

Lucas WINDER, B.Sc.

Aufbau und Inbetriebnahme einer R744 – Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion für den Schienenverkehr

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

DI Peter Schrank
Virtual Vehicle Research Center

Beurteiler

Ao. Univ.-Prof. Dr.techn. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Februar 2019

In Kooperation mit:

**VIRTUAL VEHICLE Research Center
Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug (ViF)
Forschungsgesellschaft mbH, Graz**



Im Rahmen des Projekts:



Unterstützt durch:



sowie



Competence Centers for
Excellent Technologies

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Aufbau und Inbetriebnahme einer
R744 – Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion für den Schienenverkehr

Autor: Lucas Winder

1. Stichwort: CO₂
2. Stichwort: Heizen und Kühlen
3. Stichwort: Effizienz

Diese Arbeit befasst sich mit dem Aufbau und der Inbetriebnahme eines Kältemaschinen-Prüfstandes mit dem natürlichen Kältemittel CO₂ (R744), für die Innenraumkonditionierung eines Passagierzuges. Die untersuchte R744-Kompressionskälteanlage soll die Funktionen Heizen mittels Wärmepumpe und Kühlen übernehmen. Die Verwendung von R744 stellt eine umweltfreundliche Alternative zu den derzeit gebräuchlichen Kältemitteln, welche ein hohes Treibhauspotential aufweisen, dar. Zudem ist CO₂ als Kältemittel auf Grund seiner thermodynamischen Eigenschaften sehr gut für den Einsatz in Wärmepumpen geeignet. In konventionellen Heizsystemen für Schienenfahrzeuge wird rein elektrisch mittels Heizregister beheizt. Eine Umstellung auf Wärmepumpensysteme hätte Vorteile hinsichtlich Effizienz.

Beim Aufbau der Anlage wurde eine umfangreiche Messtechnik installiert, sodass mit Hilfe der gewonnenen Messdaten sowohl der Kühlbetrieb (A/C-Betrieb) als auch der Wärmepumpenbetrieb validiert werden konnte.

Im A/C-Betrieb wurde besondere Aufmerksamkeit auf den vorab definierten Auslegungspunkt bei 35 °C Umgebungstemperatur gelegt. Nach Bestimmung der erforderlichen Kältemittelmenge wurden in diesem Betriebspunkt mehrere Messreihen mit zwei verschiedenen internen Wärmeübertragern bei Variation des Hochdrucks durchgeführt. Die Untersuchungen ergaben, dass beim Betrieb der Anlage im Bereich der maximalen Effizienz die erforderliche Kühlleistung von 17,4 kW übertroffen werden konnte. Allerdings kam es dabei zu Überschreitungen der maximal erlaubten Kältemitteltemperatur am Kompressoraustritt.

Der Auslegungspunkt im Wärmepumpenbetrieb lag bei -10 °C Außentemperatur. In diesem Betriebspunkt kam es zu Unterschreitungen des vom Kompressorhersteller angegebenen minimalen Saugdrucks. Durch Ausnutzung von 50 statt 100 % des Kompressorhubvolumens mittels Zylinderabschaltung konnte dieses Problem gelöst werden.

ABSTRACT

Title: Construction and commissioning of a R744 - refrigeration system with heat pump function for railway application

Author: Lucas Winder

1st keyword: CO₂

2nd keyword: heating and cooling

3rd keyword: efficiency

This master thesis deals with the construction and commissioning of a refrigeration system test bench for the conditioning of the passenger cabin of a train. The investigated system is supposed to take over the functions of heating and cooling with CO₂ being used as refrigerant.

The use of CO₂ as a refrigerant represents an environmentally friendly alternative to currently dominating refrigerants with a high global warming potential. Additionally, CO₂ as refrigerant is very beneficial for being used in heat pump mode due to its thermodynamic properties. Heating in conventional heating systems for rail vehicles is realized by electrical heat registers. A changeover from electrical heating to the use of heat pumps would yield benefits in terms of efficiency.

During the construction of the test bench a comprehensive measuring equipment was installed. Therefore, both the cooling mode and the heat pump mode could be validated based on the measurement data.

In the cooling mode special emphasis was put on the previously defined design point at an ambient temperature of 35 °C. After determining the fill quantity of the refrigerant several measurement series were carried out with two different internal heat exchangers and variation of the high pressure. The test results showed that the required cooling performance of 17,4 kW could be surpassed. The upper limit of the permitted temperature at the compressor outlet was exceeded.

The design point in heating mode was defined at an ambient temperature of -10 °C. At this operating point the suction side pressure fell short of the threshold given by the compressor manufacturer. By using just 50 instead of 100 % of the swept volume by cylinder deactivation this problem could be solved.

VORWORT

Diese Arbeit entstand am Institut für Wärmetechnik (IWT) an der Technischen Universität Graz im Zeitraum zwischen Jänner 2018 und März 2019. Sie wurde in Zusammenarbeit mit dem VIRTUAL VEHICLE Research Center (ViF) im Rahmen des Forschungsprojekts *eco2jet* durchgeführt, welches aus Mitteln des Klima und Energiefonds der österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) sowie COMET (Competence Centers for Excellent Technologies) gefördert wurde.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer herzlichst für die Ermöglichung dieser Arbeit sowie für die Beurteilung bedanken.

Ein besonderer Dank gebührt meinem Betreuer Dipl.-Ing. Peter Schrank für die großartige Betreuung. Ich möchte mich weiters bei allen Mitarbeitern der Gruppe TMS (Thermal Management Systems) am VIRTUAL VEHICLE Research Center (ViF) bedanken, welche mir mit Rat und Tat zur Seite gestanden sind. Insbesondere Dipl.-Ing. Alexander Rauch, Dipl.-Ing. Christian Kollik sowie Dipl.-Ing. Dr.techn. Alois Steiner nahmen sich stets Zeit, um mir weiter zu helfen.

Außerdem möchte ich meinen Dank an die Mitarbeiter des IWT richten, welche mich während des Prüfstandaufbaus unterstützten.

Weiters danke ich allen Freunden und Wegbegleitern während der Studienzeit für die schönen und unvergesslichen Jahre in Graz.

Abschließend möchte ich meinen Eltern danken, welche immer an mich geglaubt und mich nicht nur während des Studiums, sondern auch in allen anderen Lebensbereichen immer unterstützt haben. Ihnen ist diese Arbeit gewidmet.

Graz, Februar 2019

Lucas Winder

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	<u>1</u>
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	<u>5</u>
2.1	Begriffe	5
2.2	Der Kältekreislauf	7
2.2.1	Vergleichsprozesse	7
2.2.2	Anforderungen an ein Kältemittel	11
2.3	CO₂ als Kältemittel	11
2.3.1	Der transkritische Kälteprozess	12
2.3.2	Optimaler Hochdruck	13
2.3.3	R744-Kältemaschinenöl	14
2.3.4	Vergleich mit anderen Kältemitteln	14
2.3.5	Druckverlust	18
3	<u>BETRIEBSMODI</u>	<u>21</u>
3.1	AC-Betrieb	21
3.2	Wärmepumpenbetrieb	22
3.3	Abtaubetrieb	23
4	<u>AUFBAU DES PRÜFSTANDS</u>	<u>25</u>
4.1	Luftkanäle	25
4.2	Komponenten des Kältekreislaufs	29
4.2.1	Auslegung der Rohrleitungen	29
4.2.2	Auswahl des Niederdrucksammlers	30
4.2.3	Interner Wärmeübertrager (internal heat exchanger - IHX)	32
4.2.4	Kompressor	33
4.2.5	Ventile	34
4.2.6	Wärmeübertrager	37
4.2.7	Weitere Bauteile	40
4.3	Messtechnik	41
4.3.1	Coriolis Durchflussmessgerät	41
4.3.2	Leistungsmessung	41
4.3.3	Feuchtesensoren	41
4.3.4	Pt100-Sensoren	42
4.3.5	Temperaturmessgitter	43
4.3.6	Drucksensoren	44
4.3.7	Thermischer Massendurchflussmesser	46

5	<u>VERMESSUNG DES SYSTEMS UND AUSWERTUNG</u>	<u>49</u>
5.1	Messmatrix	49
5.2	Abschätzung der erforderlichen Kältemittelfüllmenge	50
5.3	Betriebspunkt DP 1	51
5.3.1	Füllmengenbestimmung	52
5.3.2	Vergleich der luft- und kältemittelseitig berechneten Kälteleistungen	57
5.3.3	Bestimmung des optimalen Hochdrucks	61
5.3.4	Energiebilanz im DP1	62
5.3.5	DP 1 mit kleinem IHX (16 Platten)	64
5.4	Betriebspunkt LS 2	68
5.5	Betriebspunkt DP 2.1	71
6	<u>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK</u>	<u>75</u>
7	<u>LITERATURVERZEICHNIS</u>	<u>77</u>

1 EINLEITUNG

Da im Laufe der letzten Jahrzehnte die Reduzierung der Treibhausgase im Sinne des Klimaschutzes ein viel diskutiertes Thema darstellt, wurden in verschiedensten Bereichen Maßnahmen gesetzt, um diverse Klimaziele zu erreichen. Obwohl diese Maßnahmen bereits Wirkung zeigen, ist insbesondere im Verkehrssektor noch Verbesserungspotential vorhanden. So ist innerhalb der europäischen Union (EU) der Verkehr für fast ein Viertel der Gesamtemissionen verantwortlich. Abbildung 1-1 zeigt, dass zwar seit 2007 auch ein Rückgang der Treibhausgasemissionen im Verkehrssektor zu verzeichnen ist, jedoch immer noch höhere Werte als 1990 erreicht werden (European Commission, 2014).

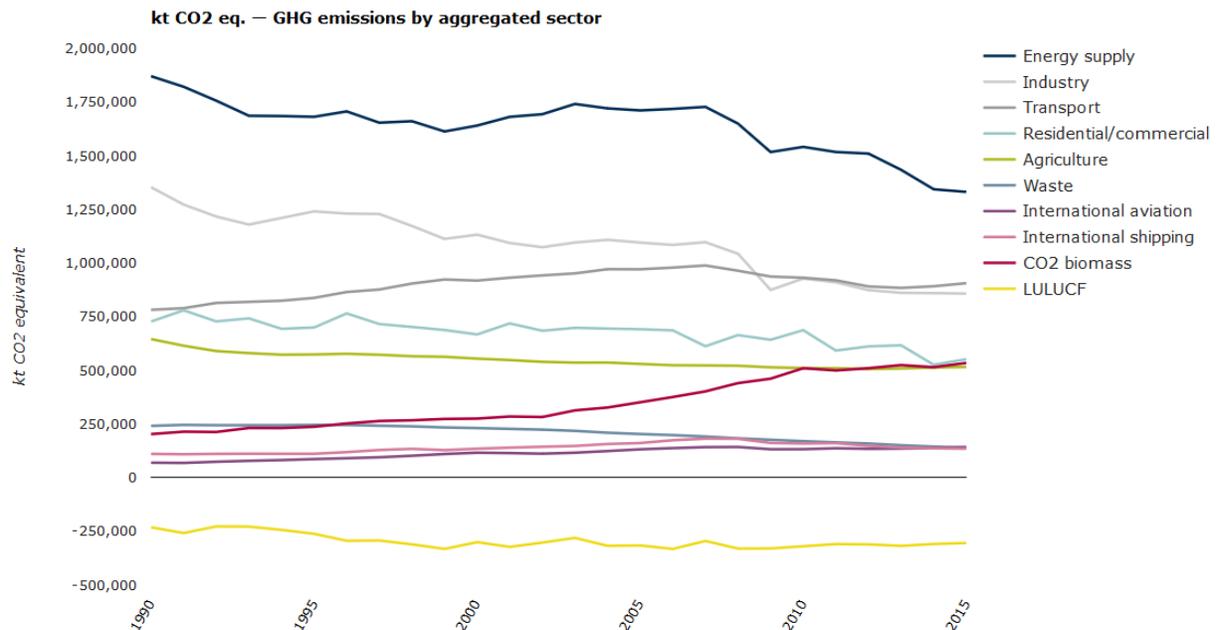


Abbildung 1-1: Treibhausgasemissionen innerhalb der EU aufgeteilt in verschiedene Sektoren (European Environment Agency, 2015)

Schienenfahrzeuge haben in Bezug auf Treibhausgasemissionen und Energiebedarf Vorteile gegenüber anderen Verkehrsmitteln (siehe Abbildung 1-2). Um diesen Vorteil nutzen zu können, muss gewährleistet sein, dass der Zug als öffentliches Verkehrsmittel auch angenommen wird. Dies gelingt unter anderem durch Sicherstellung des Reisekomforts. Eine große Rolle spielt dabei die Erhaltung eines angenehmen Raumklimas in den Passagierkabinen, unabhängig von den äußeren Bedingungen. Dazu sind Klimatisierungssysteme notwendig, welche für eine angepasste Frischluftzufuhr, Beheizung und Kühlung sorgen.

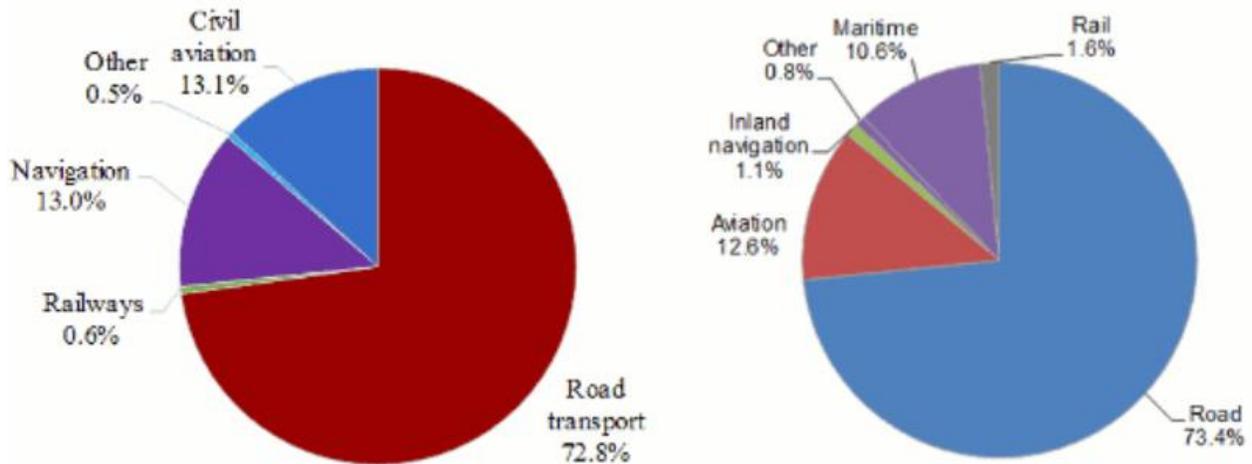


Abbildung 1-2: Links: Anteil der einzelnen Verkehrsmittel an den Gesamttreibhausgasemissionen im Verkehrssektor innerhalb der EU;
 Rechts: Anteil der einzelnen Verkehrsmittel am Energiebedarf des Verkehrssektors innerhalb der EU (European Commission, 2014)

Derzeit werden in klimatisierten Schienenfahrzeugen hauptsächlich R134a und R407C als Kältemittel eingesetzt. Dabei kommt in etwa 75 % der Fälle R134a zur Anwendung (Hafner et al., 2010).

Diese Kältemittel aus der Gruppe der halogenierten Fluorkohlenwasserstoffe weisen ein hohes Treibhauspotential auf und sind mitverantwortlich für den Treibhauseffekt. Um dem Anspruch eines umweltfreundlichen Verkehrsmittels gerecht zu werden, gilt es eine dementsprechend umweltfreundliche Alternative für die derzeit im Schienenverkehr eingesetzten Kältemittel zu finden. Seitens der EU gibt es bereits Reaktionen in Bezug auf den Einsatz von Kältemitteln mit hohem Treibhauspotential. Betrachtet man den PKW-Sektor, welcher durchaus ähnliche Ansprüche an ein Kältemittel stellt, so ist für PKW seit 1.1.2017 der Verkauf, die Zulassung und die Inbetriebnahme von Neufahrzeugen mit fluorierten Kältemitteln mit einem Global Warming Potential (GWP) größer 150 verboten (EU Richtlinie 2006/40/EG, 2006).

Als Lösung für die Treibhausproblematik wurden Hydrofluorolefine (HFO), als 4. Generation synthetischer Kältemittel entwickelt, welche sich durch einen niedrigen GWP auszeichnen. Der Einsatz von HFOs ist jedoch aus diversen Gründen umstritten. Im Rahmen einer EU-Verordnung bezüglich der Verwendung fluorhaltiger Kältemittel (VERORDNUNG (EU) Nr. 517/2014, 2014) wurde beschlossen, die Emissionen fluorierter Treibhausgase bis 2030 um 60 % CO₂-Äquivalent zu senken (Bezugsjahr: 2005). Das Interesse an nicht fluorierten Kältemitteln ist dementsprechend groß.

Abgesehen vom Treibhauspotential gilt es, auch den Energieverbrauch im Schienenverkehr so weit als möglich zu senken. Untersuchungen haben gezeigt, dass Systeme zum Heizen und Kühlen von Schienenfahrzeugen für bis zu 30 % des Gesamtenergieverbrauchs verantwortlich sind (Berlitz et al., 2014). Ein Verbesserungsvorschlag diesbezüglich ist der Einsatz von Wärmepumpen anstatt der bisher verwendeten rein elektrischen Heizungen (Hafner et al., 2010).

CO₂ als Kältemittel (R744) hat aus umwelttechnischer und sicherheitstechnischer Sicht hervorragende Eigenschaften. Zudem ist es auf Grund seiner thermodynamischen Eigenschaften für den Einsatz in Wärmepumpen in Schienenfahrzeugen sehr gut geeignet. Eine Umstellung der Anlagentechnik auf R744 hätte großes Potential in Bezug auf die Reduktion der Treibhausgasemissionen und zur Erreichung des EU-Ziels, den Anteil der fluorierten Treibhausgase zu senken.

Ziel dieser Arbeit war der Aufbau und die Inbetriebnahme eines Prüfstandes, auf welchem eine R744-Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion vermessen und optimiert werden soll. Mit Hilfe der dadurch erlangten Messdaten und Erkenntnisse soll die Integration einer solchen Anlage in ein Schienenfahrzeug unterstützt werden.

Die Arbeit gliedert sich in mehrere Teile. Im Kapitel 2 „Grundlagen“ erfolgt eine Erklärung relevanter Begriffe, sowie eine allgemeine Beschreibung des Kältekreislaufes. Weiters wird auf die Besonderheiten von CO₂ als Kältemittel eingegangen und ein Vergleich mit anderen Kältemitteln angestellt.

Im nächsten Kapitel „Betriebsmodi“ werden an Hand schematischer Skizzen die Kältekreisläufe der Betriebsmodi, welche zum Kühlen und Heizen sowie zum Abtauen des Außenraumwärmeübertragers erforderlich sind, erklärt.

Das Kapitel „Aufbau des Prüfstands“ behandelt alle verbauten Komponenten und die am Versuchsstand verbaute Messtechnik.

Abschließend werden im Kapitel „Vermessung des Systems und Auswertung“ die erzielten Messergebnisse diskutiert.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden zunächst für diese Arbeit relevante Begriffe erklärt und es erfolgt eine grundlegende Beschreibung des Kälteprozesses. Weiters werden allgemeine Anforderungen an ein Kältemittel für den Einsatz in einer Kälteanlage für den Schienenverkehr angeführt, bevor auf die spezifischen Eigenschaften von R744 eingegangen und ein Vergleich mit anderen Kältemitteln angestellt wird.

2.1 Begriffe

ODP (Ozone Depletion Potential):

Der ODP-Wert ist ein Maß für das Ozonzerörungspotential. Als Basis für diesen Wert dient das Kältemittel R11, welches demnach einen ODP-Wert von 1,0 besitzt. Insbesondere Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe haben ein sehr hohes Ozonzerörungspotential auf Grund ihrer hohen Stabilität an der Atmosphäre. Sie können bis in die Stratosphäre aufsteigen, wo sie durch die kurzweilige UV-Strahlung zersetzt werden und Chloratome frei werden, die als Katalysator beim Abbau des stratosphärischen Ozons dienen (Rieberer, 2014).

GWP (Global Warming Potential):

Der GWP-Wert gibt den Einfluss auf den Treibhauseffekt einer chemischen Verbindung an. Bezugsbasis ist CO₂. Auf Grund der unterschiedlichen atmosphärischen Verweildauer der verschiedenen Stoffe ist die Angabe eines Bezugszeitraumes notwendig. Meist bezieht man sich auf einen Vergleichszeitraum von 100 Jahren.

TEWI (Total Equivalent Warming Impact):

Während der GWP nur die direkten Auswirkungen auf den Treibhauseffekt bezogen auf CO₂ berücksichtigt, sind im TEWI-Wert auch die indirekten Auswirkungen durch die Bereitstellung der Energie für den Betrieb einer Kälteanlage enthalten. Der TEWI setzt sich wie folgt zusammen:

$$\text{TEWI} = \text{GWP} * L * n + \text{GWP} * M * (1 - \alpha_{\text{rec}}) + n * E_{\text{annual}} * \beta$$

Gl. 2-1

GWP...	Einfluss auf den Treibhauseffekt von 1 kg Kältemittel bezogen auf 1 kg CO ₂ in kg _{CO₂-eq} /kg
L...	Leckagerate pro Jahr in kg/a
n...	Betriebszeit der Anlage in Jahren
M...	Kältemittelfüllung in kg
α _{rec} ...	Recyclingverlust
E _{annual} ...	Energieverbrauch pro Jahr in kWh/a
β...	CO ₂ -Emission pro kWh in kg _{CO₂} /kWh

Kälteleistung:

Bei Kältemaschinen sowie bei Wärmepumpen wird die im Verdampfer vom Kältemittelkreislauf aufgenommene Wärmemenge pro Zeit als Kälteleistung \dot{Q}_0 bezeichnet. Handelt es sich um eine Anwendung als Kälteanlage, stellt die Kälteleistung den Nutzen dar.

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Anlage kann sowohl als Wärmepumpe als auch als Kälteanlage verwendet werden. Im A/C-Betrieb (bei der Verwendung als Kälteanlage) entspricht die Kälteleistung der am Verdampfer aufgenommenen Wärmemenge pro Zeit.

Heizleistung:

Bei Wärmepumpen ist der Nutzen die Heizleistung (\dot{Q}). Sie entspricht der abgegebenen Wärmemenge pro Zeit.

Wie die Berechnung der Heizleistung beziehungsweise Kälteleistung erfolgt, wird im Kapitel 2.2.1 erläutert.

Leistungszahl (COP):

Die Leistungszahl setzt die Nutzenergie mit der aufzuwendenden Energie ins Verhältnis. Sie gibt Auskunft darüber, wie effizient ein Prozess abläuft. Den Nutzen stellt die Heiz- bzw. Kälteleistung dar, der Aufwand entspricht in der Regel der elektrischen Kompressorantriebsleistung P_{el} .

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{P_{el}} \qquad \text{Gl. 2-2}$$

In dieser Arbeit wird statt dem deutschen Begriff „Leistungszahl“ der englische Begriff „COP“ (Coefficient of Performance) verwendet.

Für Wärmepumpen gilt demnach:

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \qquad \text{Gl. 2-3}$$

Bei Kältemaschinen ist der COP wie folgt definiert:

$$COP_K = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} \qquad \text{Gl. 2-4}$$

SPF:

Der SPF (Seasonal Performance Factor) bezeichnet das Verhältnis zwischen der Nutzenergie und der aufzuwendenden Energie. Der Unterschied zum COP liegt darin, dass sich der SPF auf einen bestimmten Zeitraum bezieht und somit auch instationäre Vorgänge berücksichtigt werden, während es sich bei der Ermittlung des COP um eine Momentaufnahme handelt.

2.2 Der Kältekreislauf

Grundsätzlich kann ein Wärmefluss nur von einem höheren zu einem niedrigeren Temperaturniveau stattfinden. Beim Kälteprozess dreht man diesen natürlichen Wärmefluss durch Zufuhr von höherwertiger Energie um. Es ergibt sich ein linksdrehender Prozessverlauf, bei dem Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau aufgenommen wird und auf einem hohen Temperaturniveau wieder abgegeben wird. Ob es sich dabei um eine Kältemaschine oder eine Wärmepumpe handelt, hängt davon ab, ob man die „kalte“ oder die „warme“ Seite des Prozesses nutzt.

2.2.1 Vergleichsprozesse

Carnotprozess:

Der Carnotprozess einer Kompressionswärmepumpe, bestehend aus einer isentropen Verdichtung, einer isothermen Kondensation, einer isentropen Entspannung und einer isothermen Verdampfung, ist ein Vergleichsprozess, dessen Wirkungsgrad das theoretische Maximum bei vorgegebenem Temperaturniveau darstellt.

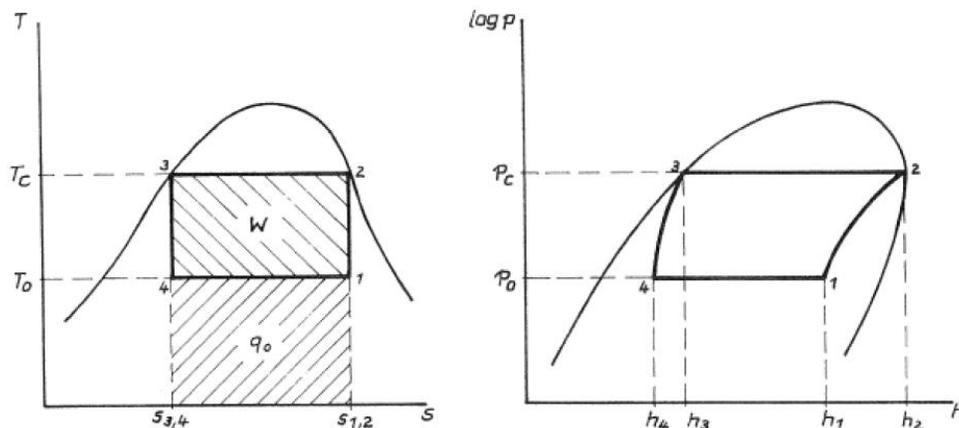
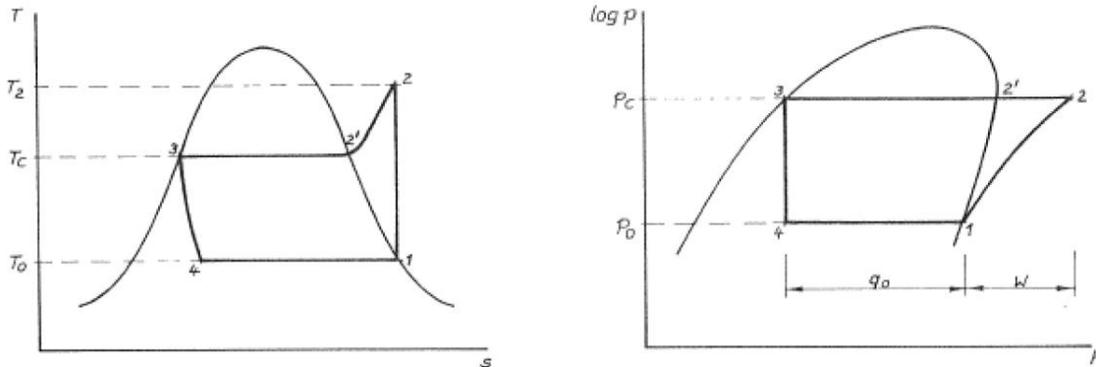


Abbildung 2-1: T/s -Diagramm und $\log p/h$ -Diagramm des Carnot-Prozesses (Rieberer, 2014)

In der Praxis ist der Carnotprozess aus mehreren Gründen nicht realisierbar. Wenn man den Druckverlust bei der Kondensation beziehungsweise Verdampfung vernachlässigt, kann eine isotherme Wärmezufuhr bzw. -abfuhr erreicht werden. Eine Verdichtung innerhalb des Nassdampfgebietes ist jedoch nicht möglich, da speziell Hubkolbenkompressoren nur für Gasverdichtung geeignet sind. Die isentrope Entspannung wäre durch den Einsatz einer Entspannungsturbine theoretisch realisierbar, wird in der Praxis aus Kostengründen und auf Grund der geringen Energiemengen, die zurückgewonnen werden könnten, nicht eingesetzt. Stattdessen wird mittels Drosselung isenthalp auf das Niederdruckniveau entspannt.

Perkins-Evans-Prozess:

Berücksichtigt man die erwähnten Abweichungen vom Carnotprozess ergibt sich ein anderer Prozessverlauf mit isentroper Kompression, isobarer Wärmeabfuhr, isenthalper Entspannung und isobarer Wärmezufuhr. Dieser Prozess wird Perkins-Evans-Prozess genannt (Abbildung 2-2).

Abbildung 2-2: T/s -Diagramm und $\log p/h$ -Diagramm des Perkins-Evans-Prozesses (Rieberer, 2014)

Die Annahme einer isentropen Kompression ist insofern zulässig, als die Kompression zwar eine Entropiezunahme zur Folge hat, welche jedoch durch Wärmeabfuhr nach außen wieder annähernd ausgeglichen wird. Der Eintrittszustand ist gesättigter Dampf. Durch die Kompression im Heißdampfgebiet ist die Kompressoraustrittstemperatur nun höher als die Kondensationstemperatur. Die anschließende Wärmeabgabe erfolgt isobar und hat somit bis zum Erreichen der oberen Grenzkurve eine Temperaturabnahme zur Folge. Die Entspannung erfolgt nun isenthalp.

Realer Prozess:

Grundsätzlich versucht man meist den Prozessverlauf derart zu gestalten, dass man dem Carnotprozess beziehungsweise dem Perkins-Evans-Prozess möglichst nahe kommt, um die höchstmögliche Effizienz zu erreichen. In der Praxis ergeben sich allerdings weitere Abweichungen. Es treten im gesamten Prozess Druckverluste auf, welche Temperaturänderungen zur Folge haben. Der Druckverlust im Verdampfer und die daraus resultierende Dichteänderung bewirkt eine Reduzierung des Kältemittelmassenstroms, wodurch sich die Kälteleistung verringert. Durch den niedrigeren Ansaugdruck und dem somit höheren Druckverhältnis sinkt der Liefergrad des Kompressors.

Um den Kompressor vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen muss das Kältemittel vor Eintritt in den Kompressor überhitzt werden ($1' \rightarrow 1$). Die nutzbare Enthalpiedifferenz im Verdampfer kann erhöht werden, indem man das Kältemittel nach Austritt aus dem Kondensator unterkühlt ($3' \rightarrow 3$). Durch Verwendung eines internen Wärmeübertragers können beide Effekte (Überhitzung und Unterkühlung) erreicht werden. Abbildung 2-3 zeigt den realen Prozess mit Einsatz eines internen Wärmeübertragers. Es handelt sich um einen Wärmeübertrager, welcher kreislaufintern Wärme von der Hochdruckseite ($3' \rightarrow 3$) auf die Niederdruckseite ($1' \rightarrow 1$) überträgt. Mit der resultierenden höheren Sauggastemperatur steigt auch die Verdichtungsendtemperatur, wodurch die Gefahr der thermischen Überlastung des Kompressors besteht. Außerdem kann es zu Ölverkokung kommen. Weiters sinkt mit steigender Sauggasüberhitzung bei gleichbleibender Verdampfungstemperatur die Dichte des Kältemittels, wodurch der Massenstrom sinkt und somit auch die Kälteleistung. Ob der Einsatz eines internen Wärmetauschers sinnvoll ist, hängt stark vom verwendeten Kältemittel, den Einsatzbedingungen und der Betriebsart ab.

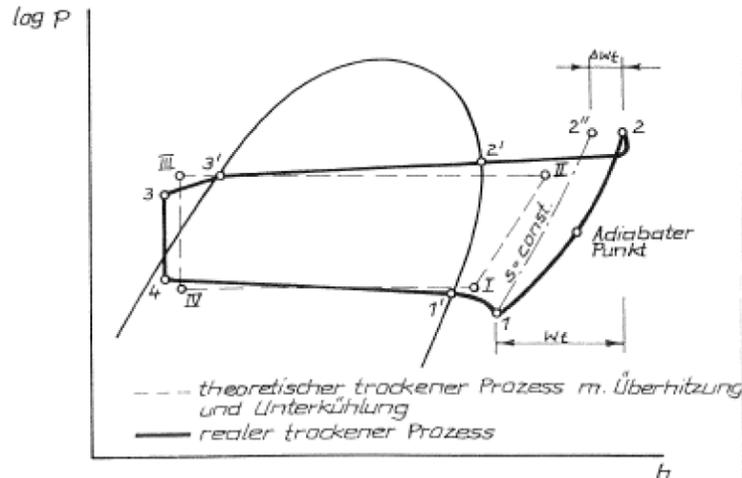


Abbildung 2-3: log p/h -Diagramm des realen Prozesses (Rieberer, 2014)

Da die der Luft entzogene Wärmemenge gleich sein muss mit jener, welche dem Kältemittelkreislauf zugeführt wird, kann die Kälteleistung sowohl luft- als auch kältemittelseitig berechnet werden. Kältemittelseitig wird die Kälteleistung nach Gl. 2-5 berechnet. Die Indizes richten sich nach den Bezeichnungen auf Abbildung 2-3, welche den Prozessverlauf eines Kälteprozesses mit internem Wärmeübertrager darstellt.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_{1'} - h_4) \quad \text{Gl. 2-5}$$

$\dot{Q}_0 \dots$	Kälteleistung
$\dot{m}_{\text{KM}} \dots$	Kältemittelmassenstrom
$h_{1'} \dots$	Enthalpie am Verdampferaustritt
$h_4 \dots$	Enthalpie am Verdampfereintritt

Es handelt sich also um das Produkt von Kältemittelmassenstrom und der Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen Verdampferaustritt und Verdampfereintritt.

Für die luftseitige Berechnung können mit Hilfe der Werte von spezifischer Luftfeuchte und Temperatur die Enthalpien der feuchten Luft am Eintritt und Austritt des Innenraumwärmeübertragers, welcher im A/C-Betrieb als Verdampfer arbeitet, nach Gl. 2-6 berechnet werden.

$$h_{(1+x)} = c_{p,L} \cdot t + x \cdot (r_0 + c_{p,D} \cdot t) \quad \text{Gl. 2-6}$$

$h_{(1+x)} \dots$	Enthalpie je kg trockener Luft
$c_{p,L} \dots$	spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft
$t \dots$	Temperatur
$x \dots$	spezifische Luftfeuchte
$r_0 \dots$	Verdampfungsenthalpie des Wassers
$c_{p,D} \dots$	spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfs

Wird der trockene Luftmassenstrom durch den Innenraumwärmeübertrager (InHX) mit der spezifischen Enthalpiedifferenz der Luft vor und nach dem Innenraumwärmeübertrager multipliziert, erhält man die Kälteleistung:

$$\dot{Q}_0 = -\dot{m}_{\text{tr.L_InHX}} \cdot (h_{(1+x)\text{InHX_aus}} - h_{(1+x)\text{InHX_ein}}) \quad \text{Gl. 2-7}$$

$\dot{Q}_0 \dots$	Kälteleistung
$\dot{m}_{\text{tr.L_InHX}} \dots$	Massenstrom der trockenen Luft durch den Innenraumwärmeübertrager
$h_{(1+x)\text{InHX_aus}} \dots$	Enthalpie je kg trockener Luft am Austritt des Innenraumwärmeübertragers
$h_{(1+x)\text{InHX_ein}} \dots$	Enthalpie je kg trockener Luft am Eintritt des Innenraumwärmeübertragers

Bei einer Wärmepumpe erfolgt die Wärmeabgabe am Innenraumwärmeübertrager. Die luftseitige Berechnung der Heizleistung erfolgt demnach wie bei der Kälteleistung, jedoch mit geänderten Vorzeichen (siehe Gl. 2-8).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{tr.L_InHX}} \cdot (h_{(1+x)\text{InHX_aus}} - h_{(1+x)\text{InHX_ein}}) \quad \text{Gl. 2-8}$$

Kältemittelseitig wird die Heizleistung aus dem Kältemittelmassenstrom und der Enthalpiedifferenz am Kondensator berechnet.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_3 - h_2) \quad \text{Gl. 2-9}$$

$\dot{Q}_H \dots$	Heizleistung
$\dot{m}_{\text{KM}} \dots$	Kältemittelmassenstrom
$h_3 \dots$	Enthalpie am Kondensatoraustritt
$h_2 \dots$	Enthalpie am Kondensatoreintritt

2.2.2 Anforderungen an ein Kältemittel

Bevor auf die Besonderheiten von CO₂ als Kältemittel eingegangen wird, sollen allgemein die Anforderungen an ein Kältemittel angeführt werden.

Laut Deh (2003) sind folgende Eigenschaften eines Kältemittels notwendig, um eine Kälteanlage möglichst effizient und sicher zu betreiben:

- Eine hohe volumetrische Kälteleistung, um die Anlage mit geringem Energieaufwand und kleinem Bauraum betreiben zu können
- Ein hoher Wärmeübergangskoeffizient damit die Wärmeaustauschflächen möglichst klein ausfallen können
- Ein möglichst niedriger Verflüssigungsdruck für ein niedriges Verdichtungsverhältnis und geringe mechanische Belastung
- Chemische Beständigkeit
- Es sollten keine chemischen Reaktionen mit den Bauelementen, den Dichtungsmaterialien oder dem Kältemaschinenöl auftreten.
- Gute Mischbarkeit mit dem Kältemaschinenöl
- Es sollte nicht giftig, brennbar oder explosiv sein
- Umweltverträglichkeit

Diese Angaben beziehen sich auf PKW-Klimaanlagen, die Anforderungen treffen jedoch auch auf den Schienenverkehr zu. Hinzuzufügen sind eine niedrige Verdichtungsendtemperatur sowie aus wirtschaftlicher Sicht ein niedriger Preis sowie eine gute Verfügbarkeit.

Kein Kältemittel kann all diese Anforderungen erfüllen und je nach Einsatzgebiet sind andere Kältemittel zu favorisieren.

2.3 CO₂ als Kältemittel

CO₂ ist seit Ende des 19. Jahrhunderts als Kältemittel in Verwendung. Auf Grund des ungefährlichen Umgangs mit CO₂ fand es zur Kühlung auf Schiffen breite Anwendung. Durch die Entwicklung synthetischer Kältemittel, allen voran R12, als neue Sicherheitskältemittel in den 1930er Jahren, verschwand es praktisch vollständig. (Bodinus, 1999)

Erst in den 1990er Jahren gewann CO₂ als Kältemittel durch die Forschungsarbeit von Gustav Lorentzen wieder an Bedeutung. Mittlerweile findet es wieder verbreitet Anwendung, zum Beispiel zur Lebensmittelkühlung in Kaskadenanlagen. (Cavallini und Zilio. 2008)

Im mobilen Bereich dominieren jedoch nach wie vor fluorhaltige Kältemittel wie R134a oder R1234yf. In diesem Kapitel wird auf die Besonderheiten von R744-Anlagen eingegangen und ein Vergleich mit anderen Kältemitteln angestellt.

2.3.1 Der transkritische Kälteprozess

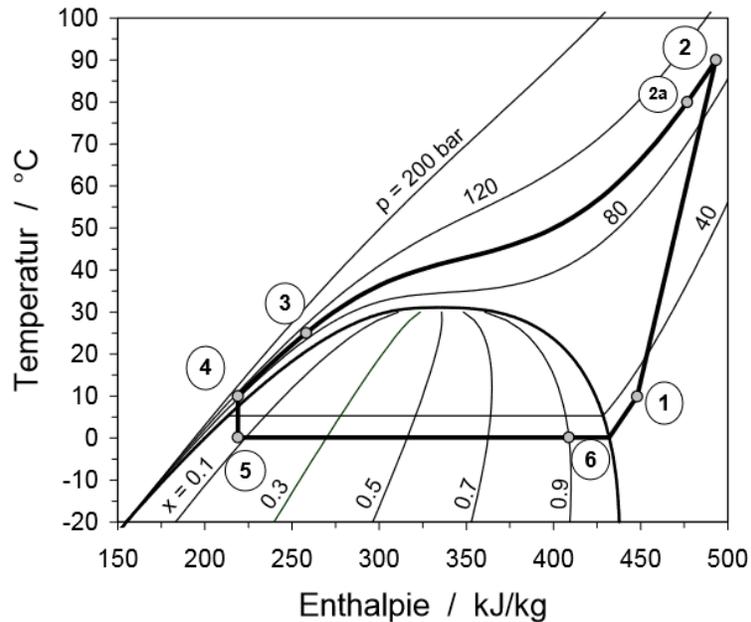


Abbildung 2-4: t/h -Diagramm eines transkritischen R744-Prozesses (Rieberer, 2014)

Der kritische Punkt von CO_2 liegt bei einer Temperatur von $31,7\text{ °C}$ und einem Druck von $73,8\text{ bar}$. Die vergleichsweise niedrige kritische Temperatur hat zur Folge, dass es mittels eines konventionellen subkritischen Prozessverlaufs nicht möglich ist, Wärme bei einer Temperatur von über $31,7\text{ °C}$ abzugeben. Außerdem sinkt die Verdampfungsenthalpie, je weiter man sich dem kritischen Punkt nähert. Lorentzen hat 1990 ein Patent für eine Applikation zur Variation des Hochdrucks in transkritischen Systemen veröffentlicht (Lorentzen, 1990). Mit einem transkritischen Prozessverlauf ist eine Wärmeabgabe bei Temperaturen, welche über der kritischen Temperatur liegen, möglich. Dies erfordert jedoch hohe Drücke, die weit über den Drücken von konventionellen subkritischen Prozessen mit HFKW oder HFO als Kältemittel liegen. In Abbildung 2-4 ist der Prozessverlauf eines überkritischen R744-Prozesses dargestellt. Die Wärmeabgabe erfolgt im überkritischen Bereich. Der Wärmeübertrager, an dem die Wärmeabgabe erfolgt, wird als Gaskühler bezeichnet. Da im überkritischen Bereich Druck und Temperatur voneinander unabhängige Größen sind, erfolgt die isobare Wärmeabgabe bei gleitender Kältemitteltemperatur. Vergleicht man den Kältemitteltemperaturverlauf eines Gaskühlers mit jenem eines Kondensators (siehe Abbildung 2-5), so erreicht man mit einem transkritischen R744-Prozess eine relativ konstante Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und wärmeaufnehmendem Fluid (siehe Abbildung 2-5).

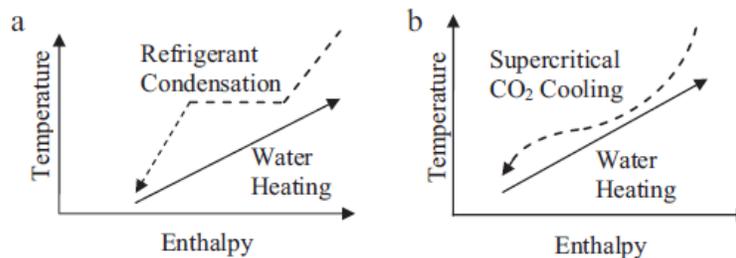


Abbildung 2-5: t/h Diagramm; Kältemitteltemperaturprofil während Wärmeabgabe (a) in einem Kondensator;
(b) in einem Gaskühler bei transkritischem Prozessverlauf (Austin et al., 2011)

2.3.2 Optimaler Hochdruck

Wie bereits geschildert sind im überkritischen Bereich Temperatur und Druck voneinander unabhängige Zustandsgrößen. Dadurch kommt der Wahl des Hochdruckes bei transkritischen Prozessen eine besondere Bedeutung zu. Überschreitet man im Prozessverlauf den kritischen Punkt, nimmt die Kälteleistung bei Erhöhung des Hochdruckes immer weiter zu. Auch der COP steigt zunächst. Diesem Effekt sind jedoch Grenzen gesetzt, da sich die Kälteleistung nicht in gleichem Maße erhöht wie die aufzuwendende Kompressorleistung (siehe Abbildung 2-6). Dadurch ergibt sich ein theoretisches Optimum für den Hochdruck. Praktisch liegt der optimale Hochdruck jedoch darunter, da der Kompressorliefergrad und der isentrope Wirkungsgrad mit steigendem Druckverhältnis abnehmen.

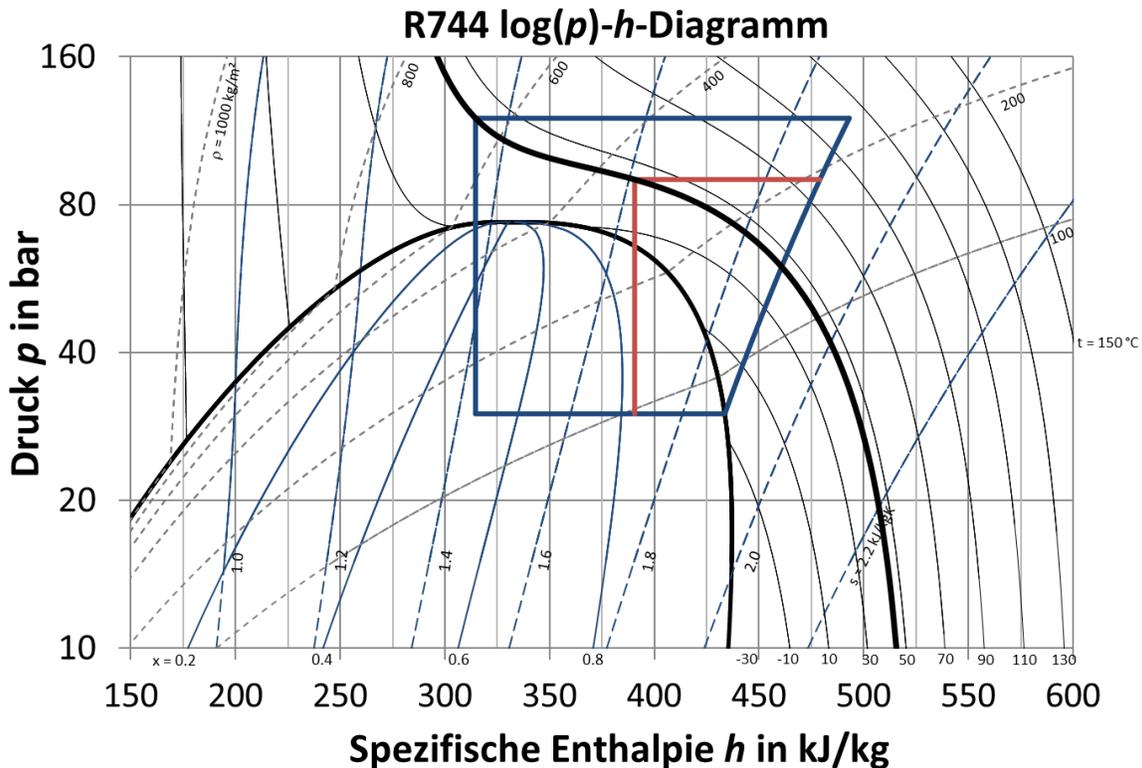


Abbildung 2-6: Druckerhöhung bei transkritischem R744-Kälteprozess

In Abbildung 2-6 sind zwei idealisierte transkritische R744-Kälteprozesse dargestellt. Bei beiden Prozessen liegt die Gaskühleraustrittstemperatur bei 45 °C (die 45 °C Isotherme ist fett hervorgehoben). Anhand der Isothermenverläufe ist die Auswirkung einer Druckerhöhung bei unveränderter Gaskühleraustrittstemperatur auf die Verdampfungsenthalpiedifferenz gut zu erkennen. Der tatsächliche optimale Hochdruck einer Anlage muss jedoch experimentell ermittelt werden.

Einen theoretischen Anhaltspunkt für den optimalen Hochdruck eines idealen Kreisprozesses liefert folgende Formel:

$$p_{H \text{ opt}} = (2,778 - 0,0157 \cdot t_0) \cdot t_{G2} + 0,381 \cdot t_0 - 9,34 \text{ (Liao et al., 2000)} \quad \text{Gl. 2-10}$$

$p_{H \text{ opt}}$... Optimaler Hochdruck in bar
 t_0 ... Verdampfungstemperatur in °C
 t_{G2} ... Gaskühleraustrittstemperatur in °C

2.3.3 R744-Kältemaschinenöl

An Kältemaschinenöle werden hohe Anforderungen in Bezug auf Löslichkeit von Kältemittel und Öl sowie Viskosität und Temperatureinsatzbereich gestellt.

Grundsätzlich ist eine gute Löslichkeit des Kältemittels im Öl erwünscht, da dadurch ein guter Ölrücktransport gegeben ist. R744 besitzt diesbezüglich sehr gute Eigenschaften. Ein hoher Anteil an gelöstem Kältemittel im Öl bewirkt jedoch eine Herabsetzung der Ölviskosität. Durch die gute Öllöslichkeit von R744 kommen dementsprechend hochviskose Öle zum Einsatz.

Weiters gilt es den Viskositätsindex bei der Auswahl eines geeigneten Kältemaschinenöls zu beachten. Der Viskositätsindex beschreibt die Abhängigkeit der kinematischen Viskosität von der Temperatur. Eine Temperaturerhöhung führt zu einer Abnahme der Viskosität, während sich bei einer Temperaturabnahme die Viskosität erhöht. Ist das Öl zu dickflüssig, können Probleme beim Ölrücktransport auftreten. Bei zu geringer Viskosität des Öls im Kompressor leiden jedoch die Schmiereigenschaften. Da das Öl in einem Kältekreislauf großen Temperaturschwankungen ausgesetzt ist, ist ein hoher Viskositätsindex erwünscht. (Gernemann, 2003)

Bedingt durch den hohen Isentropenexponenten von R744 können in R744-Anlagen teils hohe Verdichtungsendtemperaturen auftreten, was den Einsatz von temperaturstabilen Ölen erforderlich macht. In dem verwendeten Kompressor wurde das Kältemaschinenöl BSG68K der Firma Bitzer eingesetzt.

2.3.4 Vergleich mit anderen Kältemitteln

Tabelle 2-1: Vergleich verschiedener Kältemittel (CoolProp, 2014)

Kältemittel	R22	R134a	R407C	R717	R718	R744	R1234yf
Gruppe	HFC KW	HFKW	HFKW- Gemisch	Natürliche Substanzen	Natürliche Substanzen	Natürliche Substanzen	HFO
Chem. Formel	CHCl F ₂	CH ₂ FC F ₃	R32/R125/ R134a	NH ₃	H ₂ O	CO ₂	C ₃ H ₂ F ₄
ODP	0,05	0	0	0	0	0	0
GWP	1500	1430	1774	0	0	1	4
Krit. Temperatur in °C	96	101	86	132	374	31	95
Krit. Druck	49,9	40,6	46,3	113,3	220,6	73,8	33,8
Brennbar	Nein	Nein	Nein	Ja	Nein	Nein	Ja
Toxisch	Nein	Nein	Nein	Ja	Nein	Nein	(Nein)

R22 (Chlordifluormethan):

Der Einsatz von R22 ist gemäß der EU Verordnung EG Nr. 1005/2009 auf Grund seines Ozonabbau potentials verboten, was auch Instandhaltungs- und Wartungsarbeiten inkludiert. International wird es jedoch nach wie vor verbreitet eingesetzt. Grund dafür sind seine guten thermodynamischen Eigenschaften und seine großen Einsatzmöglichkeiten.

R134a (1,1,1,2-Tetrafluorethan):

Nach dem Verbot der FCKW und HFCKW hat sich R134a als geeignetes Ersatzkältemittel erwiesen. Insbesondere als Substitut für R12 und teilweise auch für R22 ist es sehr gut geeignet (Bitzer, 2016). Es ist weder brennbar noch toxisch und hat einen vergleichsweise niedrigen GWP von 1430. Im mobilen Sektor ist es weit verbreitet, der Einsatz in neuzugelassenen PKW innerhalb der EU jedoch mittlerweile verboten.

R407C:

R407C ist ein R32/R134a/R125-Kältemittelgemisch, das als Ersatzkältemittel für R22 eingesetzt wird. Die hohen Siedepunktunterschiede zwischen R32 und R134a bewirken einen hohen Temperaturgleit bei höherem R123a-Anteil, der sich negativ auf die Effizienz der Wärmeübertrager auswirken kann.

R717 (Ammoniak):

R717 wird auf Grund seiner positiven thermodynamischen Eigenschaften verbreitet in der Industrie- und Großkälte eingesetzt. Mit einem ODP und GWP von 0 ist es auch für die Zukunft interessant. Zudem ist es äußerst preisgünstig. Allerdings gibt es auch eine Reihe negativer Punkte zu erwähnen. Ammoniak ist brennbar, giftig und wirkt korrosiv in Verbindung mit Kupfer. Bei der Verwendung von Ammoniak als Kältemittel ergeben sich hohe Druckgastemperaturen, was Probleme in Bezug auf die thermische Stabilität der Schmierstoffe mit sich bringt. Zudem ist R717 in Öl nicht löslich, weswegen eine besondere Prozessführung mit hoch effizienten Ölabscheidern und überfluteten Verdampfern erfordert. (Bitzer, 2016)

R718 (Wasser):

R718 ist umwelttechnisch gesehen völlig unbedenklich. Es ist nicht brennbar, ungiftig und kann nach der Verwendung als Kältemittel bedenkenlos wieder der Umwelt rückgeführt werden. Der Einsatzbereich von R718 beschränkt sich jedoch auf Temperaturen von über 0 °C. Auf Grund der äußerst niedrigen Betriebsdrücke und der daraus resultierenden niedrigen volumetrischen Kälteleistung sind große Kompressoren erforderlich. Dieser Umstand macht es für den mobilen Sektor ungeeignet, da durch die oft sehr beschränkten Platzverhältnisse kleine Anlagen gefordert werden. (Rieberer, 2014)

R1234yf (2,3,3,3-Tetrafluorpropen):

R1234yf ist ein HFO, welches mit R744 um den Einsatz als Kältemittel in PKWs konkurriert. Es wurde als Ersatz für R134a entwickelt und hat ähnliche thermodynamische Eigenschaften. Dementsprechend einfach können KFZ-Klimaanlagen von R134a auf R1234yf umgestellt werden. Dies ist auch der Grund, weshalb die Masse der KFZ-Hersteller auf R1234yf als Kältemittel setzt. Es müssen allerdings Maßnahmen getroffen werden, um eine Entzündung zu verhindern. Bei Entzündung und bereits bei Kontakt mit heißen Oberflächen bildet sich giftige Flusssäure und giftiges Carbonylfluorid. Die Ursache für die leichte Entflammbarkeit und für den raschen Zerfall

des Moleküls an der Atmosphäre liegt in der C-Doppelbindung. Diese Instabilität ist zwar verantwortlich für den geringen GWP (4), beim Zerfall entsteht jedoch giftige Trifluoressigsäure (Feller et al., 2014).

Der Vergleich verschiedener Kältemittel zeigt, dass auf Grund der unterschiedlichen Eigenschaften und je nach Einsatzbereich ein bestimmtes Kältemittel am geeignetsten ist. Insbesondere im mobilen Bereich ist der Bauraum oft begrenzt, weswegen auch die Kälteanlage möglichst kompakt ausgeführt sein soll. Einen großen Einfluss auf die Kompaktheit des Kompressors und in weiterer Folge auf die gesamte Anlage hat die volumetrische Kälteleistung. Sie ist wie folgt definiert:

$$q_0 = \frac{(h'' - h')}{v''} \quad \text{Gl. 2-11}$$

- h'' ... spezifische Enthalpie für Dampf
- h' ... spezifische Enthalpie für Flüssigkeit
- v'' ... spezifisches Volumen für Dampf

Der Ausdruck „volumetrische Kälteleistung“ kann irreführend sein, da es sich nicht um eine Leistung handelt. Sie drückt aus, welche Wärmemenge pro m^3 Sattedampf übertragen wird. Da ein Kompressor immer einen Volumenstrom fördert, ergibt sich der Kältemittelmassenstrom aus der Dichte des Sauggases.

Abbildung 2-7 zeigt die volumetrische Kälteleistung verschiedener Kältemittel in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur.

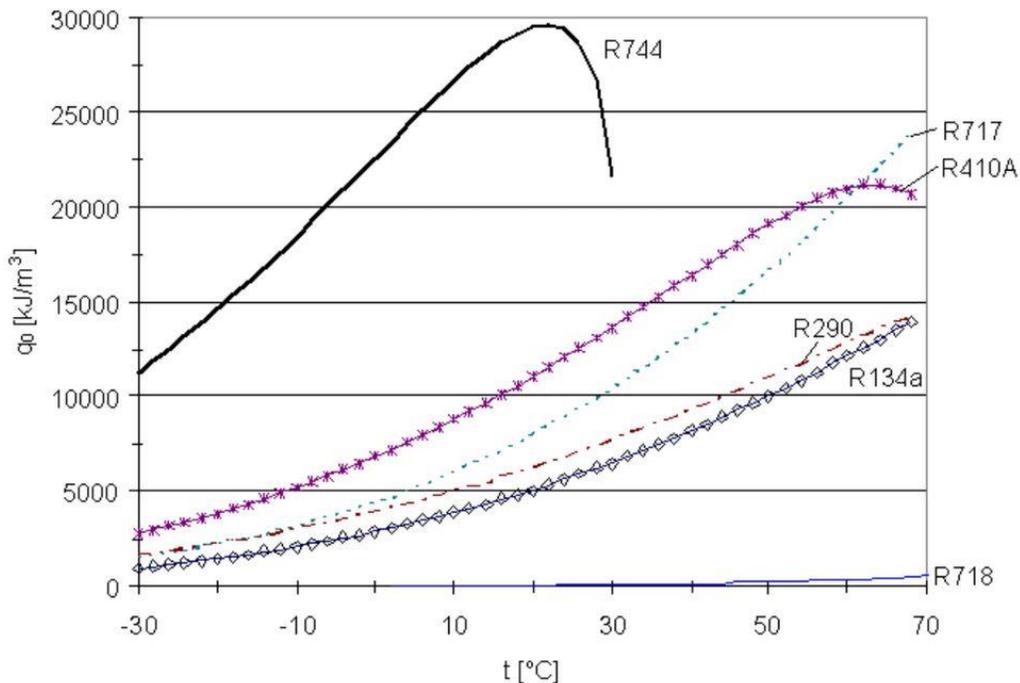


Abbildung 2-7: Volumetrische Kälteleistung verschiedener Kältemittel (Rieberer, 2016)

R744 zeichnet sich durch eine hohe volumetrische Kälteleistung aus. Vergleicht man R134a und R744 in einem t/h -Diagramm (Abbildung 2-8), stellt man fest, dass die Enthalpiedifferenz ($h'' - h'$)

der beiden Kältemittel ähnlich ist. Die Dichte des Sattdampfes unterscheidet sich jedoch sehr stark bei gleicher Temperatur.

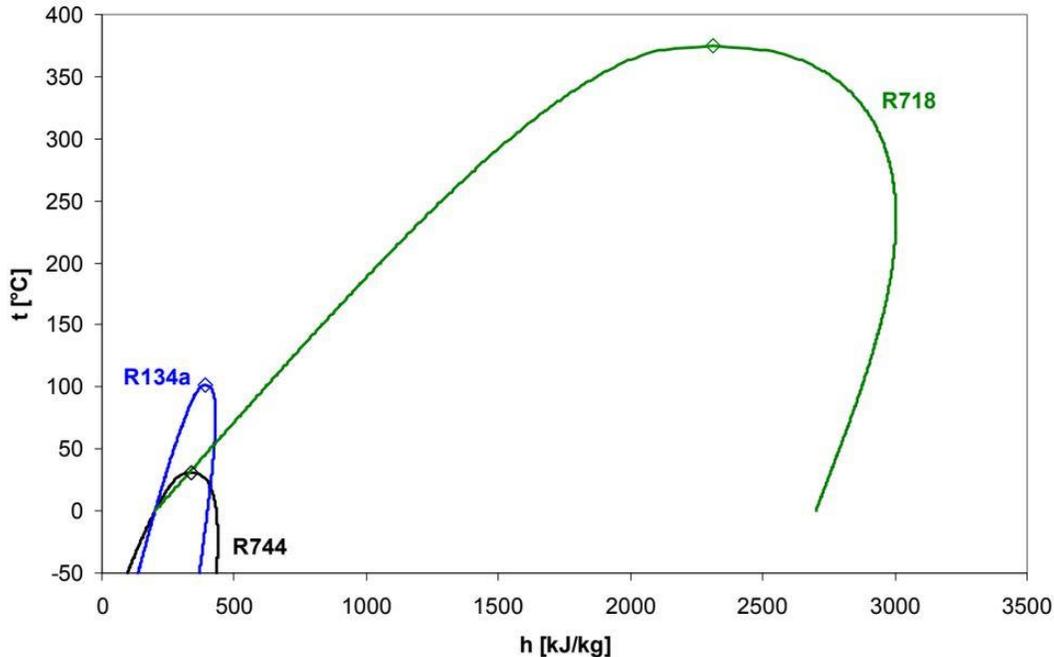


Abbildung 2-8: t/h -Diagramm; Vergleich R744/R134a/R718 (Rieberer, 2016)

Am stärksten wird der Einfluss der Dichte beim Vergleich mit R718 sichtbar. Trotz der großen Verdampfungsenthalpie ($h''-h'$) von R718 ist die volumetrische Kälteleistung sehr klein. Dies erklärt auch die großen Dimensionen von R718-Kompressionskälteanlagen. Die geringe volumetrische Kälteleistung wird durch große Volumenströme kompensiert. Deshalb kommen bei R718-Kompressionskälteanlagen Turboverdichter zum Einsatz.

In der Tabelle 2-2 werden die wichtigsten Kältemittel, welche im mobilen Sektor verwendet werden, in Bezug auf die volumetrische Kälteleistung verglichen. R1234yf ist derzeit weit verbreitet im PKW-Sektor, während R134a und R407C im Schienenverkehr vorherrschend sind.

Tabelle 2-2: Volumetrische Kälteleistung verschiedener Kältemittel (Werte von CoolProp (2014))

Kältemittel	R134a	R1234yf	R407C	R744	Einheit
Volum. Kälteleistung bei 0 °C	2865	2882	4122	22546	kJ/m^3

Die volumetrische Kälteleistung beziehungsweise Sauggasdichte von R744 bei 0 °C ist 5,5-mal höher als jene von R407C und sogar fast 8-mal höher als jene von R134a bzw. von R1234yf. Dies ist bedingt durch die hohe Drucklage. Neben dem Vorteil einer kompakten Bauweise sind die auftretenden Druckverluste im Vergleich zum Systemdruck sehr gering. Bei transkritischen Prozessen sind teilweise Drücke von bis zu 140 bar notwendig. Standardkomponenten aus der Kältetechnik sind auf solch hohe Drücke nicht ausgelegt, verschiedene Hersteller bieten jedoch mittlerweile Komponenten speziell für transkritische R744-Anlagen an.

2.3.5 Druckverlust

Wie in Kapitel 2.2.1 bei der Beschreibung des realen Prozesses erwähnt, haben Druckverluste negative Auswirkungen auf den Prozessverlauf.

Druckverluste unterteilen sich in Reibungsverluste sowie in Formverluste. Reibungsverluste treten bei Durchströmung von Rohrleitungen auf, während Formverluste durch Umlenkung und Beschleunigung des Volumenstroms hervorgerufen werden.

Der Druckverlust für gerade Rohre ist wie folgt definiert:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot u^2 \cdot l}{2 \cdot d} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Δp ...	Druckverlust
λ ...	Rohrreibungszahl
ρ ...	Dichte des Fluids
u ...	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit
l ...	Länge des Rohres
d ...	Durchmesser des Rohres

Die Rohrreibungszahl hängt dabei von der Reynoldszahl (siehe Gl. 2-13) sowie von der Wandrauigkeit ab.

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} \quad \text{Gl. 2-13}$$

Re ...	Reynoldszahl
u ...	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit
d ...	Durchmesser des Rohres
ν ...	Kinematische Viskosität des Fluides

Formverluste werden allgemein nach Gl. 2-14 berechnet.

$$\Delta p = \zeta_E \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 \quad \text{Gl. 2-14}$$

Δp ...	Druckverlust
ζ_E ...	Formwiderstandszahl
ρ ...	Dichte
u ...	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit

Ob es sich dabei um Formverluste auf Grund von Umlenkungen durch ein Kniestück, eine Querschnittsänderung, Ventile etc. handelt, wird mit Hilfe der Formwiderstandszahl berücksichtigt.

In Abbildung 2-9 wird ein Vergleich der Dichten von R744 und R134a angestellt.

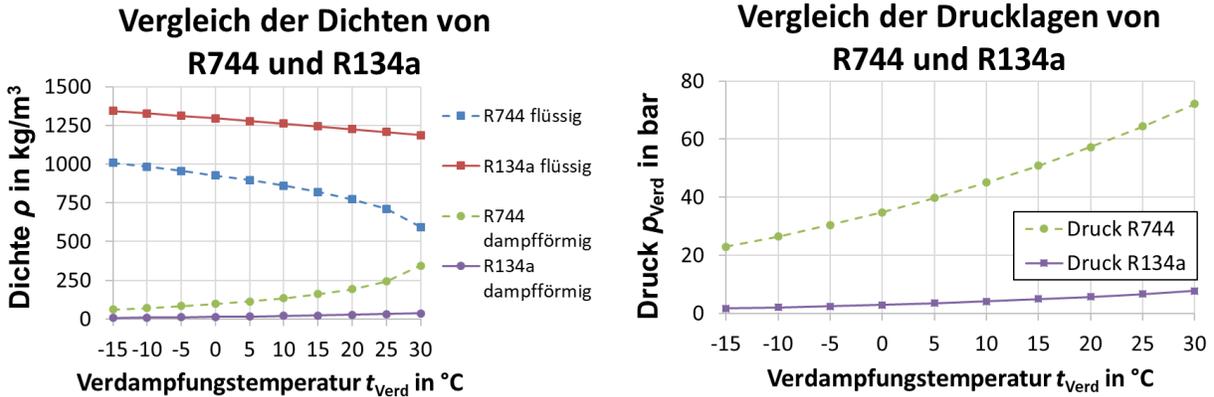


Abbildung 2-9: Vergleich der Dichten und der Drucklagen bei Sättigung von R744 mit R134a

Es sind die Dichten von gesättigtem Dampf und gesättigter Flüssigkeit bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Dichteunterschied der beiden Phasen bei R744 wesentlich geringer ausfällt verglichen mit R134a. Die Dichte des gesättigten Dampfes von R744 ist um ein Vielfaches (Faktor 7 bis 9) höher als jene von R134a. Betrachtet man den Dichteunterschied der gesättigten Flüssigkeit, so ist die Dichte von R134a um den Faktor 1,3 bis 2 höher.

Der Vorteil einer hohen Sauggasdichte und der Zusammenhang mit der volumetrischen Kälteleistung wurde bereits erläutert. Berücksichtigt man die wesentlich höheren Drucklagen von R744-Kältekreisläufen, so ergeben sich Vorteile für R744 hinsichtlich des Druckverlustes, da der prozentuelle Anteil eines auftretenden Druckverlustes bezogen auf den Betriebsdruck geringer ist. Zudem ist die aus einem Druckverlust resultierende Temperaturabnahme bei R744 wesentlich geringer.

3 BETRIEBSMODI

Um der Anforderung, sowohl im Sommer kühlen, als auch im Winter heizen zu können, gerecht zu werden, gibt es mehrere Schaltungsvarianten. Einerseits kann die Anlage als Kälteanlage verwendet werden, andererseits als Wärmepumpe. Mit Hilfe von Ventilen (siehe Kapitel 4.2.5) wird zwischen den einzelnen Modi gewechselt. Der Fokus wurde dabei auf den Kühlbetrieb, in weiterer Folge „A/C-Betrieb“ genannt, gelegt. Im Wärmepumpenbetrieb, bei niedrigen Außentemperaturen, wird der Außenraumwärmeübertrager als Verdampfer verwendet. Da die Kältemitteltemperatur im Verdampfer unter der Außentemperatur liegen muss, um Wärme aufnehmen zu können, wird der Außenraumwärmeübertrager auf Grund der in der Luft enthaltenen Feuchtigkeit vereisen. Deshalb ist ein dritter Betriebsmodus erforderlich, der Abtaumodus. In diesem Betriebsmodus wird am Außenraumwärmeübertrager Wärme abgeführt, um das Eis zu schmelzen, welches dann als Wasser über Drainageschläuche abgeführt wird. Während des Abtauvorganges kann der Innenraum jedoch nicht mittels Wärmepumpe beheizt werden. Deshalb kommt in diesem Fall eine elektrisches Heizregister zur Anwendung. Es werden nun alle drei Betriebsmodi an Hand von Skizzen erklärt, wobei es sich zur besseren Übersicht um schematische Skizzen handelt und somit nicht die tatsächliche Verrohrung am Prüfstand dargestellt wird.

3.1 AC-Betrieb

Abbildung 3-1 zeigt den Kältekreislauf im A/C-Betrieb. Die vorhandenen Messstellen wurden mittels farbiger Punkte gekennzeichnet. Mit Ausnahme des internen Wärmeübertragers, in weiterer Folge als IHX (internal heat exchanger) bezeichnet, wurde vor und nach jeder für den Kreislauf relevanten Komponente Druck und Temperatur gemessen. Direkt nach dem Kompressor in Strömungsrichtung befindet sich der Coriolis-Durchflussmesser, um den Kältemittelmassenstrom zu bestimmen.

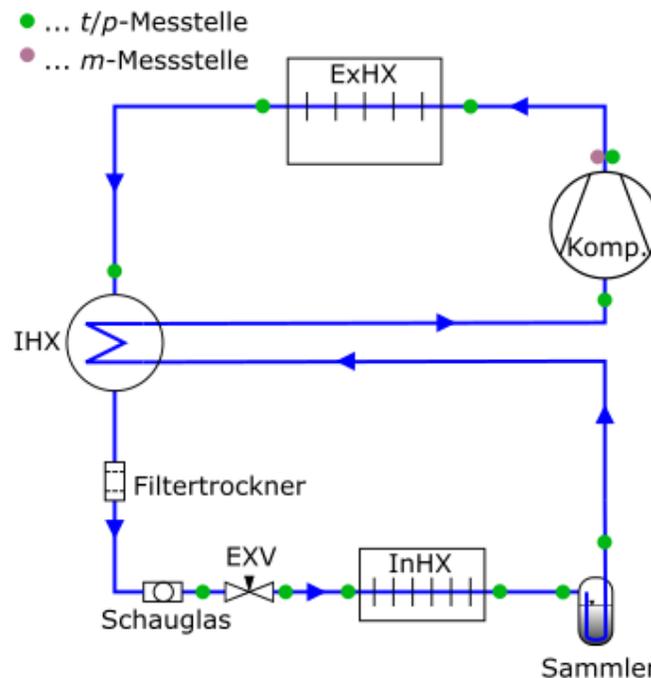


Abbildung 3-1: Skizze des Kältekreislaufs im A/C-Betrieb

Es handelt sich um einen Kreislauf mit internem Wärmeübertrager und Niederdrucksammler. Das Kältemittel wird im Kompressor verdichtet, anschließend durchströmt es den Außenraumwärmeübertrager (ExHX), welcher im A/C-Betrieb als Gaskühler fungiert. Nach der Wärmeabgabe an die Umgebung erfolgt eine weitere Kühlung des Kältemittels im IHX, bevor es im elektronischen Expansionsventil (EXV) wieder auf Niederdruck entspannt wird. Die Verdampfung erfolgt im Innenraumwärmeübertrager (InHX).

3.2 Wärmepumpenbetrieb

Im Wärmepumpenbetrieb ist der Kreislauf ähnlich aufgebaut wie im A/C-Betrieb (siehe Abbildung 3-2). Allerdings dreht sich die Strömungsrichtung in den Wärmeübertragern um. Der Innenraumwärmeübertrager arbeitet als Gaskühler/Kondensator, während der Außenraumwärmeübertrager als Verdampfer arbeitet.

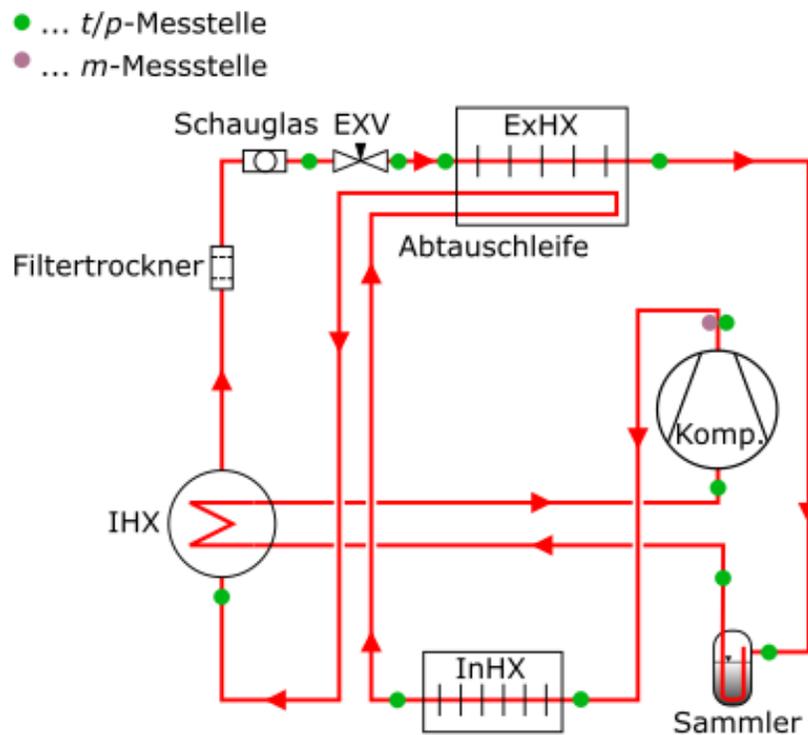


Abbildung 3-2: Skizze des Kältekreislaufs im Wärmepumpenbetrieb

Nach dem Austritt aus dem Innenraumwärmeübertrager gelangt das Kältemittel in eine sogenannte Abtauschleife, welche im Wärmepumpenbetrieb dauerhaft durchströmt wird. Diese Abtauschleife führt durch den unteren Teil des Außenraumwärmeübertragers und hat die Aufgabe den Drainageabfluss eisfrei zu halten. Wenn auf Grund von Vereisung des Außenraumwärmeübertragers in den Abtaubetrieb (siehe Kapitel 3.3) gewechselt werden muss, kann das anfallende Kondensat sofort durch die Drainageschläuche abfließen.

3.3 Abtaubetrieb

Der Abtaubetrieb wurde als „rechtsläufiger Dreiecksprozess“ realisiert (siehe Abbildung 3-3). Nach der Verdichtung durch den Kompressor erfolgt die Entspannung des Kältemittels im Heißdampfgebiet, bevor im Außenraumwärmeübertrager Wärme abgeführt wird, um das Eis an den Kühlrippen zu schmelzen.

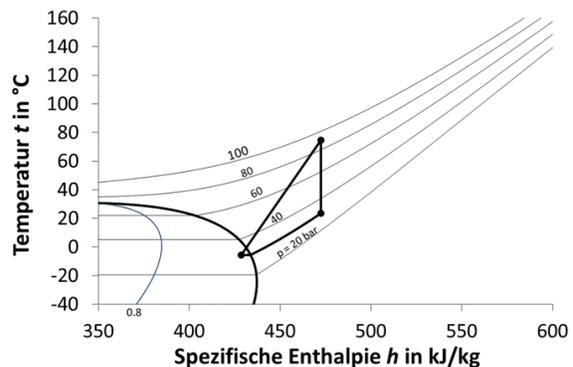
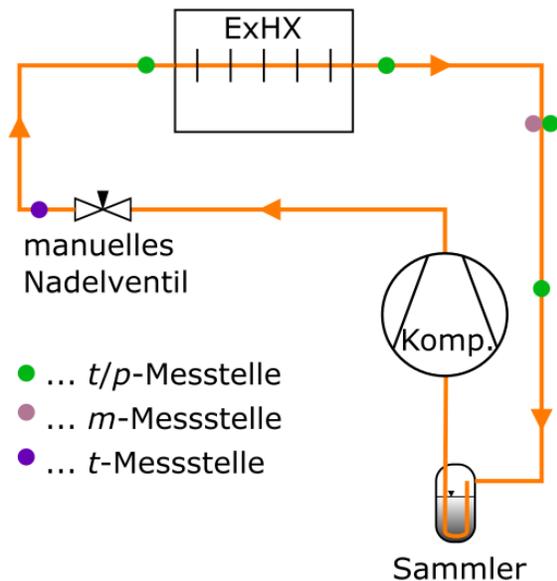


Abbildung 3-3: Links: Skizze des Kältekreislaufs im Abtaubetrieb
Rechts: Schematisches t/h -Diagramm des dazugehörigen Dreiecksprozesses

Beim Dreiecksprozess wird keine Wärmequelle benötigt, stattdessen wird die Energie für die Wärmeabfuhr ausschließlich vom Kompressor bereitgestellt. Aus diesem Grund liegen die erreichbaren Leistungszahlen unter 1. Das dargestellte t/h -Diagramm in Abbildung 3-3 stellt nur einen theoretischen Dreiecksprozess ohne Wärmeverluste an die Umgebung und ohne Druckverluste dar.

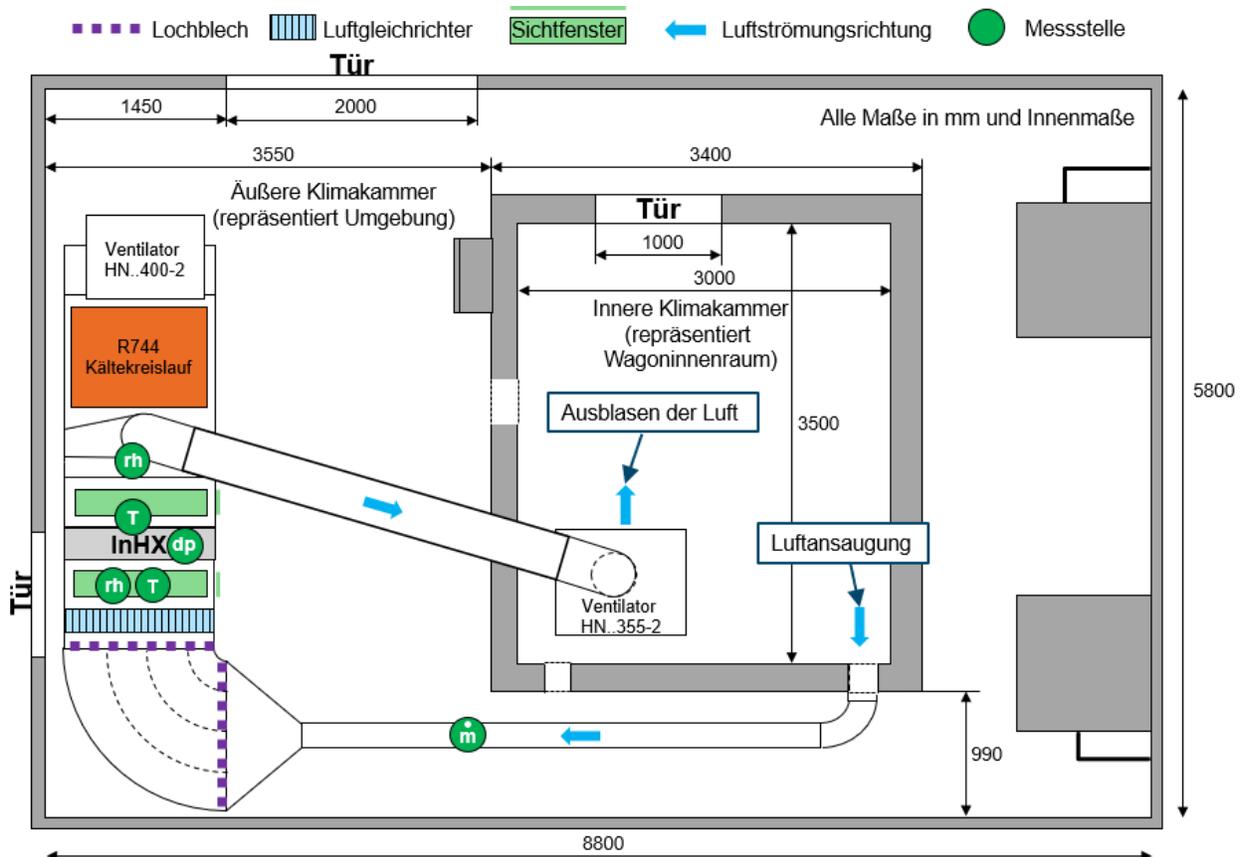
Diese Schaltungsvariante ist zwar mit dem im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Prüfstand möglich, wurde bisher jedoch nicht untersucht. Ein zu optimierender Parameter dabei ist der optimale Zeitpunkt, um vom Wärmepumpenbetrieb in den Abtaubetrieb zu schalten. In anderen Worten ausgedrückt, es gilt herauszufinden, ab welchem Vereisungsstadium des Außenraumwärmeübertragers der Wärmepumpenbetrieb nicht mehr effizient einsetzbar ist. Weiters gilt es einen Kompromiss zwischen schneller Enteisung und möglichst hoher Gesamteffizienz zu finden. Da das manuelle Nadelventil in weiterer Folge durch eine Kapillare ersetzt werden soll, gilt es außerdem eine geeignete Kapillarenlänge sowie einen geeigneten Kapillarendurchmesser zu finden, um die Anforderungen bestmöglich zu erfüllen.

4 AUFBAU DES PRÜFSTANDS

Dieses Kapitel behandelt den praktischen Teil dieser Arbeit, den Aufbau des Prüfstands. Es ist in drei Teile gegliedert, wobei das Thema des ersten Unterkapitels der luftseitige Aufbau der Anlage ist. Es erfolgt eine Beschreibung der Klimakammer, der Luftkanäle und der dazugehörigen Komponenten. Im zweiten Abschnitt wird der Aufbau des Kältekreislaufs behandelt. Es werden alle verbauten Komponenten und deren Funktion beschrieben. Das Unterkapitel 4.3 beschäftigt sich mit der verwendeten Messtechnik.

4.1 Luftkanäle

Abbildung 4-1 zeigt die Klimakammer, welche aus einer inneren und einer äußeren Kammer besteht, aus der Vogelperspektive. Die äußere Kammer repräsentiert die Umgebung und kann derart konditioniert werden, dass die gewünschten Umgebungsbedingungen erreicht werden können. Die innere Klimakammer repräsentiert den Passagierraum eines Zugwaggons, welcher je nach Umgebungsbedingung, gekühlt oder beheizt werden soll. Die Luftströmungsrichtung wird durch blaue Pfeile angezeigt.



Innerer Luftkanal:

Der Luftkanal des InHX (interior heat exchanger) wird im Umluftbetrieb betrieben. Die Luft wird direkt aus der inneren Kammer angesaugt, strömt über den Wärmetauscher und wird

anschließend wieder der Kammer zugeführt. Obwohl bei der Planung der Luftkanäle im Rahmen der räumlichen Gegebenheiten auf möglichst lange Einlauf- und Beruhigungsstrecken geachtet wurde, konnten diese nicht immer eingehalten werden.

Da insbesondere das Bogenstück vor dem InHX eine ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung der Luftströmung verursacht, wurden zusätzlich zu Luftleitblechen im Inneren des Bogenstücks Lochbleche in der Stärke von 1 mm mit einem Lochdurchmesser von 5 mm und einem offenen Querschnitt von 35,43 % eingebaut. An dieser Stelle soll auf die Diplomarbeit von DI Franz Straußberger (Straußberger, 2004) verwiesen werden, welche sich genauer mit der Thematik einer homogenen Anströmung befasste. Zusätzlich ist direkt nach dem Bogenstück ein Strömungsgleichrichter verbaut. Dieser besteht aus sechseckigen Aluminiumwaben mit einem Zellendurchmesser von 6 mm und einer Länge von 100 mm. Der Strömungsgleichrichter soll die Strömung in kleinere Bereiche unterteilen und parallel ausrichten, um auftretende Drehungen der Strömung auszugleichen und eine gerichtete Anströmung des Wärmetauschers zu garantieren.

Der Ventilator des inneren Luftkreislaufes ist saugend ausgeführt und in der inneren Klimakammer positioniert, in welche die Luft wieder ausgeblasen wird (siehe Abbildung 4-1).

Es sind mehrere Messstellen installiert. Nach der Ansaugung aus der inneren Klimakammer wird der Luftmassenstrom gemessen, jeweils vor und nach dem InHX sind Messstellen für Temperatur und Luftfeuchte positioniert. Zusätzlich wird der Druckabfall über den InHX mittels eines Differenzdrucksensors gemessen.

Direkt vor und nach dem InHX befinden sich Bohrungen am Boden der Luftkanäle, an die Drainageschläuche angeschlossen sind. Durch diese kann am Wärmeübertrager anfallendes Kondensat abgeführt werden.

Im Zug sollen pro Waggon jeweils zwei Kälteanlagen installiert werden, wobei beide Kältekreisläufe durch denselben „ausgekreuzten“ inneren Wärmeübertrager führen. Da am Prüfstand jedoch nur ein Kreislauf untersucht wird, sind auch die zu übertragenden Wärmemengen und folglich der innere Wärmeübertrager nur halb so groß. Der Querschnitt des inneren Luftkanals beträgt 1230 mm x 260 mm.

Äußerer Luftkanal:

Der äußere Luftkanal hat einen Querschnitt von 1100 mm x 580 mm und ist in ähnlicher Art und Weise wie der innere aufgebaut (siehe Abbildung 4-2). Es wurden ebenfalls Lochbleche vor und nach dem Bogenstück, gefolgt von einem Luftgleichrichter, eingebaut. Die Ansaugung erfolgt über ein freies Rohrstück. Der Ventilator ist in der äußeren Klimakammer positioniert und bläst in Richtung der inneren Kammer aus. Bei der Wahl der Position des Ventilators wurde darauf geachtet, dass kein luftseitiger Kurzschluss erzeugt wird, indem ausströmende Luft wieder angesaugt würde.

4 Aufbau des Prüfstands

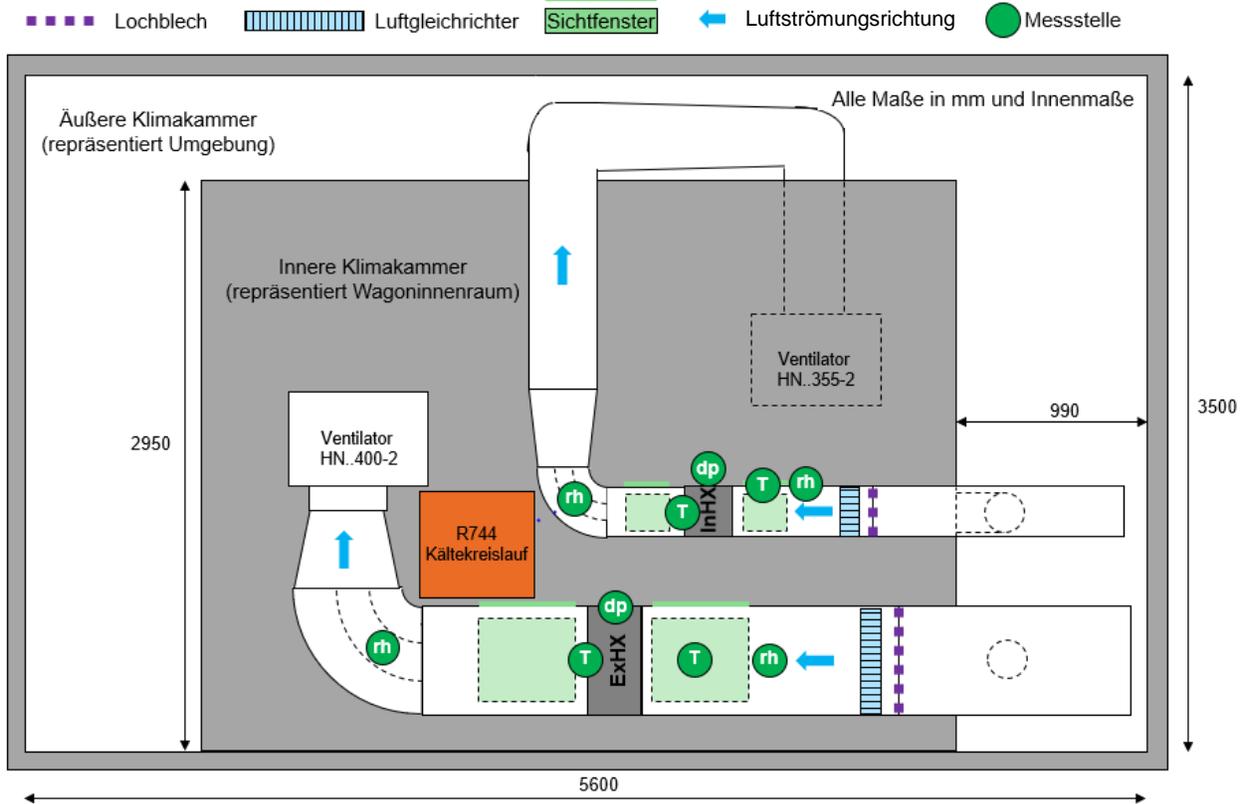


Abbildung 4-2: Seitenansicht der Klimakammer

Beide Luftkanäle sind mit Sichtfenstern vor und nach den Wärmetauschern ausgestattet, welche in den Abbildungen 4-1 und 4-2 grün gekennzeichnet sind.

Die Messstellen für Druck, Temperatur, Luftfeuchte und Massenstrom sind in gleicher Weise wie im inneren Luftkanal positioniert.

Abbildung 4-3 zeigt den Anlagenaufbau in der äußeren Klimakammer. Die blauen Pfeile beschreiben die Luftströmungsrichtung. Der innere Luftkanal im oberen Bereich des Bildes führt in die innere Klimakammer. Abgesehen von der Ansaugöffnung ist der äußere Luftkanal inklusive Lüfter vollständig abgebildet.

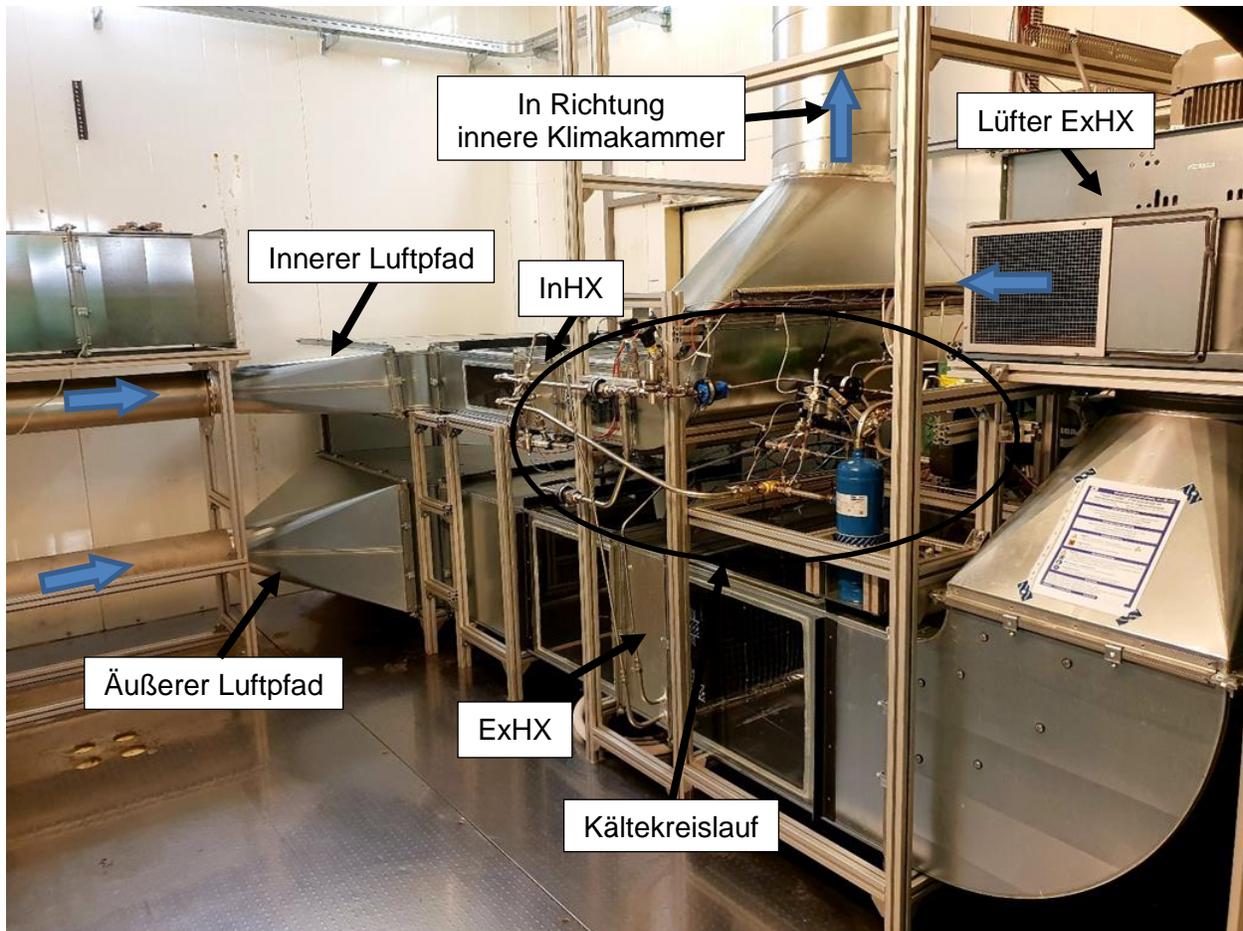


Abbildung 4-3: Ansicht der äußeren Klimakammer

Lüfter:

Es wurden Radialventilatoren vom Typ HNQ 400-2 LG90° (ExHX) und HNQ 355-2 LG90° (InHX) der Firma Wolter GmbH Maschinen- und Apparatebau KG verbaut. Sie sind für den Einsatz bei Fördermitteltemperaturen von -30 °C bis maximal 60 °C bei Umgebungstemperaturen zwischen -20 und 40 °C geeignet. Die Leistungen betragen 5,5 kW für den Ventilator im äußeren bzw. 3,0 kW für den Ventilator im inneren Luftkanal. Beide Ventilatoren werden mittels Frequenzumrichter drehzahl geregelt, so dass die im jeweiligen Betriebspunkt erforderlichen Luftvolumenströme eingestellt werden können.

Die Ventilatoren wurden mit Hilfe der Ventilatorenkennlinie, welche in Abbildung 4-4 abgebildet ist, ausgewählt. Im inneren Luftkanal sind je nach Betriebspunkt Volumenströme von 1400 und 1800 m³/h gefordert, im äußeren Luftkanal 6000 m³/h.

4 Aufbau des Prüfstands

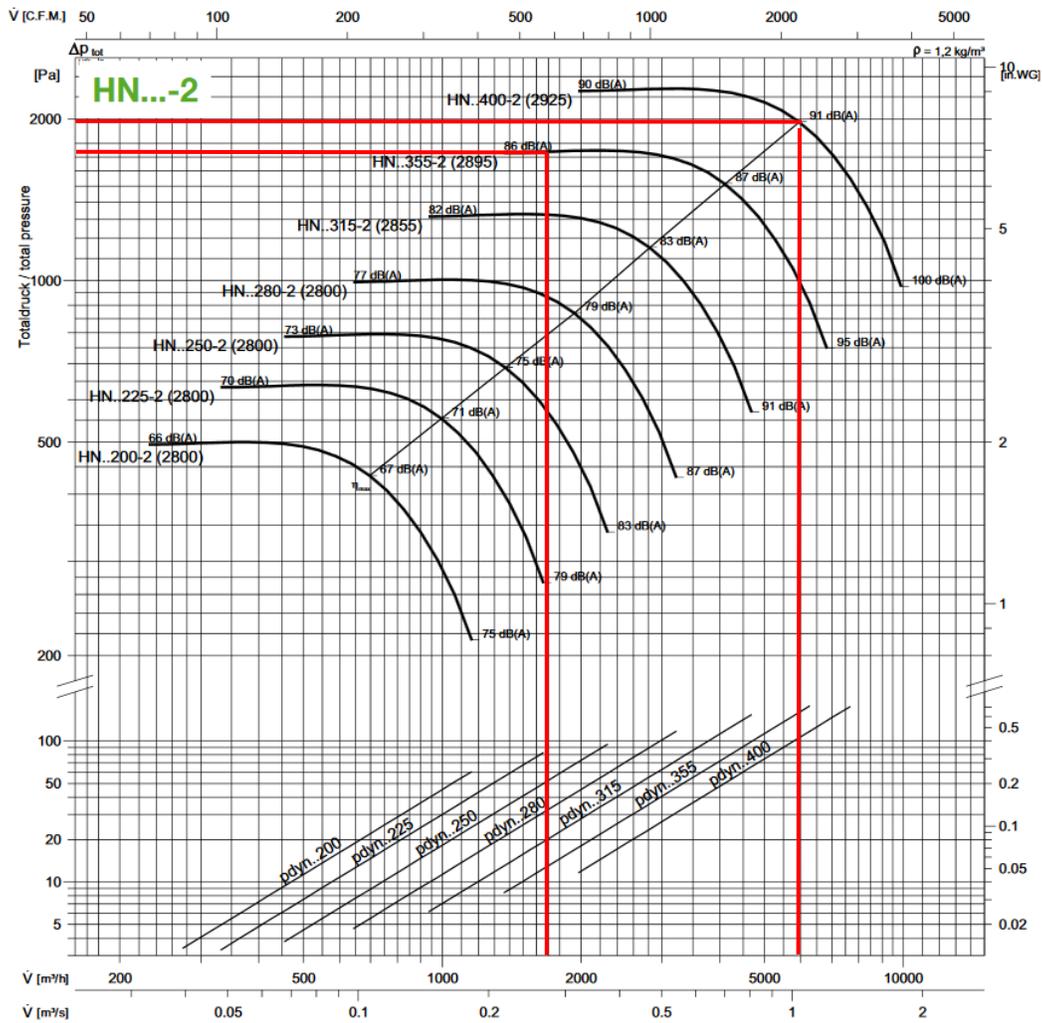


Abbildung 4-4: Ventilatorcharakteristiken des Typs HN...-2
(Wolter GmbH Maschinen- und Apparatebau KG, 2011)

4.2 Komponenten des Kältekreislaufs

Dieses Unterkapitel beschäftigt sich mit den im Kältekreislauf verbauten Komponenten. Diese werden in ihrer Funktionsweise beschrieben. Zu Beginn werden Überlegungen, welche bei der Dimensionierung der Rohrleitungen stattgefunden haben, angeführt. Bei der Beschreibung der Wärmeübertrager (siehe Kapitel 4.2.6) wird der Unterschied zwischen der Versuchsanlage und der Anlage am Zug aufgezeigt, da sich die Innenraumwärmeübertrager der beiden Anlagen unterscheiden.

4.2.1 Auslegung der Rohrleitungen

Es gibt mehrere Parameter, die bestimmend sind, für den optimalen Durchmesser der kältemittelführenden Rohrleitungen. Die wichtigsten sind:

- Strömungsgeschwindigkeit
- Druckabfall
- Ölrückführung

Die Strömungsgeschwindigkeit wird durch den Kältemittelmassenstrom, die Dichte und den Rohrquerschnitt beeinflusst. Der Kältemittelmassenstrom resultiert bei konstanter Kompressordrehzahl aus dem Liefergrad des Kompressors und aus dem spezifischen Volumen des Sauggases. Durch die sich über den Kältemittelkreislauf ändernde Dichte ändert sich auch die Geschwindigkeit. Im Hinblick auf den Druckabfall sind niedrige Geschwindigkeiten von Vorteil. Um jedoch die Rückführung des Öls zum Kompressor sicherzustellen, müssen Mindestgeschwindigkeiten eingehalten werden. Für R744-Anlagen werden folgende Geschwindigkeiten vorgeschlagen (cold.world GmbH, 2018):

- Sauggasleitung: 6 – 10 m/s
- Flüssigkeitsleitung: 0,3 – 0,5 m/s
- Druckgasleitung: 6 – 10 m/s

Die verwendeten Rohrdurchmesser wurden bereits vor Beginn dieser Arbeit bestimmt und betragen für Hochdruckleitungen 8 mm, für Niederdruckleitungen 14 mm. Je nach Betriebsbedingungen ergeben sich unterschiedliche Kältemittelgeschwindigkeiten. Im Kapitel 5.5, in welchem die Messergebnisse für den Wärmepumpenbetrieb diskutiert werden, wird dieses Thema noch einmal aufgegriffen und die tatsächlich auftretenden Geschwindigkeiten in der Versuchsanlage berechnet.

4.2.2 Auswahl des Niederdrucksammlers

Vom Verdampfer gelangt Kältemittel in flüssigem und gasförmigem Zustand in den Niederdrucksammler. Dort sinken auf Grund der Geschwindigkeitsreduktion und der höheren Dichte Kältemitteltröpfchen auf den Boden des Behälters, während das gasförmige Kältemittel oben bleibt. Der Auslass in Richtung Kompressor wird durch ein u-förmiges Rohr realisiert, welches im oberen Bereich ansaugt, um zu erreichen, dass möglichst nur gasförmiges Kältemittel zum Kompressor gelangt (Abbildung 4-5). An der untersten Stelle des U-Rohres befindet sich eine Ölschnüffelbohrung. Durch diese wird das Kompressoröl, welches mit dem Kältemittel mittransportiert wird, angesaugt und zum Kompressor rückgeführt.

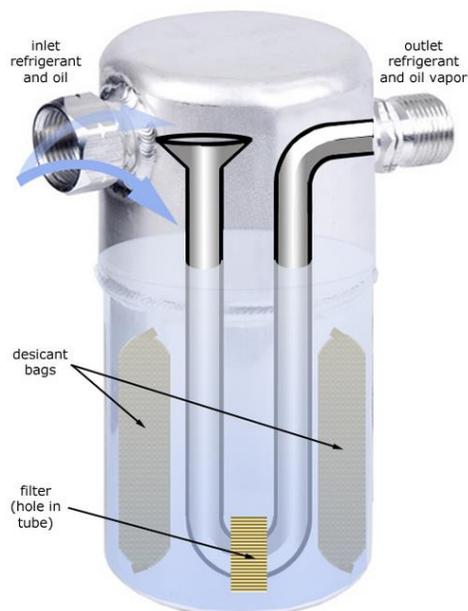
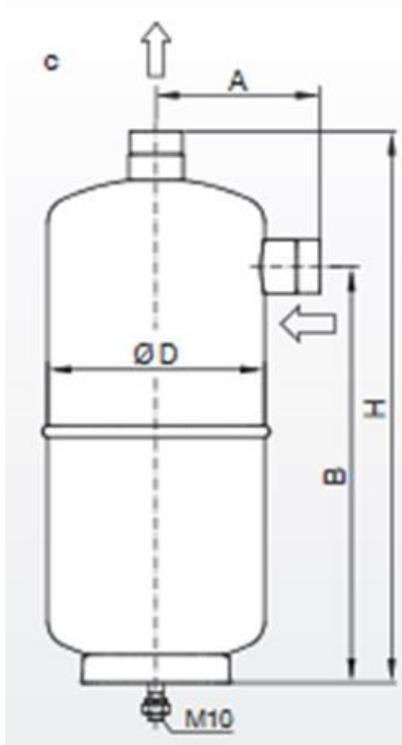


Abbildung 4-5: Aufbau Niederdrucksammler (Rangel und Ginter, 2016)

Der Niederdrucksammler in einem Kältekreislauf hat mehrere Aufgaben. Eine dieser Aufgaben ist die Funktion als Ausgleichsbehälter. Änderungen des Temperaturniveaus sowie der Stellung des elektronischen Expansionsventils (EXV) führen zu einer Druckänderung im System und somit zu einer Schwankung der erforderlichen Kältemittelmenge. Bei niedrigen Drücken im Gaskühler verlagert sich das Kältemittel auf die Niederdruckseite, bei hohen Drücken im Gaskühler verhält es sich umgekehrt. Das Volumen des Niederdrucksammlers muss groß genug sein, um diese Schwankungen ausgleichen zu können. Außerdem muss er zusätzliches Kältemittel bereitstellen können, um etwaige Leckageverluste auszugleichen. Eine weitere Aufgabe ist es den Kompressor vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen. Dies wird dadurch erreicht, dass nur im oberen Bereich, in dem das Kältemittel gasförmig vorliegt, angesaugt wird. Trotzdem werden, insbesondere wenn das Volumen des Niederdrucksammlers zu gering ausgelegt wurde, Kältemitteltröpfchen mitangesaugt. Zudem gelangt durch die Ölschnüffelbohrung flüssiges Kältemittel zum Kompressor. Dadurch liegt die Dampfzahl am Austritt unter 1.

Zur groben Vorauslegung des Sammlervolumens wird die Kälteleistung bei unterschiedlichen Betriebspunkten herangezogen. Eine genauere Bestimmung erfolgt mit Hilfe des Volumens der Kälteanlage. Bitzer (Bitzer Austria GmbH, 2012) empfiehlt die Auswahl eines Sammlers, dessen Volumen ca. der Summe von 30 bis 50 % des Gaskühlervolumens, 30 % des Verdampfervolumens und dem Volumen der Flüssigkeitsleitungen entspricht. Der verwendete interne Wärmetauscher hat ein Volumen von ca. 1,5 l, der externe Wärmetauscher ein Volumen von ca. 2,6 l. Die Länge der Flüssigkeitsleitungen wurde mit 3 m angenommen. Im Kühlbetrieb, wenn der Innenraumwärmeübertrager als Verdampfer arbeitet, ergibt sich ein erforderliches Sammlervolumen von 1,96 l. Im Heizbetrieb ergibt sich ein Volumen von 1,76 l.

Ausgewählt wurde der Flüssigkeitsabscheider FA-22U-CDH der Firma ESK Schultze GmbH & Co. KG mit einem Volumen von 2,5 l. Dieser wurde speziell für CO₂-Anwendungen konzipiert und hält Sauggasdrücken von bis zu 100 bar bei Temperaturen von -10 bis 100 °C und 75 bar bei Temperaturen von -50 bis -10 °C stand. Der Sammler wurde bewusst etwas größer als nötig gewählt, um einen Sicherheitsspielraum zum Ausgleich von Leckageverlusten gewährleisten zu können. Außerdem ergeben sich durch einen größeren Sammler bis auf den größeren Bauraum und höhere Anschaffungskosten keine relevanten betriebsbedingten Nachteile.



Abmessungen				Gewicht
Ø D in mm	H in mm	A in mm	B in mm	in kg
114,3	326	87	188	5,8

Abbildung 4-6: Aufbau und Abmessungen des Niederdrucksammlers FA-16U-CDH (ESK Schultze GmbH & Co. KG, 2016)

4.2.3 Interner Wärmeübertrager (internal heat exchanger - IHX)

Wie in Kapitel 2.1 bereits erwähnt, hat der interne Wärmeübertrager einerseits die Aufgabe das Kältemittel nach Austritt aus dem Gaskühler/Kondensator zu unterkühlen und somit die Verdampfungswärme zu erhöhen, andererseits dient er zur Überhitzung des Kältemittels am Verdampferaustritt, um den Kompressor vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen.

Verbaut wurde ein gelöteter Plattenwärmeübertrager der Firma Kaori. Das verwendete Modell eignet sich speziell für den Einsatz in R744-Anlagen und hält Betriebsdrücken von bis zu 140 bar auf der Hochdruckseite und 100 bar auf der Niederdruckseite stand. Der Berstdruck liegt bei 650 bar. Die maximale Betriebstemperatur liegt bei 200 °C (Kaori Heat Treatment Co., Ltd. , 2015).

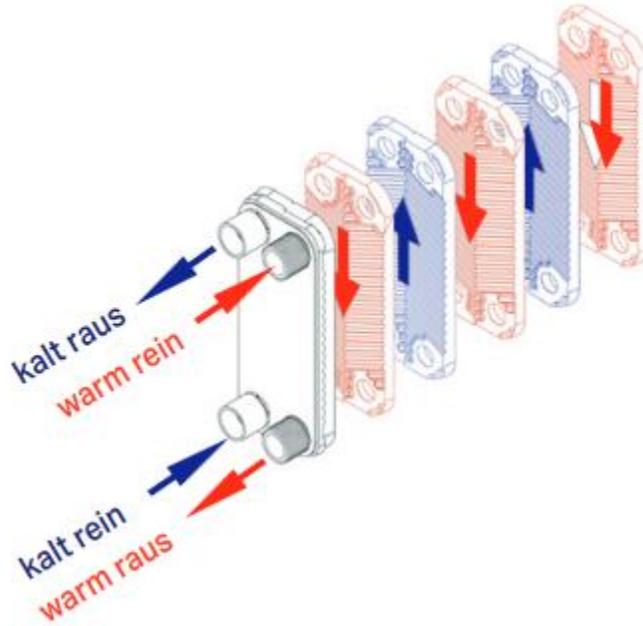


Abbildung 4-7: Aufbau eines Plattenwärmeübertragers (Kaori Heat Treatment Co., Ltd. , 2015)

Plattenwärmeübertrager haben im Vergleich zu Rohr-in-Rohr-Wärmeübertrager den Vorteil einer großen Wärmeübertragungsfläche bei zugleich geringem Bauraum und geringem Gewicht. Das wärmeabgebende Medium und das wärmeaufnehmende Medium strömt abwechselnd durch die Zwischenräume mehrerer Platten (siehe Abbildung 4-7), welche gemustert sind, um den Turbulenzgrad zu erhöhen und dadurch die Wärmeübertragung zu verbessern. (STROBEL VERLAG GmbH & Co. KG, 2003)

Am Prüfstand wurden Versuche mit zwei verschiedenen Größen des Plattenwärmeübertragers durchgeführt und miteinander verglichen. Die größere Variante besitzt 24, die kleinere 16 Platten, wobei die Anzahl der Platten auch in der Modellbezeichnung ersichtlich ist. Verbaut wurden die Modelle CO22-M24M-G4B6A und CO22-M16M-G4B6A.

4.2.4 Kompressor

Die Aufgabe der Verdichtung des Kältemittels übernimmt der semihermetische Kolbenkompressor 4MTE-10K der Firma Bitzer. Dieses Modell besitzt vier Zylinder, wobei zur Leistungsregelung auch der Betrieb mit nur zwei der vier Zylinder möglich ist. Mit einer Zylinderbohrung von 30 mm und einem Zylinderhub von 27 mm ergibt sich insgesamt ein geometrisches Hubvolumen von $76,34 \text{ cm}^3$.

Er wird von einem 4-poligen Drehstromasynchronmotor angetrieben, das heißt bei 50 Hz Netzfrequenz beträgt die synchrone Drehzahl 1500 U/min. Die tatsächliche Drehzahl liegt je nach Last etwas darunter und wird vom Hersteller mit 1450 U/min angegeben. Die maximalen Drücke betragen 160 bar für den Hochdruck und 100 bar für den Niederdruck.

Das verwendete Modell ist mit einer Ölumpfheizung ausgestattet. Auf Grund der hohen Löslichkeit von R744 im Öl ist im Stillstand die Gefahr einer hohen Kältemittelanreicherung des im Kurbelgehäuse befindlichen Öls gegeben. Beim erneuten Start des Kompressors wären erhöhter Ölauswurf, Flüssigkeitsschläge und unzureichende Schmierung die Folge. Durch die Verwendung einer Ölumpfheizung können diese Gefahren minimiert werden.

4.2.5 Ventile

Elektronisches Expansionsventil (EXV):

Zur Drosselung des Kältemittels und zur Regelung des Hochdrucks wurde ein elektronisches Expansionsventil der Firma Emerson verbaut. Es wurde das Modell CX4 ausgewählt (siehe Abbildung 4-8), welches einen K_V -Wert von 0,21 besitzt. Der K_V -Wert ist ein Durchflusskoeffizient und beschreibt den Volumenstrom von Wasser mit einer Temperatur von 5 bis 30 °C, welcher durch das Ventil bei einer Druckdifferenz von 1 bar fließen würde. Er wird in m^3/h angegeben. Aus der CX-Baureihe ist das CX4 jenes Ventil mit dem kleinsten K_V -Wert. Dieses EXV ist explizit für transkritische CO_2 -Anwendungen geeignet und hält dementsprechend hohen Drücken stand. Der maximale Betriebsdruck beträgt 120 bar, wobei das Ventil bei 172 bar getestet wurde. Der Regelbereich wird mit 10 bis 100 % des Öffnungsquerschnittes angegeben. Mit 750 Schritten und einer Schrittrate von 500 Hz dauert eine Öffnung des Ventils von 0 auf 100 % somit 1,5 Sekunden.

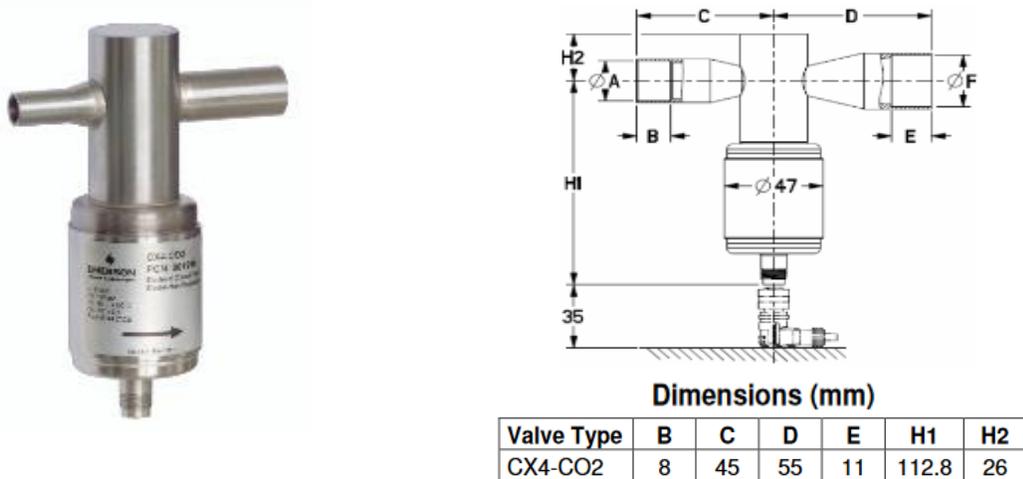


Abbildung 4-8: Verbautes Ventil CX4 der Firma Emerson (Emerson Electric Company, 2017)

3/2 – Wegeventile:

Um die Anlage in den verschiedenen Modi Kühlbetrieb, Wärmepumpenbetrieb und Abtaumodus betreiben zu können, sind Umschaltventile notwendig, um zwischen den einzelnen Modi wechseln zu können. Es kamen Ventile der Firma Refrigerera zum Einsatz (siehe Abbildung 4-9), welche speziell für transkritische CO_2 -Anwendungen entwickelt wurden und für Betriebsdrücke von bis zu 140 bar bei Temperaturen zwischen -40 und 150 °C geeignet sind. Insgesamt wurden drei 3/2 – Wegeventile verbaut. Zwei sind notwendig, um zwischen Kühl- und Wärmepumpenbetrieb umzuschalten. Diese werden manuell betätigt. Ein weiteres Ventil dient zum Wechsel vom Wärmepumpenbetrieb in den Abtaumodus, wobei die Betätigung über einen Stellmotor erfolgt. Dadurch ist ein Schalten des Ventils möglich, ohne die Klimakammer betreten zu müssen. Die verwendeten Ventile weisen einen vergleichsweise hohen K_V -Wert auf. Die in den Hochdruckleitungen verbauten Ventile weisen einen K_V -Wert von 2,7 m^3/h auf, die in den Niederdruckleitungen verbauten Ventile einen K_V -Wert von 5,6 m^3/h .



Abbildung 4-9: Links: 3/2 - Wege Ventil für Aktuator
Rechts: Manuelle Bedienung (Refrigera Industriale Srl, 2017)

Hochdruckschalter:

Allgemein ist die Anlage auf maximale Betriebsdrücke von 140 bar ausgelegt. Die Berstdrücke der verwendeten Bauteile liegen weit darüber. Trotzdem wurde aus Sicherheitsgründen ein Druckschalter verbaut, welcher bei Überschreitung des zulässigen Betriebsdruckes den Kompressor abschaltet. Grund für unzulässig hohe Drücke können Anwendungsfehler wie beispielsweise eine Überfüllung der Anlage oder Ventilfehlstellungen sein.

Verwendet wurde das Modell MBC 5100 5251-1CB04 der Firma Danfoss. Dieses weist einen Einstellbereich von 16 bar bis 160 bar auf. Um die Versuchsanlage auch im Bereich des maximalen Betriebsdruckes von 140 bar betreiben zu können ohne, dass der Hochdruckschalter bei minimaler Überschreitung des Druckes von 140 bar sofort ausgelöst wird, wurde der Abschaltdruck auf 145 bar eingestellt. Die Ansprechzeit ist mit kleiner 4 ms angegeben.

Rückschlagventile:

Rückschlagventile gehören zur Gruppe der Sperrventile. Sie haben die Aufgabe, einen Volumenstrom nur in eine Richtung zuzulassen und in die andere Richtung hermetisch abzudichten. Deshalb sind sie in der Regel als Sitzventile ausgeführt. Sie kamen zum Einsatz, um die Strömungsrichtung zu steuern, je nachdem, ob die untersuchte Anlage im A/C-Betrieb oder Wärmepumpenbetrieb betrieben wurde.

In Abbildung 4-10 ist der Aufbau der verbauten Rückschlagventile dargestellt.

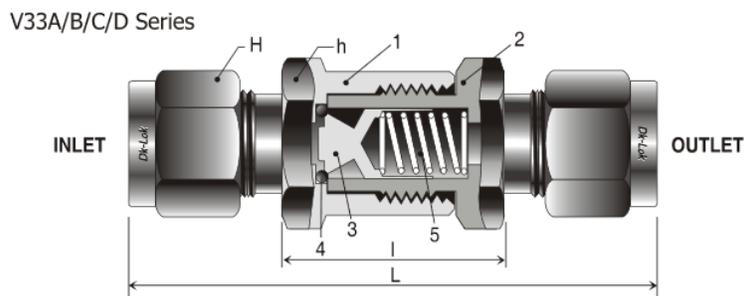


Abbildung 4-10: Schnittdarstellung der verbauten Rückschlagventile (Dk-Lok Austria GmbH, 2011)

Es handelt sich um ein Tellersitzventil. Liegt am Eintritt ein höherer Druck als am Austritt an, wird das Sitzelement (3) entgegen der angreifenden Federkraft (durch Feder 5) gehoben und lässt einen Durchfluss von links nach rechts zu. Liegt am Austritt ein höherer Druck als am Eintritt an, so wird das Sitzelement (3) gegen einen O-Ring (4) gepresst, welcher das Sitzelement gegenüber dem Gehäuse (1) abdichtet.

Verwendet wurden Ventile der Firma Dk-Lok, wobei hochdruckseitig die Modelle V33B-D-10M-25-S und niederdruckseitig die Modelle VH36C-F-12N-10-S verbaut wurden. Hochdruckseitig wiesen die Ventile einen K_V -Wert von 1,27, niederdruckseitig einen K_V -Wert von 4,04 auf.

Während dem Betrieb am Prüfstand stellte sich heraus, dass eines der verbauten Rückschlagventile in Sperrichtung nicht abdichtete. Das betreffende Ventil wurde zerlegt und untersucht. Als Ursache für die Leckage konnte der O-Ring ausgemacht werden, welcher Verschleißerscheinungen aufwies.

Absperrventile:

Wie bereits erwähnt, war eines der verbauten Rückschlagventile defekt. Um eine hermetische Dichtheit in Sperrichtung an den Einbauorten der Rückschlagventile garantieren zu können, wurden daraufhin alle verbauten Rückschlagventile durch manuell betätigte Absperrventile ersetzt. Diese Änderung hat jedoch zur Folge, dass bei jedem Wechsel zwischen A/C-Betrieb und Wärmepumpenbetrieb die betreffenden Ventile händisch von der Durchflussstellung in die Sperrstellung (bzw. viceversa) geschaltet werden müssen. Die darunter leidende Benutzerfreundlichkeit stellt im Prüfstandsbetrieb jedoch kein Problem dar. Weiters wurden Absperrventile zum Befüllen der Anlage benötigt.

Abbildung 4-11 zeigt das Evakuieren der Anlage vor dem anschließenden Befüllen.

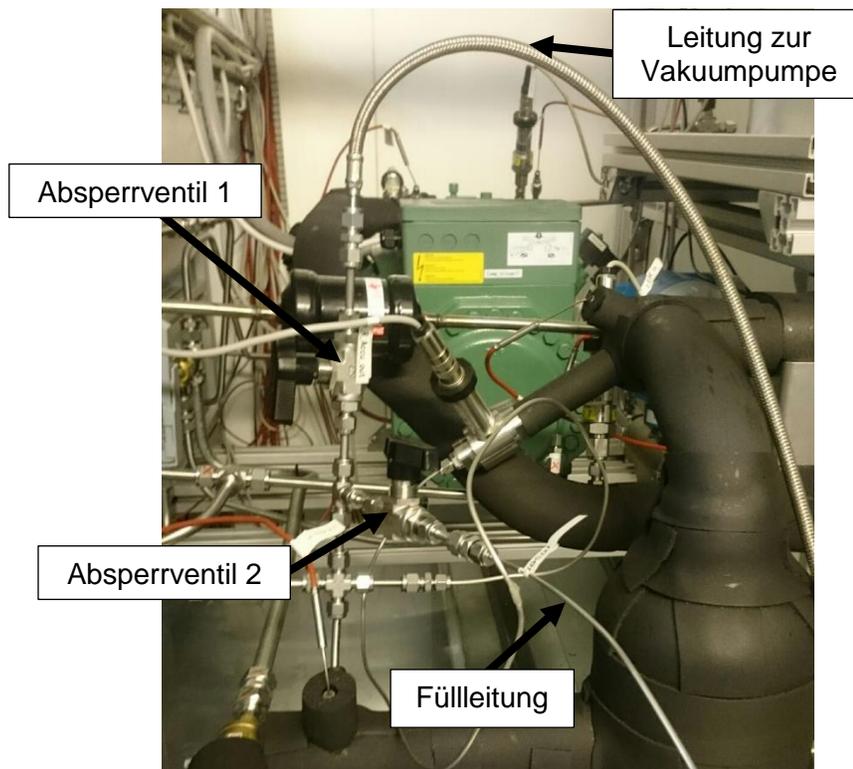


Abbildung 4-11: Befüllen der Anlage

Vor dem Befüllen muss die Anlage inklusive der Füllleitung evakuiert werden, um zu verhindern, dass sich Luft im Kältekreislauf befindet. Dazu sind beide abgebildeten Absperrventile geöffnet. Am Ende der Füllleitung befindet sich eine R744-Druckgasflasche. Nach erfolgter Evakuierung

wird das Absperrventil 1 geschlossen und es kann befüllt werden. Ist die Anlage befüllt, wird das Absperrventil 2 geschlossen. Anschließend kann die Füllleitung vom Absperrventil 2 getrennt werden.

Alle Absperrventile stammen ebenfalls von der Firma Dk-Lok. Hochdruckseitig wurde das Modell VH86B-D-10M-S (K_V -Wert = 2,01) und niederdruckseitig das Modell VH86C-D-16M-S (K_V -Wert = 5,52) verbaut.

Manuelles Nadelventil:

Die Entspannung des Kältemittels im Abtaubetrieb soll im realen Betrieb am Zug in einer Kapillare, welche einer Fixdrossel entspricht, erfolgen. Um am Prüfstand den Abtaubetrieb bei verschiedenen Drosselquerschnitten untersuchen zu können, wurde ein manuell verstellbares Nadelventil verbaut. Es wurde das Modell V15B-D-6M-S von Dk-Lok ausgewählt. Die Charakteristik in Abhängigkeit von den Umdrehungen der Einstellspindel ist in Abbildung 4-12 dargestellt. Der C_V -Wert entspricht dem K_V -Wert, wird allerdings in US-Gallons pro Minute angegeben.

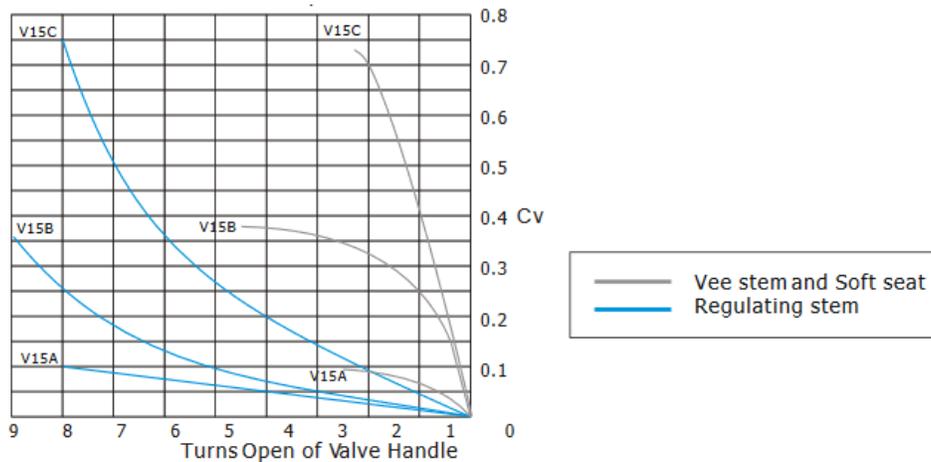


Abbildung 4-12: C_V -Wert in Abhängigkeit der Umdrehungen der Einstellspindel (Dk-Lok Austria GmbH, 2011)

Das verbaute Nadelventil hat eine V-Spindel. Somit ist der maximale Durchfluss bei 4,5 Umdrehungen erreicht bei einem C_V -Wert von 0,37 (siehe Abbildung 4-2). Dies entspricht einem K_V -Wert von 0,32.

4.2.6 Wärmeübertrager

Im Rahmen des Projektes *eco2jet* werden speziell für diese Anlage sogenannte Microchannelwärmeübertrager entwickelt. Diese zeichnen sich durch sehr geringe Strömungsquerschnitte aus. Durch das dadurch günstige Verhältnis von Oberfläche zu Volumen der Strömungskanäle ergeben sich Vorteile in Bezug auf Baugröße und beim Wärmeübergang. Diese Wärmeübertrager waren jedoch während des Zeitraumes dieser Arbeit noch nicht verfügbar, weshalb Ersatzwärmeübertrager in Auftrag gegeben wurden.

Bei den verwendeten Ersatzwärmeübertragern handelt es sich um Lamellenrohrwärmeübertrager. Sie sind als Kreuzstrom-Wärmeübertrager ausgeführt. Ob es sich dabei um einen Kreuzgegen- oder um einen Kreuzgleichstrom-Wärmeübertrager handelt, hängt dabei vom Betrieb bzw. von der Kältemittelflussrichtung ab. Da der Fokus auf den A/C-Betrieb gelegt wurde, erfolgte auch der

Anschluss der Wärmeübertrager dementsprechend. So wird der ExHX im A/C-Betrieb im Kreuzgegenstrom betrieben und der InHX im Kreuzgleichstrom. Durch die Wärmeabgabe bei gleitender Temperatur im ExHX und den, wenn auch geringen, Druckverlust bedingten Temperaturgleit im InHX haben diese Anschlussvarianten Vorteile im A/C-Betrieb.

Im Kapitel 4.1 wurde bereits erwähnt, dass pro Zugwaggon zwei Kälteanlagen verbaut sind. Die Kältemittelströme beider Anlagen werden durch einen „ausgekreuzten“ Innenraumwärmeübertrager geführt, sind jedoch voneinander getrennt (siehe Abbildung 4-13).

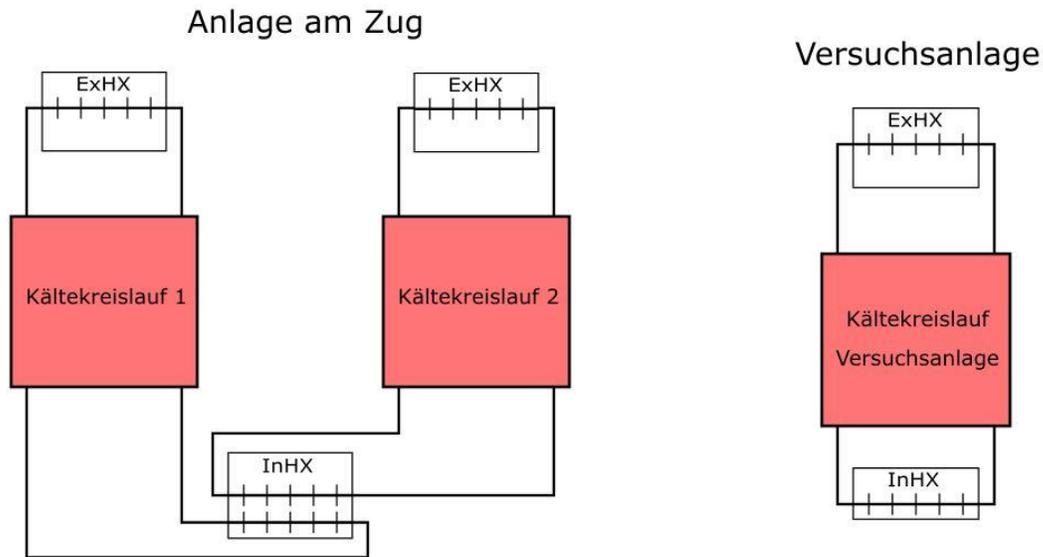


Abbildung 4-13: Links: Verrohrungsschema der Anlage am Zug
Rechts: Verrohrungsschema am Versuchsstand

Folglich besitzt der InHX vier Anschlüsse, jeweils zwei Eingänge und zwei Ausgänge. Da am Prüfstand nur eine Anlage aufgebaut wurde, ist die Wärmeübertragungsfläche nur halb so groß wie am Zug. Da es sich beim Versuchstandswärmeübertrager ebenfalls um einen „ausgekreuzten“ Wärmeübertrager handelt, mussten die Anschlüsse beider Ein- und Ausgänge der getrennten Kreisläufe miteinander verbunden werden, um die gesamte Wärmeübertragungsfläche nutzen zu können (siehe Abbildung 4-14). In jedem Kreislauf wird das Kältemittel auf 8 Leitungen aufgeteilt, welche einen Innendurchmesser von 3 mm besitzen.

Die für die Wärmeübertragung relevanten Abmessungen des InHX betragen 1100 mm in der Breite, 240 mm in der Höhe und 139 mm in der Länge bei einer Flossendichte FPI (fins per inch) von 12. Dies entspricht 472,4 Finnen (Lamellen) pro Meter.



Abbildung 4-14: InHX mit Verrohrung im eingebauten Zustand

Für jede Kälteanlage am Zug ist ein eigener ExHX vorgesehen. Somit ist keine Verbindung zweier Kreisläufe wie beim InHX nötig. Trotzdem besitzt der Wärmeübertrager vier Anschlüsse. Neben den Standardanschlüssen für Ein- und Austritt des Kältemittels sind zwei weitere für die Abtauschleife vorhanden (siehe Abbildung 4-15).

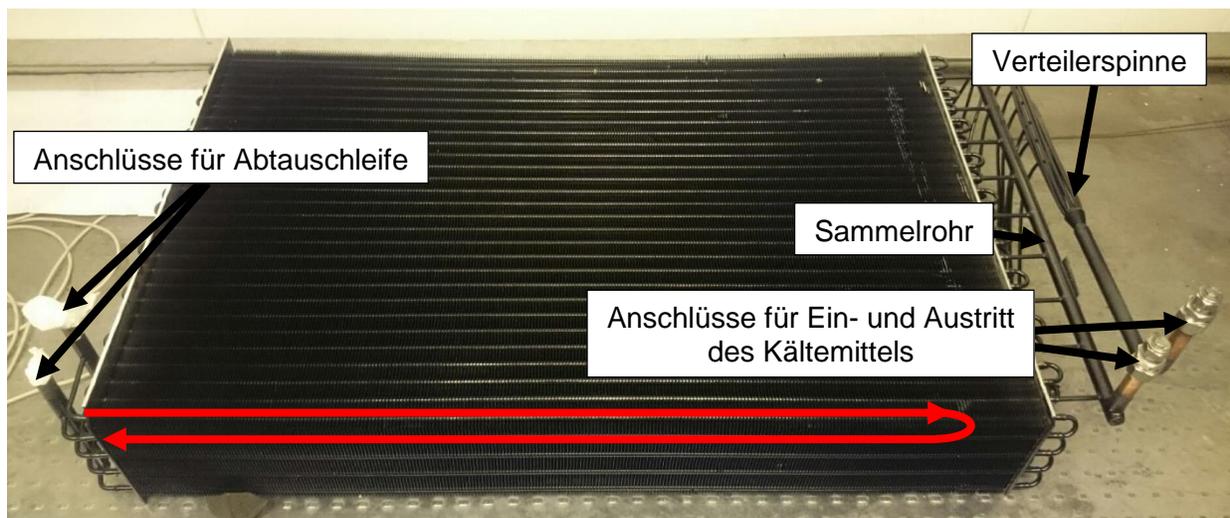


Abbildung 4-15: ExHX vor dem Einbau

Die Abtauschleife wird im Wärmepumpenbetrieb dauerhaft durchströmt, im A/C-Betrieb ist sie inaktiv. Im A/C-Betrieb wird das Kältemittel nach dem Eintritt in der Verteilerspinnne auf 9 Leitungen mit einem Innendurchmesser von 3 mm aufgeteilt, durchströmt den Wärmeübertrager und gelangt anschließend in das Sammelrohr, bevor es wieder austritt. Im Wärmepumpenbetrieb kehrt sich die Strömungsrichtung um. In der Abtauschleife wird das Kältemittel auf vier Leitungen aufgeteilt, welche im unteren Bereich des Wärmeübertragers verlaufen. Die rote Linie in Abbildung 4-15 soll den Verlauf einer Leitung der Abtauschleife darstellen.

Die Abmessungen des ExHX betragen 900 mm in der Breite 560 mm in der Höhe und 139 mm in der Länge bei einem FPI von 8 (315,0 Finnen pro Meter).

4.2.7 Weitere Bauteile

Filtertrockner

Obwohl beim Aufbau, sowie bei Umbau- und Reparaturarbeiten der Anlage auf Sauberkeit geachtet wurde, und vor jeder Befüllung eine Evakuierung der Anlage durchgeführt wurde, kann das Vorhandensein von Fremdpartikeln und Wasser im Kältekreislauf nicht ausgeschlossen werden. Um den Wasser- sowie Fremdpartikel abzuscheiden, wurde ein Filtertrockner der Firma Danfoss eingebaut. Das Model DMT 083s ist für transkritische R744-Prozesse ausgelegt, hält Betriebsdrücken von bis zu 140 bar stand und ist für Einsatztemperaturen von -40 bis 100 °C geeignet. Er ist hochdruckseitig zwischen dem IHX und dem EXV positioniert, um das EXV vor Fremdpartikeln und gefrierender Feuchtigkeit zu schützen. Abbildung 4-16 zeigt den Filtertrockner im eingebauten Zustand.



Abbildung 4-16: Filtertrockner im eingebauten Zustand

Schauglas:

Direkt vor dem EXV wurde ein Schauglas verbaut. Durch dieses kann optisch kontrolliert werden, ob sich der Eintrittszustand des Kältemittels ins EXV im Nassdampfgebiet befindet. Dies kann bei ungünstiger Prozessführung der Fall sein. Der Einsatzbereich des verbauten Schauglases der Firma Carly wird für Betriebsdrücke bis 140 bar bei Temperaturen bis 60 °C angegeben.

Fittings:

Beim Aufbau des Kältekreislaufes waren mehrere Verbindungsstücke notwendig, einerseits, um Rohrleitungen miteinander zu verbinden, andererseits, um Rohrleitungen mit den Komponenten zu verbinden, welche teils unterschiedlichste Anschlussmaße aufwiesen. Dazu wurden Fittings der Firma Dk-Lok verwendet, welche eine Vielzahl an Verbindungsstücke für Rohrleitungen anbietet. Eine Klemmringverschraubung ermöglicht die Dichtheit zwischen den Rohren und den Verbindungsstücken.



Abbildung 4-17: Links: T-Stück und Schweißadapter

4.3 Messtechnik

Bei der Beschreibung der verwendeten Messtechnik erfolgt keine Unterteilung in Luftseite und Kältemittelseite, da teils gleiche Sensoren sowohl in den Luftkanälen als auch im Kältekreislauf verwendet wurden. Zur Orientierung, an welcher Stelle die jeweiligen Sensoren positioniert wurden, helfen die Abbildungen des Kapitels 3 für die Kältemittelseite und die Abbildungen des Kapitels 4.1 für die Luftseite.

4.3.1 Coriolis Durchflussmessgerät

Zur Messung des Kältemittelmassenstroms wurde ein Coriolis Durchflussmessgerät der Firma Endress + Hauser verbaut. Es kann bei einer Kältemitteltemperatur von -50 bis zu 150 °C eingesetzt werden und ist für einen Prozessdruck von maximal 350 bar geeignet in einem Temperaturbereich von -50 bis 20 °C. Bei höheren Temperaturen sinkt der zulässige Maximaldruck linear auf 290 bar bei 150 °C ab. Der maximale Messfehler beträgt $\pm 0,5$ % vom Messwert.

4.3.2 Leistungsmessung

Die Messung der elektrischen Kompressorleistung ist insbesondere für die Berechnung des COP von Bedeutung. Das Messgerät der ABB Ltd mit der Bezeichnung B23 112-100 gibt proportional zur gemessenen Leistung Pulse aus, welche in einem Frequenzmessumformer in mA-Signale umgewandelt werden. Die Messwertabweichung beträgt ± 1 %.

4.3.3 Feuchtesensoren

Um die vom Kältekreislauf an die Luft übertragenen Wärmemengen bestimmen zu können, ist es notwendig, die relative Luftfeuchte vor und nach den beiden Wärmeübertragern zu bestimmen. Dazu wurden Feuchte- und Temperaturmesswertgeber der Firma VAISALA verwendet. Es wurde das Modell HMT120 verbaut.

Dabei handelt sich um einen kapazitiven Sensor. Es ist ein dünner hygroskopischer Polymerfilm zwischen zwei Elektroden angebracht, welcher abhängig von der relativen Feuchte der Umgebungsluft mehr oder weniger Wasserdampf absorbiert. Das Messprinzip basiert auf der Änderung der dielektrischen Eigenschaften des Polymerfilms, je nachdem wieviel Wasserdampf

aufgenommen wird. Je nach relativer Feuchte ändert sich somit die Kapazität des Sensors. Die Kapazität wird gemessen und in einen Wert für die relative Feuchte umgewandelt.

Die angegebene Messgenauigkeit liegt bei $\pm 3\%$ für einen Temperaturbereich von -40 bis 0 °C und von 40 bis 80 °C . Zwischen 0 und 40 °C liegt die Messgenauigkeit bei $\pm 1,5\%$ Abweichung vom Messwert. Diese Werte gelten für einen Bereich von 0 bis 90% relativer Luftfeuchte.

Zusätzlich zur relativen Feuchte kann mit dem verwendeten Modell auch die Temperatur gemessen werden. Zur Ermittlung der Lufttemperatur vor und nach den Wärmeübertragern wurden jedoch zusätzliche Temperatursensoren eingebaut.



Abbildung 4-18: Einbausituation des Feuchtesensors am ExHX-Eintritt

Abbildung 4-18 zeigt den Feuchtesensor im äußeren Luftkanal am ExHX-Eintritt. Im Hintergrund ist der Luftgleichrichter zu erkennen.

4.3.4 Pt100-Sensoren

Bei Pt100-Sensoren handelt es sich um Widerstandsthermometer. Widerstandsthermometer machen sich die Temperaturabhängigkeit des Widerstandes eines elektrischen Leiters zunutze. Bei Pt100-Sensoren dient Platin als Messwiderstand. Platin ist diesbezüglich auf Grund seiner nahezu linearen Abhängigkeit von Temperatur und elektrischem Widerstand besonders gut geeignet (PMR HandelsgmbH, 2018). Aus der Bezeichnung „Pt100“ geht neben dem Leitermaterial Platin auch der Nennwiderstand von $100\ \Omega$ hervor. Dieser bezieht sich auf eine Temperatur von 0 °C .

Pt100-Sensoren kamen an allen Temperaturmessstellen im Kältekreislauf zum Einsatz. Luftseitig wurden sie in den Luftkanälen vor den Wärmeübertragern sowie zur Messung der Lufttemperatur in der äußeren Klimakammer verwendet.

Die verbauten Sensoren stammen von der Firma PMR, haben einen Durchmesser von 1,6 mm und fallen unter die Genauigkeitsklasse A. Die zulässigen Abweichungen dieser Genauigkeitsklasse sind in Tabelle 4-1 angeführt.

Tabelle 4-1: Zulässige Abweichung für Pt100 nach DIN EN 60751

Widerstand und zulässige Abweichung					
Temperatur	Pt 100	zulässige Abweichung			
°C	Grundwerte	Klasse A		Klasse B	
	Ω	Ω	°C	W	°C
-200	18,49	± 0,24	± 0,55	± 0,56	± 1,3
-100	60,26	± 0,14	± 0,35	± 0,32	± 0,8
0	100,00	± 0,06	± 0,15	± 0,12	± 0,3
100	138,50	± 0,13	± 0,35	± 0,30	± 0,8
200	175,84	± 0,20	± 0,55	± 0,48	± 1,3
300	212,02	± 0,27	± 0,75	± 0,64	± 1,8
400	247,04	± 0,33	± 0,85	± 0,79	± 2,3
500	280,80	± 0,38	± 1,15	± 0,83	± 2,8
600	313,59	± 0,43	± 1,35	± 1,06	± 3,3
650	329,51	± 0,46	± 1,45	± 1,13	± 3,6
700	345,13	-	-	± 1,17	± 3,8
800	375,51	-	-	± 1,28	± 4,3
850	390,26	-	-	± 1,34	± 4,6

Trotz dieser geringen zulässigen Abweichung wurden alle Pt100-Sensoren kalibriert. Die Kalibrierung fand in einem Flüssigkeitsbad statt, um eine möglichst konstante Temperatur in der Umgebung der Prüflinge sowie des Sensors des Referenzmessgeräts zu erreichen.

Als Referenzmessgerät wurde das Modell T900 der Firma Dostmann Electronic GmbH verwendet. Das Flüssigkeitsbad wurde von -15 °C ausgehend in 15 °C-Schritten bis auf 90 °C temperiert und dabei die Messwerte der Prüflinge notiert. Mittels einer Ausgleichsgeraden wurden die Abweichungen zu den Messwerten des Referenzmessgerätes in der Prüfstandssoftware korrigiert, wodurch eine maximale absolute Abweichung von ca. ±0,15 K nach der Kalibrierung erreicht werden konnte.

4.3.5 Temperaturmessgitter

Die Lufttemperatur am Austritt des Innen- und des Außenraumwärmeübertragers wurde mittels Temperaturmessgitter gemessen. Dazu wurden über den Querschnitt der Luftkanäle verteilt Thermoelemente angebracht. Da am Austritt der Wärmeübertrager, keine homogene Temperaturverteilung vorausgesetzt werden kann, wäre eine punktuelle Temperaturmessung nicht aussagekräftig, um den Zustand der Luft zu bestimmen.

Die verwendeten Thermoelemente sind sogenannte „Thermocouples“ der Klasse 1 vom Typ K. Diese weisen im Temperaturbereich von -40 bis 375 °C eine Messabweichung von $\pm 1,5$ K auf. Das Messprinzip basiert auf dem Seebeck-Effekt. Bei einem Temperaturgefälle in einem elektrischen Leiter entsteht ein Elektronenfluss, dessen Betrag und Richtung vom verwendeten Leitermaterial abhängig ist. In einem Thermoelement werden zwei unterschiedliche elektrische Leiter an der Messstelle miteinander verbunden. Anhand der auftretenden Spannung zwischen den beiden Leitern kann die Temperatur bestimmt werden. (PMR HandelsgmbH, 2018)

Abbildung 4-19 zeigt das Temperaturmessgitter am Austritt des ExHX im eingebauten Zustand.



Abbildung 4-19: Temperaturmessgitter am ExHX-Austritt

Mit den Thermoelementen wurde vor dem Einbau ebenfalls eine Kalibrierung durchgeführt, welche in gleicher Weise wie jene der Pt100-Sensoren erfolgte. Die maximale absolute Abweichung nach Kalibrierung betrug $\pm 0,7$ K. Am InHX-Austritt sind 12, am ExHX-Austritt 24 Thermoelemente angebracht. Durch Bildung eines Mittelwertes wird die verhältnismäßig große Messabweichung kompensiert.

4.3.6 Drucksensoren

Im Kältekreislauf kamen sowohl Absolutdrucksensoren als auch Differenzdrucksensoren zur Anwendung. Das Messprinzip beider Sensortypen basiert auf dem piezoelektrischen Effekt. Dabei wird im Sensorelement in Abhängigkeit von der aufgebracht Kraft Ladungen erzeugt. Fehler, welche durch Temperaturänderungen oder Nichtlinearität des Sensors auftreten, können mathematisch kompensiert werden. Bei der Verwendung von Differenzdrucksensoren erfolgte die Anbindung ans System mittels Kapillaren mit einem Durchmesser von 3 mm, um das zusätzliche Anlagevolumen so gering wie möglich zu halten. Bei der Integration der Absolutdrucksensoren wurden Schweißadapter mit 6 mm Durchmesser verwendet, da diese im Vergleich zu den 3 mm-Kapillaren zuverlässiger in Bezug auf Dichtheit bei Wiederverwendung sind (siehe Abbildung 4-20).

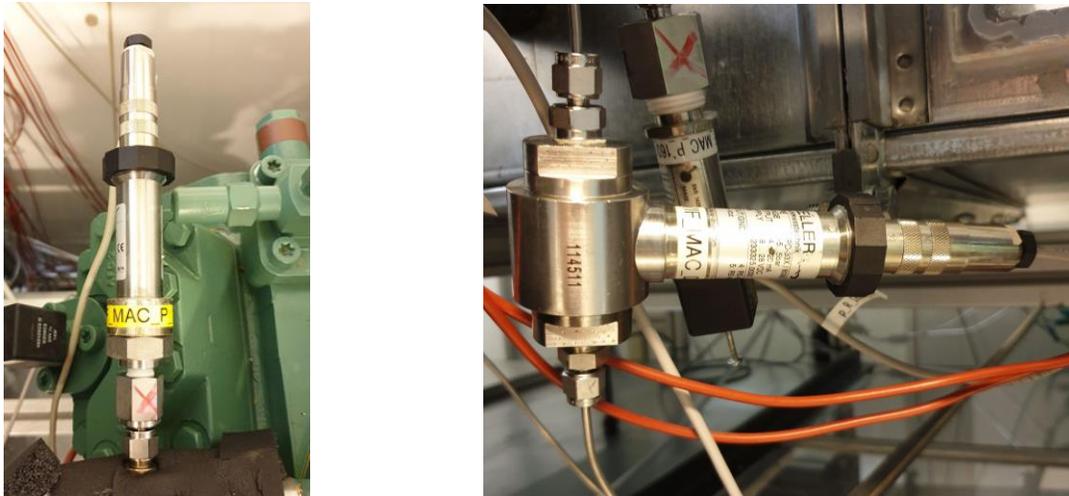


Abbildung 4-20: Links: Absolutdrucksensor am Kompressoreintritt;
Rechts: Differenzdrucksensor kältemittelseitig am InHX mit 3 mm-Kapillaren

Absolutdrucksensoren:

Absolutdrucksensoren vergleichen den Messdruck mit einem im Sensor eingeschlossenen Vakuum. Somit ist der Messwert unabhängig vom Umgebungsdruck. Es wurden bereits vorhandene Absolutdrucksensoren wiederverwendet, weswegen Sensoren zwei verschiedener Hersteller zum Einsatz kamen mit unterschiedlichen Messbereichen.

Die verwendeten Sensoren vom Typ PA-33X stammen von der Firma Keller AG. Sie weisen einen Messbereich von 0 bis 350 bar bei einer maximalen Messabweichung von $\pm 0,1$ %. Diese bezieht sich auf den Endwert, also auf 350 bar.

Weiters wurde der Sensortyp PIT-C der Firma PMR HandelsgmbH verbaut mit einem Messbereich von 0 bis 160 bar bei einer maximalen Messabweichung von $\pm 0,2$ % vom Endwert.

Differenzdrucksensoren:

Alle im Kältekreislauf verbauten Differenzdrucksensoren stammen ebenfalls von der Firma Keller AG und waren vom Typ PD-33X. Es wurde ein Betriebsbereich von ± 5 bar ausgewählt. Es wurden zur Messung des Druckabfalles am Niederdrucksammler und an den beiden Wärmeübertragern drei Sensoren dieses Typs verbaut. In Verbindung mit einem Absolutdrucksensor wurde mit Hilfe der Prüfstandssoftware auch der Absolutdruck vor bzw. nach der jeweiligen Komponente berechnet.

Die Messabweichung vom Endwert beträgt $\pm 0,1$ %.

Alle Drucksensoren wurden vor dem Einbau kalibriert. Dazu wurde ein Rohr mit mehreren Schweißadaptern für Drucksensoren gefertigt. Dieses Rohr wurde nach Anschluss der zu kalibrierenden Drucksensoren mit Druck beaufschlagt. Als Referenzmessgerät wurde der Druckkalibrator LR-Cal LPC 300 verwendet, für welchen eine Genauigkeit von $\pm 0,025$ % vom Endwert angegeben wird. Es sind mehrere Referenzsensoren für verschiedenste Druckbereiche für dieses Modell verfügbar. Der Einsatzbereich des Referenzsensors reichte von 0 bis 160 bar zur Kalibrierung der Absolutdrucksensoren und von 0 bis 6 bar zur Kalibrierung der Differenzdrucksensoren.

Die Kalibrierung der Differenzdrucksensoren ergab bei fast allen Prüflingen keine Abweichungen von den Messwerten des Druckkalibrators. Die Absolutdrucksensoren wiesen nach Kalibrierung eine maximale absolute Abweichung von 0,4 bar auf.

Für die Messung des luftseitigen Druckabfalls an den Wärmeübertragern kam der Differenzdruck-Messumformer Typ P 92 der halstrup-walcher GmbH zum Einsatz. Insbesondere im Wärmepumpenbetrieb ist die Veränderung des Druckabfalles durch Vereisung des ExHX interessant, um beurteilen zu können, ob ein Wechsel in den Abtaubetrieb notwendig ist.

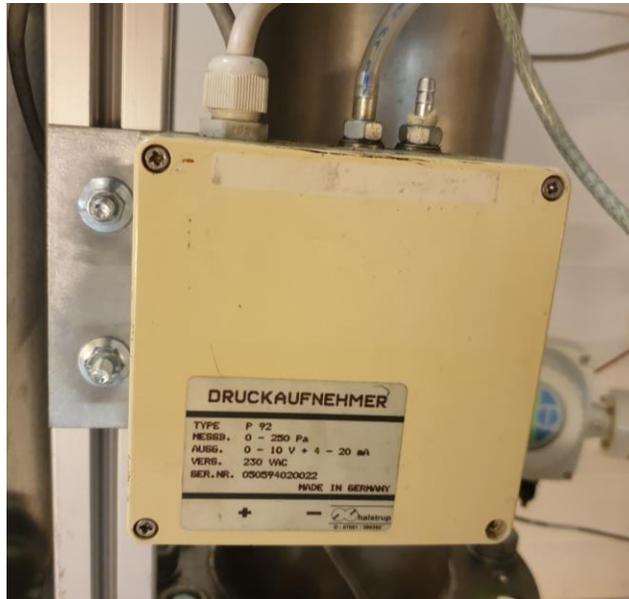


Abbildung 4-21: Differenzdrucksensor P92 zur Messung des luftseitigen Druckabfalls am ExHX

Der Differenzdrucksensor besitzt zwei Anschlüsse, welche mit Hilfe von flexiblen Schläuchen mit Druck, vor und nach dem jeweiligen Wärmeübertrager, beaufschlagt werden. Der abgebildete Sensor ist noch nicht vollständig angeschlossen, da einer der beiden Anschlüsse noch nicht verbunden ist. Der Einsatzbereich reicht von 0 bis ± 250 Pa mit einer maximalen Messabweichung von $\pm 0,5$ % vom Endwert.

4.3.7 Thermischer Massendurchflussmesser

Zur Bestimmung des Luftmassenstroms in den beiden Luftkanälen wurden zwei thermische Massendurchflussmesser Sensymaster FMT430 von ABB eingesetzt. Diese sind in der geraden Einlaufstrecke nach den Ansaugöffnungen in den Luftkanälen positioniert. Mit dem Messprinzip eines Heißfilmanemometers können sie die Strömungsgeschwindigkeit messen. Bei bekannten Stoffwerten des strömenden Gases und bekanntem Kanalquerschnitt, kann der Massenstrom bestimmt werden. Zwei Platinfühler, von denen einer auf konstanter Temperatur gehalten wird, werden umströmt. Der benötigte Heizstrom, um den beheizten Fühler auf konstanter Temperatur zu halten, ist von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Zwischen 10 und 100 % des Messbereichs beträgt die maximale Messabweichung des verwendeten Gerätes $\pm 1,2$ % vom Messwert. Unter 10 % liegt die Messabweichung bei $\pm 0,12$ % vom in der Nennweite möglichen Messbereichs-Endwert. Der Messbereich wurde vom Hersteller auf 0 bis 8000 kg/h eingestellt, der mögliche Messbereichs-Endwert beträgt bei der verwendeten Nennweite 12000 kg/h.



Abbildung 4-22: SensyMaster FMT des äußeren Luftkanals

5 VERMESSUNG DES SYSTEMS UND AUSWERTUNG

In diesem Kapitel werden die Inbetriebnahme sowie die Befüllung der Anlage beschrieben und anschließend die Messergebnisse ausgewählter Betriebspunkte diskutiert. Für die Berechnung aller Kältemittelstoffwerte wurde das Stoffwertprogramm CoolProp (2014) verwendet.

5.1 Messmatrix

Tabelle 5-1: Messmatrix aller Betriebspunkte

BP	Modus	t_{Umgebung}	rh_{Umgebung}	$\dot{Q}_{\text{erford.}}$	$t_{\text{Luft_InHX_ein}}$	$rh_{\text{InHX_ein}}$	$\dot{V}_{\text{Luft_ExHX}}$	$\dot{V}_{\text{Luft_InHX}}$
-	-	in °C	in %	in kW	in °C	in %	in m³/h	in m³/h
max.	A/C	55					6000	1800
LS 2	A/C	45	29	-21,8	35,6	33	6000	1800
MP 12	A/C	40	33	-17,4	33,8	35	6000	1800
DP 1	A/C	35	50	-17,4	31,4	41	6000	1800
MP 10	A/C	25	45	-5,4	27,4	44	6000	1800
MP 9	A/C	15	75	-2,3	23,1	56	6000	1800
MP 3	FCM	10	82	-0,8	20,9	52	6000	1400
MP 7	WPM	0	85	3,8	22,6	30	6000	1400
MP 1	WPM	-5	82	5,1	22,1	25	6000	1400
DP 2.1	WPM	-10	95	9,2	9,2	22	6000	1400
DP 3	EHM	-20	-	20			6000	1400

Tabelle 5-1 zeigt alle Betriebspunkte, welche es am Prüfstand zu untersuchen galt. In der Spalte „ t_{Umgebung} “ ist der Temperaturbereich zu sehen, in welchem die Anlage eingesetzt werden soll. Von 15 bis 55 °C Außentemperatur arbeitet die Anlage im A/C-Betrieb, zwischen -10 und 0 °C im Wärmepumpenbetrieb (WPM). FCM steht für „free cooling mode“. Bei dieser Betriebsart wird mittels Kältekreislauf weder geheizt noch gekühlt, sie dient zur reinen Frischluftzufuhr bzw. Kühlung durch Zufuhr kühler Außenluft. Herrschen tiefe Außentemperaturen von bis zu -20 °C, wird rein elektrisch mittels Heizregister im „electrical heating mode“ (EHM) geheizt. Die Betriebsmodi FCM und EHM wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht.

$\dot{Q}_{\text{erford.}}$ ist die erforderliche Heizleistung beziehungsweise Kühlleistung im jeweiligen Betriebspunkt. Abgesehen von den Umgebungsbedingungen hängt diese auch von der Anzahl der Passagiere in einem Waggon sowie von der Sonneneinstrahlung und dem damit verbundenen Wärmeeintrag ab.

In der linken Spalte sind die Bezeichnungen der Betriebspunkte (BP) angeführt. Es wurden Randbedingungen für verschiedene Messpunkte (MP) definiert. Die Abkürzung „LS 2“ steht für „limit summer“ in der Klimazone 2, welche einem subtropischen Klima entspricht, und bezeichnet einen Extrempunkt im A/C-Betrieb im Sommer. Die Auslegungspunkte (engl. design points) im AC-Betrieb sowie im Wärmepumpenbetrieb sind fett hervorgehoben. Auf diese Betriebspunkte (DP 1 und DP 2.1) wurde besondere Aufmerksamkeit gelegt. Die in dieser Arbeit behandelten Betriebspunkte sind LS 2, DP 1 und DP2.1.

Die geforderte Lufttemperatur am Eintritt des Innenraumwärmeübertragers wurde durch Mischung von Luft aus der Umgebung (Luft aus äußerer Klimakammer) und dem Waggoninneren (Luft aus innerer Klimakammer) erreicht. Die beiden Klimakammern können zwar unabhängig voneinander

befeuchtet werden, doch durch Einbringung von Luft aus der äußeren Klimakammer in die innere können zumindest an einem der beiden Wärmeübertrager die geforderten Werte für die relative Feuchte nicht eingehalten werden. Es wurde versucht, die Werte an jenem Wärmeübertrager einzuhalten, an dem Kondensation/Vereisung zu erwarten war (InHX im AC-Betrieb, ExHX im Wärmepumpenbetrieb).

Die Luftmassenströme werden jeweils in Strömungsrichtung vor den Wärmeübertragern gemessen (siehe Abbildung 4-1). Durch die Verwendung von drehzahlgeregelten Lüftern, können die je nach Betriebspunkt unterschiedlichen Luftvolumenströme eingestellt werden.

5.2 Abschätzung der erforderlichen Kältemittelfüllmenge

Vor dem erstmaligen Befüllen der Anlage, musste deren Anlagenvolumen ermittelt werden, um in weiterer Folge die benötigte Kältemittelmenge abschätzen zu können. Dazu wurde die Anlage mit Stickstoff befüllt, wobei die Stickstoffflasche vor und nach dem Füllvorgang gewogen wurde, um die Masse an Stickstoff in der Anlage zu ermitteln. Mit Hilfe der idealen Gasgleichung konnte das Anlagenvolumen berechnet werden. Es wurden 2,05 kg Stickstoff eingefüllt, sodass sich ein Druck von 92 bar bei 25 °C einstellte. Daraus ergab sich ein Anlagevolumen von 19,718 dm³.

$$V = \frac{m \cdot R \cdot T}{p} = \frac{2,05 \cdot 296,8 \cdot 298,15}{9200000} = 0,019718 \text{ m}^3 \cong 19,718 \text{ dm}^3 \quad \text{Gl. 5-1}$$

Anschließend wurden die Volumina der einzelnen Bauteile abgeschätzt beziehungsweise wenn möglich berechnet. Das Ergebnis aus Gl. 5-1 diene als Vergleich. Dem in der jeweiligen Komponente befindlichen Kältemittel wurden die entsprechenden Dichten zugeordnet, wobei folgende Annahmen getroffen wurden:

- Hochdruckseitig herrschen 120 bar, niederdruckseitig 45 bar
- Das R744 tritt mit 110 °C in den Gaskühler ein und mit 45 °C aus
- Sauggasüberhitzung beträgt 10 K
- Das Kältemittel tritt mit einer Dampfzahl x von 0,3 in den Verdampfer ein und mit einem x von 1 wieder aus;
- In der ersten Hälfte der Wärmeübertrager befindet sich das Kältemittel im Eintrittszustand und in der zweiten Hälfte im Austrittszustand

Tabelle 5-2: Füllmengenabschätzung

Komponente	Volumen	Dichte	Masse
	m ³	kg/m ³	kg
InHX ein	0,31·10 ⁻³	329,61	0,10
InHX aus	0,47·10 ⁻³	135,07	0,06
ExHX_ein	0,65·10 ⁻³	224,47	0,15
ExHX aus	0,98·10 ⁻³	657,74	0,64
Sammler_flüssig	0,5·10 ⁻³	861,27	0,43
Sammler_gasförmig	2,0·10 ⁻³	135,07	0,27
IHX_HD	0,08·10 ⁻³	767,07	0,06
IHX ND	0,08·10 ⁻³	116,91	0,01
Filtertrockner	0,14·10 ⁻³	767,07	0,11
Comp_HD	0,5·10 ⁻³	224,47	0,11
Comp ND	8,0·10 ⁻³	116,91	0,94
Leitungen			
vor ExHX HD	1,04·10 ⁻³	224,47	0,23
nach ExHX HD	1,04·10 ⁻³	657,74	0,68
vor InHX ND	1,13·10 ⁻³	329,61	0,37
Volumen nach InHX ND	1,25·10 ⁻³	135,07	0,17
Gesamt	18,17·10 ⁻³		4,34

Unter Berücksichtigung der oben angeführten Annahmen sollte die Anlage ca. 4,43 kg CO₂ aufnehmen können, wenn 0,5 l des Niederdrucksammlers mit Flüssigphase gefüllt sind.

Während des Betriebes der Anlage ändert sich je nach Betriebsdruck die Kältemittelmenge in den verschiedenen Komponenten. Da sich hochdruckseitig in der Regel eine größere Kältemittelmenge befindet als auf der Niederdruckseite, der Hochdruck ausschlaggebend für die im Kreislauf befindliche Kältemittelmenge. Die auftretenden Schwankungen werden durch den Niederdrucksammler ausgeglichen, dessen Funktion bereits in Kapitel 4.2.2 beschrieben wurde. Dieser muss groß genug bemessen sein, um Schwankungen der Kältemittelmenge aufzunehmen zu können und um zusätzliches Kältemittel für etwaige Leckageverluste bereitstellen zu können. Da das Hochdruckniveau von der Außentemperatur abhängig ist, treten die höchsten Drücke im AC-Modus auf. Ist in einem Betriebspunkt mit hohen Hochdrücken ein Flüssigkeitsspiegel im Sammler vorhanden, ist unter der Voraussetzung stationärer Betriebszustände zu erwarten, dass dies auch bei niedrigeren Hochdrücken der Fall ist. Vor dem Befüllen ist es notwendig die Anlage inklusive der Befüllleitung zu evakuieren, um zu gewährleisten, dass sich nach dem Befüllen nur Kältemittel in der Anlage befindet.

5.3 Betriebspunkt DP 1

Für den Betriebspunkt DP 1 wurde eine experimentelle Füllmengenbestimmung durchgeführt. Nach Durchführung einer Messreihe fand ein Vergleich der luft- und kältemittelseitig ermittelten Kälteleistungen statt, um die Qualität der luftseitigen Messung zu überprüfen. Bei einer weiteren Messreihe wurde der optimale Hochdruck der realen Anlage im Auslegungspunkt bestimmt. Wie in Kapitel 4.2.3 beschrieben, standen zwei verschiedene interne Wärmeübertrager (IHX) zur Verfügung. Dabei handelt es sich um Plattenwärmeübertrager der Firma Kaori mit den

Modellbezeichnungen CO22-M24M-G4B6A (24 Platten) und CO22-M16M-G4B6A (16 Platten). Das Modell mit 24 Platten wird in weiterer Folge als „großer IHX“, jenes mit 16 Platten als „kleiner IHX“ bezeichnet. Beide interne Wärmeübertrager wurden im Gegenstrom verbaut.

Es wurden Versuche mit beiden IHX durchgeführt und die Ergebnisse miteinander verglichen sowie diskutiert.

5.3.1 Füllmengenbestimmung

Die vorangegangenen Überlegungen und Berechnungen dienen einer ungefähren Abschätzung der benötigten Kältemittelmenge. Um jedoch zu wissen, wieviel Kältemittel exakt benötigt wird, wurde eine Füllmengenbestimmung durchgeführt.

Dazu wurde die Kältemittelfüllmenge ausgehend von 3100 g schrittweise um 100 g erhöht. Ist die Füllmenge zu gering, befindet sich überhitzter Kältemitteldampf im Sammler. Wird genügend Kältemittel nachgefüllt, bildet sich ein Flüssigkeitsspiegel aus. Ab dieser Füllmenge liegt der Zustand des Kältemittels am Sammleraustritt nahe der Sattdampfkurve. Die Dampfzahl x kleiner 1 kommt dadurch zustande, dass mit dem Kompressoröl auch etwas flüssiges Kältemittel durch die Ölschnüffelbohrung angesaugt wird. Die Überhitzung wird also mit steigender Füllmenge bis auf 0 K sinken und nach Ausbildung eines Flüssigkeitsspiegels konstant bleiben. Es wurde der Betriebspunkt DP 1 aus der Messmatrix für die Füllmengenbestimmung ausgewählt. Die Umgebungsbedingungen für den Betriebspunkt DP 1 sind in der Tabelle 5-3 nochmals angeführt.

Tabelle 5-3: Bedingungen im Betriebspunkt DP1

BP	Modus	t_{Umgebung}	rh_{Umgebung}	$\dot{Q}_{\text{erford.}}$	$t_{\text{Luft_InHX_ein}}$	$rh_{\text{InHX_ein}}$	$\dot{V}_{\text{Luft_ExHX}}$	$\dot{V}_{\text{Luft_InHX}}$
-	-	in °C	in %	in kW	in °C	in %	in m³/h	in m³/h
DP 1	AC	35	50	-17,4	31,4	41	6000	1800

Die äußere Klimakammer musste in diesem Betriebspunkt gekühlt werden, um eine Umgebungstemperatur von 35 °C halten zu können, da durch den Betrieb der Anlage mehr Wärme in die Klimakammer eingebracht, als über die Außenwände abgegeben wurde. Die Regelung der Lufteintrittstemperatur vor dem inneren Wärmeübertrager erfolgte über einen drehzahlregelten Lüfter, welcher Luft aus der äußeren Klimakammer ansaugt und in die innere einbläst. Durch das ständige Einbringen von Feuchtigkeit in die innere Klimakammer war es nicht möglich die geforderten 41 % relative Feuchte am Eintritt des InHX einzuhalten. Deshalb wurde die äußere Klimakammer nur in geringem Ausmaß befeuchtet, um die gewünschten Bedingungen im inneren Luftkanal zu erfüllen, welche in weiterer Folge auch für die luftseitige Berechnung der Kälteleistung und des COP (siehe Kapitel 5.3.22.1) relevant waren.

Abbildung 5-1 zeigt die Überhitzung am Sammleraustritt in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge bei verschiedenen Hochdrücken. Die Drücke beziehen sich auf den Druck am Gaskühleraustritt (ExHX). Dadurch ist der Druckverlust zwischen Kompressor- und Gaskühleraustritt mitberücksichtigt.

Überhitzung nach Sammler bei verschiedenen Hochdrücken

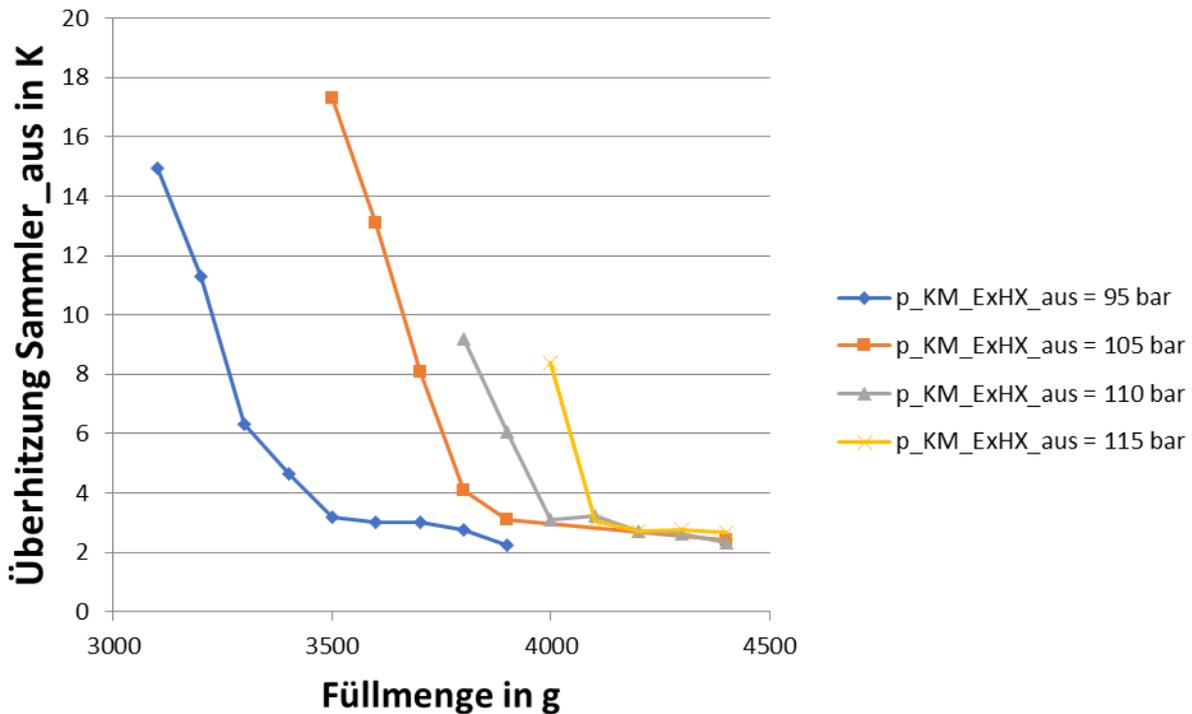


Abbildung 5-1: Überhitzung am Sammleraustritt in Abhängigkeit von der Füllmenge

Es ist zu erkennen, dass sich die Überhitzung mit steigender Füllmenge zuerst stark verringert und sich anschließend einem beinahe konstanten Wert annähert. Allerdings nähert sie sich nicht wie erwartet einem Wert von 0 K an, stattdessen bleibt auch bei Erhöhung der Füllmenge eine Überhitzung von 2 bis 3 K bestehen.

Um sicher zu gehen, dass sich tatsächlich ein Füllstand im Sammler eingestellt hat, wurden weitere Messwerte betrachtet. Abbildung 5-2 zeigt die Überhitzung am Austritt des Verdampfers (InHX).

Überhitzung nach InHx bei verschiedenen Hochdrücken

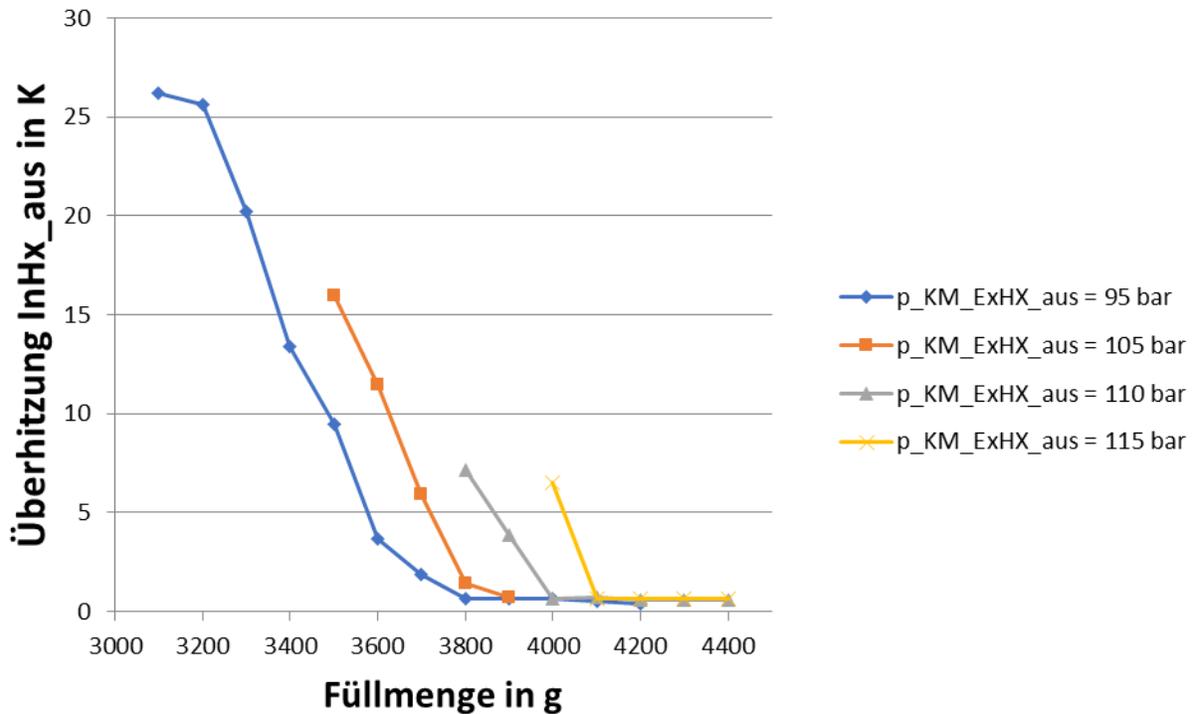


Abbildung 5-2: Überhitzung am Verdampferaustritt in Abhängigkeit von der Füllmenge

Vergleicht man Abbildung 5-1 mit Abbildung 5-2, dann ist zu erkennen, dass sich ab Erreichen konstanter Werte für die Überhitzung am Sammleraustritt die Überhitzung am Verdampferaustritt einem Wert nahe 0 nähert. Sobald der Austritt aus dem Verdampfer im Zweiphasengebiet erfolgt, muss sich ein Füllstand im Sammler ausbilden.

Ein weiteres Indiz für einen ausgebildeten Füllstand im Sammler ist eine von der Füllmenge unabhängige Kompressorausstrittstemperatur (siehe Abbildung 5-3).

Kompressorausstrittstemperatur bei verschiedenen Hochdrücken

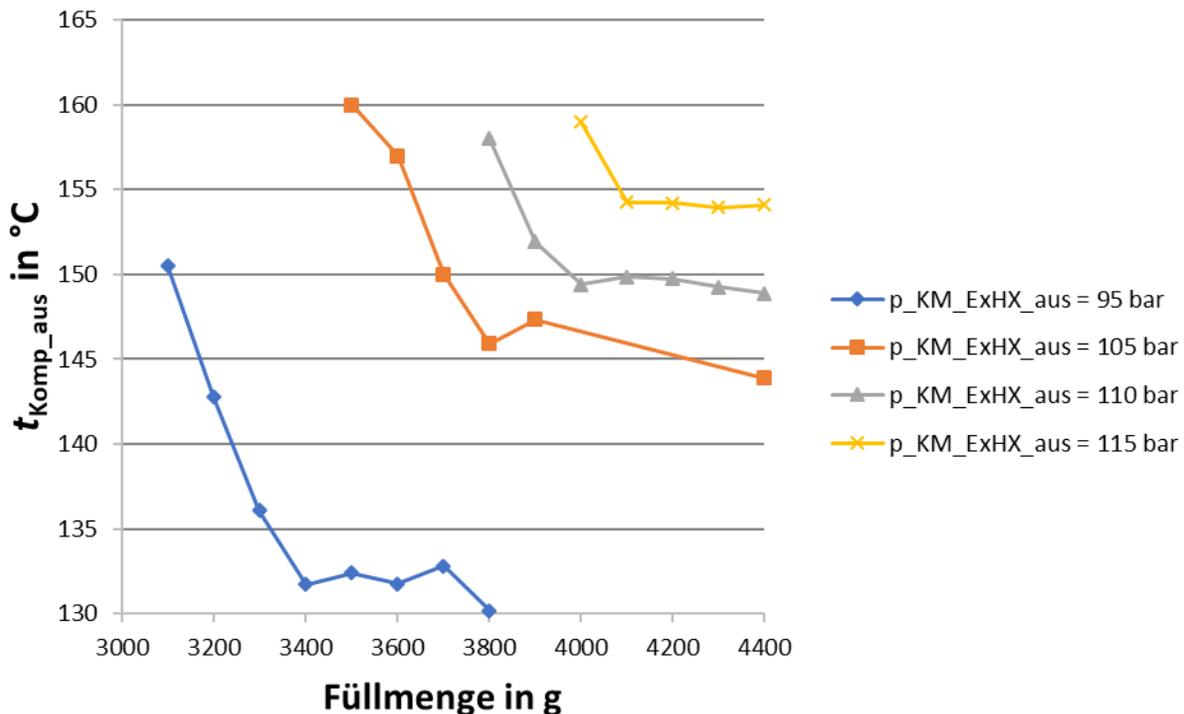


Abbildung 5-3: Kompressorausstrittstemperatur in Abhängigkeit von der Füllmenge

Solange sich kein Füllstand im Sammler ausgebildet hat, sinkt mit zunehmender Füllmenge die Kompressorausstrittstemperatur. Die daraus folgende erforderliche Füllmenge deckt sich mit jener, welche sich aus der Betrachtung von Sammler- und Verdampferaustrittstemperatur ergibt.

Eine mögliche Erklärung für die Überhitzung am Sammleraustritt trotz ausreichender Füllmenge ist das gleichzeitige Vorliegen von überhitztem Dampf und Flüssigphase bei Phasentrennung. Der Temperatursensor an dieser Stelle dürfte nur die Temperatur des überhitzten Dampfes messen. Um diesem Problem entgegen zu wirken und um Kondenswasserbildung zu vermeiden wurden der Sammler und die anschließende Saugleitung mit 19 mm starkem Armaflex gedämmt. Trotzdem konnten keine Werte von 0 K Überhitzung gemessen werden.

Bei 115 bar Hochdruck und den angegebenen Bedingungen ist ab einer Füllmenge von ca. 4200 g ein Füllstand im Sammler erreicht worden. Es wurden weitere 200 g Kältemittel nachgefüllt, einerseits um Leckageverluste ausgleichen zu können, und andererseits, um sicherzustellen, dass die Anlage tatsächlich ausreichend gefüllt war.

In den t/h -Diagrammen (Abbildung 5-4 bis Abbildung 5-6) sind die Prozessverläufe bei 105 bar Hochdruck und verschiedenen Füllmengen dargestellt.

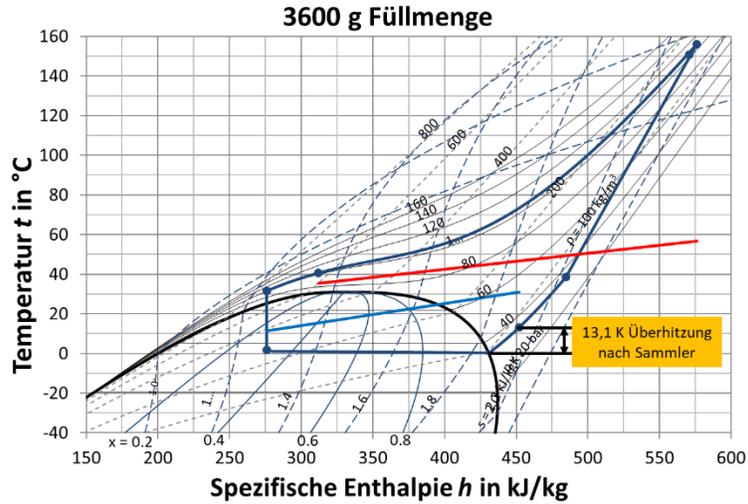


Abbildung 5-4: t/h -Diagramm für DP 1 und $\rho_{\text{KM_ExHX_aus}} = 105 \text{ bar}$ bei 3600 g Füllmenge

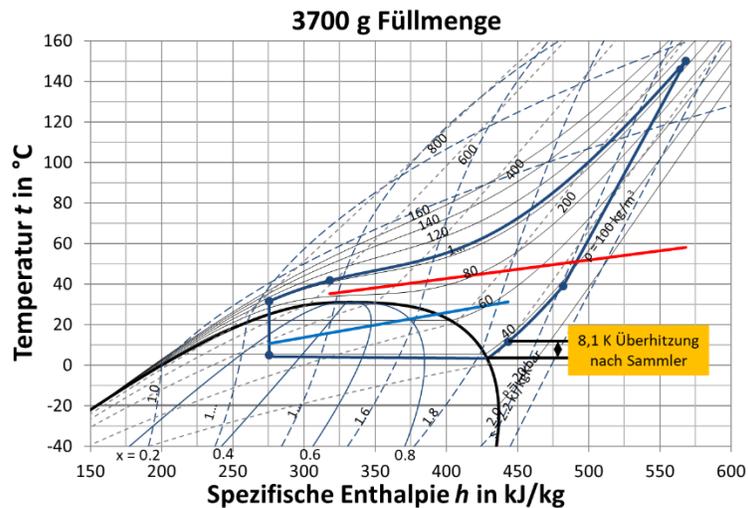


Abbildung 5-5: t/h -Diagramm für DP 1 und $\rho_{\text{KM_ExHX_aus}} = 105 \text{ bar}$ bei 3700 g Füllmenge

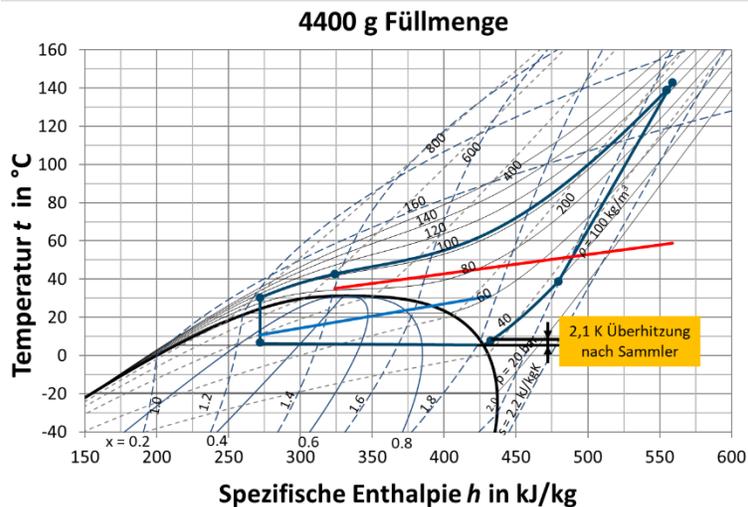


Abbildung 5-6: t/h -Diagramm für DP 1 und $\rho_{\text{KM_ExHX_aus}} = 105 \text{ bar}$ bei 4400 g Füllmenge

Die Überhitzung nach dem Niederdrucksammler sinkt mit zunehmendem Füllstand immer weiter und auch die Verdichtungsendtemperatur sinkt. Die wichtigsten Messwerte wurden in folgender Tabelle (Tabelle 5-4) zusammengefasst.

Tabelle 5-4: Messwerte zu der Füllmengenbestimmung

Füllmenge in g	Kälteleistung $\dot{Q}_{0, KM}$ in kW	COP	$\ddot{U}H_{\text{Sammler_aus}}$ in K	$\ddot{U}H_{\text{InHX_aus}}$ in K	$p_{\text{Komp_ein}}$ in bar	$t_{\text{Komp_ein}}$ in °C	$t_{\text{Komp_aus}}$ in °C	\dot{m}_{KM} in °C
3600	16,35	1,73	13,1	11,5	34,3	38,5	157,4	340
3700	17,33	1,79	8,1	5,9	37,3	38,8	150,0	381
4400	18,01	1,85	2,1	0,5	39,4	38,9	143,9	417

Anhand der Werte der Kälteleistungen und des COP ist zu erkennen, dass eine Unterfüllung negative Auswirkungen auf Effizienz und Leistung hat. Beide Werte steigen mit zunehmender Befüllung.

Der Saugdruck steigt ebenfalls mit der Füllmenge, während die Sauggastemperatur annähernd konstant bleibt. Die daraus folgende erhöhte Sauggasdichte führt zu höheren Kältemittelmassenströmen. Der Einfluss der Sauggasdichte zeigt sich auch bei Betrachtung der Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt des InHX. Obwohl die Enthalpiedifferenz bei niedrigen Füllmengen höher ist, steigt die Leistung mit Zunahme des Füllstands bedingt durch die Zunahme des Kältemittelmassenstroms.

5.3.2 Vergleich der luft- und kältemittelseitig berechneten Kälteleistungen

Wie in Kapitel 2.1 geschildert, kann die Kälteleistung sowohl luft- als auch kältemittelseitig berechnet werden. Abbildung 5-7 zeigt einen Vergleich der Ergebnisse für die kältemittel- und luftseitige Berechnung im DP 1 bei verschiedenen Hochdrücken.

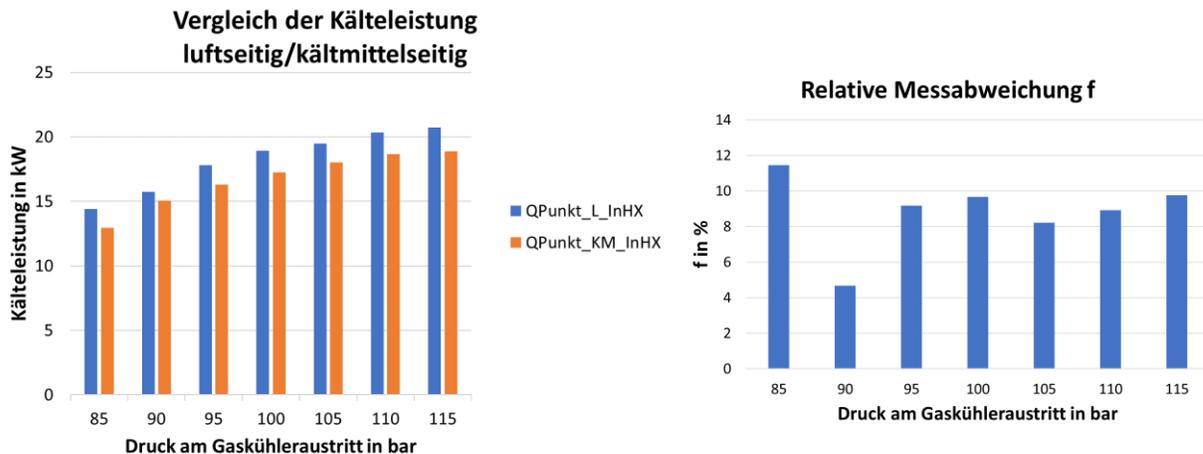


Abbildung 5-7: Links: Vergleich der luft- und kältemittelseitig berechneten Kälteleistung (DP 1; großer IHX) Rechts: Relative Messabweichung

Die kältemittelseitige Berechnung erfolgte gemäß Gl. 2-5. Demnach ist die kältemittelseitig errechnete Kälteleistung das Produkt von Kältemittelmassenstrom und der Enthalpiedifferenz am Verdampfer. Da sich die Punkte von Verdampfereintritt und -austritt im Nassdampfgebiet befinden, können die jeweiligen Enthalpien nicht über die Messwerte von Druck und Temperatur

bestimmt werden. Deshalb wurden für die Berechnung der Enthalpie am Verdampfereintritt die Werte von Druck und Temperatur am Eintritt ins EXV herangezogen. Die Enthalpie am Verdampferaustritt wurde über die Enthalpiedifferenz am internen Wärmeübertrager berechnet (siehe Gl. 5-2).

$$h_{KM_InHX_aus} = h_{KM_Komp_ein} - \Delta h_{KM_IHX_Hochdruck} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Luftseitig ist die Kälteleistung das Produkt von Luftmassenstrom und luftseitiger Enthalpiedifferenz am Innenraumwärmeübertrager (siehe Gl. 2-7). Die Enthalpie ist dabei eine Funktion von Druck, Temperatur und relativer Feuchte ($h_L = f(p, t, rh)$).

Der Vergleich von kältemittelseitig und luftseitig berechneter Kälteleistung ergab eine relative Messabweichung von etwa 5 bis 11,5 %. Es wurde luftseitig in jedem Messpunkt ein höherer Wert für die Kälteleistung als kältemittelseitig errechnet. Um die Qualität der luftseitigen Messungen zu verbessern, wurden Überlegungen bezüglich des Einflusses der einzelnen Messwerte auf die Berechnung der Kälteleistung angestellt. Dazu wurde beispielhaft für den Messpunkt im DP 1 bei 105 bar Hochdruck eine Messunsicherheitsanalyse mit Hilfe des Programms EES (2010) durchgeführt.

EES verwendet die Gauss'sche Fehlerfortpflanzung (siehe Gl. 5-3). Dabei werden die Mittelwerte der Unsicherheiten der Einzelgrößen addiert. Die Messunsicherheiten können sich teilweise aufheben. Dadurch ist die Gauss'sche Fehlerfortpflanzung nicht für die Abschätzung von Größtfehlern verwendbar.

$$\Delta f(x_1, x_1, \dots, x_n) = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n\right)^2} \quad \text{Gl. 5-3}$$

Für die Berechnungen wurden die Herstellerangaben der einzelnen verwendeten Sensoren eingesetzt. Für die Temperatur am Verdampferaustritt luftseitig wurde eine Abweichung von $\pm 0,2$ K angenommen. Der Wert für die Temperatur an dieser Stelle ergibt sich aus dem Mittelwert von zwölf über den Querschnitt verteilten Thermoelementen vom Typ K.

Variable ± Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\dot{m}_R = 0,116 \pm 0,00058$ [kg/s]	$\partial \dot{Q}_R / \partial \dot{m}_R = 155,6$	37,61 %
$p_{R,Comp,in} = 39,39 \pm 0,35$ [bar]	$\partial \dot{Q}_R / \partial p_{R,Comp,in} = -0,1411$	11,26 %
$p_{R,IHX,in} = 103 \pm 0,35$ [bar]	$\partial \dot{Q}_R / \partial p_{R,IHX,in} = 0,2163$	26,45 %
$p_{R,IHX,out} = 102,3 \pm 0,35$ [bar]	$\partial \dot{Q}_R / \partial p_{R,IHX,out} = 0$	0,00 %
$t_{R,Comp,in} = 38,9 \pm 0,1$ [°C]	$\partial \dot{Q}_R / \partial t_{R,Comp,in} = 0,145$	0,97 %
$t_{R,IHX,in} = 42,7 \pm 0,1$ [°C]	$\partial \dot{Q}_R / \partial t_{R,IHX,in} = -0,7169$	23,72 %
$t_{R,IHX,out} = 30,3 \pm 0,1$ [°C]	$\partial \dot{Q}_R / \partial t_{R,IHX,out} = 0$	0,00 %
$\dot{Q}_R = 18,05 \pm 0,1472$ [kW]		

Abbildung 5-8: Messunsicherheitsanalyse kältemittelseitig (berechnet mit EES)

Abbildung 5-8 zeigt das Ergebnis der kältemittelseitigen Messunsicherheitsanalyse. In der rechten Spalte ist die Unsicherheit in % angegeben. Die Messunsicherheit der Kompressoreintrittstemperatur hat kaum einen Einfluss auf das Ergebnis, was mit dem steilen Verlauf der Isobaren in diesem Bereich erklärbar ist. Absolut ergab sich eine Unsicherheit für die kältemittelseitig berechnete Kälteleistung von $\pm 0,147$ kW.

Variable \pm Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\dot{m}_{A,InHX} = 0,533 \pm 0,006396$ [kg/s]	$\partial Q_{A,InHX} / \partial \dot{m}_{A,InHX} = 38,07$	3,07 %
$P_{amb} = 0,94 \pm 0,02$ [bar]	$\partial Q_{A,InHX} / \partial P_{amb} = -10,23$	2,17 %
$rh_{A,InHX,in} = 40,5 \pm 3$ [%]	$\partial Q_{A,InHX} / \partial rh_{A,InHX,in} = 0,4269$	84,85 %
$rh_{A,InHX,out} = 65,4 \pm 3$ [%]	$\partial Q_{A,InHX} / \partial rh_{A,InHX,out} = -0,1173$	6,40 %
$t_{A,InHX,in} = 31,2 \pm 0,1$ [°C]	$\partial Q_{A,InHX} / \partial t_{A,InHX,in} = 1,532$	1,21 %
$t_{A,InHX,out} = 10,8 \pm 0,2$ [°C]	$\partial Q_{A,InHX} / \partial t_{A,InHX,out} = -1,053$	2,29 %
$Q_{A,InHX} = 20,29 \pm 1,39$ [kW]		

Abbildung 5-9: Messunsicherheitsanalyse luftseitig (berechnet mit EES)

Luftseitig zeigt sich, dass die relative Feuchte am Verdampfereintritt weitaus den größten Anteil der Messunsicherheiten aufweist (siehe Abbildung 5-9). Insgesamt weist die luftseitige Berechnung mit $\pm 1,34$ kW wesentlich größere Messunsicherheiten auf als die Berechnung über die Kältemittelseite. Weshalb die Messunsicherheit der relativen Feuchte in diesem Messpunkt am Eintritt des Verdampfers stärker ins Gewicht fällt als am Austritt, ist an Hand des Mollier-Diagramms in Abbildung 5-10 zu erkennen.

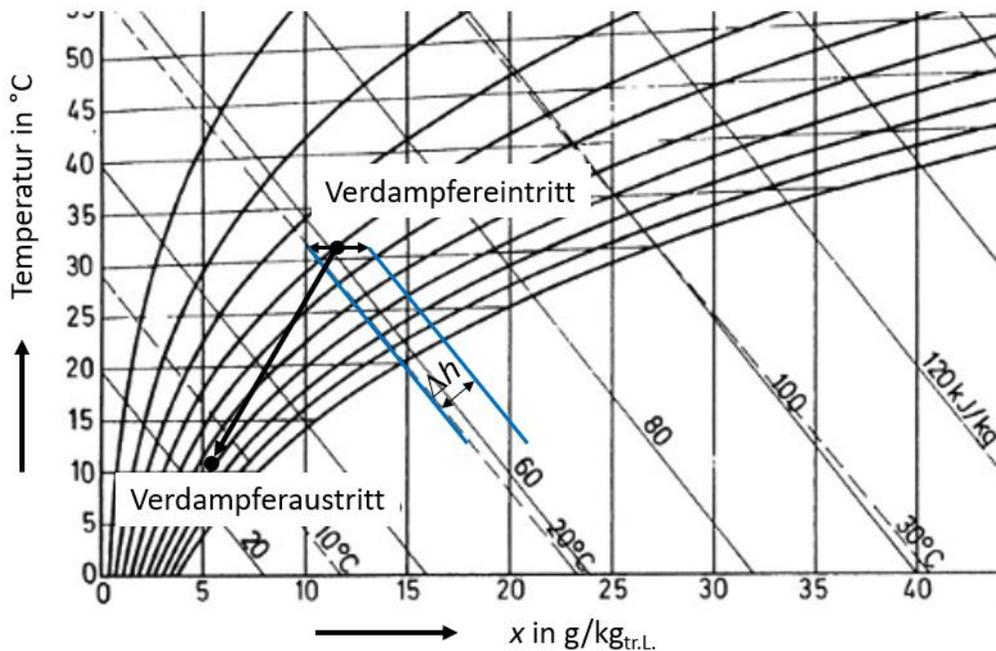


Abbildung 5-10: Eintritt und Austritt am InHX (luftseitig) im Mollier-Diagramm

Die Linien konstanter relativer Feuchte liegen im Bereich des Eintrittszustandes weiter auseinander und verlaufen nicht so steil verglichen mit dem Austrittszustand. Dadurch wirkt sich eine Messabweichung der Feuchtemessung am Eintritt des Verdampfers stärker auf die Berechnung der Enthalpie aus (siehe Abbildung 5-10).

Auf Grund der vorangegangenen Überlegungen wurden die Messwerte der relativen Feuchte genauer untersucht. Es wurde der Feuchtegrad x ($\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{tr.Luft}}$) vor und nach dem Innenraumwärmeübertrager verglichen. Fällt kein Kondensat am Wärmeübertrager an (zum Beispiel im Wärmepumpenbetrieb), darf sich der Feuchtegrad bei Durchströmung des Wärmeübertragers nicht ändern. Zusätzlich wurde ein Referenzsensor am Ende des inneren Luftkanals in der Nähe des Ventilators installiert und die Werte des Feuchtegrades direkt nach dem Innenraumwärmeübertrager und am Ende des Kanals verglichen. Nach mehreren Versuchen stellte sich heraus, dass bei einer Positionierung der Sensoren weiter in Richtung Kanalmitte die Messwerte der beiden Sensoren am besten übereinstimmen.

Anschließend wurde die Messreihe im Betriebspunkt DP 1 wiederholt und erneut die kältemittel- und luftseitig berechneten Kälteleistungen verglichen (siehe Abbildung 5-11). Es konnte eine bessere Übereinstimmung erreicht werden.

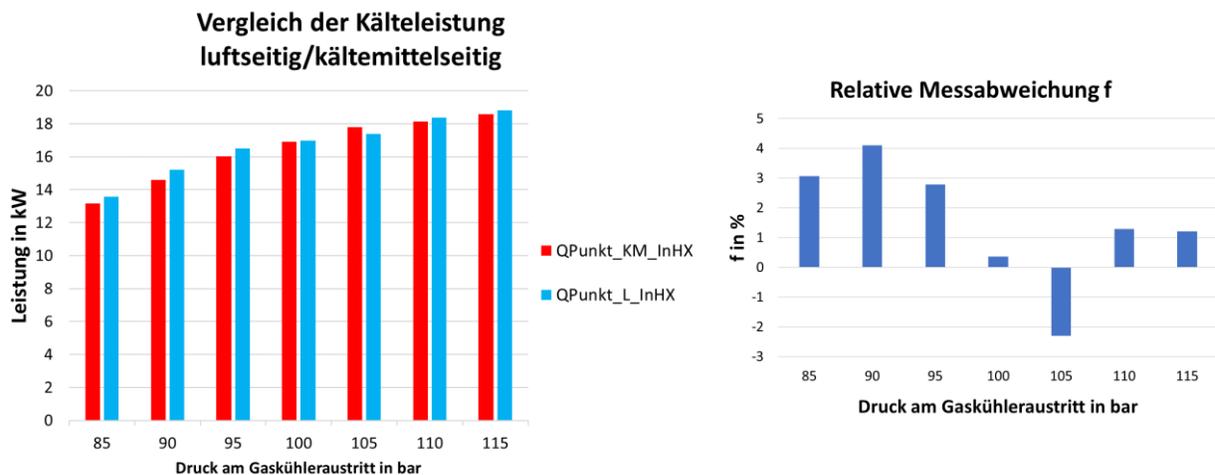


Abbildung 5-11: Links: Kälteleistung luftseitig/kältemittelseitig
Rechts: Relative Messabweichung
nach Neupositionierung der Feuchtesensoren (DP 1; großer IHX)

Da die Messung der relativen Feuchte stark temperaturabhängig ist, wurde die Temperaturverteilung über den Querschnitt im Luftkanal am InHX-Austritt begutachtet.

Tabelle 5-5: Temperaturverteilung im Luftkanal in Strömungsrichtung am Verdampferaustritt im DP 1 bei 105 bar Hochdruck (alle Werte in °C)

11,35	10,80	9,87	9,03	9,55	9,19
12,29	11,76	11,77	11,55	11,51	11,36

Auffallend dabei ist, dass entgegen der anzunehmenden Temperaturschichtung auf Grund der Dichteunterschiede die niedrigsten Temperaturen im oberen Bereich des Kanals auftreten. Die Differenz zwischen minimaler und maximaler gemessenen Temperatur beträgt 3,26 K. Mit dieser Differenz ist jedoch die Abweichung zwischen luft- und kältemittelseitiger Kälteleistung nicht erklärbar. Die kühlere Temperatur im oberen Bereich, in welchem der Feuchtesensor positioniert

war, hätte eine Verfälschung des Messergebnisses in Richtung niedrigerer Kälteleistungen zur Folge. Eine mögliche Erklärung ist eine Erhöhung der Temperatur im äußersten Randbereich des Kanals durch den Einfluss der Umgebung. Immerhin beträgt die Temperaturdifferenz zwischen Kanalinnerem und Umgebung am InHX-Austritt ca. 25 K.

5.3.3 Bestimmung des optimalen Hochdrucks

Bei transkritischen Prozessen kann der Hochdruck durch Stellung des EXV derart variiert werden, dass sich ein Optimum des COP einstellt. Dazu wurde der Hochdruck ausgehend von 85 bar in 5 bar-Schritten erhöht. Es wurde der Betriebspunkt DP 1 gewählt, welcher auch dem Auslegungspunkt entspricht. Die erforderlichen Randbedingungen wurden bereits beschrieben.

Abbildung 5-12 zeigt das Ergebnis der entstandenen Messreihe nach Neupositionierung der Feuchtesensoren. Die einzelnen Messpunkte wurden mit geraden Linien verbunden. Die rote Gerade markiert den theoretischen optimalen Hochdruck, welcher mit der Formel aus Gl. 5-4 (Liao et al., 2000) berechnet wurde.

$$p_{H\text{opt}} = (2,778 - 0,0157 \cdot t_0) \cdot t_{G2} + 0,381 \cdot t_0 - 9,34 \quad \text{Gl. 5-4}$$

Dabei wurden für die Verdampfungstemperatur $t_0 = 5,95 \text{ °C}$ und für die Gaskühleraustrittstemperatur $t_{G2} = 43,42 \text{ °C}$ eingesetzt. Diese Werte stammen aus dem Versuch bei 105 bar Hochdruck.

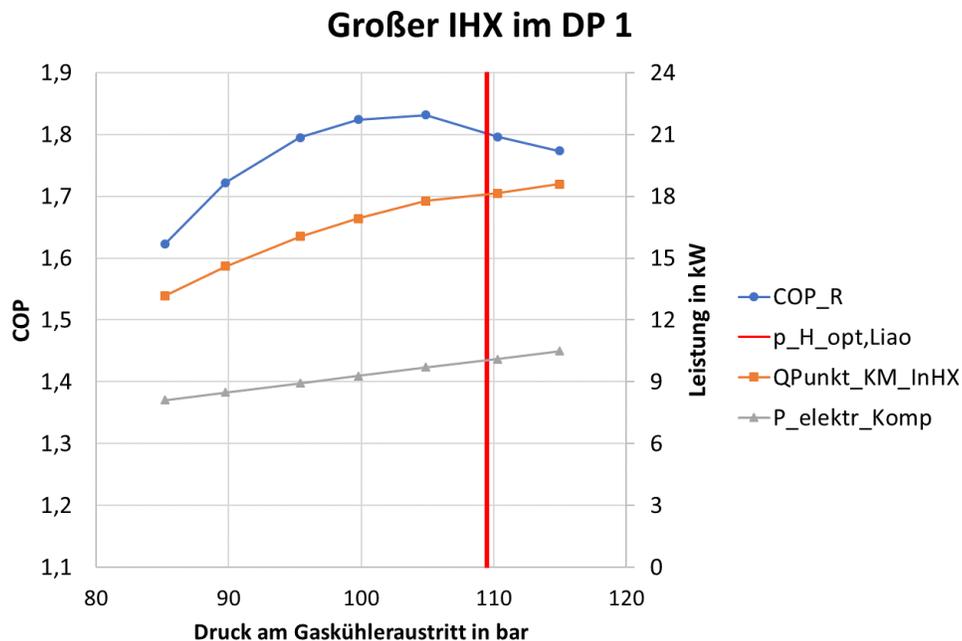


Abbildung 5-12: COP-Verlauf mit Kälteleistung und Kompressorleistung

Der optimale Hochdruck liegt mit ca. 105 bar erwartungsgemäß unter dem theoretisch errechneten von ca. 110 bar. Grund dafür ist außer der Tatsache, dass es sich nicht um einen idealen Prozessverlauf handelt, der Einsatz eines internen Wärmeübertragers. Dieser ist verantwortlich für den verhältnismäßig flachen Verlauf der COP-Kurve. Anhand der Kurven der

Kälteleistung und der aufzuwendenden Kompressorleistung erklärt sich der COP-Verlauf. Während die Kompressorleistung mit dem Hochdruck annähernd linear ansteigt, ist zu erkennen, dass ab ca. 105 bar Hochdruck die Steigung der Kälteleistung abnimmt. Zu Beginn der Messreihe bei niedrigen Hochdrücken steigt die Kurve der Kälteleistung stärker als die Kompressorleistung, während bei den letzten Messpunkten die Steigung der beiden Kurven ziemlich ähnliche Werte annimmt.

Tabelle 5-6: Messdaten im Betriebspunkt DP1; Hochdruckregelung über EXV

$p_{\text{ExHX_aus}}$	Kälteleistung $\dot{Q}_{0, \text{KM}}$	COP	$p_{\text{Komp_ein}}$	$p_{\text{Komp_aus}}$	$t_{\text{Komp_ein}}$	$t_{\text{Komp_aus}}$	\dot{m}_{KM}	EXV- Öffnung
[bar]	[kW]	[-]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[%]
85,2	13,17	1,62	42,4	92,3	35,6	112,1	503	29,88
89,8	14,60	1,72	41,2	95,7	37,4	121,5	471	21,24
95,4	16,04	1,80	39,7	100,1	38,6	131,5	435	14,35
99,8	16,92	1,82	39,1	103,8	38,7	139,1	417	10,62
104,9	17,78	1,83	39,3	108,5	38,3	143,3	415	9,67
110,3	18,14	1,80	38,3	113,3	37,1	149,9	394	8,43
115,0	18,59	1,77	38,3	117,7	35,9	155,8	389	7,74

In Tabelle 5-6 sind einige relevante Messdaten angeführt. Alle Messwerte wurden über einen Zeitraum von 30 s gemittelt wurden, um ein möglichst reproduzierbares Ergebnis zu erlangen. Es wurde auf den Druck am Gaskühleraustritt geregelt, welcher ausgehend von 85 bar in 5-bar-Schritten bis 115 bar erhöht wurde.

Im Messpunkt bei 105 bar wurde der höchste COP bei einer Kälteleistung von 17,78 kW erreicht. Die geforderte Kälteleistung von 17,4 kW wurde somit übertroffen. Es ist also möglich, die Anlage bei den im DP 1 festgelegten Randbedingungen mit optimaler Effizienz bei gleichzeitiger Erreichung der geforderten Kälteleistung zu betreiben.

Dabei wurden jedoch die Temperatureinsatzgrenzen des Kältemaschinenöls nicht berücksichtigt (siehe Kapitel 5.3.5).

5.3.4 Energiebilanz im DP1

Zwischen den Rohrleitungen und der Umgebung finden Wärmeübertragungsvorgänge statt. Diese können sich negative Auswirkungen auf den Kreislauf haben, weshalb es sich empfiehlt die Rohrleitungen in diesem Fall zu dämmen. Die hochdruckseitigen Wärmeverluste zwischen Kompressor und Gaskühler im AC-Betrieb stellen im A/C-Betrieb kein Problem dar, da nach dem Kompressor ohnehin Wärme an die Umgebung abgegeben werden soll. Ein Wärmeeintrag in der Saugleitung hat negative Auswirkungen, da dadurch die Kompressoreintrittstemperatur erhöht wird. Die Folgen sind eine höhere Kompressorausstrittstemperatur sowie eine geringere Sauggasdichte.

Abbildung 5-13 zeigt den Prozessverlauf im Betriebspunkt DP1 bei 105 bar Hochdruck. Jene Punkte, welche sich außerhalb des Nassdampfgebiets befinden, können direkt mit Hilfe der gemessenen Drücke und Temperaturen bestimmt werden. Die dafür notwendigen Berechnungen fanden mit dem Stoffwertprogramm CoolProp (2014) statt. Für die Erstellung der Punkte innerhalb des Nassdampfgebiets müssen bestimmte Annahmen getroffen werden. Da sich zwischen mehreren Komponenten zwei Messstellen befinden, wurden zudem folgende Vereinfachungen vorgenommen:

- Die Drosselung erfolgt im EXV isenthalp
- EXV-Austrittszustand entspricht InHX-Eintrittszustand
- InHX-Austrittszustand entspricht Sammlereintrittszustand
- Sammlereintritt entspricht Sammleraustritt (Annahme: stationäre Betriebspunkte und kein Wärmeeintrag)

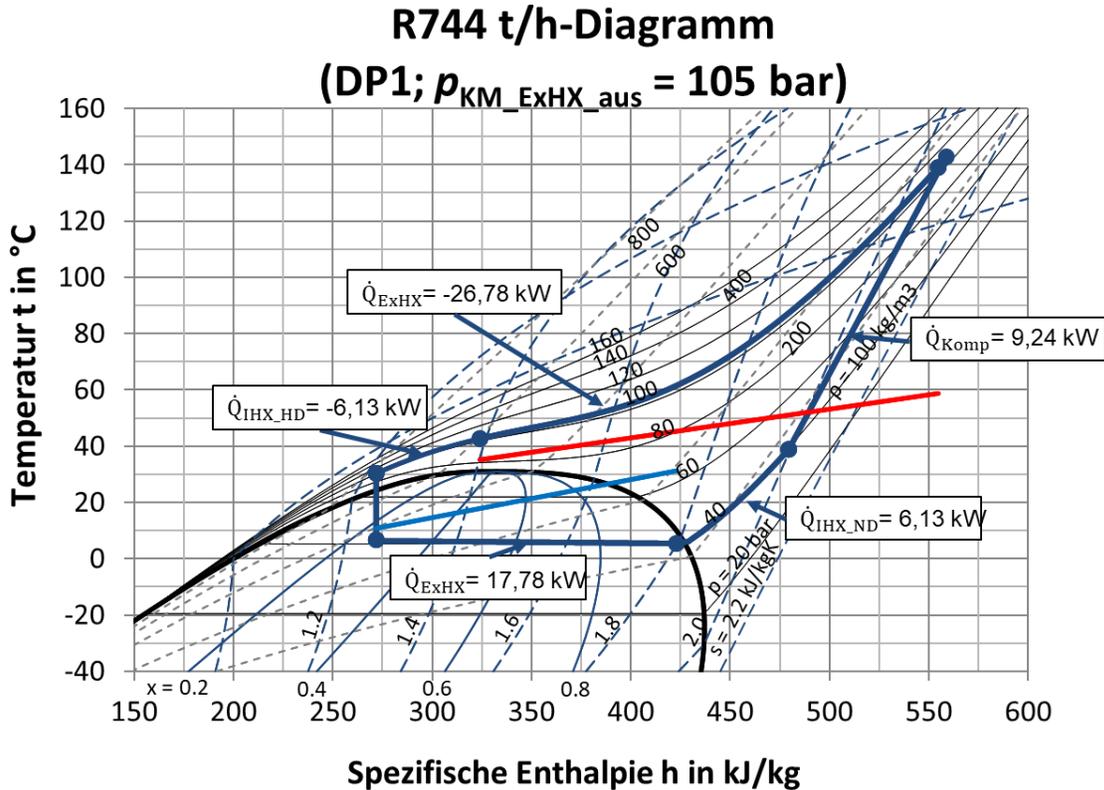


Abbildung 5-13: t/h -Diagramm in DP1 mit Verlusten

Die Messpunkte von ExHX-Austritt und hochdruckseitigem IHX-Eintritt waren quasi ident. Stellt man nun eine Leistungsbilanz auf, muss die Summe aller zugeführten und abgeführten Leistungen Null ergeben.

$$\dot{Q}_{InHX} + \dot{Q}_{Kompressor_KM} - \dot{Q}_{ExHX} = \dot{Q}_{Verlust} \quad \text{Gl. 5-5}$$

$$17,78 \text{ kW} + 9,24 \text{ kW} - 26,78 \text{ kW} = 0,24 \text{ kW}$$

In dieser Bilanz fehlt die Berücksichtigung der an die Umgebung abgegebenen Wärme zwischen Kompressorausstritt und Gaskühlereintritt. In diesem Bereich ist der Coriolis-Durchflussmesser positioniert. Man kann im Diagramm die auftretenden Verluste erkennen. Der Wärmeverlust ist in diesem Bereich zwar kein Nachteil, da die Wärme ohnehin an die Umgebung abgegeben werden muss, der durch den Massendurchflussmesser bedingte Druckverlust jedoch schon.

Wie bereits bei Durchführung der Füllstandsbestimmung trat erneut eine scheinbare Überhitzung am Sammleraustritt auf, die in Abbildung 5-13 nicht dargestellt ist. Wird die Enthalpie des Kältemittels am Sammleraustritt nach Gl. 5-2 mit Hilfe der Enthalpiedifferenz am IHX berechnet, liegt der Punkt am Sammleraustritt wie erwartet im Nassdampfgebiet. Die Temperaturmessdaten

an dieser Messstelle sind demnach zu hinterfragen. Abbildung 5-14 zeigt die Einbausituation des gedämmten Sammlers mit den dazugehörigen Messstellen.

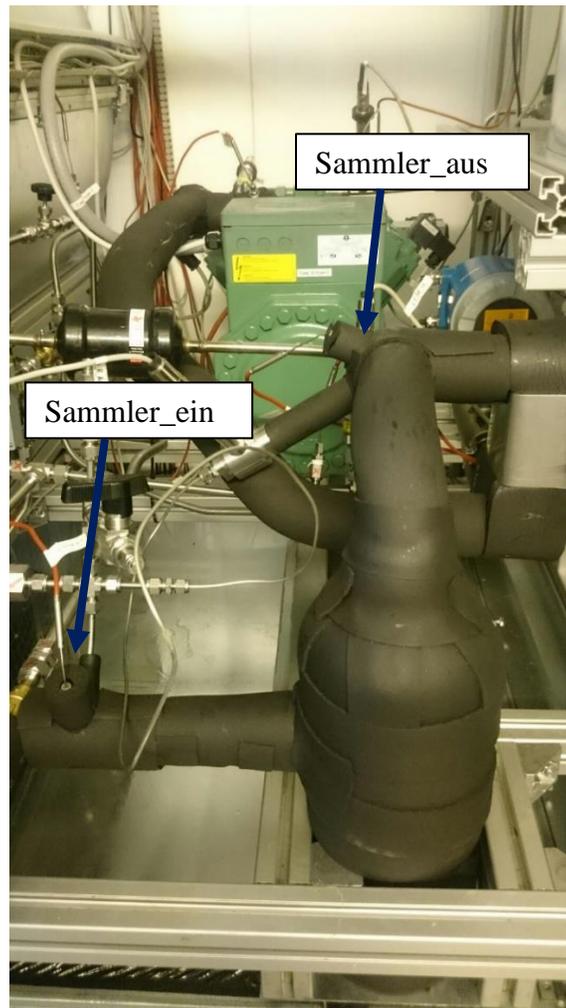


Abbildung 5-14: Einbausituation des gedämmten Niederdrucksammlers samt Messstellen

5.3.5 DP 1 mit kleinem IHX (16 Platten)

Anschließend an die vorangegangenen Messungen fand ein Umbau des Prüfstands statt. Dabei wurde der kleinere interne Wärmeübertrager wiederum im Gegenstrom verbaut. Erneute Messungen im DP 1 ließen einen Vergleich zwischen den beiden internen Wärmeübertragern zu. Abbildung 5-15 zeigt einen Vergleich der Kälteleistungen und des COP. Die gestrichelten Kurven sind dem großen IHX zuzuordnen, die durchgehenden Kurven dem neu installierten kleinen IHX. Ziel des Einsatzes eines kleineren IHX war eine Verringerung der Kompressorausstrittstemperatur, um einerseits den Betrieb bei höheren Hochdrücken zu ermöglichen und andererseits um Ölverkokung zu vermeiden.

Vergleich kleiner IHX/großer IHX im DP 1

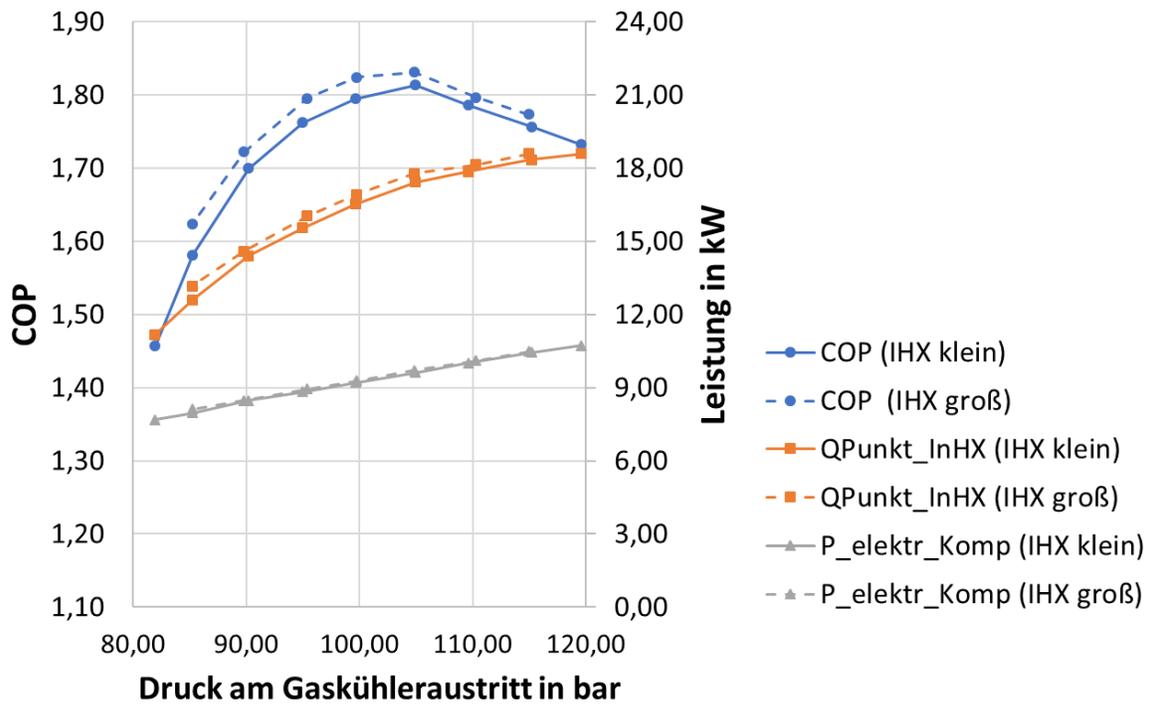


Abbildung 5-15: Leistungs- und COP-Vergleich zwischen großem und kleinem IHX im DP 1

Der Unterschied in Bezug auf Leistung und Effizienz zwischen den beiden internen Wärmeübertragern fällt nicht sehr groß aus. Es konnten mit dem großen IHX nur minimal höhere Leistungen und dementsprechend geringfügig höhere COP erreicht werden. Die benötigten Kompressorleistungen waren bei beiden Versuchen fast gleich.

Der Einfluss der Größe des IHX auf den optimalen Hochdruck stellt sich ebenfalls als gering heraus. Bei beiden Versuchen wurde der höchste COP bei einem Hochdruck von 105 bar erzielt.

Abbildung 5-16 zeigt einen Vergleich der Temperaturen am Kompressorausritt und -eintritt mit den beiden internen Wärmeübertragern.

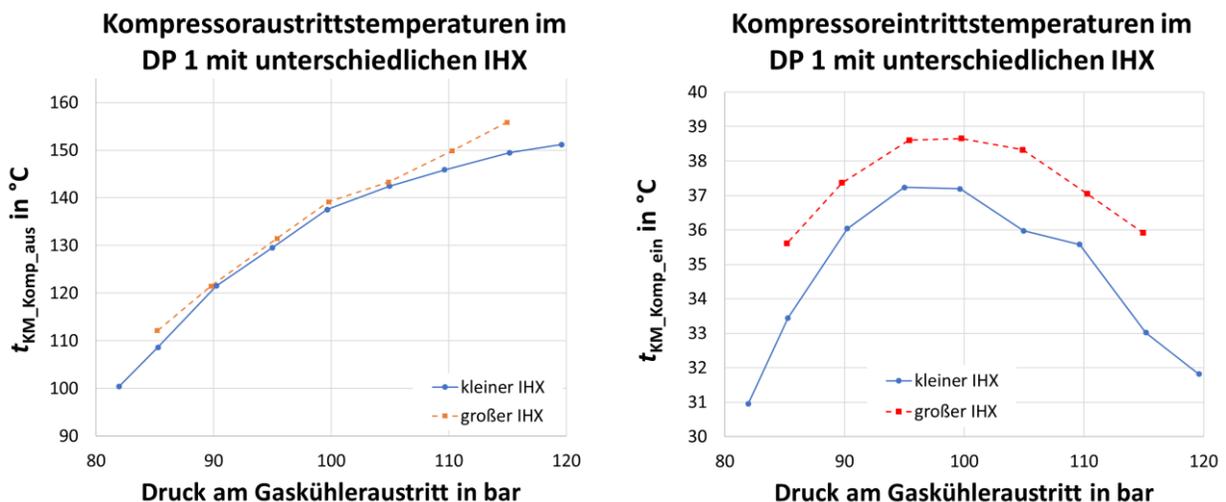


Abbildung 5-16: Vergleich der Temperaturen am Kompressorausritt- und -eintritt mit verschiedenen IHX

Bei Betrachtung der Diagramme ist auf den unterschiedlichen Temperaturbereich, welcher auf der Ordinate dargestellt ist, zu achten. Es wurde bei der Darstellung der Kompressoreintrittstemperatur bewusst ein Bereich von 10 K gewählt, um den Unterschied zwischen den beiden IHX erkennen zu können. Dieser bewegt sich zwischen einem und maximal drei Kelvin.

Bezüglich der Kompressoraustrittstemperatur wird vom Kompressorhersteller ein einzuhaltendes Maximum von 140 °C angegeben, gemessen an der Druckgasleitung mit 10 cm Abstand vom Druckgasanschluss des Kompressors. Diese Angaben entsprechen der Temperaturmessstelle am Kompressoraustritt (siehe Abbildung 5-17).

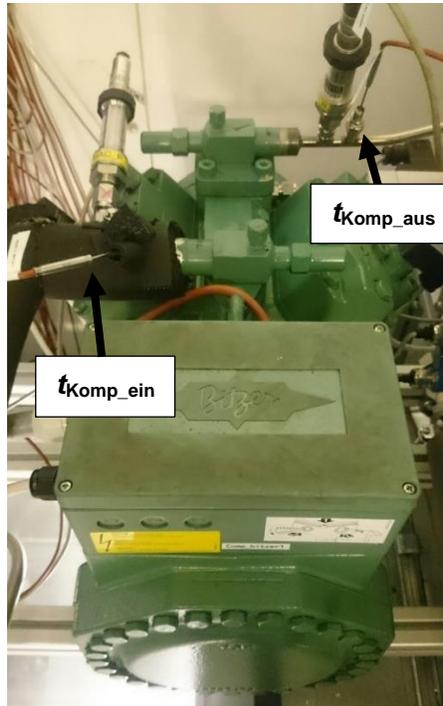


Abbildung 5-17: Einbausituation des Kompressors samt t -Messstellen

Die angegebene Maximaltemperatur von 140 °C wurde bei beiden IHX ab einem Hochdruck von 105 bar überschritten. Beim Betrieb am Prüfstand wurde dieser Umstand toleriert, um die Anlage vermessen zu können. Für den dauerhaften Betrieb ist dies jedoch nicht zulässig.

Tabelle 5-7 zeigt die Ergebnisse der Messungen mit kleinem IHX. Die Messwerte für den großen IHX sind aus Tabelle 5-6: Messdaten im Betriebspunkt DP1; Hochdruckregelung über EXVTabelle 5-6 zu entnehmen.

Tabelle 5-7: Messergebnisse im DP 1 mit kleinem IHX

$p_{\text{ExHX_aus}}$	Kälteleistung	COP	$p_{\text{Komp_ein}}$	$p_{\text{Komp_aus}}$	$t_{\text{Komp_ein}}$	$t_{\text{Komp_aus}}$	\dot{m}_{KM}	EXV-Öffnung
in bar	$\dot{Q}_{0 \text{ KM}}$ in kW	-	in bar	in bar	in °C	in °C	in kg/h	in %
85,7	12,60	1,58	42,8	91,2	33,4	108,6	517	29,55
90,2	14,40	1,70	40,5	94,6	36,0	121,5	460	19,90
95,0	15,55	1,76	39,9	98,8	37,2	129,5	440	15,30
99,7	16,52	1,79	38,6	102,7	37,2	137,6	412	10,68
105,0	17,42	1,81	37,9	107,5	36,0	142,5	399	9,00
109,6	17,86	1,79	38,2	112,0	35,6	145,9	398	8,39
115,2	18,33	1,76	37,9	117,3	33,0	149,5	391	7,98
119,6	18,58	1,73	37,4	121,3	31,8	151,2	383	7,38

Die geforderte Kälteleistung von 17,4 kW konnte auch mit dem kleinen IHX übertroffen werden, wobei die Kompressoraustrittstemperatur erneut auf über 140 °C anstieg. Somit führte der Einsatz eines kleineren internen Wärmeübertragers nicht zu einer ausreichenden Verringerung der Kompressoraustrittstemperatur.

Der Messpunkt bei 100 bar Hochdruck lieferte eine Kälteleistung von 16,52 kW bei einer Kompressoraustrittstemperatur von 137,6 °C. Unter Einhaltung der Temperatureinsatzgrenzen des Kältemaschinenöls ist es somit in dieser Konfiguration nicht möglich eine Kälteleistung von 17,4 kW zu erzielen. Als Lösung für dieses Problem könnte eine Kompressorkühlung angedacht werden.

Weiters wurden die beiden IHX hinsichtlich des auftretenden Druckverlustes miteinander verglichen. Abbildung 5-18 stellt den Druckverlust hoch- und niederdruckseitig in Abhängigkeit vom Druck am Gaskühleraustritt dar. Die strichlierten Linien beziehen sich auf den großen IHX, die durchgehenden Linien auf den kleinen IHX.

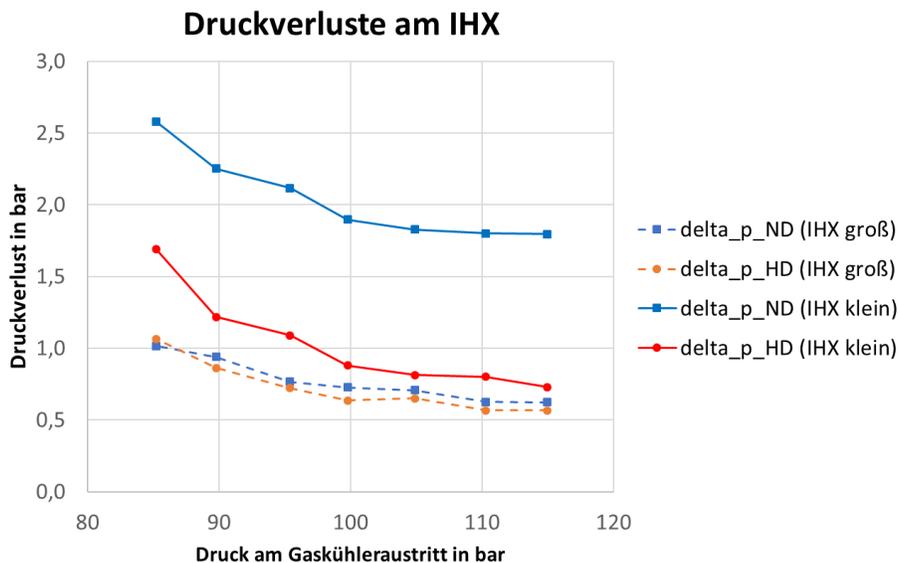


Abbildung 5-18: Vergleich der beiden IHX in Bezug auf Druckverluste

Mit dem großen IHX sind die auftretenden Druckverluste geringer. Da die Strömungskanäle im Wärmeübertrager parallel durchströmt werden, steigt die durchströmte Querschnittsfläche mit der Anzahl der Platten, was eine Verringerung des Druckverlustes zur Folge hat.

Vergleicht man die hochdruckseitigen mit den niederdruckseitigen Druckverlusten, so ist der niederdruckseitig auftretende Druckverlust höher. Die geringere Dichte des Kältemittels auf der Niederdruckseite resultiert in höheren Strömungsgeschwindigkeiten und somit höheren Druckverlusten. Dieser Effekt ist beim kleinen IHX wesentlich stärker ausgeprägt, da der Druckverlust quadratisch mit der Strömungsgeschwindigkeit ansteigt, wie anhand von Gl. 5-6 zu erkennen ist (VDI-Wärmeatlas, 2013). Je höher die Strömungsgeschwindigkeit, desto stärker wirkt sich eine Änderung der Strömungsgeschwindigkeit auf den Druckverlust aus.

$$\Delta p = \zeta \cdot a \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2$$

Gl. 5-6

- Δp ... Druckverlust
- ζ ... Widerstandsbeiwert
- a ... Faktor, welcher die Art des Strömungsproblems definiert
- ρ ... Dichte des Fluides
- u ... Mittlere Strömungsgeschwindigkeit

Um die maximal zulässige Kompressoraustrittstemperatur nicht zu überschreiten, sind weitere Versuche mit kleineren IHX bzw. IHX im Gleichstrombetrieb geplant. Bei der Auswahl des IHX gilt es jedoch die vorangegangenen Überlegungen zu beachten. Ein kleinerer IHX in der untersuchten Ausführung hat einen Anstieg des Druckverlustes zur Folge.

Fazit:

Die Füllmengenbestimmung im Betriebspunkt DP 1 ergab eine erforderliche Kältemittelfüllmenge von 4100 g bei einem Hochdruck von 115 bar.

Ein Vergleich der luft- und kältemittelseitig ermittelten Kälteleistungen sowie eine durchgeführte Messunsicherheitsanalyse führten zu dem Ergebnis, dass eine ungünstige Position der Feuchtesensoren die luftseitige Berechnung negativ beeinflusste. Dies konnte durch eine Neupositionierung der Sensoren verbessert werden.

Die Vergleichsmessungen der beiden IHX ergaben nur geringe Unterschiede. Es konnten mit beiden Wärmeübertragern die erforderlichen Kälteleistungen erfüllt werden, jedoch nur bei Überschreitung der zulässigen Kompressoraustrittstemperatur.

5.4 Betriebspunkt LS 2

Der Betriebspunkt LS 2 („limit summer“ in der Klimazone 2), welcher nun betrachtet werden soll, stellt einen Volllastpunkt im A/C-Betrieb bei 45 °C Außentemperatur dar. Die Randbedingungen sind in Tabelle 5-8 angeführt.

Tabelle 5-8: Anforderungen im Betriebspunkt LS 1

BP	Modus	t _{Umgebung}	rh _{Umgebung}	Q _{erford.}	t _{Luft_InHX_ein}	rh _{InHX_ein}	V _{Luft_ExHX}	V _{Luft_InHX}
-	-	in °C	in %	in kW	in °C	in %	in m³/h	in m³/h
LS 2	AC	45	29	-21,8	35,6	33	6000	1800

In diesem Betriebspunkt wurden ebenfalls Messungen mit beiden Varianten des internen Wärmeübertragers durchgeführt. Ein Vergleich ist somit möglich.

Es wird mehr Kälteleistung als im Auslegungspunkt DP 1 gefordert, jedoch bei höheren Temperaturen. Da in Europa Außentemperaturen von 45 °C eine Ausnahme darstellen, sind die Auswirkungen auf den Seasonal Performance Factor (SPF) durch den COP dieses Betriebspunktes gering. Dementsprechend liegt im LS 2 der Focus auf maximaler Kälteleistung, während das Erzielen einer hohen Effizienz eine untergeordnete Rolle spielt.

Abbildung 5-19 zeigt die Verläufe von COP, elektrischer Kompressorleistung und Kälteleistung in Abhängigkeit des Hochdrucks. Die strichlierten Linien zeigen die Ergebnisse jener Messung, bei welcher der größere der beiden internen Wärmeübertrager verbaut war.

Vergleich kleiner IHX/großer IHX im LS 2

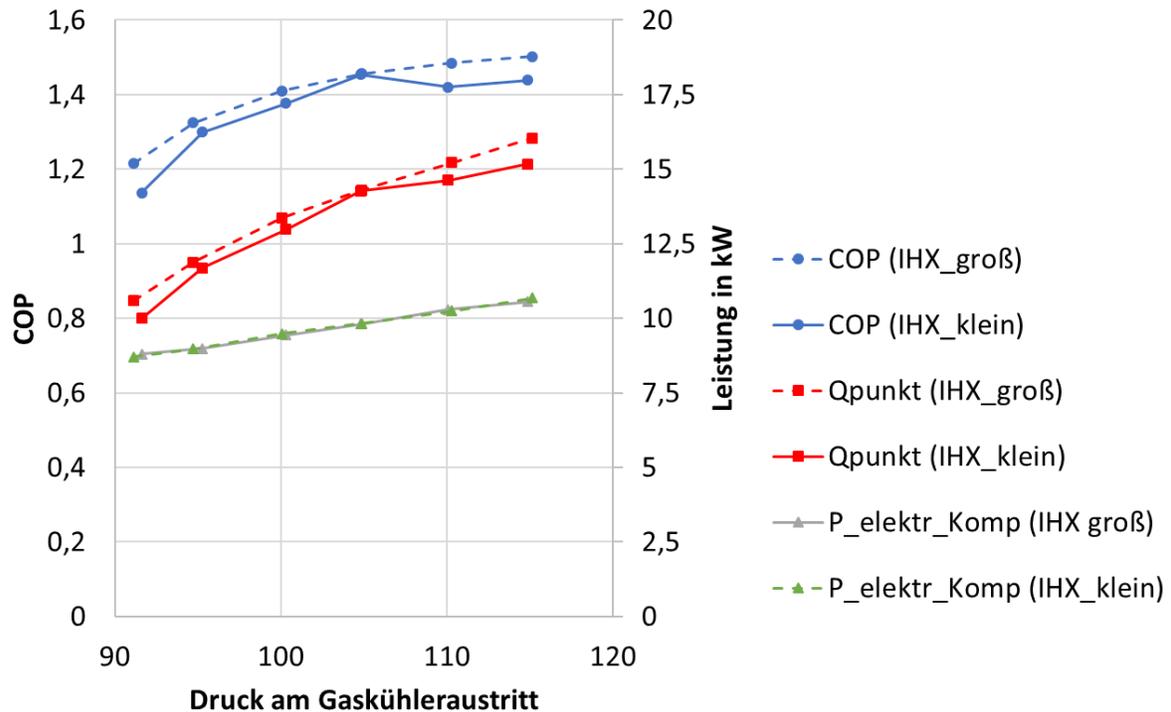


Abbildung 5-19: Leistungs- und COP-Vergleich zwischen großen und kleinem IHX im LS 2

Der Verwendung des größeren IHX führte zu leicht besseren Ergebnissen. Auffallend ist, dass die COP-Kurve mit Erhöhung des Hochdrucks immer weiter steigt. Der optimale Hochdruck liegt demnach höher als 115 bar. Das EXV wurde jedoch nicht weiter geschlossen, da sich die Kompressorausstrittstemperatur bereits weit über dem empfohlenen Maximalwert von 140 °C befand.

Tabelle 5-9 zeigt die Messergebnisse der Versuche mit großem und kleinem IHX:

Tabelle 5-9: Vergleich der Messergebnisse im LS 2 mit großem und kleinem IHX

$p_{\text{ExHX_aus}}$	Kälteleistung $\dot{Q}_{0 \text{ KM}}$	COP	$p_{\text{Komp_ein}}$	$p_{\text{Komp_aus}}$	$t_{\text{Komp_ein}}$	$t_{\text{Komp_aus}}$	\dot{m}_{KM}	EXV- Öffnung
in bar	in kW	-	in bar	in bar	in °C	in °C	in kg/h	in %
Messergebnisse im LS 2 mit großem IHX								
91,1	10,58	1,21	48,7	99,9	39,1	109,4	605	50,00
94,7	11,88	1,32	47,0	101,9	41,1	117,7	558	27,00
100,1	13,37	1,41	45,2	105,7	43,5	127,7	514	20,00
104,9	14,31	1,46	44,0	109,4	44,9	136,9	481	15,00
110,3	15,23	1,49	42,8	113,9	45,3	146,5	450	11,58
115,2	16,05	1,50	42,5	118,3	45,3	152,3	438	10,00
Messergebnisse im LS 2 mit kleinem IHX								
91,6	9,99	1,14	47,4	99,4	38,2	109,2	585	50,00
95,3	11,68	1,30	44,5	101,1	40,1	119,3	520	24,95
100,3	12,98	1,38	43,3	105,0	41,9	129,2	484	18,39
104,8	14,27	1,45	42,3	108,7	42,3	137,5	459	13,39
110,1	14,63	1,42	41,5	113,2	43,8	149,2	428	11,00
114,9	15,18	1,44	40,4	117,4	43,7	155,6	406	8,84

Mit dem größeren IHX wurden maximal 16,05 kW Kälteleistung erreicht, mit dem kleinen lediglich 15,18 kW. Bei den Versuchen mit kleinem IHX wurden etwas höhere Temperaturen am Kompressorausstritt gemessen. Dies erklärt sich durch Betrachtung der Massenströme und der Kompressoreintrittstemperaturen. Da die Kompressorleistungen bei beiden Messreihen quasi ident waren, führen im Falle des kleinen IHX niedrigere Massenströme zu einer höheren Temperaturdifferenz am Kompressor. Wie bei den Versuchen im DP 1 sind die Temperaturunterschiede gering.

Die Effizienz sinkt mit höheren Außentemperaturen im A/C-Betrieb. So wurde bei 45 °C Außentemperatur ein maximaler COP von nur 1,5 erreicht. Im Vergleich dazu lag der maximale COP im DP 1 bei 35 °C Außentemperatur bei 1,83.

Fazit:

Im LS 2 konnte die geforderte Kälteleistung von 21,8 kW nicht erreicht werden. Die durchgeführten Messungen führen zu dem Ergebnis, dass ein COP-Maximum sowie die maximale Leistung bei einem Hochdruck von 115 bar noch nicht erreicht wurde. Um die Kälteleistung zu erhöhen, müsste der Hochdruck durch weitere Schließung des EXV weiter erhöht werden. Erhöht man den Hochdruck, führt das jedoch unweigerlich zu höheren Kompressorausstrittstemperaturen, welche bereits ab einem Hochdruck von 110 bar über den maximal empfohlenen 140 °C lagen.

5.5 Betriebspunkt DP 2.1

Da sich nach dem Austausch des internen Wärmeübertragers herausstellte, dass ein defektes Rückschlagventil die vorangegangenen Messungen im Wärmepumpenbetrieb mit großem IHX verfälschte, wurden im Betriebspunkt DP 2.1 nur die Ergebnisse mit kleinem IHX behandelt. Im Wärmepumpenbetrieb wurde der Auslegungspunkt DP 2.1 bei -10 °C Außentemperatur untersucht. Die Randbedingungen aus der Messmatrix sind in Tabelle 5-10 angeführt.

Tabelle 5-10: Randbedingungen im DP 2.1

BP	Modus	t_{Umgebung}	rh_{Umgebung}	$\dot{Q}_{\text{erford.}}$	$t_{\text{Luft_InHX_ein}}$	$rh_{\text{InHX_ein}}$	$\dot{V}_{\text{Luft_ExHX}}$	$\dot{V}_{\text{Luft_InHX}}$
-	-	in °C	in %	in kW	in °C	in %	in m³/h	in m³/h
DP 2.1	WPM	-10	95	9,2	9,2	22	6000	1400

Da im Wärmepumpenmodus der Saugdruck von der Umgebungstemperatur abhängig ist, traten im Betriebspunkt DP 2.1 bei -10 °C dementsprechend niedrige Drücke auf. Für den verwendeten Kompressor wird ein minimaler Saugdruck von 20 bar angegeben, welcher im Dauerbetrieb nicht unterschritten werden darf.

Nach Schließung des EXV bis zur Erreichung des minimalen Saugdrucks konnte keine Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt gemessen werden. Somit trat keine vollständige Kondensation auf. Daher wurde auch luftseitig nur ein verhältnismäßig niedriger COP von 1,66 erreicht.

Zur Lösung dieses Problems wurde die Messung wiederholt, allerdings unter Ausnutzung einer Zylinderbankabschaltung. Durch das Wegschalten einer Zylinderbank (zwei von vier Zylindern) halbiert sich das Kompressorhubvolumen und somit sinkt der Kältemittelmassenstrom. In Folge dessen soll eine Unterkühlung am Kondensatoraustritt erreicht werden und der Saugdruck über dem minimal zulässigen liegen.

In Tabelle 5-11 sind die Messergebnisse bei halbem Hubvolumen sowie bei vollem Hubvolumen und minimalem Saugdruck angeführt. „UK_{InHX_aus}“ bezeichnet darin die Unterkühlung des Kältemittels am InHX-Austritt. Im Wärmepumpenbetrieb ist dies der Austritt aus dem Kondensator beziehungsweise Gaskühler.

Tabelle 5-11: Messergebnisse im DP 2.1 mit halbem Hubvolumen; Variation der EXV-Öffnung

Heizleistung \dot{Q}_L	COP	$p_{\text{Komp_ein}}$	$p_{\text{Komp_aus}}$	$t_{\text{Komp_ein}}$	$t_{\text{Komp_aus}}$	\dot{m}_{KM}	EXV- Öffnung	UK _{InHX_aus}
in kW	-	in °C	in °C	in °C	in °C	in kg/h	in %	in K
100 % Hubvolumen								
8,03	1,66	19,9	53,5	7,3	99,2	226	8	0,2
50 % Hubvolumen								
8,62	2,31	20,9	87,2	-3,1	131,1	108	1,5	Transkrit.
8,85	2,70	20,7	71,0	-3,7	119,5	111	2	15,5
7,66	2,58	20,7	61,8	3,4	109,2	114	2,5	0,5
6,34	2,22	21,0	56,7	14,6	107,5	115	3	0,2
5,66	2,05	21,4	54,1	13,7	103,4	120	3,5	0,2
5,06	1,93	21,9	52,3	12,0	98,6	125	4	0,2
4,41	1,76	22,4	49,9	9,5	92,6	131	5	0,2
4,20	1,69	22,6	49,1	7,9	89,6	135	6	0,2
3,91	1,60	23,0	48,4	6,4	85,6	139	7,5	0,1
3,32	1,44	23,5	45,9	2,6	78,6	147	10	0,0

Hochdruckseite entsprechen die eingezeichneten Punkte den Messwerten am InHX-Austritt und IHX-Eintritt (Punkt 1 → Punkt 2; siehe Abbildung 5-20 und Abbildung 5-21).

Abbildung 5-21 zeigt eine Skizze der Abtauschleife.

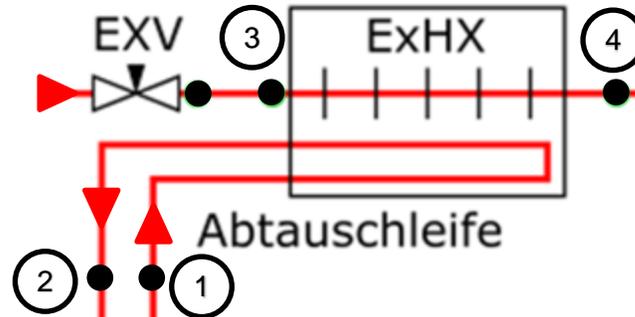


Abbildung 5-21: Skizze der Abtauschleife

In Bezug auf Leistung konnten die Anforderungen knapp nicht erfüllt werden. Es waren 9,2 kW Heizleistung gefordert und 8,85 kW wurden erreicht. Wäre es zulässig die Anlage mit einem Saugdruck unter 20 bar zu betreiben, könnte die Anlage mit vollem Hubvolumen betrieben und somit die Heizleistung erhöht werden.

Die bei 50 % Hubvolumen sehr geringen Kältemittelmassenströme und dadurch bedingten niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten könnten Probleme mit dem Ölrücktransport verursachen, da bei der Auswahl der Rohrquerschnitte von einem höheren Massenstrom ausgegangen wurde. Eine Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten am Ein- und Austritt des Kompressors sowie am Eintritt des Expansionsventil an Hand der Messwerte bei 2 % EXV-Öffnung ergab eine Unterschreitung der empfohlenen Mindestgeschwindigkeiten. Es ist demnach fraglich, ob der Ölrücktransport zum Kompressor auch bei derart niedrigen Kältemittelmassenströmen von ca. 110 kg/h gewährleistet ist.

Tabelle 5-12: Geschwindigkeiten im DP 2.1 bei 50 % Hubvolumen ($\dot{m}_{KM} = 110 \text{ kg/h}$)

	Tatsächliche Geschwindigkeit	Empfohlener Geschwindigkeitsbereich (cold.world GmbH, 2018)
EXV-Eintritt	0,6 m/s	0,3 – 0,5 m/s
Kompressoreintritt	4,1 m/s	6 – 10 m/s
Kompressorausritt	5,5 m/s	6 – 10 m/s

Fazit:

Die maximale Heizleistung im DP 2.1, welche im Betrieb mit vollem Hubvolumen ohne Unterschreitung des minimalen Saugdruckes erreicht werden konnte, lag bei 8,03 kW. Dabei trat keine vollständige Kondensation auf und der COP lag bei 1,66. Durch Nutzung von nur zwei statt vier Zylindern (Zylinderbankabschaltung) konnte eine Unterkühlung am Kondensatoraustritt erzielt werden und der COP verbesserte sich wesentlich auf einen Maximalwert von 2,70 unter Einhaltung des Betriebsbereiches für den Kompressor. Die dabei auftretenden geringen Kältemittelmassenströme führen zur Unterschreitung der empfohlenen Strömungsgeschwindigkeiten in den Rohrleitungen. Für den dauerhaften Betrieb unter diesen

Bedingungen ist somit eine Verringerung der Rohrquerschnitte anzudenken, um den Ölrücktransport zum Kompressor sicherzustellen.

Die geforderte Heizleistung von 9,2 kW konnte knapp nicht erreicht werden. Eine Lösung dafür wäre der Einsatz eines Kompressors, welcher für Saugdrücke unter 20 bar geeignet ist, um auch den Betrieb bei vollem Hubvolumen und kleineren EXV-Öffnungen zu ermöglichen.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Zusammenfassung:

Es wurde ein Versuchsstand zur Vermessung einer R744-Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion für den Schienenverkehr aufgebaut. Der Aufbau beinhaltete die Planung und den Zusammenbau der erforderlichen Luftkanäle, den Bau des Kältekreislaufes sowie die Installation einer umfangreichen Messtechnik.

Nach anfänglichen Ungereimtheiten bei der Messdatenauswertung im Wärmepumpenbetrieb stellte sich ein defektes Rückschlagventil als Ursache für die unerwarteten Ergebnisse heraus. Auf Grund dessen wurden am Prüfstand alle verbauten Rückschlagventile durch Absperrventile ersetzt.

Bei der Inbetriebnahme wurde eine Füllmengenbestimmung im A/C-Betrieb durchgeführt, welche eine erforderliche Mindestfüllmenge von 4100 g Kältemittel ergab, um die Anlage bei bis zu 115 bar Hochdruck im A/C-Auslegungspunkt DP 1 (35 °C Außentemperatur) betreiben zu können. Weiters wurde ein Vergleich zwischen der luftseitig und kältemittelseitig ermittelten Kälteleistung angestellt. Es konnte durch Veränderung der Position der Feuchtesensoren die Qualität der luftseitigen Messung verbessert werden.

Nach Ermittlung des optimalen Hochdrucks im DP 1, welcher bei ungefähr 105 bar liegt, konnte festgestellt werden, dass im Bereich der maximalen Effizienz die geforderte Kälteleistung von 17,4 kW übertroffen wurde. Allerdings wurde dabei die empfohlene Maximaltemperatur von 140 °C am Kompressorausstritt überschritten.

Im Wärmepumpenbetrieb bei -10 °C Umgebungstemperatur stellte sich der, seitens des Kompressorherstellers angegebene, minimale Saugdruck von 20 bar als begrenzender Faktor für die Heizleistung heraus. Es war nicht möglich die Anlage mit vollem Hubvolumen im Bereich der maximalen Leistung zu betreiben, ohne den minimalen Saugdruck zu unterschreiten.

Der Betrieb bei 50 % des Hubvolumens führte zu geringeren Kältemittelmassenströmen als bei Festlegung der Rohrdurchmesser angenommen. Die empfohlenen minimalen Kältemittelgeschwindigkeiten, um den Ölrücktransport zu gewährleisten, wurden somit unterschritten. Im Prüfstandsbetrieb waren diesbezüglich keine Probleme festzustellen.

In allen untersuchten Betriebspunkten musste das elektronische Expansionsventil außerhalb des vom Hersteller angegebenen Regelbereichs verwendet werden, um die Anlage effizient betreiben zu können. Dieser liegt zwischen 10 und 100 % Öffnungsquerschnitt. Insbesondere im Wärmepumpenbetrieb waren weitaus kleinere Öffnungsquerschnitte von 1 bis 2 % des maximalen Querschnitts nötig. Die Verwendung eines kleineren EXV würde eine exaktere Hochdruckregelung insbesondere bei kleinen Öffnungsquerschnitten ermöglichen.

Der Vergleich zwischen den beiden internen Wärmeübertragern brachte keine großen Unterschiede hervor. Während sich bei der größeren Variante minimale Vorteile in Bezug auf Effizienz und Leistung feststellen ließen, führte die Verwendung der kleineren Variante zu tieferen Temperaturen am Ein- und Austritt des Kompressors, was das Betreiben der Anlage mit höheren Drücken zuließ. Der Unterschied betrug jedoch maximal 6 K am Kompressorausstritt und 3 K am Kompressoreintritt bei gleichem Hochdruck.

Ausblick:

Jene Betriebsart, welche bisher noch nicht untersucht wurde, ist der Abtaubetrieb. Dies wird in Zukunft noch geschehen. In diesem Zusammenhang wird auch das Vereisungsverhalten des Außenraumwärmeübertragers untersucht werden. Ziel ist es, den Abtaubetrieb so energieeffizient wie möglich einzusetzen, bei gleichzeitig möglichst kurzen Abtauzeiten.

Die Messungen am Prüfstand fanden mit Ersatzwärmeübertragern statt, da die eigens konzipierten Wärmeübertrager während des Zeitraumes dieser Arbeit noch nicht verfügbar waren. Diese müssen natürlich ebenfalls untersucht werden. Die bisher vorhandenen Messwerte dienen dabei als Referenzwerte.

Auf Grund der Erkenntnisse aus dem Vergleich der beiden internen Wärmeübertrager sind weitere Versuche mit einer Anordnung des internen Wärmeübertragers im Gleichstrombetrieb, anstatt wie bisher im Gegenstrombetrieb, geplant. Durch die Anordnung im Gleichstrombetrieb soll die im IHX übertragene Wärmemenge geringer werden. Diese Versuche sollen Aufschluss darüber geben, welche Auswirkungen ein kleinerer IHX auf das System hat.

7 LITERATURVERZEICHNIS

- Austin, Brian T. und K., Sumathy. 2011.** Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 5. Juli 2011, S. 4013-4029.
- CoolPack v1.5.0. 2014.** IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark. <http://www.coolprop.org/coolprop/wrappers/index.html>, (27.01.2019).
- Berlitz, Tim und Schmitt, Manfred. 2014.** Energie-Verbrauchszyklus zur Bestimmung der Energie-Effizienz von Schienenfahrzeug-Klimaanlagen. *ZEVrail*. 138, 5.
- Bitzer Austria GmbH. 2012.** *Über 60 Jahre BITZER Druckbehälter Produkte, Erfahrungen, Neuigkeiten*. Nürnberg .
- Bitzer. 2016.** *BITZER Kühlmaschinenbau GmbH - Kältemittel-Report 19*. Sindelfingen.
- BITZER KÜHLMASCHINENBAU GmbH. 2018.** BITZER Software Version 6.9.1. <https://www.bitzer.de/websoftware/Default.aspx?lng=de&lang=de&country=de>, (21.03.2018).
- Bodinus, William S. 1999.** The Rise and Fall Of Carbon Dioxide Systems., 41, S. 37 - 42.
- Cavallini, Alberto und Zilio, Claudio. 2008.** Carbon dioxide as a natural refrigerant. *International Journal of Low Carbon Technologies*. 3, 2.
- cold.world GmbH. 2018.** Kältewissen - Rohrleitungen in Kälteanlagen | cold.world. <https://cold.world/de/know-how/rohrleitungen-in-kalteanlagen>, (21.03.2018).
- Danfoss G.m.b.H. 2018.** *Datenblatt "Heavy duty Druckschalter"*. Guntramsdorf.
- Deh, Ulrich. 2003.** *Kfz-Klimaanlagen*. Würzburg : Vogel Verlagsservice GmbH.
- Dk-Lok Austria GmbH. 2011.** *Instrumentation Fittings and Valves*.
- EES . 2010.** *Engineering Equation Solver*. Madison, USA : F-Chart Software, Academic Professional V9.901.
- Emerson Electric Company. 2017.** http://www.r744.com/files/745_cx4-7%20tb_en_2013-10-24_new.pdf, (11.02.2019).
- ESK Schultze GmbH & Co. KG. 2016.** 20160609_K15_download.indd - ESK_K15.pdf. https://www.esk-schultze.de/Katalog/ESK_K15.pdf, (23.04.2018).
- EU Richtlinie 2006/40/EG . 2006.** Richtlinie 2006/40/EG des europäischen Parlaments und des Rates über Emissionen aus Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates.
- European Comission. 2014.** https://ec.europa.eu/clima/policies/transport_en, (27.01.2019).
- European Environment Agency. 2015.** https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/ghg-emissions-by-aggregated-sector-2#tab-chart_1, (23.01.2019).

Michael Feller, Karin Lux, Christian Hohenstein, Andreas Kornath. 2014. Structure and Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf). *Zeitschrift für Naturforschung.*, S. 379-387.

Gernemann, Andreas. 2003. *Dissertation - Konzeption, Aufbau und energetische Bewertung einer zweistufigen CO₂ – Kälteanlage zur Kältebereitstellung in gewerblichen Normal- und Tiefkühlanlagen (Supermarkt) .*

Hafner, Armin, Christensen, Øystein und Nekså, Petter. 2010. *REVERSIBLE R744 (CO₂) HEAT PUMPS APPLIED IN PUBLIC TRAINS.* Sydney, Australia : 9th IIR Gustav Lorentzen Conference.

Kaori Heat Treatment Co., Ltd. . 2015. *Gelötete Plattenwärmetauscher.* Taoyuan City.

Liao, S.M., Zhao, T.S. und Jakobsen, A. 2000. A correlation of optimal heat rejection pressures in. *Applied Thermal Engineering.*, S. 831-841.

Lorentzen, Gustav. 1990. *Trans-critical vapour compression cycle device.* WO/07683 1990.

Michael Feller, Karin Lux, Christian Hohenstein, Andreas Kornath. 2014. Structure and Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf). *Zeitschrift für Naturforschung.*, S. 379-387.

PMR HandelsgmbH. 2018. https://www.pmr.at/_lccms/_/00789/Thermoelemente-Funktionsweise.htm?VER=160208154558&LANG=ger&MID=72, (29.01.2019).

Rangel, Alex und Ginter, Chris. 2016. Components — Accumulators – Ravti. <https://blog.ravti.com/components-accumulators-356e46171890>, (12.04.2018).

Refrigera Industriale Srl. 2017. *Refrigera Katalog - Eco Refrigeration.* Cordenons-Italia

Rieberer, René. 2014. *Skript zur Vorlesung Wärmepumpentechnik an der TUGraz.* Graz

Rieberer, René. 2016. *Lehrveranstaltungsfolien zu Heizungs-, Lüftungs-, Kimatechnik an der TU Graz.* Graz

Steffen, Roland. 2004. *Industrielle Durchflussmessung: Coriolis-Kraft-Durchflussmessung.*

Straußberger, Franz. 2004. *CO₂-PKW-Klimaanlage - Aufbau und Inbetriebnahme eines Prüfstandes.*

STROBEL VERLAG GmbH & Co. KG. 2003. Wärmetauscher. *IKZ Praxis.*, S. 12 f.

VDI-Wärmeatlas. 2013. *Druckverlust in einphasigen Strömungen.* s.l. : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-642-19980-6.

VERORDNUNG (EU) Nr. 517/2014 . 2014. VERORDNUNG (EU) Nr. 517/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006 .

Wolter GmbH Maschinen- und Apparatebau KG. 2011. Radialventilator_TN_HN_Wolter.pdf. http://www.wolter.eu/fileadmin/BILDER/produkte/5-radialventilatoren/pdf/Radialventilator_TN_HN_Wolter.pdf, (27.04.2018).