 52 zeigt die Verläufe der Kabinen-, Düsen- und Kompressor Ein- und Austrittstemperaturen während des Pull-Downs im City-Zyklus bei 30 °C. In Abbildung 53 sind die elektrische Antriebsleistung sowie Hoch- und Niederdruck während des Pull-Downs im City-Zyklus bei 30 °C zu sehen.

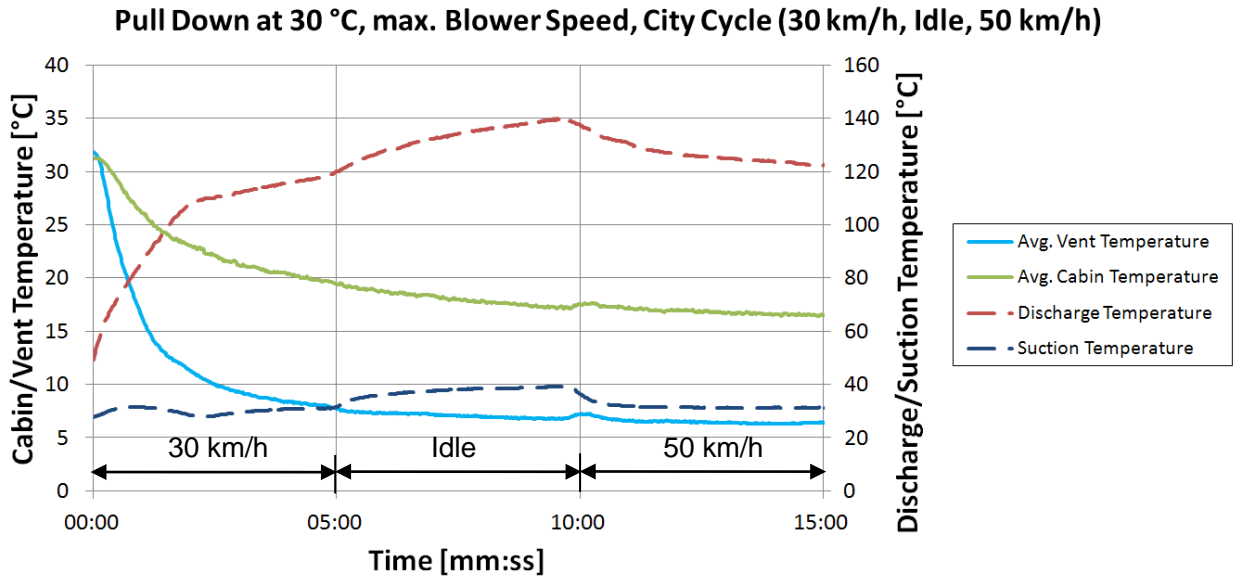


Abbildung 52: Kabinen-, Düsen- und Kompressor Ein- und Austrittstemperaturen während des Pull-Downs im City-Zyklus bei 30 °C

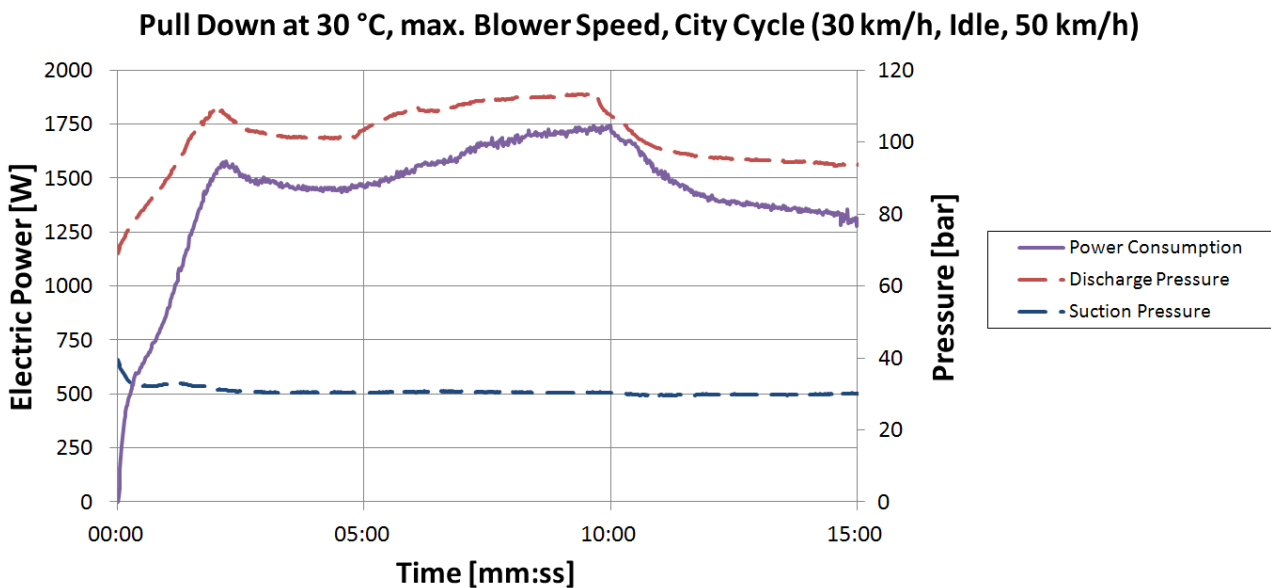


Abbildung 53: Elektrische Antriebsleistung sowie Hoch- und Niederdruck während des Pull-Downs im City-Zyklus bei 30 °C

Fazit:

Deutlich erkennbar sind der Anstieg der Kompressoraustrittstemperatur sowie des Hochdrucks bei Abschaltung des Fahrtwindgebläses nach 5 Minuten. Weiters steigt auch die elektrische Antriebsleistung des Systems während dieser Phase merklich an. Die vorhandene Kälteleistung reicht aber aus um die Kabine weiterhin ausreichend abzukühlen.

Aufheizversuche bei -10 °C:

Die Aufheizversuche bei -10 °C wurden unter den in Tabelle 27 angegebenen Randbedingungen durchgeführt. Der PTC-Heizer und die Wärmepumpe wurden in der jeweils max. Stufe betrieben (Regelung auf 100 °C Heißgastemperatur bzw. 100 bar max. Hochdruck bei der Wärmepumpe). Abbildung 54, Abbildung 55 und Abbildung 56 zeigen die mittlere Kabinentemperatur, die mittlere Temperatur an den Auslassdüsen und die elektrische Antriebsleistung des Systems für die Wärmepumpe, den PTC-Heizer und für beide kombiniert während der Aufheizvorgänge.

Tabelle 27: Randbedingungen des Aufheizversuches bei -10 °C

Temperatur	-10 °C
Setpoint Heißgas	100 °C (max.)
Gebälsestufe	4 (max.)
Fahrtwind (simuliert durch Gebläse)	30 km/h

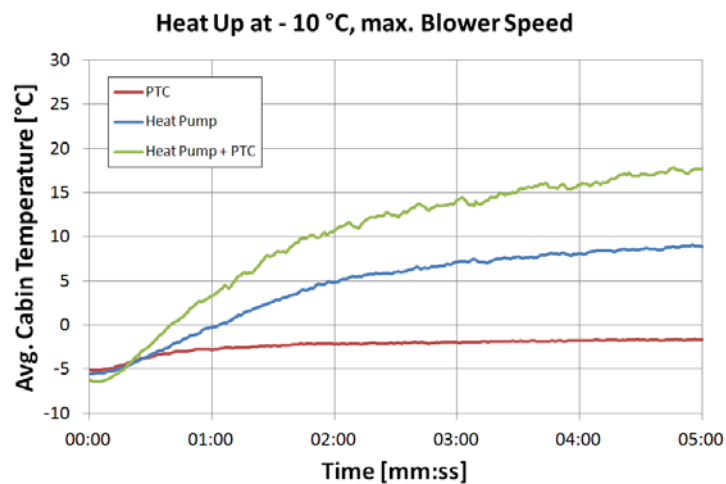


Abbildung 54: Mittlere Kabinentemperatur während des Aufheizversuches bei -10 °C

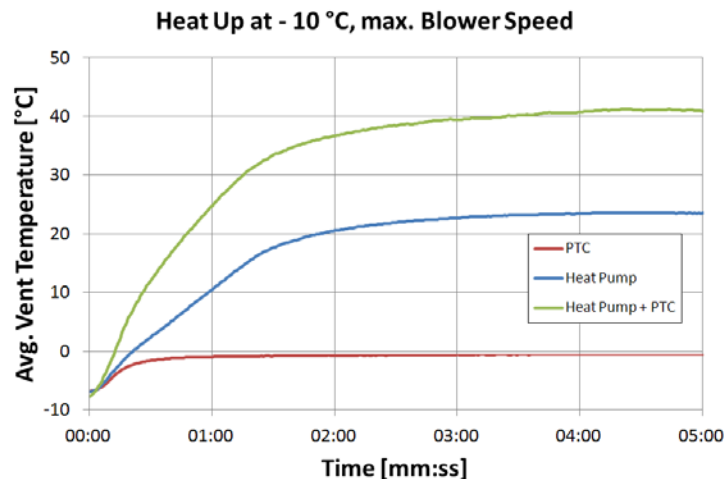


Abbildung 55: Mittlere Temperatur an den Auslassdüsen während des Aufheizversuches bei -10 °C

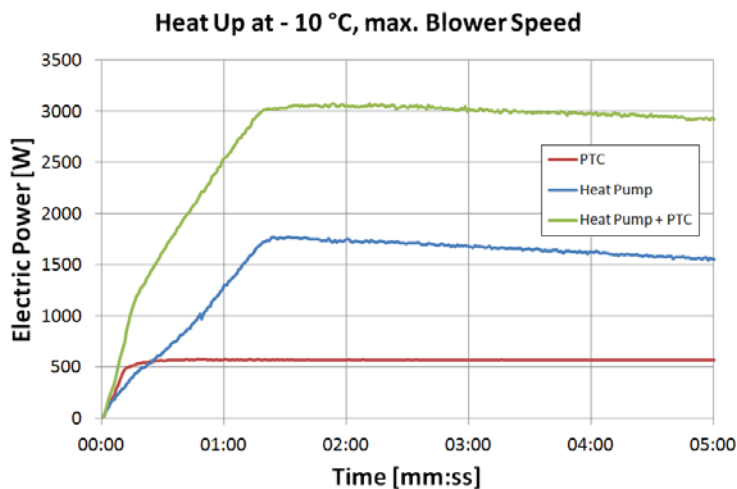


Abbildung 56: Elektrische Antriebsleistung des Systems während des Aufheizversuches bei -10 °C

Aufheizversuche bei 0 °C:

Die Aufheizversuche bei 0 °C wurden unter den in Tabelle 28 angegebenen Randbedingungen durchgeführt. Abbildung 57, Abbildung 58 und Abbildung 59 zeigen die mittlere Kabinentemperatur, die mittlere Temperatur an den Auslassdüsen und die elektrische Antriebsleistung des Systems für die Wärmepumpe, den PTC-Heizer und für beide kombiniert während des Aufheizvorganges.

Tabelle 28: Randbedingungen des Aufheizversuches bei 0 °C

Temperatur	0 °C
Setpoint Heißgas	100 °C (max.)
Gebälsestufe	4 (max.)
Fahrtwind (simuliert durch Gebläse)	30 km/h

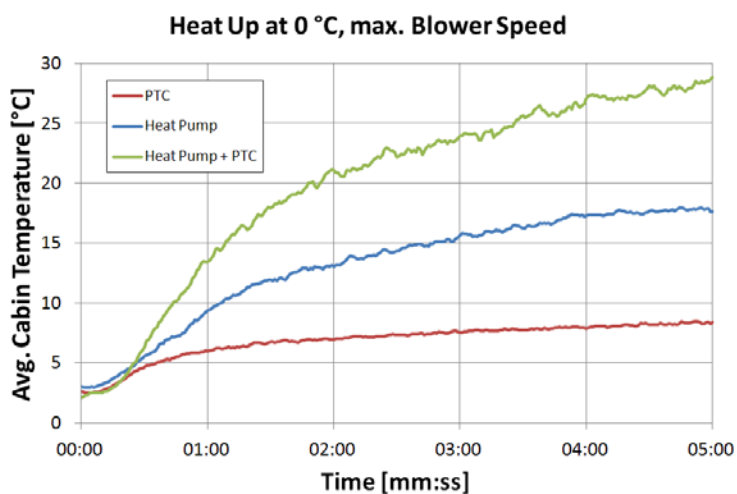


Abbildung 57: Mittlere Kabinentemperatur während des Aufheizversuches bei 0 °C

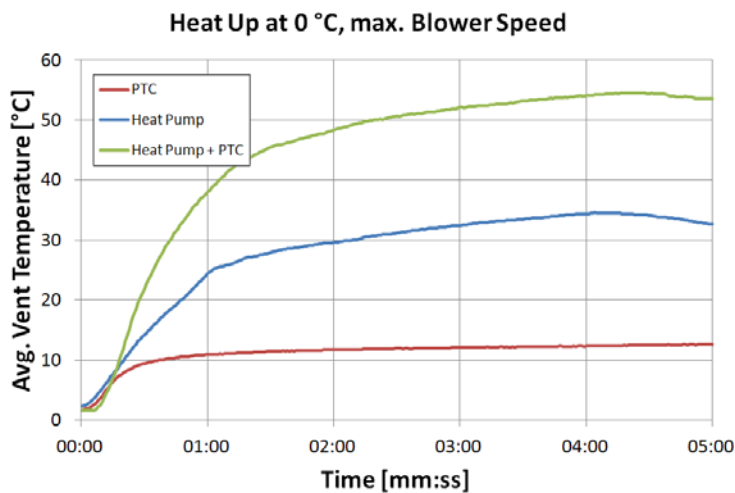


Abbildung 58: Mittlere Temperatur an den Auslassdüsen während des Aufheizversuches bei 0 °C

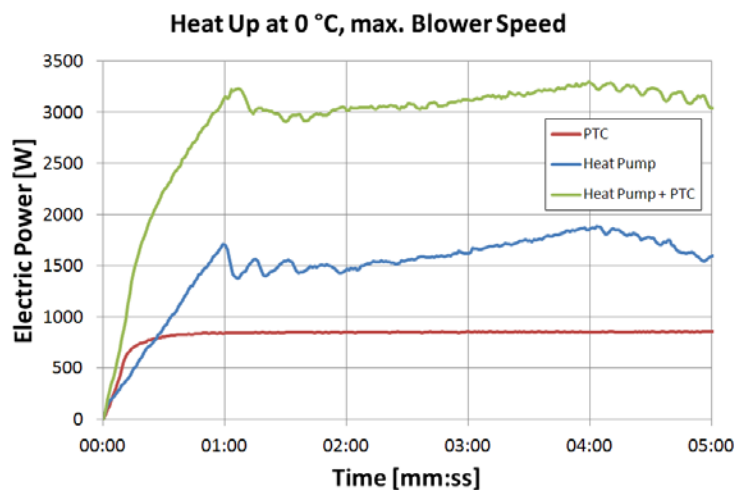


Abbildung 59: Elektrische Antriebsleistung des Systems während des Aufheizversuches bei 0 °C

Aufheizversuche bei +10 °C:

Die Aufheizversuche bei +10 °C wurden unter den in Tabelle 29 angegebenen Randbedingungen durchgeführt. Abbildung 54, Abbildung 55 und Abbildung 56 zeigen die mittlere Kabinentemperatur, die mittlere Temperatur an den Auslassdüsen und die elektrische Antriebsleistung des Systems für die Wärmepumpe, den PTC-Heizer und für beide kombiniert während des Aufheizvorganges.

Tabelle 29: Randbedingungen des Aufheizversuches bei +10 °C

Temperatur	+10 °C
Setpoint Heißgas	100 °C (max.)
Gebälsestufe	4 (max.)
Fahrtwind (simuliert durch Gebläse)	30 km/h

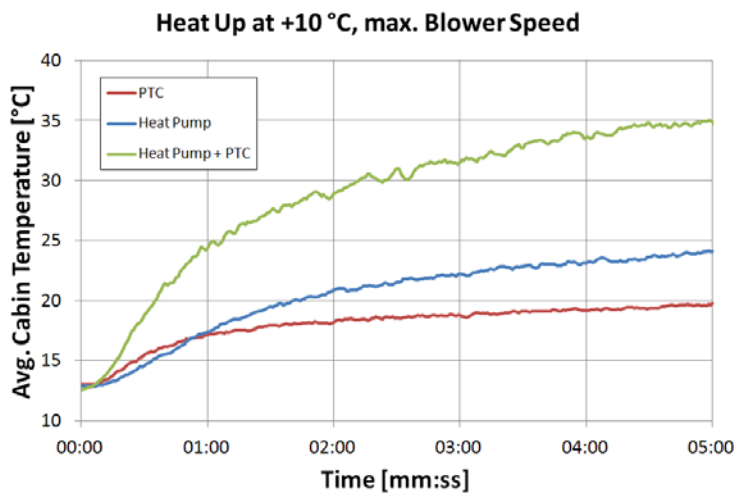


Abbildung 60: Mittlere Kabinentemperatur während des Aufheizversuches bei +10 °C

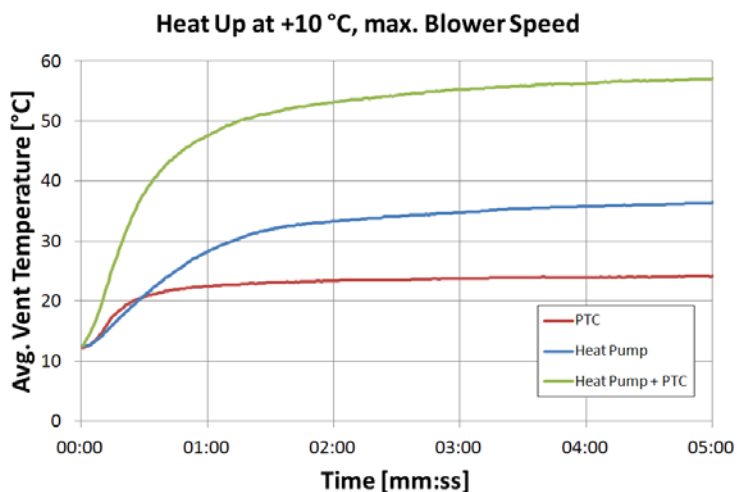


Abbildung 61: Mittlere Temperatur an den Auslassdüsen während des Aufheizversuches bei +10 °C

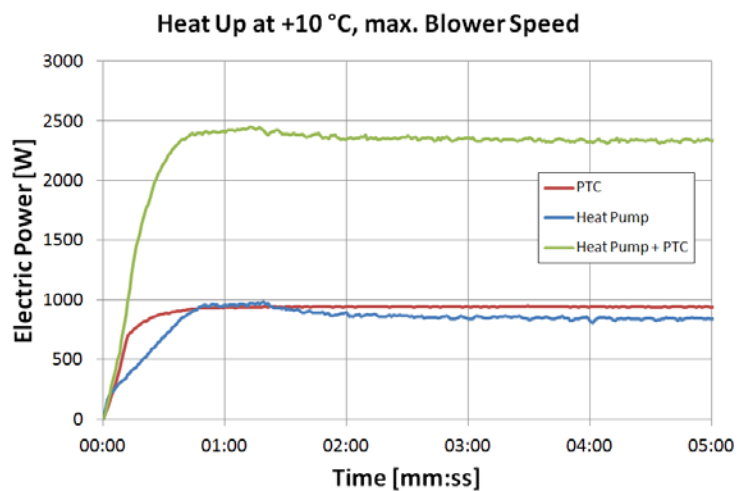


Abbildung 62: Elektrische Antriebsleistung des Systems während des Aufheizversuches bei +10 °C

Fazit:

Bei den Aufheizversuchen zeigte sich deutlich, dass das PTC-Heizelement unterdimensioniert ist für dieses Fahrzeug. Selbst bei +10 °C konnten nur ca. 24 °C an den Auslassdüsen gemessen werden, was für eine komfortable Beheizung des Innenraumes nicht ausreicht. Die Wärmepumpe hingegen zeigt wesentlich bessere Ergebnisse wobei bei -10 und 0 °C durch den begrenzten Hochdruck von 100 bar auch erst mit Unterstützung des PTC Ausblastemperaturen von 40 °C und mehr erreicht wurden. In Abbildung 59 sieht man die abgeregelte Kompressorleistung der Wärmepumpe aufgrund des Erreichens von 100 bar Hochdruck (blaue Kurve). Bei +10 °C haben die Wärmepumpe und das PTC-Heizelement in etwa dieselbe Leistungsaufnahme. Eine komfortable Innenraumtemperatur von 20 °C wird mit dem R774-System allerdings bereits nach ca. 2 min überschritten, wohingegen dies mit dem PTC-Heizelement erst nach 5 min erreicht wird.

2.4 Jahresverbrauchsberechnung

Um einen aussagekräftigen Vergleich zwischen dem R744-System und dem R134a-System durchführen zu können, wurde eine Jahresverbrauchsberechnung mit Hilfe eines in Microsoft Excel erstellten Berechnungsprogrammes durchgeführt. Somit werden die realen Einsatzbedingungen über ein gesamtes Jahr gesehen verwendet, um den Mehrverbrauch an Energie, bzw. die dadurch verkürzte Reichweite des E-Fahrzeuges, bestimmen zu können.

Die Berechnung basiert auf folgenden Daten:

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

2.4.1 Klimatologische Daten

Die Basis für eine Jahresverbrauchsberechnung stellen die klimatologischen Daten (Temperatur, rel. Feuchte und Sonneneinstrahlung) für verschiedene Städte in verschiedenen Klimaregionen dar. Für den durchgeführten Vergleich wurden die Daten von Meteonorm (Version 6.0) für die folgenden Städte verwendet:

- Graz (gemäßigtes Klima)
- Athen (warm)
- Helsinki (kalt)

Abbildung 63 zeigt einen Ausschnitt der klimatologischen Daten für die Stadt Graz. Diese liegen als gemittelte Werte für jede Stunde des Jahres vor.

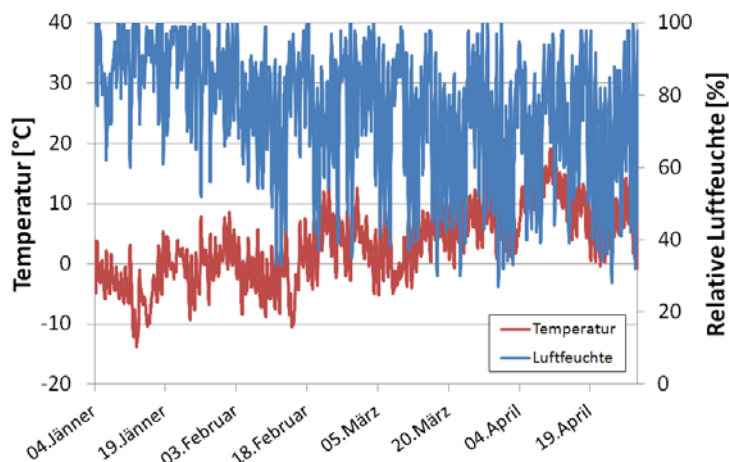


Abbildung 63: Klimatologische Daten

Eine Betrachtung der klimatologischen Daten für die Stadt Graz im hx-Diagramm mit eingezeichnetem Komfortbereich (Abbildung 64) lässt bereits darauf schließen, dass der Heizbetrieb für Graz von größerer Wichtigkeit als der Kühlbetrieb ist. Für diesen Komfortbereich gibt es je nach verwendeter Quelle leicht abweichende Definitionen. Laut ÖNORM EN 13779 werden 30 % als unterer und 70 % als oberer Grenzwert für die relative Luftfeuchtigkeit angegeben, sowie eine Schwülegrenze von 12 g/kg absoluter Luftfeuchte. Diese Werte wurden für den Komfortbereich in Abbildung 64 übernommen. Als unterer und oberer Grenzwert für die Lufttemperatur wurden 20 bzw. 27 °C verwendet.

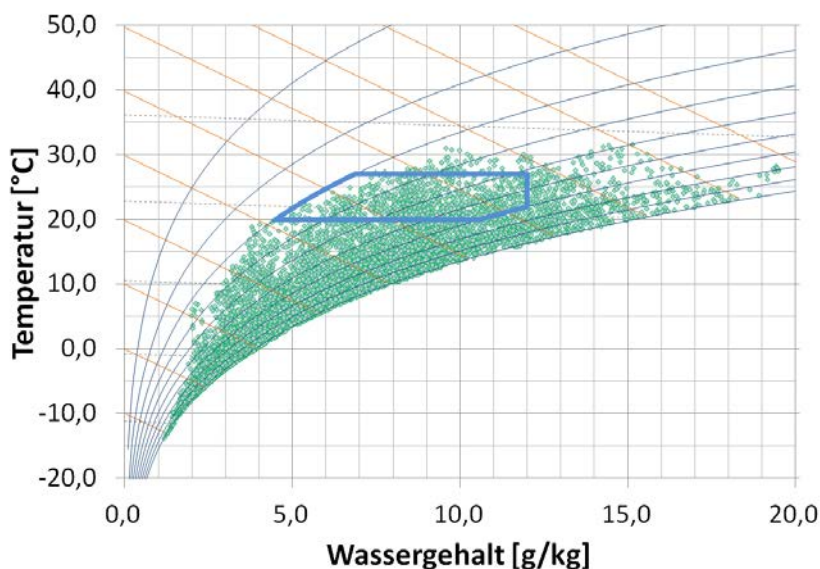


Abbildung 64: Klimatologische Daten von Graz für ein Kalenderjahr auf Stundenbasis im hx-Diagramm

2.4.2 Betriebszeiten des Fahrzeuges und der Klimaanlage

Die Berechnung der Betriebszeiten des Fahrzeuges wurde mit Hilfe von Ganglinien durchgeführt, die Pinkofsky (2006) zur Modellierung der Verkehrsstärke vorschlug.

Dabei werden folgende 3 Ganglinien verwendet:

- **Tagesganglinie:** beschreibt den Verkehrsanteil jeder Stunde des Tages (Abbildung 65 - links zeigt beispielsweise den typischen Verlauf einer Tagesganglinie mit Verkehrsspitzen um 8 und 18 Uhr)
- **Wochenganglinie:** beschreibt den Verkehrsanteil jedes Tages der Woche (Abbildung 65 - rechts zeigt den Verlauf einer Wochenganglinie mit verringertem Verkehrsaufkommen am Wochenende)
- **Jahresganglinie:** beschreibt den Verkehrsanteil jedes Monats des Jahres (Abbildung 66 zeigt den Verlauf einer Jahresganglinie mit den verkehrsschwachen Monaten Juli und August aufgrund der Urlaubszeit)

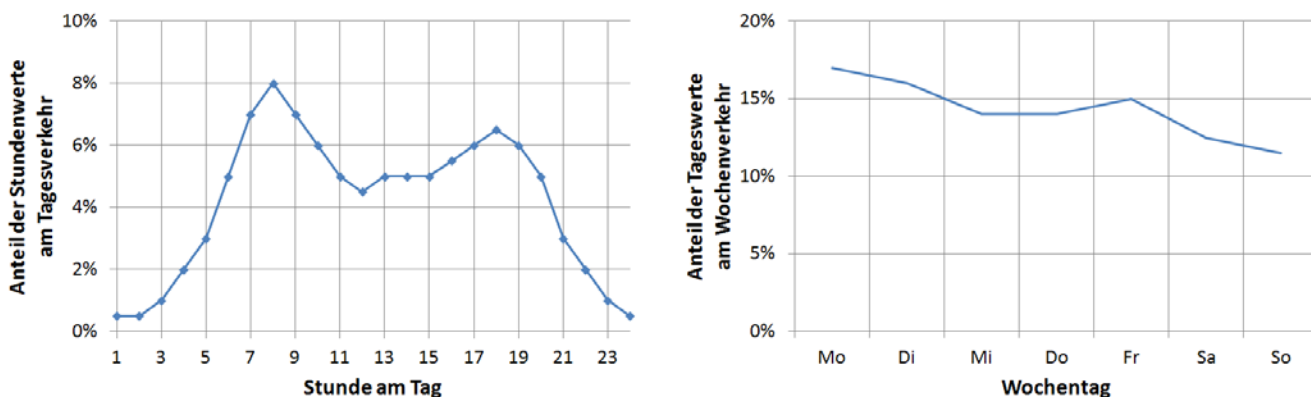


Abbildung 65: Verwendete Tages- und Wochenganglinie

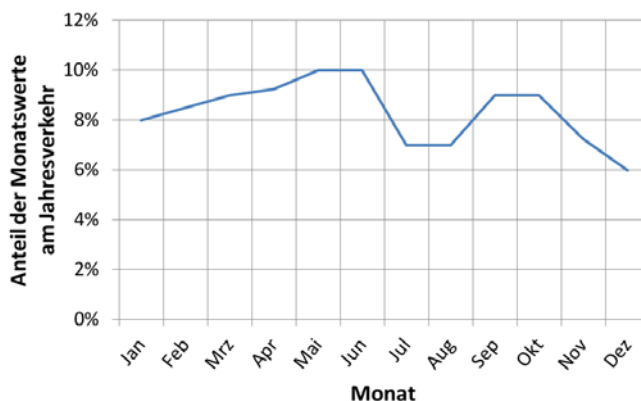


Abbildung 66: Verwendete Jahresganglinie

Durch Multiplikation der Verkehrsanteile dieser 3 Ganglinien kann somit die Betriebswahrscheinlichkeit eines Fahrzeuges für jede Stunde des Jahres berechnet werden. Weiters muss noch die Wahrscheinlichkeit, dass die Kühlung bzw. Heizung des Fahrzeuges eingeschaltet ist, berücksichtigt werden. Dies wurde durch stark vereinfachte Funktionen für die Betriebswahrscheinlichkeit in Abhängigkeit der Temperatur realisiert (Abbildung 67).

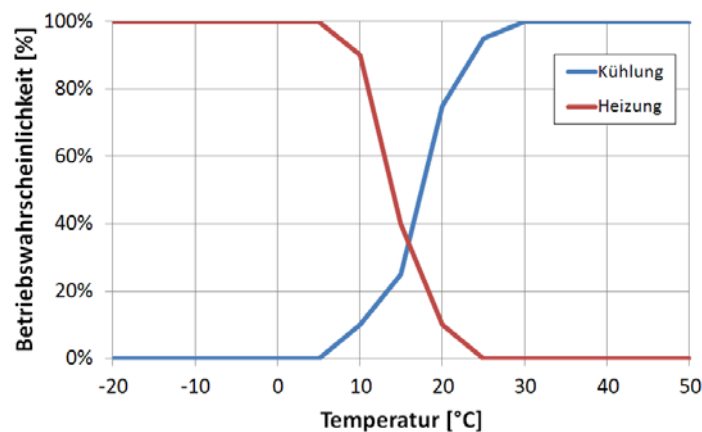


Abbildung 67: Funktionen für die Betriebswahrscheinlichkeit der Kühlung bzw. Heizung

Anzumerken ist an dieser Stelle, dass neben der Temperatur auch die relative Feuchte und Sonneneinstrahlung einen Einfluss auf die Betriebswahrscheinlichkeit der Klimaanlage haben, was für zukünftige Berechnungen berücksichtigt werden sollte. Weiters sollte abhängig vom Anlagentyp und klimatischen Bedingungen auch der reine Entfeuchtungsbetrieb (Abkühlung + Nachheizung) berücksichtigt werden, der durchaus energieintensiv sein kann.

2.4.3 Fahrprofil

Das Fahrprofil hat bei konventionellen Fahrzeugen mit riemengetriebenem Kompressor großen Einfluss auf das System, da die Kompressordrehzahl wesentlich für die Leistung und Effizienz im jeweiligen Betriebspunkt ist. Im Gegensatz dazu kann bei Fahrzeugen mit E-Kompressor die Kompressordrehzahl unabhängig geregelt werden, das Fahrprofil (versch. Fahrgeschwindigkeiten) beeinflusst lediglich den Luftmassenstrom durch den Außenraumwärmetauscher. Für den vorliegenden Vergleich wurde das Fahrprofil über die Durchschnittsgeschwindigkeit charakterisiert. Über diese, können dann der Luftmassenstrom durch den Außenraumwärmetauscher sowie die Betriebsdauer der Klimaanlage berechnet werden.

2.4.4 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 aufwendig. Papasavva und Hill (2008) verwenden für die Berechnung der LCCP (Life Cycle Climate Performance) gemittelte Werte von Prüfstandsmessungen für Leistungen und COPs. Dabei wird das jeweilige System bei unterschiedlichen Temperaturen (15, 25, 35 und 45 °C), Feuchten und Verdampfer-Setpoints vermessen und ein gewichteter Durchschnittswert für die 4 Temperaturen gebildet. Zwischen diesen wird 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.)

- der 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 würde vorklimatisiert. Dies bedeutet, dass die durchschnittliche benötigte Leistung durchaus um den Faktor 2 oder mehr größer sein kann. Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung dieses Umstandes wäre die Berechnung der im Durchschnitt benötigten Leistung in Abhängigkeit von der Fahrzeit. Gl. 10 zeigt eine mögliche Berechnungsvorschrift für eine mittlere Kälte- bzw Heizleistung \bar{Q} in Abhängigkeit von der durchschnittlichen Fahrzeit t_{FZ} und der Zeit davon im transienten Betrieb t_{trans} (\bar{Q}_{trans} repräsentiert die mittlere Leistung im transienten Betrieb).

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{trans} \cdot \frac{t_{trans}}{t_{FZ}} + \dot{Q}_{stat} \cdot \left(1 - \frac{t_{trans}}{t_{FZ}}\right) \tag{Gl. 10}$$

Diese 3 vorher genannten Einflüsse wurden für den hier vorliegenden Vergleich nicht berücksichtigt, sollten aber für zukünftige Berechnungen miteinbezogen werden. Ein aussagekräftiger Vergleich ist aber auch ohne diese möglich. Für den durchgeführten Vergleich wurden gemittelte Kühl- und Heizleistungen der am Prüfstand vermessenen Betriebspunkte der R134a-Anlage mit PTC-Heizer und der R744-Anlage für die jeweiligen Temperaturen verwendet. Die für den Vergleich benötigte Matrix zur Interpolation (Abbildung 68), wurde mit Hilfe von kalibrierten Simulationsmodellen erstellt. Somit konnten beliebige weitere Betriebszustände mit anderen Temperaturen und relativen Luftfeuchten bestimmt werden. Eine derartige „Extrapolation mittels kalibrierter Simulationsmodelle“ verspricht deutlich bessere Ergebnisse als eine direkte Extrapolation der Prüfstandsmessungen.

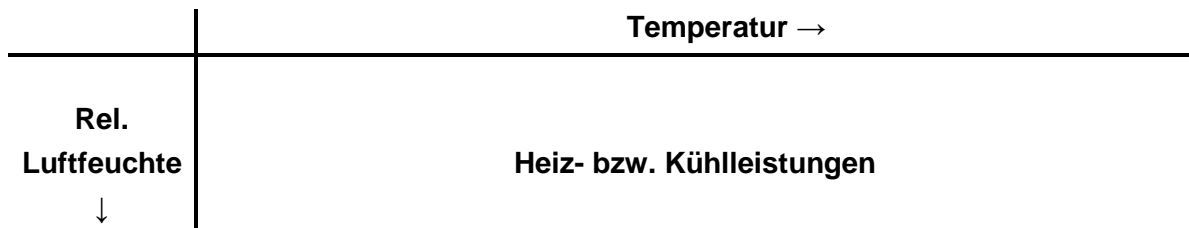


Abbildung 68: Schema der verw. Tabelle zur Interpolation der jeweiligen Heiz- bzw. Kühlleistungen

2.4.5 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 mittel Simulationssoftware eine umfangreiche Matrix (wie in Abbildung 68) für die COPs im Kühl- bzw. Heizbetrieb erstellt und dann interpoliert. Für den Heizbetrieb wurde von einer geringen Eisbildung ausgegangen und somit der Abtauvorgang nicht berücksichtigt.

2.4.6 Ergebnisse für den Jahresenergieverbrauch

Die Berechnung des Jahresenergieverbrauchs wurde für eine Jahreskilometerleistung von 10000 km und eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 25 km/h durchgeführt.

Die Ergebnisse (Abbildung 69 und Abbildung 70) zeigen die Unterschiede im Jahresenergieverbrauch im Kühlbetrieb von ca. 30 % und 40 bis 50 % im Heizbetrieb, abhängig von der Klimaregion, wenn anstelle des R134a-Systems und PTC-Heizelement das R744-System eingesetzt wird.

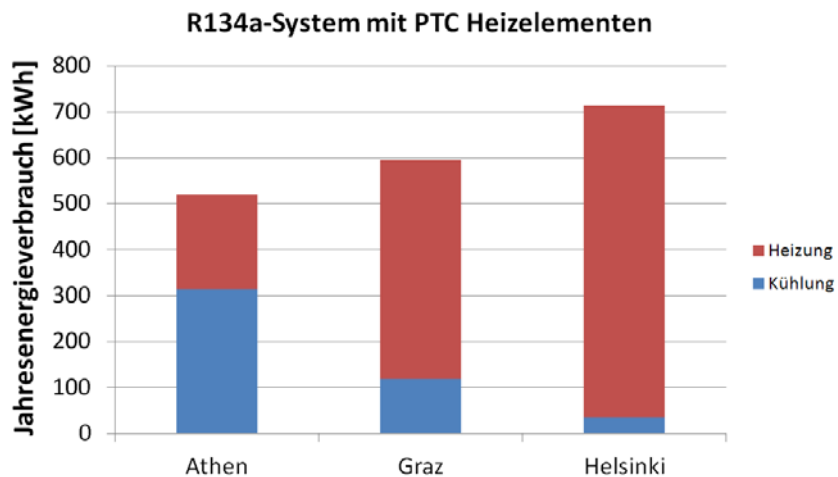


Abbildung 69: Jahresenergieverbrauch für das R134a-System mit PTC-Heizelementen

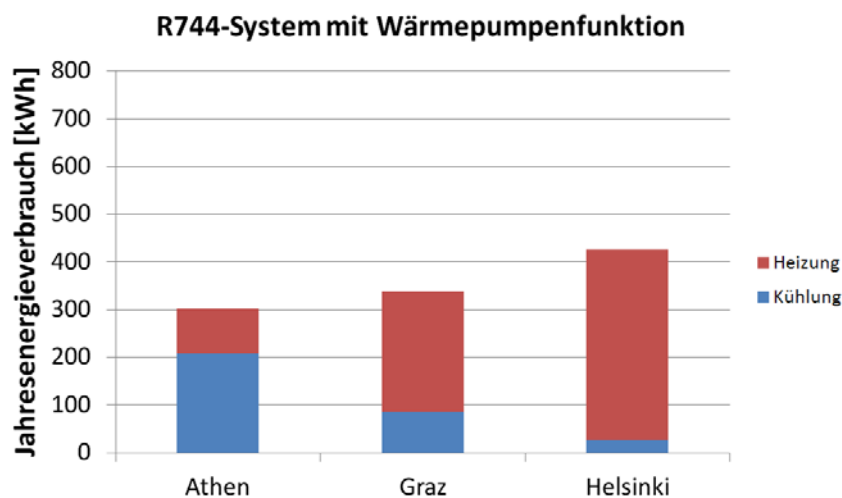


Abbildung 70: Jahresenergieverbrauch für das R744-System

Weitere sehr interessante Aufschlüsse über den Energieverbrauch bringt eine Aufteilung der Jahresenergieverbräuche für Kühlung und Heizung in verschiedene Temperaturbereiche. Abbildung 71, Abbildung 72 und Abbildung 73 zeigen den Jahresenergieverbrauch für das R134a-System mit PTC-Heizelementen sowie das R744-System je Temperaturbereich für die Städte Athen, Graz sowie Helsinki. Deutlich zu erkennen sind hier die unterschiedlichen Temperaturbereiche, die ausschlaggebend für den Jahresverbrauch sind abhängig von der Klimaregion. Während bei dem warmen Klima in Athen der Temperaturbereich von 20 bis 30 °C den größten Anteil am Jahresverbrauch aufweist, liegt dieser in Graz zwischen 0 und 10 °C bzw. in Helsinki zwischen -10 und 10 °C. Dies bedeutet für die Auslegung der Anlage, dass beispielsweise für Helsinki der Fokus auf einer effizienten Wärmepumpe liegen sollte, wohingegen für Athen eine auch im Kühlbetrieb effizient arbeitende Anlage wichtig ist.

Neue Energien 2020 - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

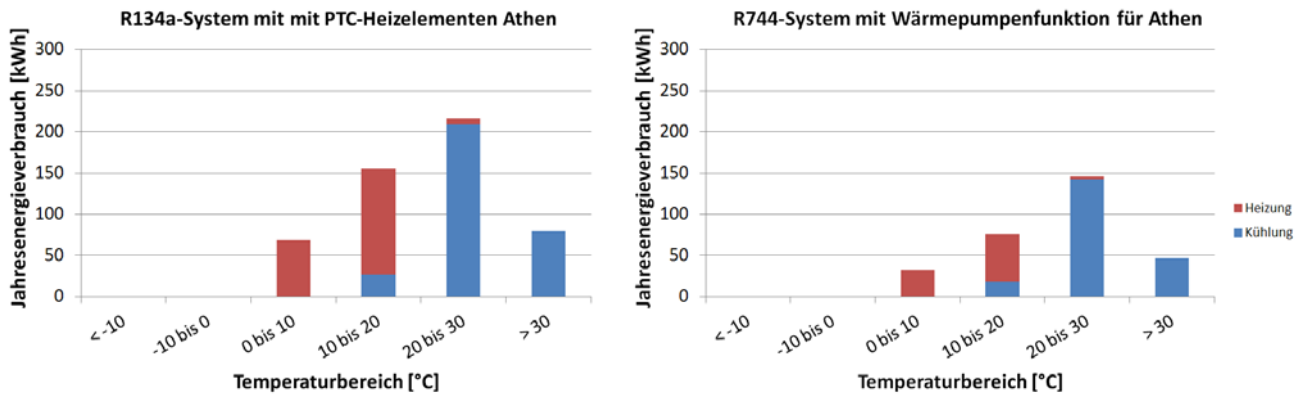


Abbildung 71: Jahresenergieverbrauch je Temperaturbereich für das R134a-System mit PTC-Heizelementen sowie das R744-System in Athen

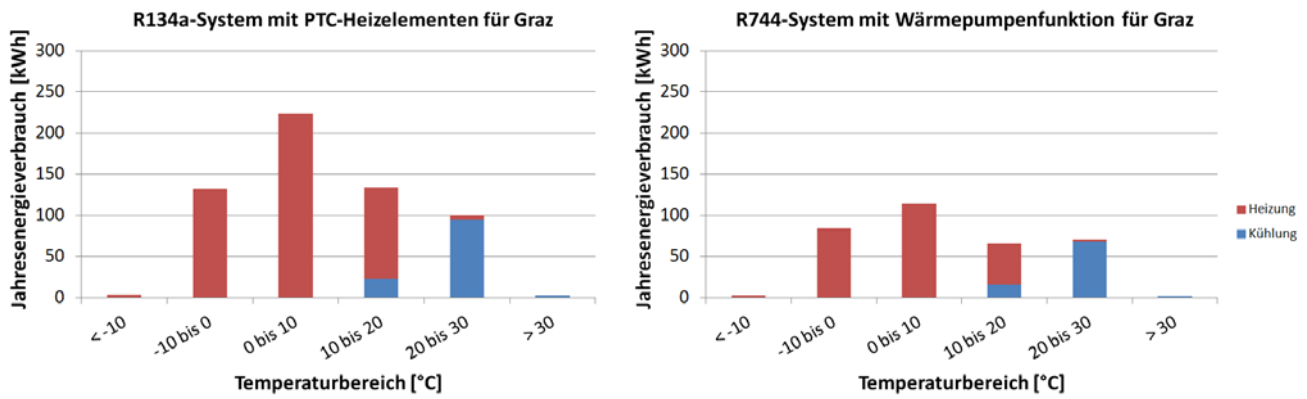


Abbildung 72: Jahresenergieverbrauch je Temperaturbereich für das R134a-System mit PTC-Heizelementen sowie das R744-System in Graz

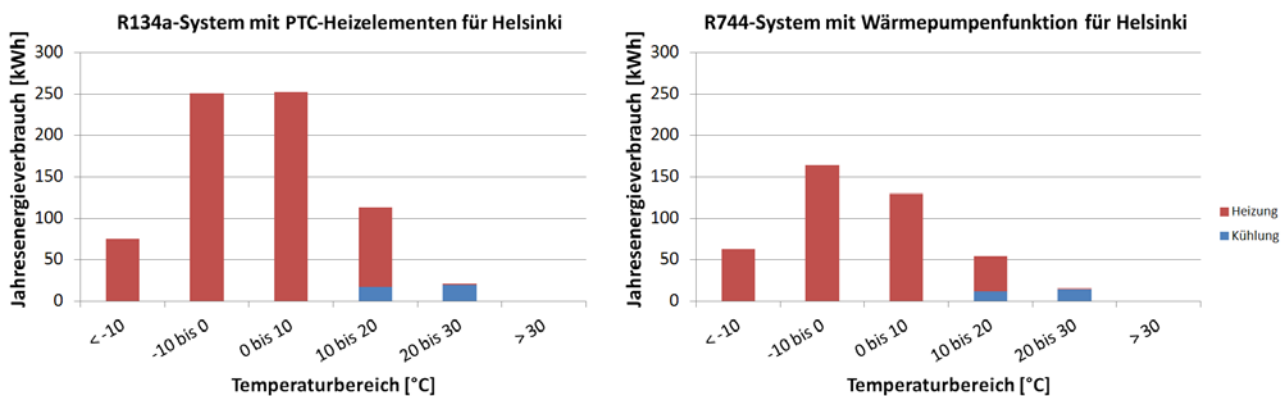


Abbildung 73: Jahresenergieverbrauch je Temperaturbereich für das R134a-System mit PTC-Heizelementen sowie das R744-System in Helsinki

3 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Das natürliche Kältemittel CO₂ (R744) bietet nicht nur Vorteile aufgrund seiner Umweltverträglichkeit und des geringen Preises. Aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften eignet es sich auch für den Einsatz in Wärmepumpen bei niedrigen Außentemperaturen.

Die hochgesteckten Ziele im Projekt HEKH744 konnten größtenteils erreicht werden und das fertig ausgerüstete E-Fahrzeug mit dem kombinierten Kühl- und Heizsystem mit CO₂ wurde in der Klimakammer des Instituts für Wärmetechnik der TU Graz vermessen (Abbildung 74).



Abbildung 74: Fahrzeug mit Messtechnik in der Klimakammer

Eine durchgeführte Jahresverbrauchsrechnung zeigte Energieeinsparungspotentiale durch das R744-System im Vergleich zum originalen R134a-System mit PTC-Heizelementen für 3 verschiedene Klimaregionen (Athen – warm, Graz – gemäßigt, Helsinki – kalt). Die Reduktion des Jahresenergieverbrauchs lag bei ca. 30 % im Kühlbetrieb und zwischen 40 und 50 % im Heizbetrieb je nach Klimaregion. Der Jahresgesamtenergieverbrauch würde laut Berechnung in allen 3 Klimaregionen um ca. 40 % reduziert (Abbildung 75).

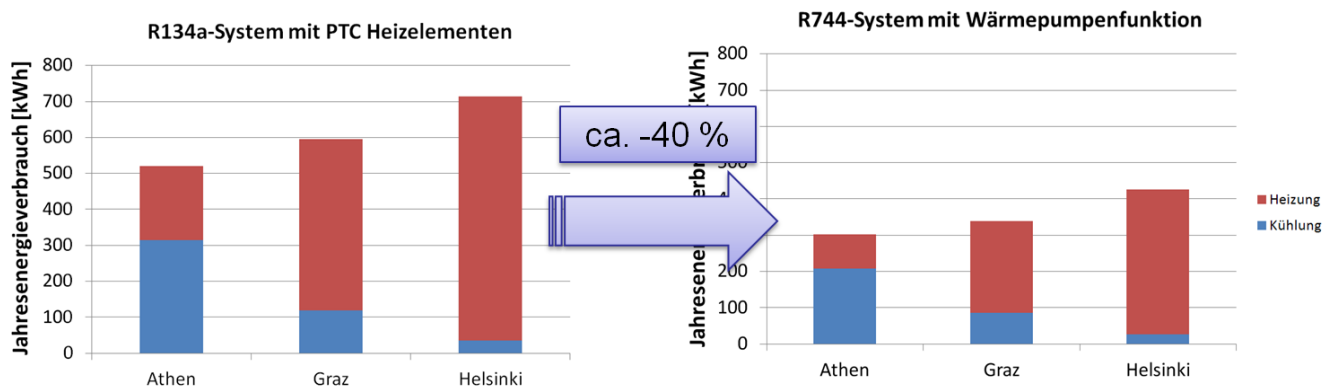


Abbildung 75: Energieeinsparung beim Jahresenergieverbrauch durch das R744-System im Vergleich zum R134a-System mit PTC-Heizelementen

Eine weitere Berechnung der Reichweite (berechnet über die Herstellerangabe für die Batteriekapazität) für einen typischen Wintertag mit 0 °C (Abbildung 76) zeigte, dass das E-Fahrzeug durch Nutzung der Wärmepumpenfunktion des R744-Systems eine um ca. 30 % erhöhte Reichweite besitzt. Dies ist mitunter entscheidend für die Kundenakzeptanz von E-Fahrzeugen.

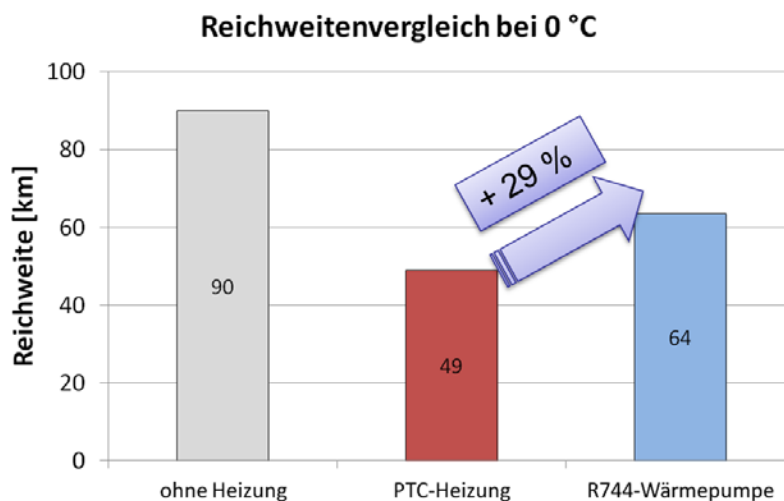


Abbildung 76: Reichweitenerhöhung bei 0 °C durch das R744-System im Vergleich zum R134a-System mit PTC-Heizelementen

Messungen im Wärmepumpenbetrieb zeigten eine starke Eisbildung am Außenraumwärmetauscher bei Temperaturen um den Gefrierpunkt. In diesem Projekt wurde eine Methode zur Erkennung dieser Eisbildung erarbeitet, um den optimalen Zeitpunkt zur Enteisung bestimmen zu können. Ein zu lösendes Problem ist noch die Automatisierung dieser Enteisung für den Real-Einsatz des Fahrzeuges und die Aufrechterhaltung des Innenraumkomforts während dessen.

4 Ausblick und Empfehlungen

Das in diesem Projekt erstellte kombinierte Kühl- und Heizsystem besteht größtenteils aus Prototypenbauteilen. Um das Potential dieses Systems aufzuzeigen, wurden Simulationen mit verbesserten Komponenten (siehe Tabelle 30) durchgeführt.

Tabelle 30: Randbedingungen für den simulatorischen Ausblick

Derzeitiges System (Present System)	Randbedingungen wie beschrieben in Kapitel 2.2.1
Verbesserter Außenraumwärmetauscher (Improved EHX)	1,5-facher uA-Wert
Verbesserter Innenraumwärmetauscher (Improved IHX)	1,5-facher uA-Wert
Verbesserter Kompressor (Improved Comp.)	Erhöhung des effektiven isentropen WG um 25 %
Verbessertes Gesamtsystem (Imp. EHX, IHX, Comp.)	Alle beschriebenen Verbesserungen zusammen

Die Simulationsergebnisse (Tabelle 31) mit den Randbedingungen aus Tabelle 5 zeigen deutlich, dass das Verbesserungspotential hauptsächlich im Innenraumwärmetauscher (+11 % Heizleistung, +10 % COP) sowie im Kompressor (+25 % COP) liegt. Durch Kombination dieser Verbesserungen sind laut Simulation +11 % Heizleistung sowie +34 % COP bei gleichbleibenden Randbedingungen möglich.

Tabelle 31: Auswirkungen auf COP und Heizleistung durch verbesserte Systemkomponenten

Results Simulations Heat Pump - Prospects										
	Present System		Improved EHX		Improved IHX		Improved Comp.		Imp. EHX, IHX, Comp.	
OP	Heating Capacity	COP	Heating Capacity	COP	Heating Capacity	COP	Heating Capacity	COP	Heating Capacity	COP
	[W]	[-]	[W]	[-]	[W]	[-]	[W]	[-]	[W]	[-]
S 101	1170	2,0	1170	2,0	1287	2,1	1170	2,5	1269	2,6
S 102	1459	1,6	1467	1,6	1633	1,8	1459	2,0	1616	2,2
S 103	1765	1,3	1774	1,4	1977	1,5	1765	1,7	1957	1,8
S 104	1614	2,6	1628	2,6	1813	2,8	1614	3,2	1797	3,4
S 105	1919	2,1	1928	2,1	2152	2,3	1919	2,6	2133	2,7
S 106	2255	1,7	2268	1,7	2516	1,9	2255	2,1	2489	2,3
S 107	1776	2,8	1773	2,8	1939	3,0	1776	3,5	1925	3,6
S 108	2065	2,2	2074	2,2	2273	2,4	2065	2,7	2254	2,9
S 109	2411	1,8	2425	1,9	2652	2,0	2411	2,3	2623	2,4
S 110	888	2,5	893	2,5	994	2,7	888	3,1	991	3,3
S 111	1211	1,9	1214	1,9	1358	2,1	1211	2,4	1355	2,6
S 112	1533	1,5	1536	1,5	1716	1,7	1533	1,9	1712	2,1
S 113	1230	3,2	1233	3,3	1398	3,6	1230	4,0	1396	4,4
S 114	1586	2,4	1589	2,5	1785	2,7	1586	3,0	1783	3,3
S 115	1958	1,9	1962	2,0	2188	2,1	1958	2,4	2183	2,6
S 116	1356	3,5	1356	3,5	1514	3,8	1356	4,3	1514	4,7
S 117	1717	2,6	1719	2,6	1902	2,8	1717	3,3	1900	3,5
S 118	2105	2,1	2109	2,1	2317	2,3	2105	2,6	2313	2,8
	Reference Values		+ 0,3%	+ 1,6%	+ 11,4%	+ 9,9%	-	+ 25,0%	+ 10,8%	+ 33,9%

Eine genauere Untersuchung der Auswirkung eines verbesserten Innenraumwärmetauschers (größere Wärmeübertragungsfläche und/oder höherer Wärmeübergang) mit bis zu 2-fachem uA-Wert sind in Abbildung 77 zu sehen. Damit würde der COP von ca. 2,2 auf 2,4 und die Heizleistung von 1700 auf 1900 W bei gleichen Randbedingungen steigen. Weiters ist in Abbildung 78 die Änderung des Kreisprozesses mit verbessertem Innenraumwärmetauscher (1,5- und 2,0-facher uA-Wert) dargestellt.

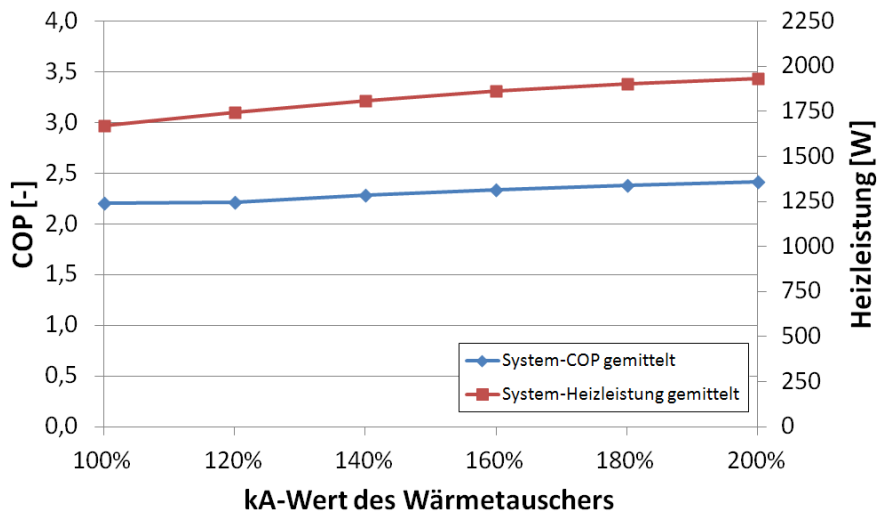


Abbildung 77: Auswirkung eines verbesserten Innenraumwärmetauschers auf den gemittelten COP und die gemittelte Heizleistung

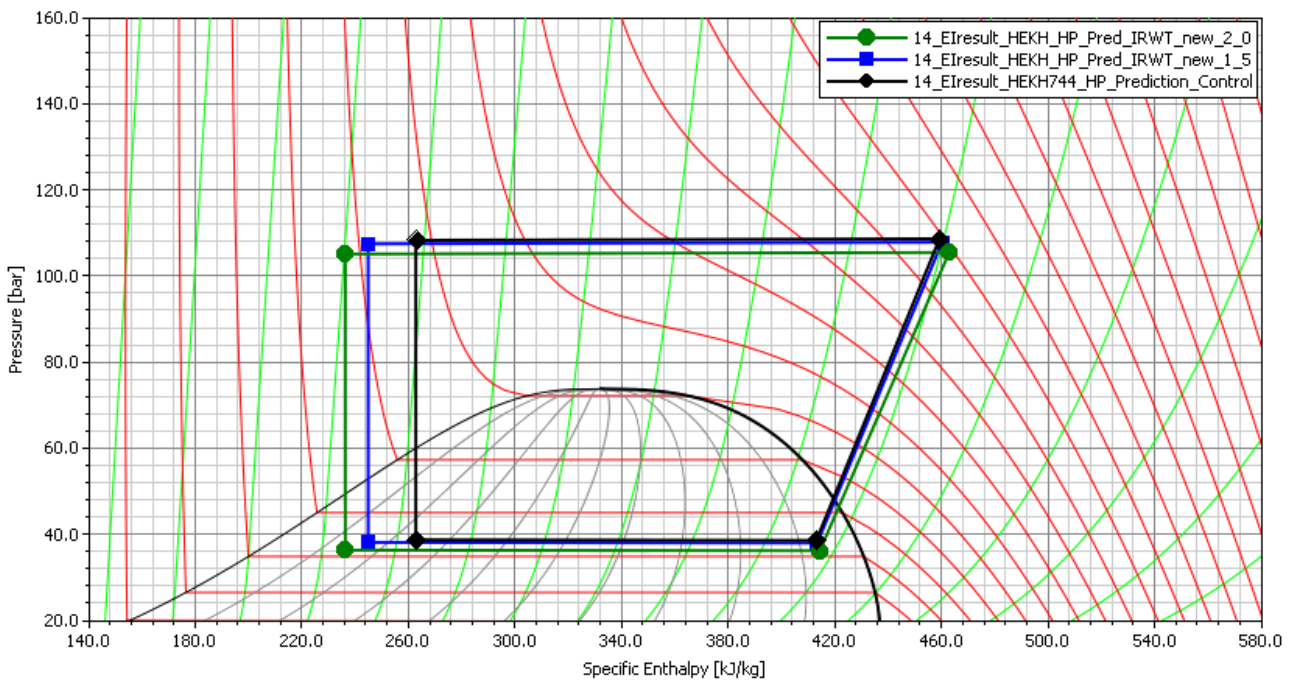


Abbildung 78: Auswirkung eines verbesserten Innenraumwärmetauschers (1,5- und 2,0-facher uA-Wert) auf den Prozess dargestellt im ph-Diagramm von R744

Neue Energien 2020 - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

In der nach wie vor angespannten Kältemitteldiskussion rund um die Nachfolge von R134a gibt es weiterhin Probleme mit der Lieferung sowie Bedenken bezüglich der Sicherheit von R1234yf. CO₂ als natürliches Kältemittel ist als langfristige und nachhaltige Alternative zu den derzeit verwendeten halogenierten Kohlenwasserstoffen sehr gut geeignet.

Zum Abschluss wird die Empfehlung ausgegeben, sich mit den Herausforderungen bei der Enteisung des Außenraumwärmetauschers (Fotoserie eines durchgeführten Enteisungsversuches in Abbildung 79) detailliert auseinanderzusetzen. Dies könnte nicht nur im PKW-Bereich der Wärmepumpe zum Durchbruch verhelfen, sondern auch auf andere Anwendungen (z.B. Schienenfahrzeuge) übertragbar sein.

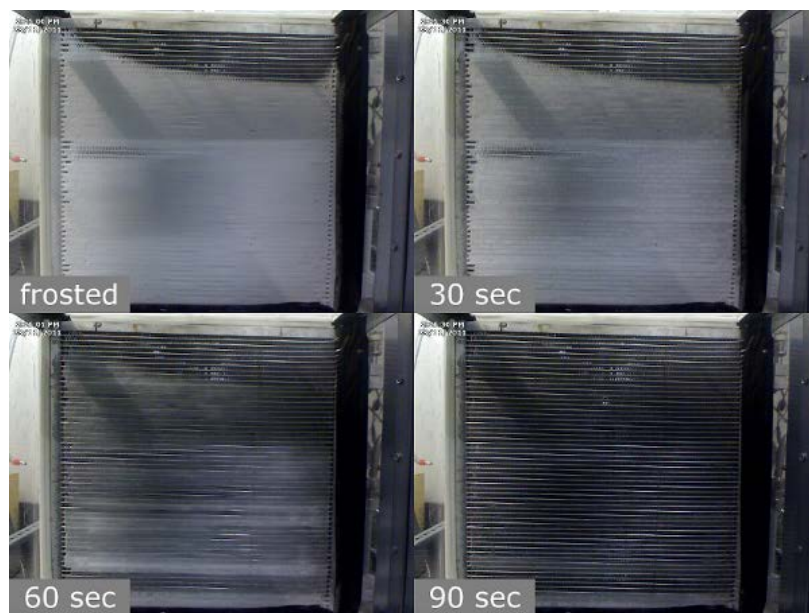


Abbildung 79: Fotoserie von einem Enteisungsprozess am Systemprüfstand

5 Literaturverzeichnis

Byun, Ju-Suk ; Jeon, Chang-Duk ; Jung, Ji-Hoon ; Lee, Jinho (2006): The application of photo-coupler for frost detecting in an air-source heat pump. In: International Journal of Refrigeration 29, Nr. 2, S. 191–198

Chang, Yu-Juei ; Wang, Chi-Chuan (1997): A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. In: International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 40, Issue 3, S. 533–544

Hünemörder W. (2004): *Elektrisch betriebene Wärmepumpe für Fahrzeuge mit dem Kältemittel R744 (CO₂)*, 6. Fahrzeugklima-Symposium Standklimatisierung und Wärmepumpenheizung im Kfz, Karlsruhe 2004, Denso

Jugert R. (2007): Simulation des Systemverhaltens einer PKW-Klimaanlage mit dem Kältemittel CO₂, Diplomarbeit, Hochschule Wismar

Lang G., Martin K., Rieberer R. (2006): Projektendbericht A2_T5 – HVAC System

Lawrence, J. M. W. ; Evans, J. A. (2008): Refrigerant flow instability as a means to predict the need for defrosting the evaporator in a retail display freezer cabinet. In: International Journal of Refrigeration 31, S. 107–112

Martin, Klaus ; Rosenkranz, Kristian ; Jugert, Rene (2009): Endbericht A2 - T28: Kennfeldmodellierung Kompressor im Teilhubbetrieb / Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsges. mbH.

Martin, Klaus (2009): Untersuchung des CO₂ Kältekreislaufes einer PKW-Klimaanlage unter besonderer Betrachtung des Drosselventils, TU Graz, Dissertation

Obrist, F.; Wolf, F. (2005): Micro Channel Profile Evaporator, Präsentation, VDA Wintermeeting, Saalfelden

Papasavva S., Hill W. R. (2008): Green-Mac-LCCP – Impact of Alternative Refrigerants to Global Vehicle LCCP CO₂-Equivalent Emissions

Pinkofsky, L. (2006): Typisierung der Ganglinien der Verkehrsstärke und ihre Eignung zur Modellierung der Verkehrsstärke. Diss. TU Braunschweig. Shaker Verlag. ISBN 3-8322-4859-5.

Richter, Christoph C. (2008): Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems, Technische Universität Braunschweig - Fakultät für Maschinenbau, Dissertation

Steiner A., Rieberer R. (2012): Investigation of a Reversible Cooling and Heating System for Electric Vehicles using CO₂ as Working Fluid under Frosting Conditions, In: 10th Gustav Lorentzen Conference Proceedings

Wagner, S. (2010): Idealisierte energetisch-analytische Abbildungsmethode der Temperatur-schichtung bei der passiven Aufheizung in der Fahrzeugkabine. In: PKW-Klimatisierung VI, S. 94–110

Wenju, H. ; Yiqiang, J. ; Minglu, Q. ; Long, N. ; Yang, Y. ; Shiming, D. (2011): An experimental study on the operating performance of a novel reverse-cycle hot gas defrosting method for air source heat pumps. In: Applied Thermal Engineering 31, S. 363–369

6 Kontaktdaten

Projektleiter:

Alois Steiner

Tel: +43 (316) 873 - 9025

Fax: +43 (316) 873 - 9002

e-mail: alois.steiner@v2c2.at

Institut/Unternehmen:

Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH (ViF)

Inffeldgasse 21/A/I

8010 Graz

AUSTRIA

www.v2c2.at

Auflistung der weiteren Projekt- bzw. KooperationspartnerInnen Name / Institut oder Unternehmen:

- Obrist Engineering GmbH
- TU Graz, Institut für Wärmetechnik