

Bachelorarbeit

Sperrvermerk **Modellgestützte Untersuchung und experimentelle Validierung von Verdampferschaltungen zur thermischen Leistungssteigerung für den Einsatz in Kühlmöbeln**

Model-based investigation and experimental validation of evaporator interconnections for thermal performance enhancement for use in refrigerated display cabinets

Aachen, April 2018

Tim Klebig

Matrikelnummer: 335421

Betreuer:

Christian Vering, M. Sc.

Dr.-Ing. Andreas Bühring

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Müller

Diese Arbeit wurde vorgelegt am:

E.ON Energy Research Center | ERC

Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate | EBC

(Lehrstuhl für Gebäude- und Raumklimatechnik)

Mathieustraße 10, 52074 Aachen

Vertraulich

Kurzfassung

Zur Begrenzung des globalen Temperaturanstiegs und zur Vermeidung unerwünschter Klimaauswirkungen ist es notwendig, CO₂- sowie Treibhausgasemissionen zu reduzieren. Im Rahmen der F-Gas-Verordnung der EU werden diese Ziele verfolgt. Mit einem Anteil von 14 % am Elektroenergiebedarf und etwa 5 % an direkten und indirekten Treibhausgasemissionen bietet die Kältetechnik in Deutschland hier ein großes Einsparpotential. Ein Umstieg auf Kältemittel mit einem niedrigen Ozonabbaupotential ist ein nachhaltiger Ansatzpunkt.

Großes Potential als Ersatzkältemittel in Kältekreisen bietet Propan (R290). Die maximale Füllmenge in Kältekreisen ist bzgl. Sicherheitsnormen auf 150 g beschränkt. Wegen unzureichender Produktkühlung eines auf Propan umgerüsteten Kühlmöbels werden in einer Klimakammer experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Unter konstanten Bedingungen und unter Veränderung günstiger Parameter sowie Komponenten sollen Maßnahmen identifiziert und durchgeführt werden, die die Kälteleistung eines Kältekreises erhöhen. Infolgedessen lässt sich die Füllmenge eines Kreises verringern. Außerdem sollen Ursachen für die unzureichende Kühlung identifiziert werden.

Im Rahmen der Bachelorarbeit werden Untersuchungen mit unterschiedlichen Verdichtermotoren und Kältemittelölen durchgeführt. Vergleiche von Versuchsdaten werden nach Norm ausgewertet und hinsichtlich des Systemverhaltens gegenübergestellt. Daraus werden Veränderungspotentiale abgeleitet. Durch die Verschaltung der Verdampferrohre in einer modifizierten Reihenfolge könnte ein vielversprechender Leistungsgewinn erzielt werden. Zur Untersuchung dieses Einflusses wird ein mathematisches Modell des Verdampfers entwickelt und anhand von Versuchsdaten validiert. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse werden dazu benutzt, den optimalen Betriebspunkt der Anlage hinsichtlich Komponentenauswahl und Parameter zu identifizieren.

Alle im Rahmen der Bachelorarbeit betrachteten Maßnahmen erweisen sich als kälteleistungssteigernd. Eine Kombination dieser Maßnahmen resultiert in einer höheren Kälteleistung, einer tieferen Produkttemperatur und einer besseren Anlageneffizienz. Die Arbeit wird mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick abgeschlossen.

Vertraulich

Abstract

It is necessary to reduce CO₂ and greenhouse gas emissions in order to limit the global increase in temperature and to avoid undesirable effects on the climate. The EU's F-gas regulation pursues these objectives. With a share of 14 % of the electricity energy demand and about 5 % of direct and indirect greenhouse gas emissions, the refrigeration technology in Germany offers great saving potential here. Switching from synthetic (high GWP) to natural refrigerants (low GWP) is a sustainable starting point. There is great potential as a substitute refrigerant for propane (R290) in refrigeration circuits. The maximum capacity in cooling circuits is restricted to 150 g with regard to safety standards. Due to insufficient product cooling of a refrigerated appliance converted to propane, experimental studies are carried out in a climatic chamber under constant conditions and changing favorable parameters and components. This serves to identify the causes of the insufficient cooling and to reduce the refrigerant capacity of a refrigeration circuit while maximizing its cooling capacity. In the bachelor thesis investigations with different engines and refrigerant oils are carried out. Comparisons of test data are evaluated according to the standard and compared with regard to the system behavior. From this, potential for change is derived. By connecting the evaporator tubes in a modified order, a promising performance gain could be achieved. For the refrigeration circuit investigation of this influence, a mathematical model of the evaporator is developed and validated on the basis of experimental data. The knowledge gained from this is used to identify the optimum operating point of the system with regard to component selection and parameters. The work is completed with summary and outlook.

Vertraulich

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	VII
Tabellenverzeichnis	IX
Nomenklatur	X
1 Motivation	1
2 Stand der Forschung	2
2.1 Kompressionskältemaschinen	2
2.1.1 Komponenten einer Kältekompressionsmaschine	2
2.1.2 Kältemittelöle	4
2.1.3 Propan in Kälteanlagen	6
2.1.4 Abtauung	6
2.2 Die Klimakammer	6
2.3 Das Kühlregal	8
2.4 Messdatenerfassung und Berechnungsgrößen	10
2.4.1 Messdaten der Klimakammer	10
2.4.2 Messdaten des Kühlregals	10
2.4.3 Messdaten des Leistungsanalysators	11
2.4.4 Berechnungsgrößen am Kältekreis	11
2.5 Testbedingungen nach Norm	12
2.6 Simulationsmodell für Verschaltung der Verdampferrohre	15
2.6.1 Berechnung des Druckabfalls in der Zweiphasen-Strömung	15
2.6.2 Berechnung des Wärmeübergangs	18
2.6.3 Modellierungsmethode	20
3 Versuchsdurchführung und Ergebnisse	22
3.1 Einstellung von Normbedingungen	22
3.2 Kältemittelöle	28
3.3 Abtauintervalle	29
3.4 Verdichter	30
3.5 Änderung der Verdampferschaltung	32
3.5.1 Vergleich zwischen Verdampfern	33

3.5.2	Modellgestützter Vergleich der Verschaltungen V2 und V3	34
3.5.3	Vergleich der Verschaltungen V2 und V3	37
4	Analyse der Messergebnisse	39
4.1	Einstellung von Normbedingungen	39
4.2	Kältemittelöle	39
4.3	Abtauintervalle	41
4.4	Abtauintervalle2	47
4.5	Verdichter	51
4.6	Änderung der Verdampferschaltung	54
4.6.1	Vergleich zwischen Verdampfern	55
4.6.2	Modellgestützter Vergleich der Verschaltungen V2 und V3	56
4.6.3	Vergleich der Verschaltungen V2 und V3	57
5	Zusammenfassung und Ausblick	59
	Literaturverzeichnis	61
A	Ergebnisse der Untersuchungen	64

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung einer Kältekomppressionsmaschine zur Beschreibung des Funktionsprinzips.	3
2.2	Schematische Darstellung der Klimakammer zur Visualisierung des Prüfstandes. . .	7
2.3	Schematische Darstellung der Kältekreise des Kühlmöbels zur Visualisierung der Komponenten und Messstellen.	9
2.4	Normgerechte Anordnung der M-Pakete und der Temperatursensoren in vertikalen Kühlmöbel.	14
2.5	Messpunkte zur Erfassung der Luftgeschwindigkeit an vertikalen Kühlmöbeln. . . .	14
2.6	Rohrschichten und Geometrie des Verdampferrohres.	19
2.7	Schematische Darstellung der Verschaltung anhand der Zellenmethode.	21
3.1	Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.	24
3.2	Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und geschlossener Decke.	24
3.3	Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.	25
3.4	Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und geschlossener Decke.	25
3.5	Lufttemperaturen bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.	26
3.6	Lufttemperaturen bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.	26
3.7	Schematische Darstellung der Luftströmung in der Klimakammer mit Deckenöffnung. .	27
3.8	Schematische Darstellung der Luftströmung in der Klimakammer ohne Deckenöffnung.	27
3.9	logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit Verdichtermodell ZB09KAU-TFD (Hybrid) 10 % vor Ende des Zyklus.	31
3.10	logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit Verdichtermodell ZB09KAU-TFD 10 % vor Ende des Zyklus.	31
3.11	Die untersuchten Verdampfer und Verschaltungsarten.	32
3.12	Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V2.	37
3.13	Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V3.	38
4.1	Auslösestufen der bedarfsgerechten Abtauung.	41
4.2	Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.	42
4.3	Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 4h Abtauintervall.	43
4.4	Auslösung der Abtauung mit gegenwärtigem Detektionsalgorithmus.	44
4.5	Auslösung der Abtauung mit verbessertem Detektionsalgorithmus.	45

4.6	Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.	45
4.7	Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 3h Abtauintervall.	46
4.8	Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 4h Abtauintervall.	46
4.9	Elektrische und thermische Leistungen bei einem 4h Abtauintervall.	47
4.10	Auslösestufen der bedarfsgerechten Abtauung.	48
4.11	Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.	49
4.12	Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 4h Abtauintervall.	50
4.13	Auslösung der Abtauung mit gegenwärtigem Detektionsalgorithmus.	51
4.14	Auslösung der Abtauung mit verbessertem Detektionsalgorithmus.	52
4.15	Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.	52
4.16	Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 3h Abtauintervall.	53
4.17	Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 4h Abtauintervall.	53
4.18	Elektrische und thermische Leistungen bei einem 4h Abtauintervall.	54

Tabellenverzeichnis

2.1	Klimaklassen des Prüfraums.	13
2.2	Temperaturklassen der M-Pakete.	13
3.1	Spezifikationen der durchgeführten Untersuchungen.	22
3.2	Untersuchungen zur Ermittlung eines der Norm entsprechenden Betriebspunkts. . .	23
3.3	Löslichkeitsverhalten von HATCOL 4467 und 3MAF	29
3.4	Werte der Wärmeübergangs- und Wärmeleitkoeffizienten.	35
3.5	Vergleich der Simulation mit den Untersuchungen.	36
A.1	Vergleich zwischen dem Betrieb mit 3MAF und HATCOL 4467.	64
A.2	Vergleich zwischen verschiedenen Abtauintervallen.	65
A.3	Vergleich zwischen der Hybrid- und der Standardausführung eines Scrollverdichters. .	66
A.4	Herstellerdaten von Hybrid- und Standardausführung der Verdichter.	66
A.5	Vergleich der Verschaltungen V1 und V2.	67
A.6	Vergleich der Verschaltungen V2 und V3 bei 0% r.F.	68
A.7	Vergleich der Verschaltungen V2 und V3 bei 60% r.F.	69

Nomenklatur

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
a	Koeffizient	—
c	Schallgeschwindigkeit	m/s
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
C	Wärmekapazität	W/kg
\dot{C}	Wärmekapazitätsstrom	$\text{W}/(\text{kg} \cdot \text{s})$
C	Koeffizient	—
d	Durchmesser	m
E	Verteilfaktor	—
EER	Energy Efficiency Ratio	—
Fr	Froudezahl	—
h	Enthalpie	J
K	Hilfsgröße	—
l	Länge	m
\dot{M}	Massenstrom	kg/s
\dot{m}	spezifischer Massenstrom	$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})$
NTU	Anzahl der Übertragungseinheiten (<i>engl.: Number of transfer units</i>)	—
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
p	Druck	bar
\dot{Q}	Wärmestrom	W
Re	Reynoldszahl	—
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
V	Volumen	m^3

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
W	Wärmeleitwiderstand	K/W
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
x	Dampfanteil	%
Y	Wasserbeladung der Luft	g/kg

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² · K)
β	Volumenstromverhältnis von flüssiger und gasförmiger Phase	Pa
γ	Versperrungsfaktor	Pa
ϵ	Hilfsgröße	W
ϵ	Effektivität	—
η	dynamische Viskosität	kg/(m · s)
λ	Wärmeleitwert	W/(m · K)
ν	kinematische Viskosität	cSt
ω	Löslichkeit	(gKM)/(gÖl)
Φ	thermische Leistung	W
ψ	Hilfsgröße	—
ϱ	Massendichte	kg/m ³
σ	Temperaturspreizung	K
ϑ	Temperatur	°C
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz	K
ξ	Reibungsbeiwert	—

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
A	Fluid A
B	Fluid B
Al	Aluminium
aus	Ausgang
Cu	Kupfer
cd	Verflüssiger (<i>engl.: condensor</i>)
cp	Verdichter (<i>engl.: compressor</i>)
E	ebene Strömung
EES	Engineering Equation Solver
ein	Eingang
el	elektrisch
ev	Verdampfer (<i>engl.: evaporator</i>)
F	Flüssigkeit
G	Gas
i	innen
K	(Kälte-)Kreis
KM	Kältemittel
NI-LabView	Programmiersprache und Entwicklungsumgebung für die Messdatenerfassung der Firma National Instruments
L	Luft
max	Maximum
min	Minimum
P	Durchgang (<i>engl.: Pass</i>)
r	Verhältnis (<i>engl.: ratio</i>)
sat	Sättigungszustand (<i>engl.: saturated</i>)
SH	Überhitzung (<i>engl.: Superheat</i>)
W	Wasser
WÜ	Wärmeübertrager

1 Motivation

Im Fokus der Arbeit steht ein vertikales Supermarktkühlmöbel für Normalkühlung, welches mit Propan (R290) betrieben wird [1]. Propan findet vor dem Hintergrund der F-Gas-Verordnung und aufgrund der hohen volumetrischen Kälteleistung immer häufiger in Kälteanlagen Verwendung [2],[3],[4]. Sicherheitsnormen beschränken die maximale Füllmenge eines Kältekreises mit Propan auf 150 g [5]. Das AHT-Kühlmöbel, für dessen Produktion die Firma Emerson Scrollverdichter liefert, ist nicht in der Lage die Zieltemperatur, die zwischen $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ liegt, über die gesamte Warenausstellfläche gleichmäßig zu erreichen. Es werden Untersuchungen in einer Klimakammer durchgeführt, um Gründe für die unzureichende Produktkühlung zu finden und um die Kälteleistung der Kältekreise zu erhöhen. Das Ziel dieser Untersuchungen ist die Identifikation eines optimalen Betriebspunkts durch Zusammenstellung geeigneter Komponenten und Maßnahmen. Diese werden im Rahmen der Untersuchungen hinsichtlich der erzielten Kälteleistung und der Anlageneffizienz bewertet. Vorausgehende Arbeiten umfassen die Installation von Temperatur- und Drucksensoren am Kältekreis und an den Produktdummys, um das Verhalten des Systems zu erfassen und analysieren zu können sowie den Einbau kleinerer Plattenwärmeübertrager als Kondensatoren. Letzteres zielt auf eine Reduzierung des internen Volumens der Kältekreise, um den Mangel an Kältemittel zu kompensieren. Zudem wurden zur genaueren Regelung der Überhitzung thermische durch elektronische Expansionsventile ersetzt. Eine weitere durchgeführte Veränderung ist der Wechsel eines Glykol-Wasser-Gemischs zu Wasser als Wärmetransportmedium für die Kondensation. Dabei werden folgende experimentelle Untersuchungen durchgeführt:

- ▷ Betrieb mit dem Verdichter ZB09KAU-TFD als Standard- und als Hybridausführung
- ▷ Betrieb mit den Esterölen 3MAF und HATCOL 4467
- ▷ Anpassung der Länge der Abtauintervalle
- ▷ Änderung der Verschaltung der Verdampferpässe

Mithilfe einer geeigneten Software wird ein Simulationsmodell entwickelt, um die Leistung des Verdampfers in einer anderen Verschaltung versuchsunabhängig vorausszusagen. Anschließend wird dieses anhand der durchgeführten Untersuchungen validiert.

2 Stand der Forschung

Dieses Kapitel bietet eine Übersicht über den Prüfstand, die Messdatenerfassung und das Simulationsmodell. Es werden, die für das Verständnis notwendigen Grundlagen von Kältekompressionsmaschinen sowie die Berechnungsgleichungen des Modells erläutert.

2.1 Kompressionskältemaschinen

Kältekompressionsmaschinen arbeiten nach dem Funktionsprinzip eines linksläufigen Kreisprozesses. Deren Aufgabe ist es Wärme bei einem niedrigen Temperaturniveau aufzunehmen und diese unter der Zufuhr von Arbeit auf ein hohes Temperaturniveau zu bringen und an die Umgebung abzugeben. In den nächsten Abschnitten werden die Funktion von Kältekompressionsmaschine sowie die notwendigen Grundlagen des Kältemittels Propan, von Kältemittelölen und von Abtauungen erläutert.

2.1.1 Komponenten einer Kältekompressionsmaschine

In Abbildung 2.1 sind die vier Hauptkomponenten einer Kältekompressionsmaschine schematisch dargestellt [6]. Im Folgenden wird deren Funktion unter Zuhilfenahme des Ersatzschaltbilds näher erläutert.

Kondensator

Im Kondensator wird gasförmiges, überhitztes Kältemittel durch Wärmeabgabe an ein anderes Fluid abgekühlt, kondensiert und idealerweise unterkühlt ($2 \rightarrow 3$). Neben den klassischen Luft-Kältemittel-Wärmeübertragern finden oft Wasser-Kältemittel-Wärmeübertrager Anwendung. Diese werden als Plattenwärmeübertrager ausgeführt und ermöglichen aufgrund der höheren Wärmekapazität von Wasser bzw. Sole gegenüber Luft einen geringeren Massenstrom sowie einen kleineren Bauraum bei gleicher Leistung. Der Verflüssigungsdruck ergibt sich aus der Wassereintritts- und -austrittstemperatur, der wärmeübertragenden Fläche sowie der Massenströme von Wasser und Kältemittel [7]. Es ist nötig das Kältemittel vollständig zu kondensieren und zu unterkühlen, um ein fehlerfreies Regelverhalten des nachfolgenden Expansionsventils sicherzustellen und um eine Einschränkung der Flüssigkeitszufuhr durch Dampfblasen zu vermeiden.

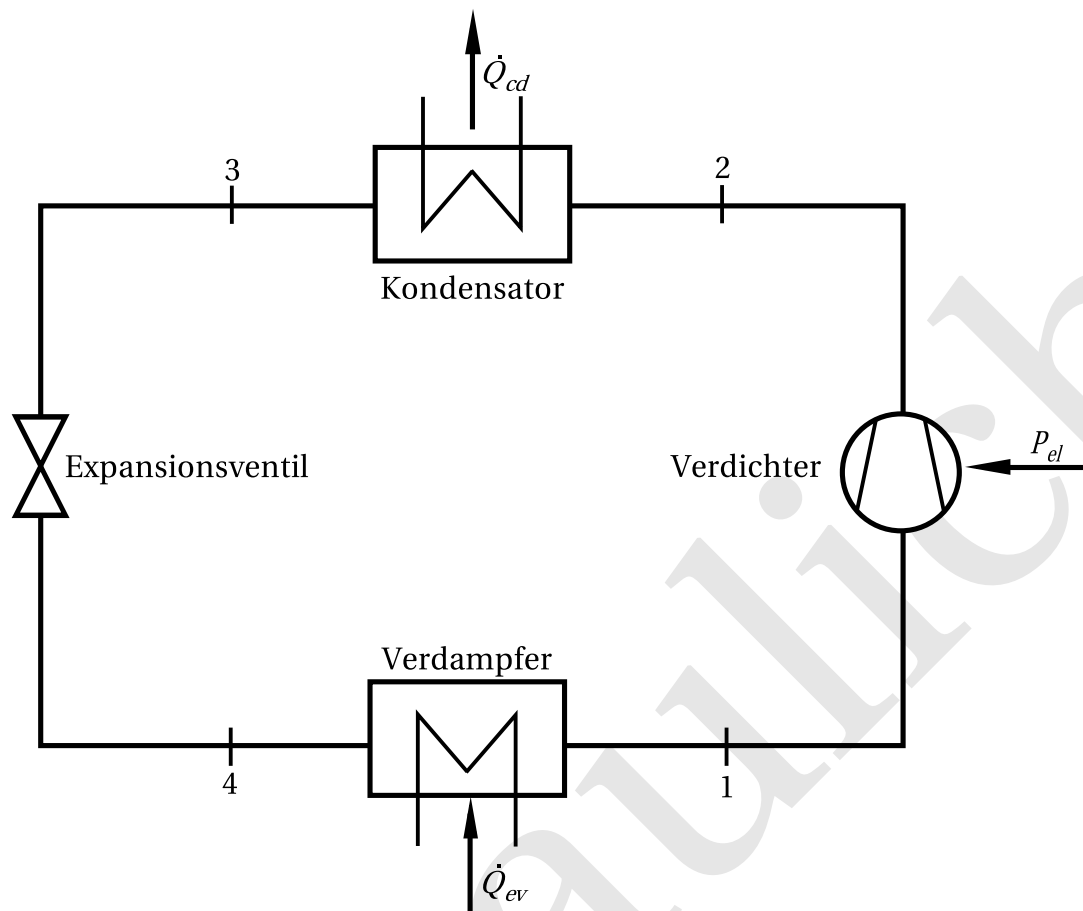


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung einer Kältekompressemaschine zur Beschreibung des Funktionsprinzips.

Expansionsventil

Im Expansionsventil wird der Druck des Kältemittels nach dem Kondensator auf ein niedriges Druckniveau expandiert (3→4). Dies hat ein Absinken der Sättigungstemperatur zur Folge. Das Expansionsventil die Aufgabe die Überhitzung des Kältemittels auf einen vorgegebenen Wert zu regeln und konstant zu halten. Die Überhitzung ist die Differenz zwischen der Sättigungstemperatur des Kältemittels und dessen tatsächlicher Temperatur am Austritt des Verdampfers. Diese wird durch einen Temperatursensor an der Saugleitung erfasst. Diverse Ventile besitzen einen zusätzlichen Drucksensor in der Saugleitung, um das Regelverhalten zu verbessern. Dadurch wird eine Verfälschung der Überhitzungsregelung durch Druckabfall über den nachfolgenden Verdampfer reduziert. Elektronische Expansionsventile ermöglichen gegenüber thermostatischen Ventilen ein sehr präzises und schnelles Regelverhalten.

Verdampfer

Im Verdampfer nimmt das Kältemittel bei niedrigem Druck und entsprechend niedriger Sättigungstemperatur die Wärme des Fluids mit der höheren Temperatur auf und verdampft dabei ($4 \rightarrow 1$). Der übertragene Wärmestrom entspricht der Kälteleistung der Kälteanlage und hängt gemäß Gleichung 2.5 unter anderem von der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden und von der wärmeübertragenden Fläche ab. Die Verdampfungstemperatur soll dabei etwa 10 K unter der Zielprodukttemperatur liegen, damit ein ausreichend großer Wärmestrom vom Kältemittel aufgenommen wird. Die Verdampferrohre sind mit Lamellen aus Aluminium bestückt, um die wärmeübertragende Fläche zu vergrößern. Diese haben für den Einsatzbereich der Normalkühlung Abstände von 4 mm bis 5 mm. In steckerfertigen Kühlmöbeln finden ausschließlich Luft-Kältemittel-Wärmeübertrager Anwendung. Das Kältemittel wird im Verdampfer um etwa 8 K überhitzt, damit verhindert wird, dass flüssiges Kältemittel den Verdichter schädigt.

Verdichter

Unter der Zufuhr von Arbeit wird im Verdichters gasförmiges Kältemittel auf ein hohes Druck- und Temperaturniveau verdichtet ($1 \rightarrow 2$), damit die Wärme im Kondensator an ein Fluid mit geringerem Temperaturniveau abgegeben werden kann. Im Anwendungsgebiet der Normalkühlung werden vor allem Hubkolben- und Scrollverdichter eingesetzt. Scrollkompressoren zeichnen sich durch hohe Effizienz aus. Sie verfügen über eine sich auf einer kreisförmigen Bahn bewegendes Spirale. Die Bahn wird durch eine stationäre Spirale vorgegeben. Bei Rotation der Spiralen verkleinert sich das Volumen des eingeschlossenen Raums zwischen den Spiralen. Dadurch wird das Kältemittel zur Spiralmittel transportiert und gleichzeitig verdichtet. Scrollkompressoren dissipieren wegen der aneinander reibenden Spiralen viel Wärme und können eine hohe Temperatur erreichen. Damit der Verdichter keinen Schaden nimmt, muss eine ausreichende Ölschmierung jederzeit gewährleistet sein.

2.1.2 Kältemittelöle

Öl in Kälteanlagen hat mehrere Aufgaben. Zur Sicherstellung der Funktionalität des Verdichters ist eine Ölmindestfüllmenge erforderlich. Die Hauptaufgabe des Öles ist eine ausreichende Schmierung des Verdichters, um den Verschleiß der sich bewegendes Komponenten gering zu halten. Die zweite Aufgabe des Öles ist die Motorkühlung. Während des Betriebs entsteht durch Reibung Wärme, welche vom Öl aufgenommen wird. Das Öl wird nur im Verdichter einer Kälteanlage benötigt. Es ist, bedingt durch die Bauform des Verdichters, nicht möglich den Mittransport eines Teils des Öles in den Kältekreis zu verhindern. In den Wärmeübertragern herrschen andere Drücke und Temperaturen als im Verdichter, was sich auf die physikalischen Eigenschaften des Öles auswirkt.

Dort ist die Löslichkeit des Kältemittels im Öl höher, d.h. das Öl ist in der Lage mehr Kältemittel aufzunehmen und dadurch die nutzbare Kältemittelfüllmenge zu reduzieren. Zudem wird der kA -Wert, durch Reduzierung der wärmeübertragenden Fläche und durch einen zusätzlichen Wärmeleitwiderstand der Ölschicht verkleinert. Dies resultiert in einer Reduktion der Kälteleistung. In Kälteanlagen werden Mineralöle und Esteröle eingesetzt. Die im Rahmen der Arbeit untersuchten Öle HATCOL 4467 und 3MAF sind Esteröle, d.h. sie wurden eigens für die Anwendung in einer Kälteanlage synthetisiert [8],[9]. Die in diesem Abschnitt vorgestellten Gleichungen erlauben, unter Berücksichtigung der Temperaturen und Drücke in den untersuchten Komponenten des Kältekreises, eine Berechnung der Öldichte, der kinematischen Viskosität und der Löslichkeit des Kältemittels im jeweiligen Öl [10]. Die Berechnungen dienen dem Vergleich beider Öle hinsichtlich der Erhöhung der Kälteleistung. Durch die Wahl des Öles mit einer niedrigeren Kältemittellöslichkeit kann mehr Kältemittel im Verdampfer direkt verdampfen. Dadurch wird die Kälteleistung gesteigert. In den folgenden Gleichungen bezeichnet T die Temperatur des Öles in K und p den Druck in der jeweiligen Komponente in bar. Die Koeffizienten a_1 bis a_9 sind je nach Öl und Gleichung verschieden.

Die Öldichte ρ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ergibt sich gemäß Gleichung 2.1.

$$\rho = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + \omega(a_4 + a_5 T + a_6 T^2) + \omega^2(a_7 + a_8 T + a_9 T^2) \quad (2.1)$$

Die Berechnung der kinematischen Viskosität ν in cSt erfolgt gemäß Gleichung 2.2.

$$\begin{aligned} \ln(\ln(\nu + 0.7 + e^{-\nu} K_0(\nu + 1.244068))) &= a_1 + a_2 \ln T + a_3 \ln^2 T \\ &+ \omega(a_4 + a_5 \ln T + a_6 \ln^2 T) \\ &+ \omega^2(a_7 + a_8 \ln T + a_9 \ln^2 T) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Die Hilfsgröße K_0 wird mithilfe der Bessel-Funktion gemäß Gleichung 2.3 bestimmt.

$$K_0 = \text{Bessel}K(\nu + 1.244068, 0) \quad (2.3)$$

Gleichung 2.4 ermöglicht eine Berechnung der Löslichkeit ω des Kältemittels in $\frac{\text{g KM}}{\text{g Öl}}$.

$$\log(p) = a_1 + \frac{a_2}{T} + \frac{a_3}{T^2} + \log(\omega)(a_4 + \frac{a_5}{T} + \frac{a_6}{T^2}) + \log^2(\omega)(a_7 + \frac{a_8}{T} + \frac{a_9}{T^2}) \quad (2.4)$$

Eine iterative Berechnung liefert eine Lösung für das Gleichungssystem.

2.1.3 Propan in Kälteanlagen

Der Kohlenwasserstoff Propan (R290) ist eine umweltfreundliche Alternative zu Kältemitteln wie R22 oder R407C. Propan ist ein natürliches Kältemittel und besitzt eine günstigere Verdampfungsenthalpie. Bei gleicher Kälteleistung sind im Vergleich zu R22 oder R407C geringere Massenströme nötig. Dies resultiert in einem geringeren Energieverbrauch und damit einer höheren Anlageneffizienz. Es besitzt ein Treibhauspotential (GWP) von 3 und ein Ozonabbaupotential (ODP) von 0 und ist damit nicht ozonschädlich [11]. Klassifiziert wird es als Sicherheitsklasse A3 und ist demnach nicht giftig, weist aber eine hohe Brennbarkeit auf [5]. Die Verwendung von Propan benötigt wegen der hohen Entflammbarkeit ein umfassendes Sicherheitskonzept für den Fall von Leckagen [11],[12]. Um steckerfertige Kühlmöbel ohne spezielle Sicherheitsvorkehrungen betreiben zu können ist die maximale Füllmenge auf 150 g pro Kältekreis beschränkt.

2.1.4 Abtauung

Da die Oberflächentemperatur des Verdampfers unter dem Gefrierpunkt von Wasser liegt, kondensiert dieses aus der Luft und gefriert. Dies hat eine zunehmende Vereisung des Verdampfers und eine damit einhergehende Reduktion der Kälteleistung zu Folge. Die Abtauregelung eines Kühlmöbels erfüllt den Zweck, dessen Verdampfer in regelmäßigen Abständen zu enteisen. Es wird zwischen elektrischer Abtauung, Heißgasabtauung und Umluftabtauung unterschieden. Bei einer elektrischen Abtauung wird das Eis mithilfe von Heizwiderständen im Verdampferpaket abgetaut. Eine Heißgasabtauung erfolgt mittels einer Systemumkehr des Kältekreises. Hierbei wird überhitztes Kältemittel in den Verdampfer geleitet und taut das Eis ab. Die Umluftabtauung bezeichnet die einfachste Abtauregelung. Hierbei werden die Verdichter ausgeschaltet während die Verdampferlüfter weiterlaufen. Da kein Kältemittel mehr strömt wird die Wärme des Kühlguts vom Eis aufgenommen welches dadurch schmilzt und abtropft. Mittels einer Kondensatpumpe wird das aufgetaute Eis aus dem Kühlmöbel entfernt.

Der Abtauung wird entweder in einem vorgegebenen Zeitintervall oder mittels einer Bedarfsdetektion eingeleitet. Bei einer bedarfsgerechten Abtauung wird die Temperaturdifferenz der Luft über den Verdampfer erfasst. Sinkt diese innerhalb des vorgegebenen Abtauintervalls unter einen bestimmten Wert, wird die Abtauung zu diesem Zeitpunkt eingeleitet.

2.2 Die Klimakammer

Eine Klimakammer erfüllt den Zweck beherrschbare und realitätsnahe Randbedingungen zu generieren. Abbildung 2.2 zeigt den Aufbau der Klimakammer und die Position des Kühlmöbels in dieser. Die Klimatisierung der Raumluft übernimmt dabei die Klimaanlage der Kammer B. Damit

die aufbereitete Luft den Raum über dessen gesamte Länge durchströmt, wurde die Ansaugöffnung von Kammer B mit einer abgehangenen Decke verdeckt. Diese reicht schräg bis zur Mitte des Raumes hinab und verläuft von dort parallel zur Decke und endet kurz vor der rechten Wand. Vor den Luftauslassgittern besitzen die Kammern Umlenkbleche. Diese sollen eine gleichmäßige Verteilung des Luftmassenstroms über den Austrittsquerschnitt erzielen.

Jede Kammer besitzt zudem einen Wasseranschluss, dessen Vorlauftemperatur regulierbar ist. Die Kondensatoren des Kühlregals werden mit temperiertem Wasser der Regelung von Kammer A beaufschlagt. Die Regelung der Kondensationstemperatur wird mittels zwei Pumpen in einem primären und einem sekundären Wasserkreislauf realisiert. Die Pumpe im primären Wasserkreislauf beaufschlagt die Kondensatoren mit Wasser und hält eine vorgegebene Temperaturdifferenz über diesen nahezu konstant. Die Pumpe des sekundären Wasserkreislaufs regelt über einen Wärmeübertrager zwischen den beiden Kreisen die Temperatur des Wassers am Eintritt des Kondensators auf 30 °C. Dies erfüllt den Zweck eine nahezu konstante Kondensationstemperatur zu generieren. Die Klimaanlage sind in der Lage die angesaugte Raumluft aufzuheizen, abzukühlen sowie zu be- und entfeuchten. Die Regelung wird mithilfe einer in NI-LabView entwickelten Steuerung realisiert [14]. Diese ermöglicht Einflussnahme auf die Soll-Werte, die Dauer der jeweiligen Untersuchung und die Einstellung der Regelparameter und übernimmt einen Teil der Messdatenerfassung.

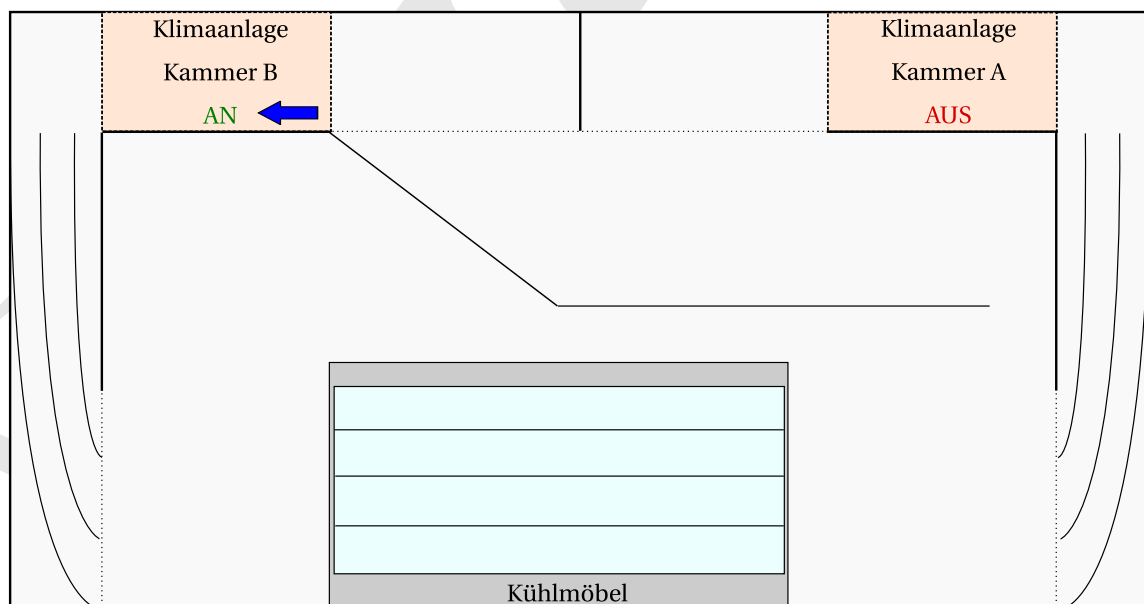


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der Klimakammer zur Visualisierung des Prüfstandes.

2.3 Das Kühlregal

Im Rahmen der Arbeit wird ein vertikales Verkaufskühlmöbel der Firma AHT untersucht. Es besitzt auf einer Länge von 3,75 m, vier Regalböden um Kühlgut zu lagern und auszustellen. Ein von oben herabfallender Luftschleier ermöglicht ein türloses Design des Regals. Ein Nachtbetrieb mit geschlossener Jalousie ist möglich.

Abbildung 2.3 zeigt die Kältekreise des Kühlmöbels und die Positionen der für die Messdatenerfassung notwendigen Sensoren [13]. Die Kälteerzeugung wird durch drei separate Kältekreisläufe gewährleistet. Das verwendete Kältemittel ist Propan (R290). Jeder Kreis besitzt eine Kältemittelfüllmenge von 150 g und eine Ölfüllmenge von 470 g. Vor den Untersuchungen wurden bereits kältetechnische Komponenten mit geringerem internen Volumen eingebaut, um die Kältemittelfüllmenge zu reduzieren. Die Verdichter sind Scrollkompressoren der Firma Emerson. Im Rahmen der Untersuchungen finden zwei Ausführungen desselben Verdichters Anwendung. Das von Emerson gefertigte Modell ZB09KAU-TFD in Hybridausführung besitzt eine Motorwicklung aus Aluminium. Das Modell in Standardausführung besitzt eine Kupferwicklung. Drei Plattenwärmeübertrager der Firma SWEP dienen als Kondensatoren. Sie sind im Gegenstromprinzip angeordnet, besitzen je 20 Platten und eine Nennleistung von 2,7 kW. Die Expansionsventile der Firma Alco sind elektronisch regelbar und besitzen einen Temperatur- sowie Drucksensor in der Saugleitung. Die drei Kreisläufe durchlaufen mit je sechs Durchgängen einen gemeinsamen Verdampfer, dessen Lamellenabstand 5 mm beträgt. Sechs Lüftermotoren der Firma EBM Pabst befördern die Luft mit einer konstanten Drehzahl durch den Verdampfer des Kühlmöbels. Die Abtauung erfolgt durch Umluftabtauung. Das Kühlmöbel wird in einer Klimakammer betrieben, um während den Untersuchungen gleichbleibende Umgebungsbedingungen zu generieren und reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen.

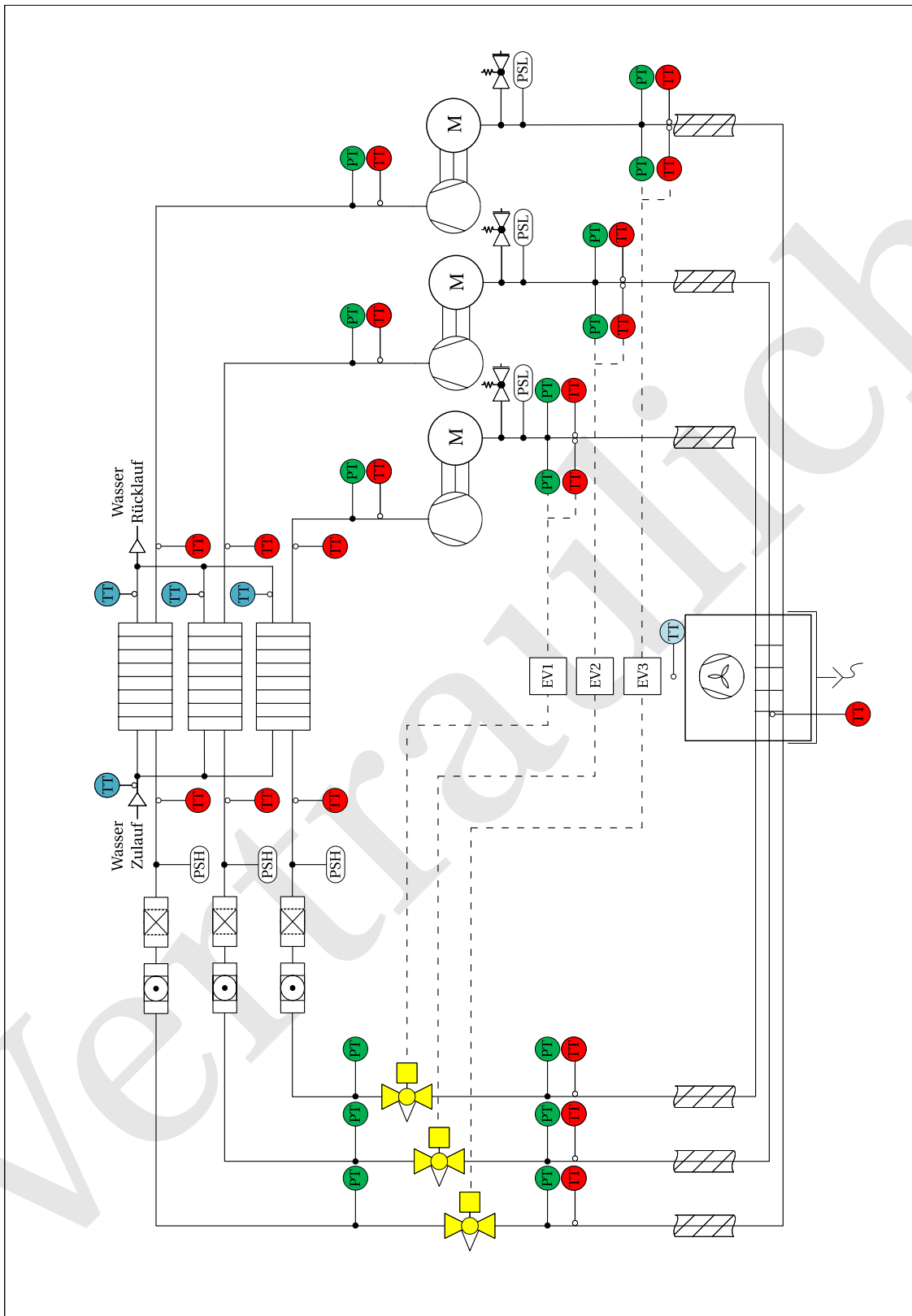


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der Kältekreise des Kühlmöbels zur Visualisierung der Komponenten und Messstellen.

2.4 Messdatenerfassung und Berechnungsgrößen

Mithilfe geeigneter Sensorik sowie der Steuerungssoftware von Klimakammer und Kälteanlage werden die für die Berechnung und Bewertung relevanten Größen während des Betriebs erfasst und gespeichert. Insgesamt finden drei Systeme Anwendung um sensorbasiert Daten zu erfassen, umzuwandeln und in Tabellenform zu speichern. Alle erfassten sowie berechneten Messdaten werden über die letzten 75 % des letzten Kühlzyklus in einem Untersuchungszeitraum von 24 h gemittelt. Dies dient der Vergleichbarkeit. Die im Rahmen der Arbeit dargestellten Ergebnisse wurden auf diese Art vereinheitlicht.

2.4.1 Messdaten der Klimakammer

Die in Abschnitt 2.2 vorgestellte Klimakammer wird über eine in mit NI-LabView erstellte Steuerungssoftware bedient. Raumluftseitig werden die Temperatur sowie die relative Luftfeuchtigkeit erfasst. Wasserseitig werden Wassermassenstrom sowie Vor- und Rücklauftemperatur gemessen. Die Sensoren, welche die Regelgrößen Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit aufnehmen, sind zuluftseitig in der Nähe des Auslassgitters positioniert. Die Regelgröße der Temperatur entspricht dem Mittelwert von drei, über die Höhe des Luftauslassgitters verteilten Temperatursensoren. Wird der Betrieb der Klimakammer über das Programm gestartet, so werden die Daten erfasst und in einer Exceldatei aufgezeichnet.

2.4.2 Messdaten des Kühlregals

Mithilfe des Programms NI-SignalExpress werden die Messdaten des Kühlregals und der Kältekreisläufe via Modbus erfasst. Es werden Thermoelemente verwendet, um die Temperaturen zu messen und Hochgenauigkeitsdruckaufnehmer, um die Drücke zu messen. Die Temperatursensoren sind Thermoelemente des Typs K und besitzen eine maximale Messabweichung von ± 1.5 K [15]. Erfasst werden die Produkttemperaturen, die Ein- und Austrittstemperatur der Luft am Verdampfer des Kühlregals, die Temperaturen an verschiedenen Positionen der Kältekreisläufe und die Relativdrücke des Kältemittels im System in Heißgasleitung, Flüssigkeitsleitung, Einspritzleitung und Saugleitung. Die Positionen der Sensoren an den Kältekreisläufen sind aus Abbildung 2.3 ersichtlich. Zudem wurde die Temperatur des Kältemittels nach jedem einzelnen Durchgang durch den Verdampfer erfasst. Die erfassten Daten werden in einer Exceltabelle aufgezeichnet. SignalExpress ermöglicht die Visualisierung der Messwerte in Echtzeit, was die Beobachtung des Kühlprozesses vereinfacht.

2.4.3 Messdaten des Leistungsanalysators

Es wird ein Yokogawa WT3000 Leistungsanalysator verwendet, um Spannungen, Ströme und Leistungen während des Betriebs zu erfassen und aufzuzeichnen. Dieser ist in der Lage Spannungen und Ströme mit einer Genauigkeit von 0,02 % zu erfassen und daraus Blind-, Wirk- und Scheinleistungen zu berechnen. Die abgenommenen Komponenten sind die einzelnen Verdichter, die Ventilatoren und die restlichen Verbraucher des Kälteagals, wie Licht und Relays. Das Gerät speichert die erfassten und berechneten Messwerte im Excelformat auf einem externen Datenspeicher. Im Anschluss lassen sich mit den erfassten Werten Berechnungen durchführen.

2.4.4 Berechnungsgrößen am Kältekreis

Zur energetischen Bewertung werden auf Basis der messtechnisch erfassten Größen Leistungen und Bewertungsgrößen berechnet. Diese ermöglichen es, das Verhalten des Systems zu visualisieren und zu bewerten. Der an einem Wärmeübertrager übertragene Wärmestrom \dot{Q} lässt sich mit Gleichung 2.5 allgemein formulieren.

$$\dot{Q} = kA(T_A - T_B) = \dot{M}_A(h_{W\ddot{U},aus} - h_{W\ddot{U},ein}) \quad (2.5)$$

Die mittlere Leistung des Kondensators \dot{Q}_{cd} berechnet sich auf Basis der Eintritt- und Austrittstemperaturen $T_{W,ein}$ und $T_{W,aus}$ des Kühlwassers, dessen Massenstroms \dot{M}_W und der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,W}$ entsprechend Gleichung 2.6.

$$\dot{Q}_{cd} = \frac{\dot{M}_W}{3} c_{p,W} (T_{W,aus} - T_{W,ein}) \quad (2.6)$$

Da unter den Testbedingungen nicht immer eine Unterkühlung des Kältemittels und damit ein Verlassen des Zweiphasengebietes stattfindet, wird die Enthalpie $h_{cd,aus}$ am Kondensatoraustritt bzw. am Verdampfereintritt mithilfe der erfassten Messdaten am Kondensatoreintritt und der zuvor berechneten Kondensatorleistung nach Gleichung 2.7 berechnet.

$$h_{cd,aus} = h_{cd,ein} - \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{M}_{KM}} \quad (2.7)$$

Auf Basis der berechneten Enthalpie am Kondensatoraustritt und der Enthalpien in den Sättigungszuständen kann mithilfe von Gleichung 2.8 der Dampfanteil des Kältemittels $x_{cd,aus}$ berechnet werden.

$$x_{cd,aus} = \frac{h_{cd,aus} - h_{F,sat}}{h_{G,sat} - h_{F,sat}} \quad (2.8)$$

Der Kältemittelmassenstrom \dot{M}_{KM} wird auf Basis der Verdampfungstemperatur $T_{\text{ev,sat}}$ und der Kondensationstemperatur $T_{\text{cd,sat}}$, sowie der vom Hersteller ermittelten Koeffizienten C_i anhand von Gleichung 2.9 berechnet.

$$\begin{aligned} \dot{M}_{\text{KM}} = & C_0 + C_1 * T_{\text{ev,sat}} + C_2 * T_{\text{cd,sat}} + C_3 * T_{\text{ev,sat}}^2 \\ & + C_4 * T_{\text{ev,sat}} * T_{\text{cd,sat}} + C_5 * T_{\text{cd,sat}}^2 + C_6 * T_{\text{ev,sat}}^3 \\ & + C_7 * T_{\text{cd,sat}} * T_{\text{ev,sat}}^2 + C_8 * T_{\text{ev,sat}} * T_{\text{cd,sat}}^2 + C_9 * T_{\text{cd,sat}}^3 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Mit Gleichung 2.10 wird die EER-Kennzahl berechnet. Diese setzt die Verdampferleistung \dot{Q}_{ev} ins Verhältnis zur aufgenommenen elektrischen Leistung P_{el} . Dies dient der Bewertung der Effizienz des Systems in einem Betriebspunkt [16].

$$EER = \frac{\dot{Q}_{\text{ev}}}{P_{\text{el}}} \quad (2.10)$$

Somit lässt sich mit Gleichung 2.11 die Verdampferleistung \dot{Q}_{ev} bestimmen.

$$\dot{Q}_{\text{ev}} = \dot{M}_{\text{KM}}(h_{\text{ev,aus}} - h_{\text{ev,ein}}) \quad (2.11)$$

2.5 Testbedingungen nach Norm

In diesem Abschnitt werden die von Normen vorgegebenen Prüfbedingungen erläutert. Die Norm DIN EN ISO 23953-2 liefert Vorgaben zum Aufbau des Prüfstandes, zur Position der Messtechnik und zu Berechnungsmethoden. Bei allen Tätigkeiten wird sich an dieser orientiert, um reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen. Tabelle 2.1 zeigt die genormten Klimaklassen mit deren Klassifikation nach Trockenkugeltemperatur, relativer Luftfeuchtigkeit, Taupunkt und dem Wasserdampfgehalt der Luft. Tabelle 2.2 zeigt die Temperaturklassen der M-Pakete mit der jeweils niedrigsten und höchsten erlaubten Temperatur. Rahmenbedingung ist, dass alle Untersuchungen bei Klimaklasse 3 durchgeführt werden. Die erzielten Produkttemperaturen des Kühlmöbels müssen dabei zwischen -1°C und 5°C liegen.

Es werden je 1 kg schwere M-Pakete aus Silikon verwendet, um Kühlgut möglichst genau nachzubilden. Abbildung 2.4 zeigt die vorgeschriebene Anordnung dieser M-Pakete in den Regalreihen des Kühlmöbels. Die mit einem X gekennzeichneten Pakete werden mit Temperatursensoren versehen. Der Messpunkt für die Temperatur und die relative Luftfeuchte muss mittig der Länge des Kühlmöbels und 300 mm vor dessen Oberkante liegen.

Voraussetzung für eine normgerechte Messung ist zudem, dass eine Bewegung der Luft vorhanden

ist. Abbildung 2.5 zeigt die vorgeschriebenen Messpunkte für die Erfassung der Luftgeschwindigkeit. Diese muss an den drei Messpunkten auf der Linie A-A in Abbildung 2.5 zwischen 0,1 m/s und 0,2 m/s liegen [17].

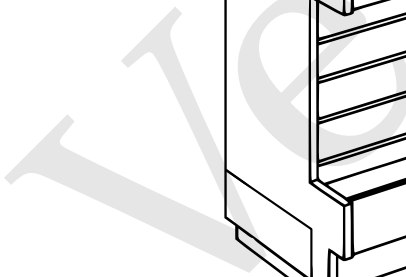
Die erfassten Messwerte und die auf deren Basis berechneten Leistungen sowie Bewertungsgrößen werden über die letzten 75 % des letzten Kühlzyklus in einem Untersuchungszeitraum von 24 h gemittelt.

Tabelle 2.1: Klimaklassen des Prüfraums.

Klimaklasse des Prüfraums	Trockenkugeltemperatur °C	Relative Luftfeuchte %	Taupunkt °C	Wasserdampfgehalt in trockener Luft g/kg
0	20	50	9,3	7,3
1	16	80	12,6	9,1
8	23,9	55	14,3	10,2
2	22	65	15,2	10,8
3	25	60	16,7	12
4	30	55	20	14,8
5	27	70	21,1	15,8
6	40	40	23,9	18,8
7	35	75	30	27,3

Tabelle 2.2: Temperaturklassen der M-Pakete.

Klasse	Höchste Temperatur, des wärmsten M-Pakets gleich oder niedriger als	Niedrigste Temperatur, des kältesten M-Pakets gleich oder höher als
	°C	
L1	-15	-
L2	-12	-
L3	-12	-
M1	+5	-1
M2	+7	-1
H1	+10	+1
H2	+10	-1
S	Sonderklasse	



2.6 Simulationsmodell für Verschaltung der Verdampferrohre

In diesem Abschnitt werden die mathematischen Grundlagen des zur Beurteilung der Verdampferschaltung erstellten Modells beschrieben und erklärt. Mithilfe des Programms EES (Engineering Equation Solver) wurde im Rahmen der Untersuchungen ein Modell erstellt, welches es ermöglicht den Effekt einer anderen Verschaltung der Verdampferpässe auf die Kälteleistung des Verdampfers zu simulieren. EES ist ein Gleichungslöser, der es erlaubt Gleichungen mit Unbekannten unabhängig ihrer Reihenfolge effizient zu lösen. Zudem besitzt EES eine Vielfalt integrierter mathematischer, sowie thermodynamischer und physikalischer Funktionen [18]. Eine integrierte Stoffdatenbank bietet Zugriff auf die Daten von idealen sowie realen Fluiden. Weitere Programmfunktionen erlauben die Erstellung einer Benutzeroberfläche sowie die Erstellung von Tabellen und Graphen.

Mithilfe des Simulationsmodells lassen sich der Druckabfall über den Verdampfer und dessen Leistung berechnen.

2.6.1 Berechnung des Druckabfalls in der Zweiphasen-Strömung

Die Ausgangsberechnung auf der alle weiteren Berechnung basieren, ist die des Druckabfalls innerhalb der Kältemittelströmung. Auf Basis der Bernoullischen Energiegleichung und gemäß Gleichung 2.12 setzt sich der gesamte Druckabfall Δp aus einem Reibungsanteil $\Delta p_{\text{Reibung}}$, einem Beschleunigungsanteil $\Delta p_{\text{Beschleunigung}}$ und einem statischen Anteil $\Delta p_{\text{statisch}}$ zusammen [19],[20].

$$\Delta p = \Delta p_{\text{Reibung}} \pm \Delta p_{\text{statisch}} \pm \Delta p_{\text{Beschleunigung}} \quad (2.12)$$

Der statische Anteil, sowie der Beschleunigungsanteil sind sehr gering und deshalb vernachlässigbar. Zunächst muss bestimmt werden ob die Gasphase dispers oder kontinuierlich ist, d.h. ob Gasblasen getrennt und verteilt in der Flüssigkeit transportiert werden oder zusammenhängend strömen [21]. Nach Gleichung 2.13 ist der Reibungsanteil des Druckverlustes das Integral der längenbezogenen Druckänderung über die Länge der Verdampferrohres.

$$\Delta p_{\text{Reibung}} = \int_{l_1}^{l_2} \left(\frac{dp}{dl} \right)_{\text{Reibung}} dl \quad (2.13)$$

Die Gasphase ist dispers, wenn Gleichung 2.14 gilt. Hierbei bezeichnet β das Verhältnis der Volumenströme der flüssigen Phase \dot{V}_F und der Gasphase \dot{V}_G . Die Bedingung ist abhängig vom Dampfanteil des Kältemittels x , der Dichte der flüssigen Phase ρ_F , der Dichte der Gasphase ρ_G und der Froudezahl Fr .

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\dot{V}_G}{\dot{V}_F} = \frac{x\rho_F}{(1-x)\rho_G} \leq \frac{12\sqrt{Fr}}{1 + \frac{\sqrt{Fr}}{7}} \quad (2.14)$$

Die Gasphase wird als kontinuierlich bezeichnet, wenn Gleichung 2.15 gilt.

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\dot{V}_G}{\dot{V}_F} = \frac{x\rho_F}{(1-x)\rho_G} > \frac{12\sqrt{Fr}}{1 + \frac{\sqrt{Fr}}{7}} \quad (2.15)$$

In allen durchgeführten Berechnungen ist Gleichung 2.15 erfüllt. Demnach ist die Dampfphase als kontinuierlich zu betrachten. Im Rahmen dieser Ausführungen wird sich auf die unter dieser Annahme gültigen Gleichungen beschränkt. Der Reibungsdruckabfall wird wesentlich durch einen intensiven Impulsaustausch zwischen den beiden Phasen beeinflusst [21]. In Gleichung 2.16 wird die Zweiphasenströmung wie eine Dampfströmung behandelt und der Einfluss der flüssigen Phase durch eine Korrekturgröße γ berücksichtigt. Hierbei ist \dot{m} der auf die Rohrquerschnittsfläche bezogene Massenstrom.

$$\left(\frac{dp}{dl}\right)_{\text{Reibung}} = \xi_G \frac{\dot{m}^2 x^2}{4\rho_G} \left(\frac{1}{1-\gamma}\right)^2 \quad (2.16)$$

Der Reibungsbeiwert ξ_G lässt sich mit Gleichung 2.17 bestimmen.

$$\frac{1}{\xi_G} = 2 \log(Re_G \sqrt{\xi_G}) - 0.8 \quad (2.17)$$

Dafür muss mit Gleichung 2.18 die Reynoldszahl der gasförmigen Phase Re_G berechnet werden. Diese ist abhängig von der dynamischen Viskosität der Gasphase η_G und des Innendurchmessers des Verdampferrohrs d_i [22].

$$Re_G = \frac{\dot{m} x d_i}{\eta_G} \quad (2.18)$$

Die Korrekturgröße γ ist als effektive Querschnittsverengung für den Dampfstrom, verursacht durch die Flüssigkeit, zu interpretieren und wird als Versperrungsfaktor bezeichnet. Abhängig von den Geschwindigkeiten und den Dichteverhältnissen muss abschnittsweise zwischen verschiedenen Strömungsformen unterschieden werden. Bei kleinen Massenstromdichten ist die Strömung eben und geschichtet. Bei gesteigertem Durchsatz wird die Strömung wellig und es treten Schwallen auf.

Infolgedessen ist der Rohrumfang vollständig von Flüssigkeit benetzt. Bei noch höheren Durchsätzen wird die Flüssigkeit tropfenförmig im Gaskern mitgerissen. Durch erhebliche Expansioneffekte bei hohen Geschwindigkeiten findet eine Beschleunigung der Gasphase statt und es stellt sich ein Schlupf zwischen den beiden Phasen ein [21]. Gleichung 2.19 ermöglicht die Berechnung der Korrekturgröße γ .

$$\gamma = \gamma_F(1 - E) + \gamma_E E \quad (2.19)$$

Dabei ist der Versperrungsfaktor für ebene Strömung γ_E . Dieser lässt sich mithilfe von Gleichung 2.20 bestimmen.

$$\gamma_E = 1 - \left(1 + 0.15 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.45} \left(\frac{\eta_F}{\eta_G} - 1 \right)^{0.25} (1 + 3x^4) \right)^{-1} \quad (2.20)$$

Der Versperrungsfaktor für Ringströmung mit Schwallen γ_F lässt sich mit Gleichung 2.21 berechnen und hängt von der dynamischen Viskosität der flüssigen Phase η_F ab.

$$\gamma_F = 1 - \left(1 + \frac{(1-x)\rho_G}{x\epsilon\rho_F} \right)^{-1.19} \quad (2.21)$$

Gleichung 2.22 erlaubt die Berechnung des Verteilparameters E . Dieser ist abhängig von der Schallgeschwindigkeit in der Gasphase c_G .

$$E = 1.857 + 0.815 \log \left[\left(\frac{\dot{m}x}{\rho_G c_G} \right)^2 \left(1 + \frac{4575\rho_G^2}{\rho_F^2} \right) \right] \quad (2.22)$$

Der Verteilparameter E nimmt Werte zwischen 0 und 1 an. Bei $E = 0$ ist die Strömungsform Ringschwallströmung, bei $E = 1$ beschleunigte Strömung. Für die Berechnung von γ_F ist die Berechnung der Hilfsgröße ϵ mithilfe der Gleichungen 2.23 bis 2.26 nötig. Für die Berechnung von ϵ müssen zunächst ϵ_1 und ϵ_2 bestimmt werden. Für ϵ_2 Re_F und Fr_F bezeichnen die Reynoldszahl bzw. die Froudezahl der flüssigen Phase.

$$\epsilon^{-3} = \epsilon_1^{-3} + \epsilon_2^{-3} \quad (2.23)$$

$$\epsilon_1 = 1.71\psi^{0.2} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.15} \left(\frac{\rho_G}{\rho_F} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_G}{\eta_F} \right)^{0.1} \quad (2.24)$$

$$\epsilon_2 = 9.1\psi \quad (2.25)$$

$$\psi = (Re_F Fr_F)^{-\frac{1}{6}} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_F}{\rho_G} \right)^{-0.9} \left(\frac{\eta_F}{\eta_G} \right)^{-0.5} \quad (2.26)$$

2.6.2 Berechnung des Wärmeübergangs

Die Ausgangsgröße der Temperatur von Luft und Kältemittel nach jeder Zelle wurde mittels der $\epsilon - NTU$ -Methode berechnet [19],[23],[24]. Dabei werden die dimensionslosen Kennzahlen NTU (dt. Anzahl der Übertragungseinheiten) und ϵ bestimmt. Diese Methode ist ein Verfahren, das oft bei der Auslegung von Wärmetauschern verwendet wird, da es teils schwierige Berechnungsschritte erspart. Zunächst ist es erforderlich den minimalen und maximalen Wärmekapazitätsstrom \dot{C}_{\min} und \dot{C}_{\max} der beiden Fluide zu bestimmen. Für den Wärmekapazitätsstrom der Luft gilt Gleichung 2.27.

$$\dot{C}_{\min} = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (2.27)$$

Für den Wärmekapazitätsstrom des Kältemittels gilt Gleichung 2.28.

$$\dot{C}_{\max} = \dot{m}_k c_{p,k} \quad (2.28)$$

Das Wärmekapazitätsverhältnis C_r ist damit nach Gleichung 2.29.

$$C_r = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \quad (2.29)$$

Zudem ist es notwendig den Wärmedurchgangskoeffizienten k zu berechnen [25]. Dieser setzt sich aus den Wärmeleitwiderständen W der einzelnen Rohrschichten und Übergängen zusammen. Hierbei wurde auf eine Analogie zu Widerständen in Reihenschaltung aus der Elektrotechnik zurückgegriffen, um flexibel bei der Anpassung der Parameter des Modells an die Realität zu sein. Die wärmeübertragende Fläche A wurde mit einbezogen. Somit gilt für den kA -Wert nach Gleichung 2.30.

$$kA = \frac{1}{W_L + W_{Al} + W_{Cu} + W_{KM}} \quad (2.30)$$

Die einzelnen Wärmeleitwiderstände lassen sich mithilfe der Gleichungen 2.31 bis 2.34 berechnen.

$$W_L = \frac{1}{\alpha_L d_{Al} \pi l} \quad (2.31)$$

$$W_{Al} = \frac{t_{Al}}{\lambda_{Al} d_{Al} \pi l} \quad (2.32)$$

$$W_{Cu} = \frac{t_{Cu}}{\lambda_{Cu} d_{Cu} \pi l} \quad (2.33)$$

$$W_{KM} = \frac{1}{\alpha_{KM} d_i \pi l} \quad (2.34)$$

Die Rohrgeometrie ist dabei wie in Abbildung 2.6 dargestellt. Die Wärmeübergangszahlen werden mit Orientierung am realen Modell bestimmt.

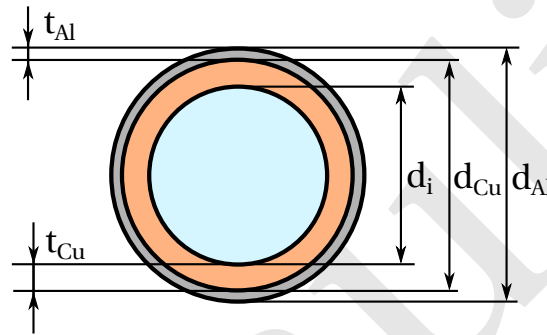


Abbildung 2.6: Rohrschichten und Geometrie des Verdampferrohres.

Mit diesen Größen lässt sich gemäß Gleichung 2.35 der NTU -Wert berechnen [26].

$$NTU = \frac{kA}{\dot{C}_{min}} \quad (2.35)$$

Anschließend lässt sich die Effektivität des Wärmeübertragers ϵ bestimmen. Dabei muss zwischen sensibler und latenter Wärmeaufnahme des Fluids unterschieden werden. Findet ein Verdampfungsprozess statt so gilt $C_{max} \rightarrow \infty$ und damit $C_r = 0$. Für diesen Fall gilt Gleichung 2.36.

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.36)$$

Für den Fall überhitzenden Kältemittels und reinem Kreuzstrom gilt Gleichung 2.37.

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} (\exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1) \right] \quad (2.37)$$

Auf Basis der Eintrittstemperatur der Luft $T_{L,ein}$ und der Eintrittstemperatur des Kältemittels $T_{KM,ein}$ ist es möglich den übertragenen Wärmestrom \dot{Q} gemäß Gleichung 2.38 zu berechnen.

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{C}_{\min}(T_{L,\text{ein}} - T_{KM,\text{ein}}) \quad (2.38)$$

Die Eintrittstemperatur des Kältemittels ist die Sättigungstemperatur bei Eingangsdruck. Aus der Energiebilanz in Gleichung 2.39 lassen sich Kältemittelaustrittsenthalpie $h_{KM,\text{aus}}$ sowie Luftaustrittstemperatur $T_{L,\text{aus}}$ bestimmen. Der Massenstrom \dot{M} des jeweiligen Fluids ist konstant und damit in jeder Zelle gleich. Die Eintrittsenthalpie des Kältemittels $h_{KM,\text{ein}}$ ist durch Eingangsdruck und Dampfanteil gegeben.

$$\dot{Q} = \dot{M}_{KM}(h_{KM,\text{ein}} - h_{KM,\text{aus}}) = \dot{M}_L c_{p,L}(T_{L,\text{ein}} - T_{L,\text{aus}}) \quad (2.39)$$

Die $\epsilon - NTU$ -Methode ist nur gültig für die Annahme trockener Luft. Aufgrund dessen muss das Modell mit Untersuchungen, die bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 0 % durchgeführt werden, validiert werden. Im Weiteren muss für die Berechnung des Wärmeübertragers eine geeignete Modellierungsmethode gewählt werden.

2.6.3 Modellierungsmethode

Mithilfe der Gleichungssysteme aus Abschnitt 2.6.1 und 2.6.2 lassen sich, durch Angabe der Eingangswerte Druck, Dampfanteil, Temperatur und Massenstrom des Kältemittels sowie Temperatur und Massenstrom der Luft (aus Energiebilanz), Ausgangswerte nach einer definierten Rohrlänge berechnen. Da die Ergebnisse einer Zelle von den Eingangswerten abhängig sind, bietet eine Unterteilung in mehrere kleine Zellen eine höhere Genauigkeit. Das Modell wird entsprechend der Anzahl der Verdampferrohre eines Kältekreis in sechs Berechnungszellen unterteilt. Jeder einzelnen Zelle werden auf Basis des Eintrittszustandes des Fluids die für diesen gültigen Gleichungen zugeordnet. Die Variablen der Ein- und Austrittsgrößen jeder Zelle werden, entsprechend der realen Verschaltung, miteinander verknüpft. Auf diese Weise ergibt sich aus dem Gesamtapparat ein System zusammenschalteter Einzelapparate [27]. Über die Benutzeroberfläche lässt sich der Zustand beider Fluide nach jeder einzelnen Zelle ablesen und somit mit den Daten des realen Verdampfers vergleichen. Das Modell ist gültig für den die Annahme trockener Luft. Da auch in einer Klimakammer 0 % relative Feuchtigkeit schwierig zu erreichen sind, ist eine Abweichung der Ergebnisse zu erwarten.

Bei der Zellenmethode wird die Austauschfläche in Teilbereiche unterteilt, die nacheinander separat von beiden Fluidströmen durchströmt werden. Jede Teilfläche wird als Fläche eines Einzelapparates mit individuellen Ein- und Austrittstemperaturen beider Fluide aufgefasst. Abbildung 2.7 stellt die schematischen Darstellungen beider Verschaltungsarten gegenüber. In Verschaltung V2 sind die Anfangswerte der Luft und des Kältemittels in der ersten und der letzten Zelle vorgegeben, deshalb erfolgt die Berechnung iterativ. In Verschaltung-V3 ist der Rechenaufwand geringer, da die Berechnung der Zellen 2 bis 4 nicht iterativ erfolgt.

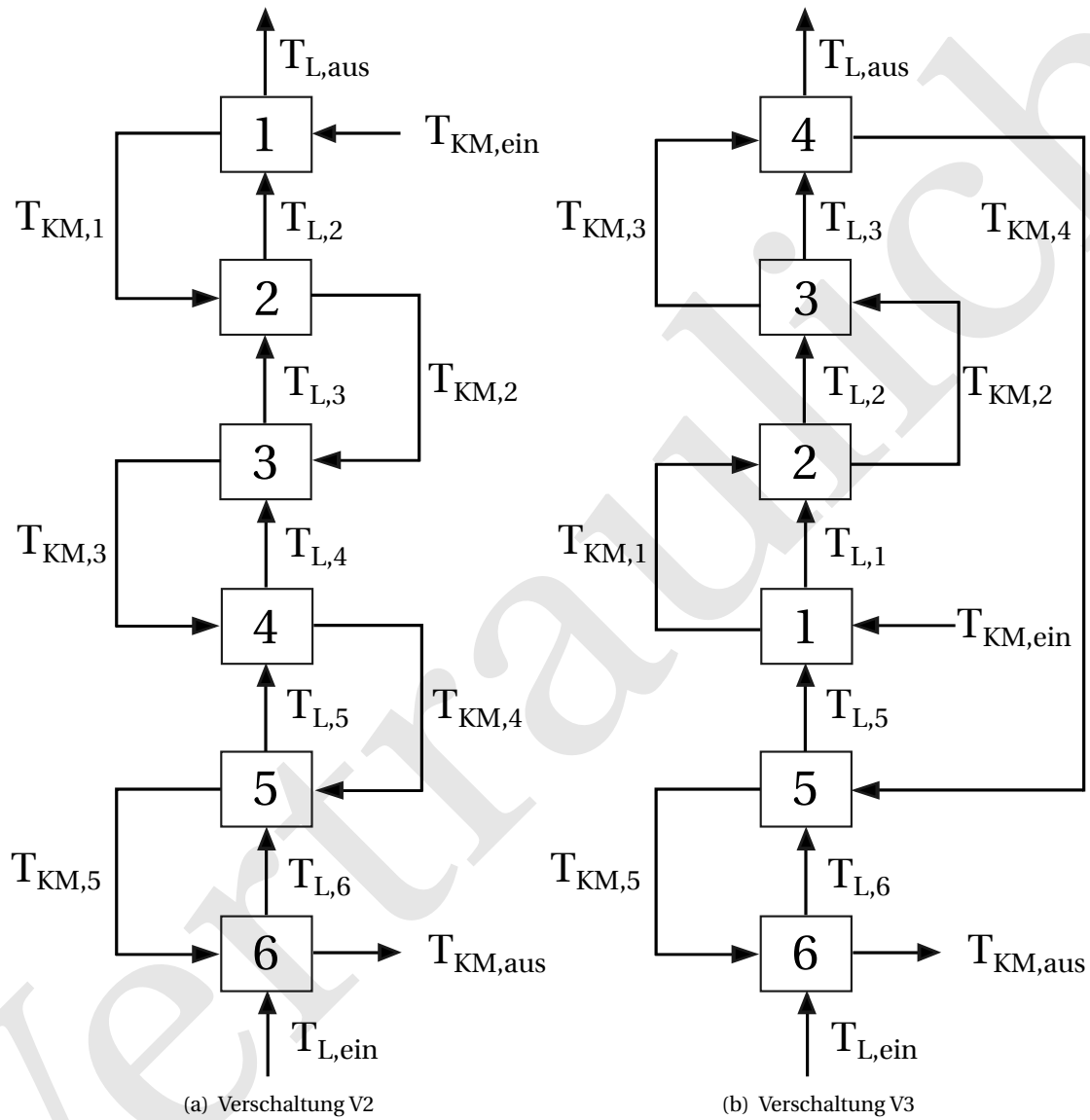


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung der Verschaltung anhand der Zellenmethode.

3 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Durchführung der Untersuchungen sowie die erzielten Ergebnisse beschrieben. Tabelle 3.1 bietet einen Überblick über die im Rahmen der Arbeit relevanten Untersuchungen.

Tabelle 3.1: Spezifikationen der durchgeführten Untersuchungen.

Test Nr.	r. F.	Überhitzung	Öl	Abtauintervall	Verdichter	Verdampfer
1	60%	8K	3MAF	4h	ZB09KAU-TFD Hyb	V1
2	60%	8K	HC 4467	4h	ZB09KAU-TFD Hyb	V1
3	60%	8K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD Hyb	V1
4	60%	8K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	V1
5	60%	8K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	V2
6	60%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	V2
7	0%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	V2
8	0%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	V3
9	60%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	V3

3.1 Einstellung von Normbedingungen

In diesem Abschnitt werden die für die Einstellung von Normbedingungen durchgeführten Untersuchungen beschrieben. Vor Durchführung der einzelnen Untersuchungen ist es notwendig zu prüfen ob die Umgebungsbedingungen konstant sind und sich an der Norm (siehe Abschnitt 2.5) orientieren. Zu diesem Zweck werden entsprechend Abbildung 2.5 Sensoren positioniert. Diese zeichnen Temperatur und Geschwindigkeit der Luft über einen Zeitraum von 10 min auf. Mithilfe eines elektrischen Dampferzeugers wird die Luftströmung in der Klimakammer sichtbar gemacht. Damit ist es möglich ein Strömungsbild zu visualisieren und mögliche Ansatzpunkte zum Erreichen der Normbedingungen zu identifizieren. Es werden die Leistung und die Anzahl der laufenden Lüftermotoren über die Steuerungssoftware der Klimakammer verändert um die Raumströmung zu verändern. Zum Nachweis des Einflusses der Deckenöffnung auf das Strömungsbild der Luft wird diese verdeckt. Der Weg des geringsten Widerstandes für die Luft läuft somit entgegen der vorgesehenen Strömungsrichtung durch die abgeschaltete Lüftungsanlage von Kammer A. Dadurch wird das Ziel verfolgt, ein gleichmäßiges Strömungsbild zu generieren.

Werden die Ergebnisse aller durchgeführten Untersuchungen miteinander verglichen, so lassen sich diese hinsichtlich des Erreichens von Geschwindigkeiten zwischen 0,1 m/s und 0,2 m/s an

den drei Messpunkten auf die in Tabelle 3.2 aufgeführten Untersuchungen eingrenzen. Eine weitere Reduktion der Leistung führt sowohl beim Betrieb mit fünf Lüftern, als auch mit zwei Lüftern dazu, dass am unteren Messpunkt keine Luftbewegung mehr stattfindet.

Tabelle 3.2: Untersuchungen zur Ermittlung eines der Norm entsprechenden Betriebspunkts.

Lüfteranzahl [Anzahl]	Lüfterleistung [%]	Decke
5	10	offen
5	10	geschlossen
2	30	offen
2	30	geschlossen

Die Abbildungen 3.1 - 3.4 zeigen den zeitlichen Verlauf der gemessenen Luftgeschwindigkeiten an den Positionen 1 - 3. Auf der y-Achse ist die Luftgeschwindigkeit in m/s abzulesen, auf der x-Achse die Zeit in h. Die grünen Markierungen grenzen den Bereich der Luftgeschwindigkeit ein, der durch die Norm vorgeschrieben ist. Die gestrichelten Linien markieren den zeitlichen Mittelwert des jeweiligen Messwertes.

Bei 30 % Lüfterleistung liegen die Geschwindigkeiten an den Messpunkten 1 und 2 über dem Sollwert. Die Geschwindigkeit an Position 3 liegt darunter. Die maximalen Geschwindigkeiten werden an Position 2, auf mittlerer Höhe des Kühlmöbels, gemessen. Diese betragen 0.35 m/s bei offener Decke und 0.3 m/s bei geschlossener Decke. Bei 10 % Lüfterleistung liegt der Mittelwert der gemessenen Geschwindigkeit an Position 2 immer innerhalb des vorgeschriebenen Bereichs. Die Geschwindigkeit an Position 1 liegt darüber, die Geschwindigkeit an Position 3 darunter. Die maximalen Geschwindigkeiten betragen 0.35 m/s bei offener Decke und 0.3 m/s bei geschlossener Decke und werden an Position 1 gemessen.

Abbildungen 3.5 und 3.6 stellen jeweils den zeitlichen Verlauf der Lufttemperatur an den Positionen 1 - 3 während der Untersuchungen mit 10 % und 30 % Lüfterleistung bei offener Decke dar. Während die Temperatur an den Positionen 1 und 2 circa im angestrebten Bereich um 25 °C liegt ist auffällig, dass die Temperatur in Position 3 nach unten abweicht. Beim Betrieb mit 10 % Lüfterleistung ist die Abweichung mit 7 K sehr groß. Bei 30 % Lüfterleistung ist diese nur 1.5 K groß.

Die Abbildungen 3.7 und 3.8 visualisieren den Strömungsverlauf der Luft in der Kammer. Die roten Pfeile stellen dabei eine sichtbare Luftbewegung dar. Bei geöffneter Decke ist zu erkennen, dass die Luft quer über das Kühlmöbel Richtung Deckenöffnung strömt. Bei geschlossener Decke ist der Strömungsverlauf parallel zum Kühlmöbel.

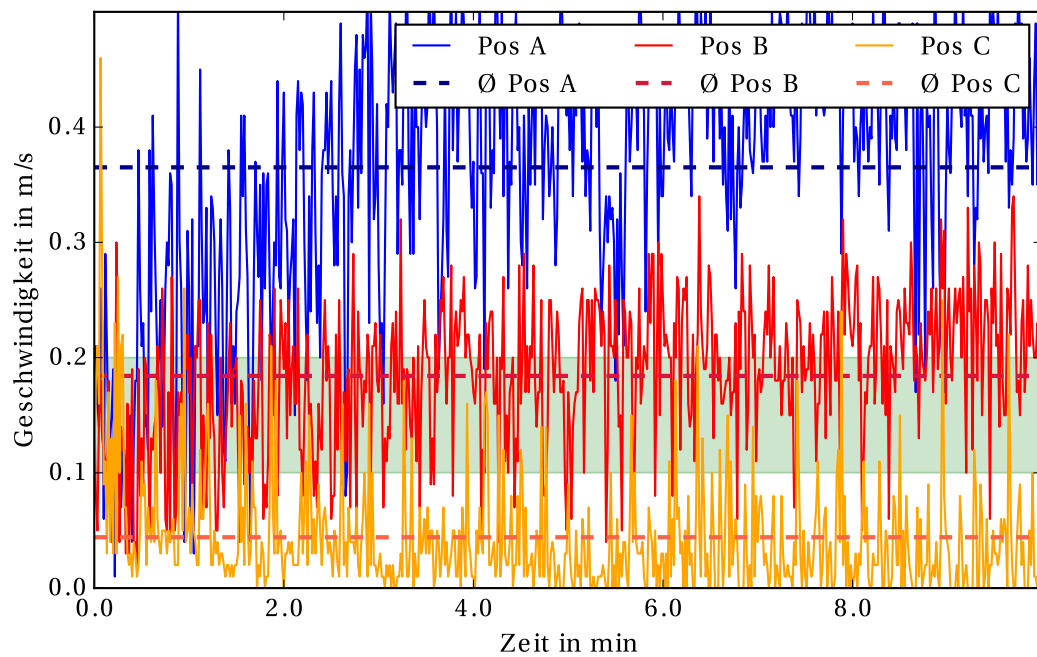


Abbildung 3.1: Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.

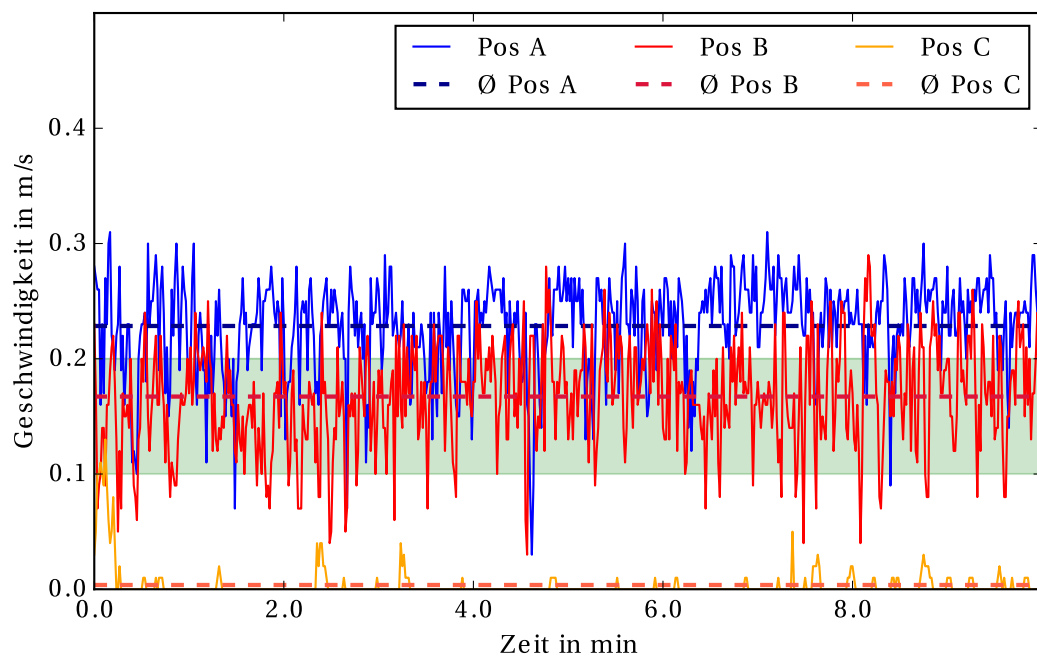


Abbildung 3.2: Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und geschlossener Decke.

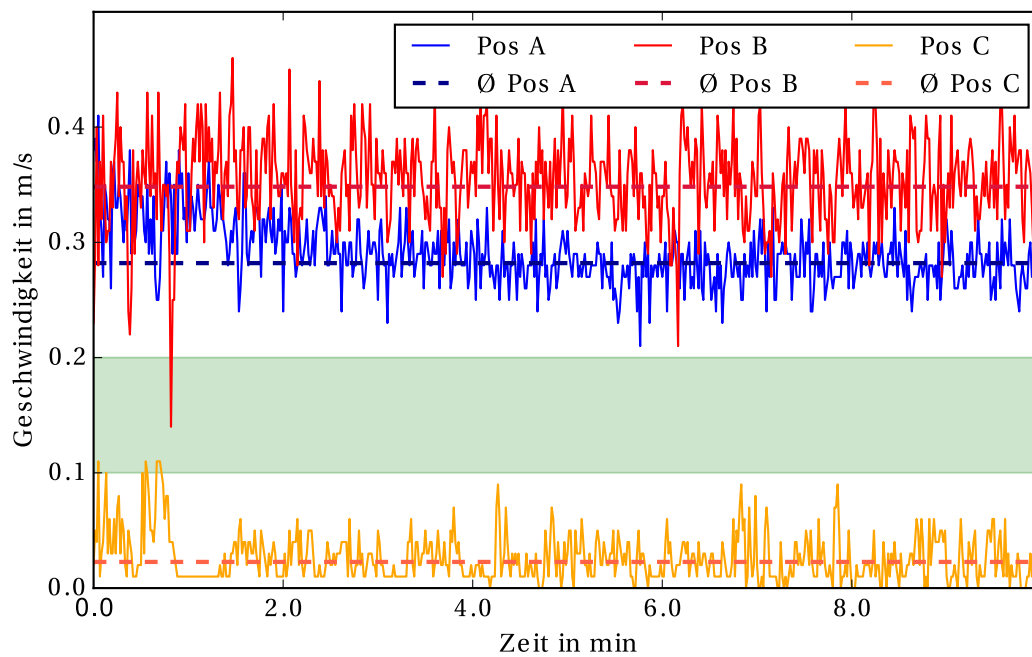


Abbildung 3.3: Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.

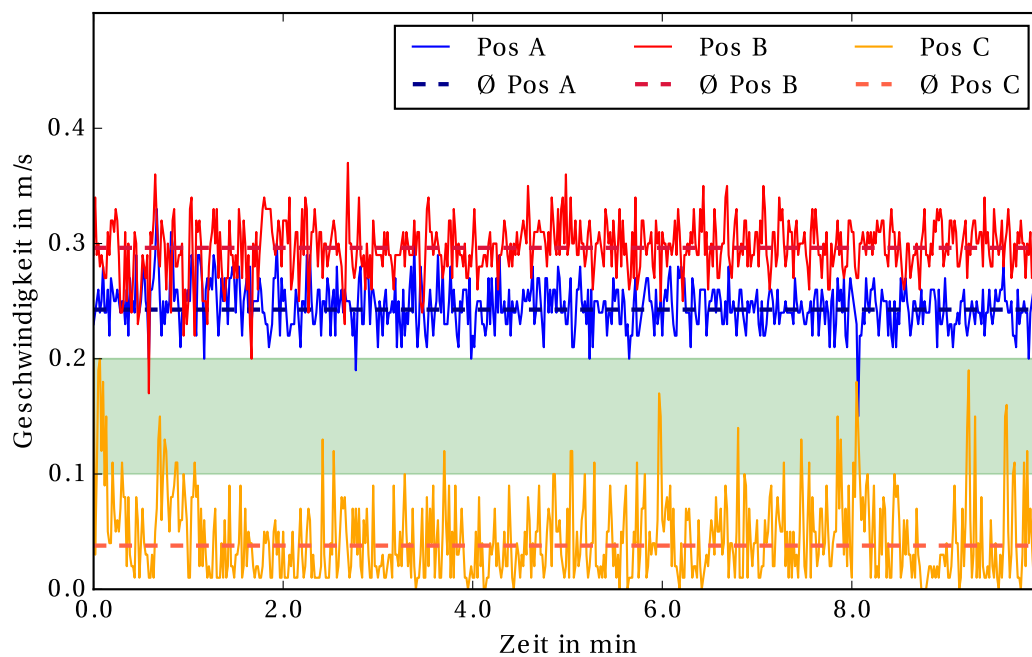


Abbildung 3.4: Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und geschlossener Decke.

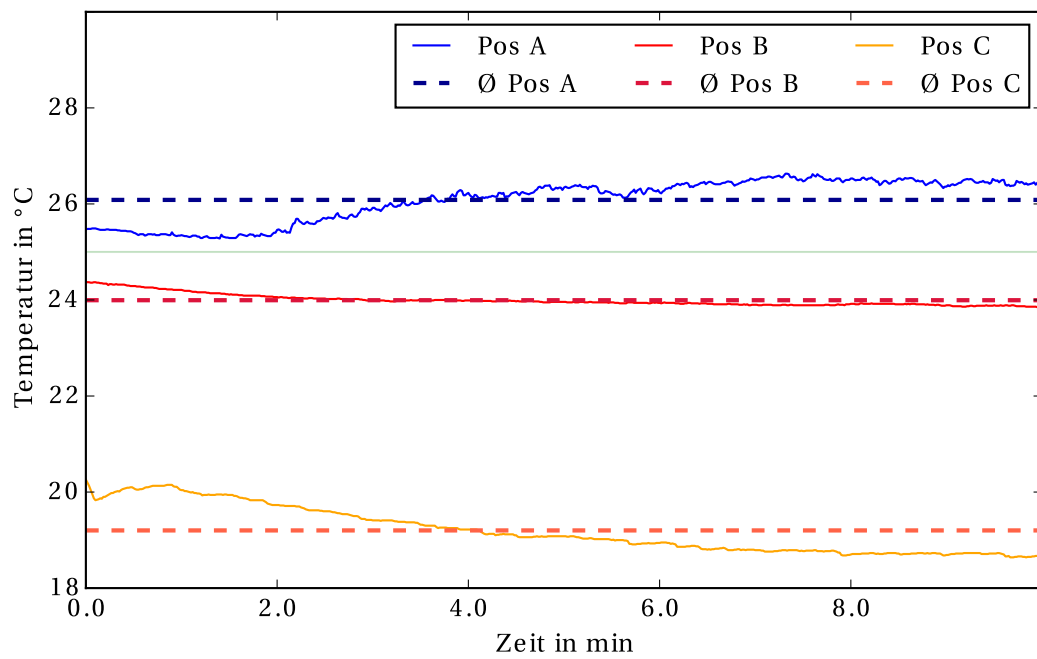


Abbildung 3.5: Lufttemperaturen bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.

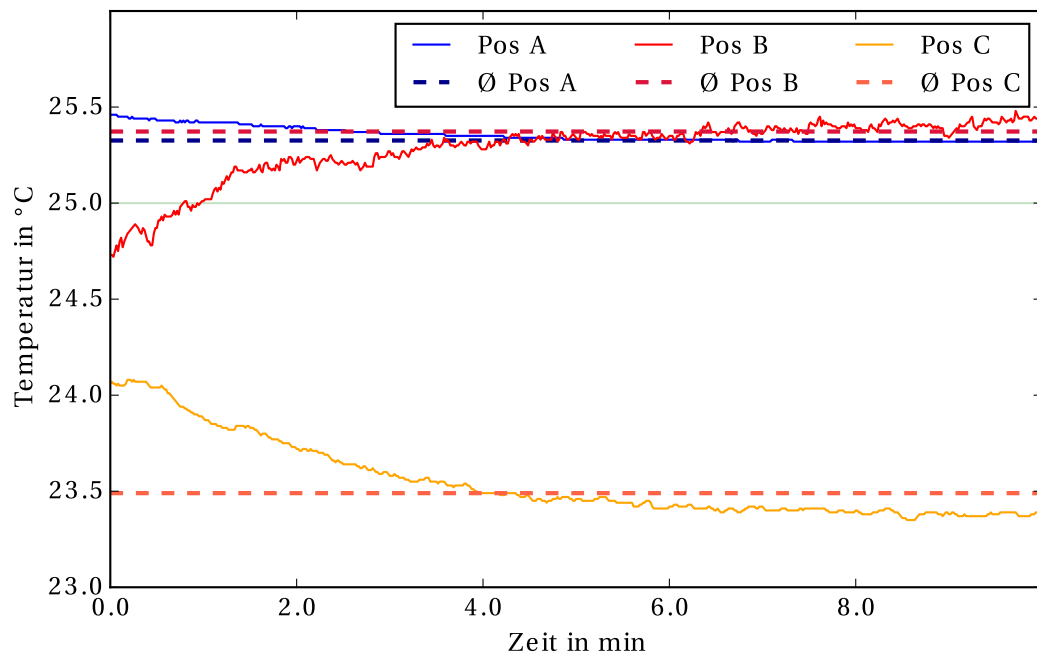


Abbildung 3.6: Lufttemperaturen bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.

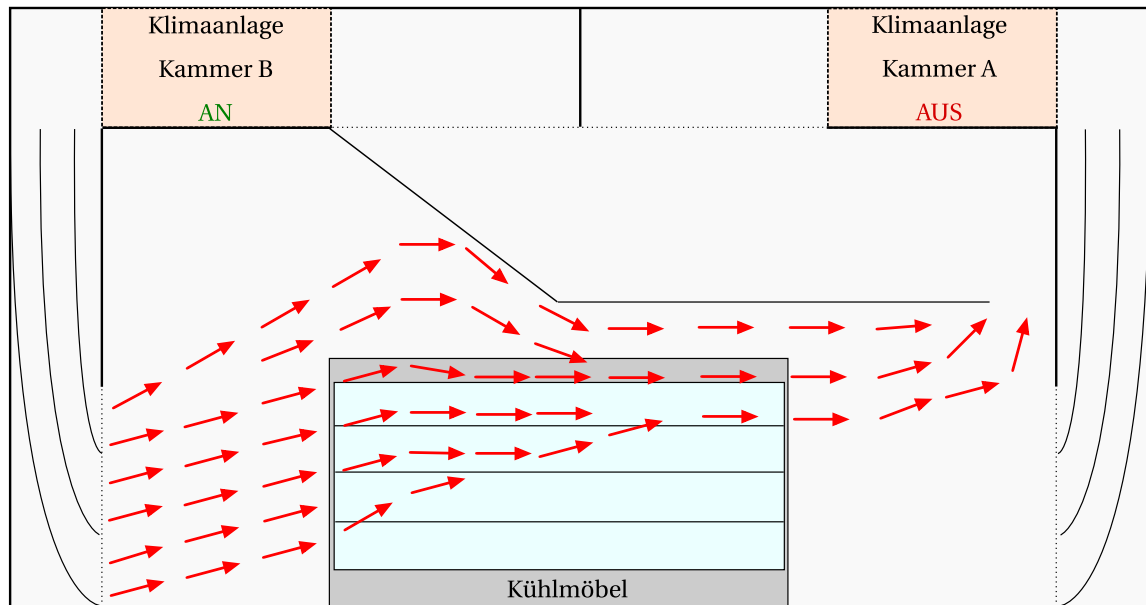


Abbildung 3.7: Schematische Darstellung der Luftströmung in der Klimakammer mit Deckenöffnung.

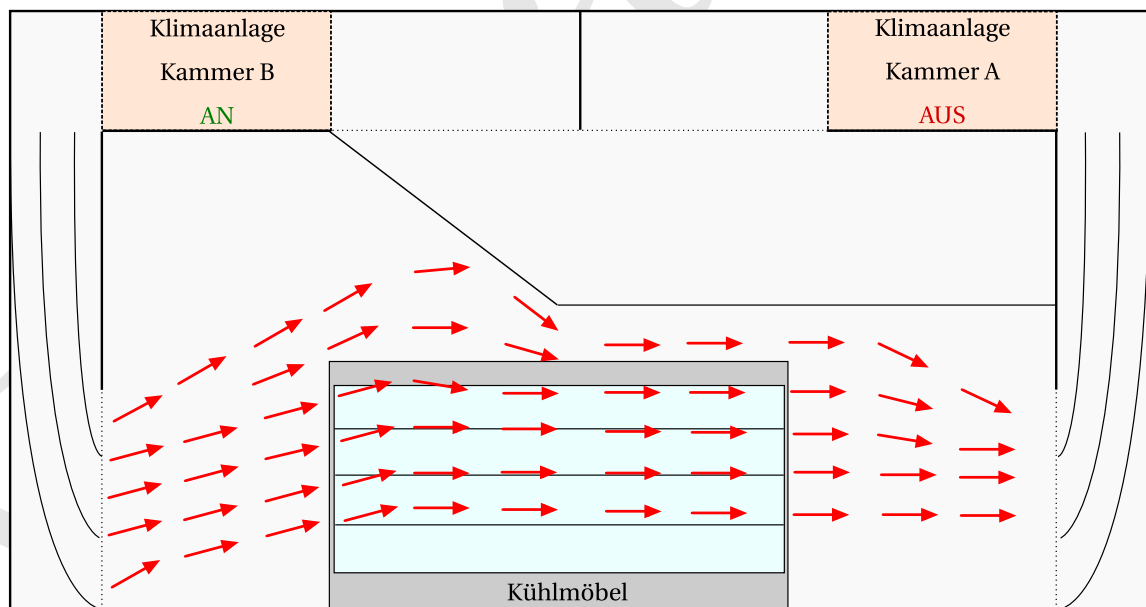


Abbildung 3.8: Schematische Darstellung der Luftströmung in der Klimakammer ohne Deckenöffnung.

3.2 Kältemittelöle

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungen des Betriebs mit den Kältemittelölen 3MAF und HATCOL 4467 beschrieben und die Untersuchungsergebnisse miteinander verglichen. Simulationen belegen einen nicht zu vernachlässigenden Anteil im Öl gelösten Kältemittels, was zu einer Minderung der Verdampferleistung führt [28]. Diese führen zu dem Schluss, dass sich ein hoher Anteil des Öles im Kältekreis befinden muss. Es wird die Annahme gemacht, dass der Ölrücktransport nicht einwandfrei sichergestellt werden kann und dass sich demnach, konservativ abgeschätzt, 20 % des Öles im Kältekreis befinden. Damit berechnet sich die Menge des im Öl gelösten Kältemittels wie in Tabelle 3.3 dargestellt. Die berechneten Werte beziehen sich exemplarisch auf einen Kältekreis und basieren auf den Versuchsdaten der Untersuchung von 3MAF. Mittels der Gleichungen 2.1, 2.2 und 2.4 werden die Viskosität, die Dichte und die Löslichkeit des Kältemittels im jeweiligen Öl berechnet. Es ist zu erkennen, dass Propan in 3MAF eine höhere Löslichkeit besitzt als in HATCOL 4467 und dieses folglich mehr Kältemittel aufnehmen kann. Zudem ist die errechnete Löslichkeit in den Wärmeübertragern höher als im Verdichter.

In Tabelle A.1 sind die berechneten Daten der jeweiligen Untersuchungen mit den Ölen 3MAF und HATCOL 4467 aufgeführt. Dabei beziehen sich die Daten im ersten und letzten Abschnitt der Tabelle auf das ganze System und die Daten in den mittleren Abschnitten auf die jeweiligen Kältekreise des Kühlmöbels. Der Vergleich der Daten beider Untersuchungen zeigt eine um etwa 100 W höhere elektrische Leistungsaufnahme beim Betrieb mit HATCOL 4467, sowie eine um etwa 60 W höhere Verdampfungsleistung. Die Verflüssigungsleistung ist um etwa 300 W höher. Der EER verzeichnet jedoch eine Reduktion um circa 3 %. Die Verdampfungstemperaturen sowie die Überhitzungen in allen drei Kältekreisen sinken tendenziell. Die Änderung ist sehr gering und bewegt sich im Rahmen der Messungenauigkeit.

Auffällig ist ein Anstieg der Kondensationstemperatur, sodass diese, im Gegensatz zu Untersuchung 1, in Untersuchung 2 die eingestellten 35 °C erreicht. Ein geringes Absinken des Druckabfalls um etwa 0.05 bar über den Verdampfer ist zu beobachten. Der Kältemittelmassenstrom sinkt in allen Kreisen um bis zu 0.16 m/s. Die Dampfanteile vor den Expansionsventilen sind beim Betrieb mit HATCOL 4467 in allen Kreisen geringer als beim Betrieb mit 3MAF. Diese Effekte werden in Kreis 1 am deutlichsten. Luft- und produkttemperaturseitig ist keine eindeutige Veränderung zu erkennen. Die Einlasstemperatur der Luft ist beim Betrieb mit HATCOL 4467 1 K höher als beim Betrieb mit 3MAF und damit der größte abweichende Wert.

Zuletzt wird mithilfe eines Spülsystems für Kälteanlagen geprüft ob sich zurückgebliebenes Öl in den Kältekreisen befindet. Dieses befördert flüssiges Kältemittel durch das System und sammelt mithilfe eines Ölabscheider im System verbliebenes Öl.

Tabelle 3.3: Löslichkeitsverhalten von HATCOL 4467 und 3MAF.

	10% Öl im Verdampfer	80% Öl im Verdichter	10% Öl im Kondensator
HATCOL 4467			
Viskosität [cSt]	3.29	38.66	0.89
Dichte [g/cm ³]	0.79	0.94	0.73
Löslichkeit [%]	35.4	5.0	37.1
KM in Öl [g]	13.09	17.55	12.79
KM in Öl [%]	8.7	11.7	8.5
3MAF			
Viskosität [cSt]	1.95	17.73	0.87
Dichte [g/cm ³]	0.75	0.93	0.70
Löslichkeit [%]	41.0	5.2	41.6
KM in Öl [g]	14.53	18.07	13.80
KM in Öl [%]	9.7	12.0	9.2
Differenz [g]	1.45	0.52	1.01

3.3 Abtauintervalle

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungen des Betriebs mit einem Zeitabtauintervall von 4 h und von 3 h beschrieben und deren Ergebnisse miteinander verglichen. Tabelle A.2 zeigt die Ergebnisse der beiden Untersuchungen. Während die elektrische Leistungsaufnahmen in etwa gleich groß sind, vergrößern sich bei bedarfsgerechter Abtauung die übertragenen Wärmeströme an den Wärmeübertragern deutlich um circa 350 W. Dies verursacht eine Erhöhung des EER von 2.14 auf 2.26. Es ist ein Anstieg der Verdampfungstemperaturen in allen drei Kältekreisen um circa 2 K erkennbar. Die Kondensationstemperaturen sind unverändert. Der Massenstrom des Kältemittels steigt um etwa 0.7 g/s. Der Druckabfall über den Verdampfer steigt um etwa 0.05 bar. Der Dampfanteil des Kältemittels am Kondensatoraustritt steigt um 3 % bis 5 %. Die Auslasstemperatur der Luft steigt um fast 1 K während die Einlasstemperatur der Luft und die Produkttemperaturen unverändert bleiben.

Es ist zu untersuchen, warum eine Verkürzung des Abtauintervalls einen Effizienzgewinn verursacht.

Ein Vergleich der Zeitabtauung mit der bedarfsgerechten Abtauung zeigt, dass diese die Abtauung nach etwa 4 h einleitet. Der Detektionsalgorithmus der Bedarfsabtauung weist damit aufgrund einer zu späten Abtauung Verbesserungspotential auf. Er soll hinsichtlich des Erreichens eines kürzeren Abtauintervalls untersucht werden.

Im Anschluss der Untersuchungen der Abtauintervalle werden die Hybrid-Verdichter des Kühlmöbels mit der Standardausführung ausgetauscht.

3.4 Verdichter

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungsergebnisse des Betriebs mit zwei Ausführungen des in Abschnitt 2.3 vorgestellten Verdichtermodells verglichen. Ein Austausch der Verdichter umfasst die Entsorgung der vorherigen Kältemittelfüllung, den Aus- und Einbau der Verdichter sowie die Inbetriebnahme, inklusive Druckfestigkeits- und Dichtheitsprüfung. Nach dieser wird das Kühlmöbel bis zum Erreichen einer konstanten Produkttemperatur betrieben. Anschließend beginnt der beobachtete Messzeitraum von 24 h.

Tabelle A.4 zeigt die Herstellerdaten beider Verdichtervarianten bei einer Kondensationstemperatur von 35 °C, einer Verdampfungstemperatur von -10 °C, einer Überhitzung von 10 K und einer Unterkühlung von 0 K für einen Verdichter [29],[30]. Die Standardausführung verspricht einen um 0.04 g/s höheren Kältemittelmassenstrom bei gleichzeitig um 30 W geringerer elektrischer Leistungsaufnahme und 10 W niedrigerer Kälteleistung gegenüber der Hybridausführung.

Tabelle A.3 sind die erfassten und berechneten Messwerte der Untersuchungen zu entnehmen. Diese zeigen eine signifikante Erhöhung der elektrischen als auch der thermischen Leistungen um etwa 400 W beim Wechsel der Hybrid- zur Standardausführung des Verdichters. Der EER erfährt nur eine geringe Erhöhung um 0.9 %. Es ist zudem eine Reduzierung des Kältemittelmassenstroms 0.3 g/s bis 0.5 g/s zu erkennen und eine Reduzierung des Dampfanteils am Kondensatoraustritt um 5 % bis 14 %. In Kreis 2 ist dies besonders gut zu erkennen. Der Druckabfall in den Kreisen 2 und 3 erfährt eine Reduktion während der Druckabfall gering ansteigt. Die kältekreis- und luftseitig erfassten Temperaturen unterscheiden sich nicht signifikant. Die Änderungen liegen im Bereich der Messungenauigkeit. Der Vergleich mit den Herstellerdaten zeigt, dass sich das System entgegengesetzt der Voraussagen verhält. Statt einem höheren Massenstrom und geringerer elektrischer Leistungsaufnahme stellt sich ein niedrigerer Massenstrom bei erhöhter elektrischer Leistungsaufnahme ein. Dieser Widerspruch wird im Rahmen der Analyse betrachtet.

Die log-p-h-Diagramme 3.9 und 3.10 zeigen das Zwei-Phasen-Gebiet von R290 im Anwendungsbereich. Auf der x-Achse ist die Enthalpie in kJ/kg und auf der y-Achse logarithmisch der Druck in bar aufgetragen. Der Vergleich zeigt die Erhöhung der Kondensations- sowie der Verdampfungsenthalpie nach Wechsel zur Standardausführung exemplarisch an Kreis 2. Die Werte werden jeweils 10 % vor Ende des letzten Zyklus erfasst. Es ist zu untersuchen, warum eine Leistungserhöhung der Wärmeübertrager erzielt wird.

Im Anschluss wird der Verdampfer des Kühlmöbels ausgetauscht, um mit den Untersuchungen bezüglich dessen Einflusses auf die Kälteleistung des Kühlmöbels fortfahren zu können.

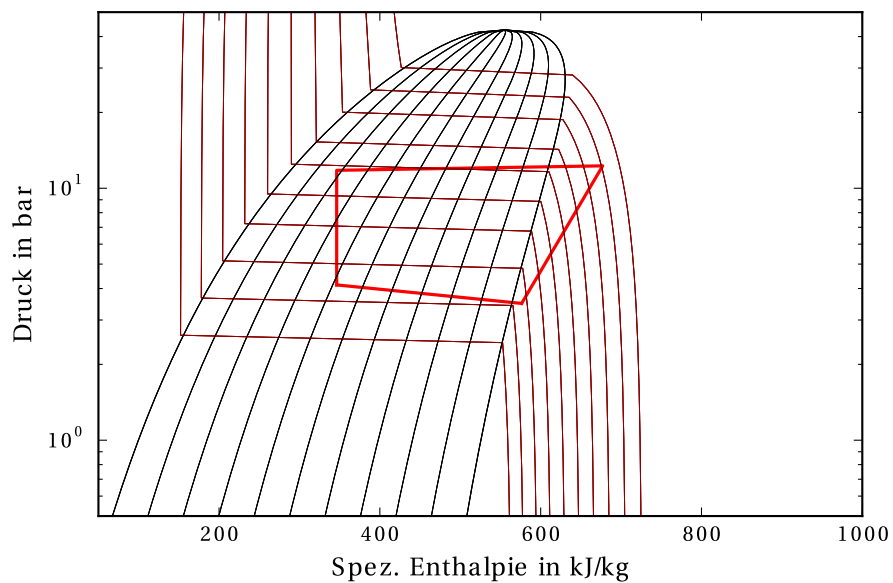


Abbildung 3.9: logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit Verdichtermodell ZB09KAU-TFD (Hybrid) 10 % vor Ende des Zyklus.

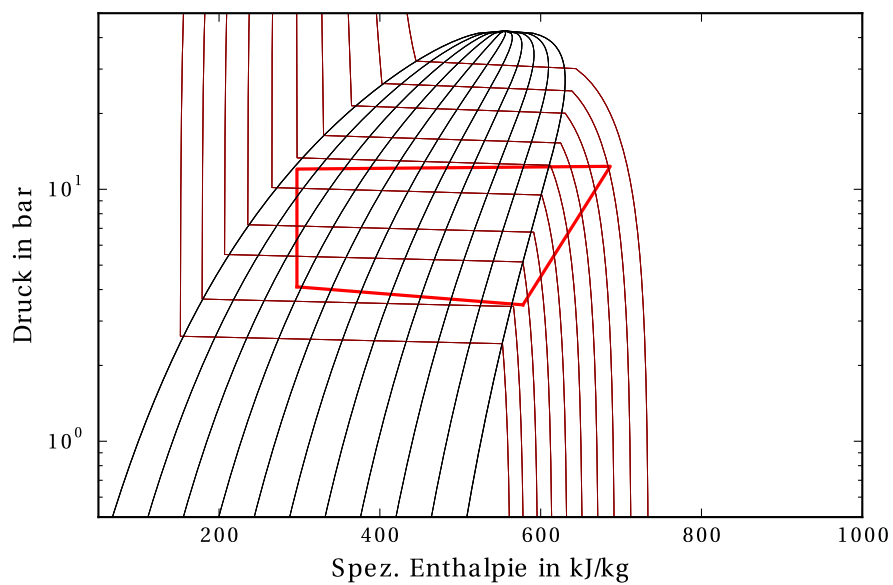


Abbildung 3.10: logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit Verdichtermodell ZB09KAU-TFD 10 % vor Ende des Zyklus.

3.5 Änderung der Verdampferschaltung

In diesem Unterkapitel wird der Wechsel der Verdampfer und deren Verschaltungen sowie die daran durchgeführten Untersuchungen beschrieben. Abbildung 3.11 zeigt die untersuchten Verdampfer und ihre Verschaltungsarten. Der bei AHT-Kühlmöbeln standardmäßig verbaute Verdampfer ist zweireihig und die Rohrreihen sind parallel angeordnet. Trotz reduzierter Rohrzahl sind in den Lamellen Lochungen, samt deren Grate, für weitere Rohre vorhanden, sodass die Luftströmung innerhalb des Verdampfers nicht dadurch beeinflusst wird. Im Anschluss soll ein vierreihiger Verdampfer mit versetzten Rohrreihen untersucht werden. Dieser verspricht aufgrund der effizienteren Bauform einen höheren k_A -Wert und damit nach Gleichung 2.5 einen höheren übertragbaren Wärmestrom. Mithilfe des in Abschnitt 2.6 präsentierten Simulationsmodells werden die Verschaltungen V2 und V3 zur Validierung des Modells bei 0 % r.F. miteinander verglichen. Zuletzt werden die Untersuchungsergebnisse beider Verschaltungen unter den Normbedingungen bei 60 % r. F miteinander verglichen, um die Verschaltung unter Normbedingungen bewerten zu können.

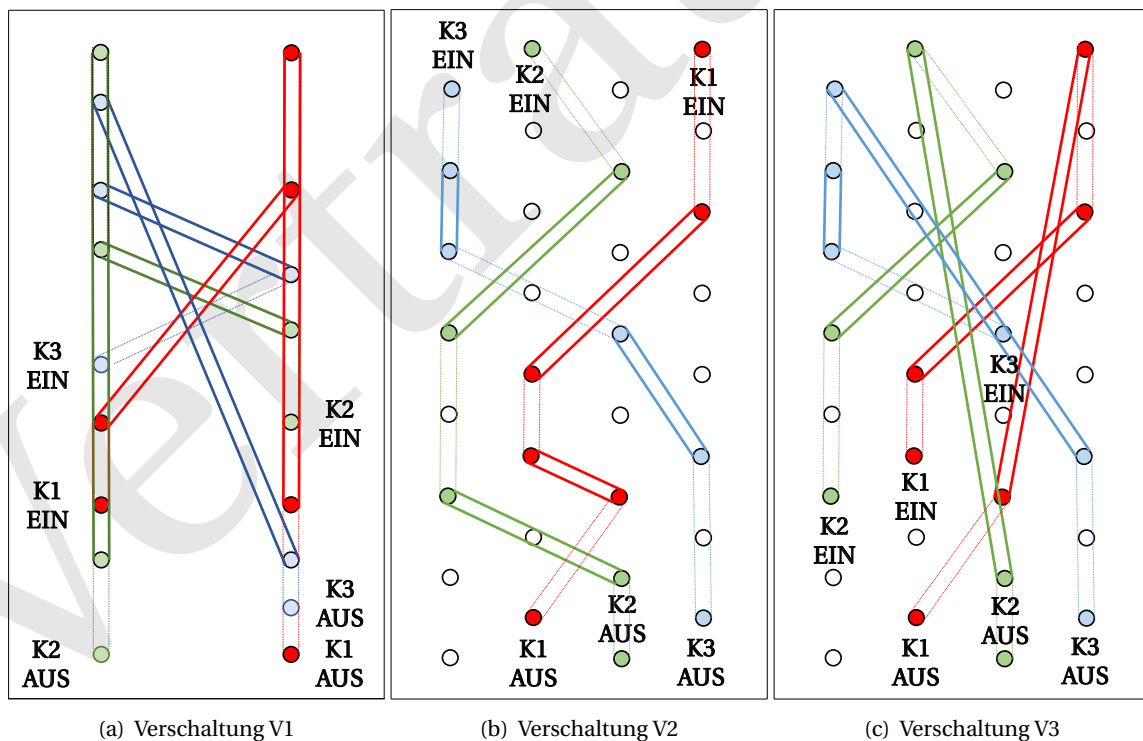


Abbildung 3.11: Die untersuchten Verdampfer und Verschaltungsarten.

3.5.1 Vergleich zwischen Verdampfern

In diesem Abschnitt wird der Umbau des Kühlmöbels beschrieben und die Ergebnisse der Untersuchungen von Verschaltung V1 und V2 beschrieben und verglichen. Der vierreihiger Verdampfer besitzt die gleichen Abmessungen wie der zweireihige. Rohrdurchmesser und Rohrdicke sind identisch. Der Einbau eines neuen Verdampfers im Kühlmöbel erfordert zunächst eine komplette Demontage des Innenraums. Das Kältemittel der Anlage wird entsorgt. Die M-Pakete werden entfernt und zwischengelagert. Daraufhin werden die Regalbretter, die Verkleidungen des Bodens, der Rückwand sowie der Decke und die Seitenwände demontiert. Die Abdeckungen des Verdampfers und die Lüfter müssen entfernt werden. Bevor die Lötverbindungen des Verdampfers getrennt werden können müssen noch alle Temperatursensoren entfernt werden. Anschließend erfolgt ein Austausch des Verdampfers und eine Montage des kompletten Kühlmöbels in umgekehrter Reihenfolge der zuvor beschriebenen Schritte. Danach wird die Anlage erneut mit 150 g Propan pro Kreis gefüllt. Vor Inbetriebnahme des Kühlmöbels wird eine Dichtheits- und eine Druckfestigkeitsprüfung an den drei Kältekreisen durchgeführt. Unter gleichen Bedingungen wie zuvor wird erneut eine Untersuchung durchgeführt.

In Tabelle A.5 sind die Ergebnisse der Untersuchungen des Betriebs in Verschaltung V1 und V2 dargestellt. Der Vergleich zeigt eine Reduktion der thermischen Leistungen um etwa 1000 W bei gleichbleibender elektrischer Leistungsaufnahme. Dies resultiert in einer Reduktion des EER um 16.2 % von 2.28 auf 1.91. In den Kältekreisen ist ein Anstieg der Verdampfungstemperaturen um 3 K bis 5 K zu erkennen. Die Kondensationstemperaturen bleiben etwa konstant. Lediglich in Kreis 3 weicht diese um fast 1 K nach unten ab. Die Überhitzung ist während des Betriebs in Verschaltung 2 um 3 K bis 4 K größer. Auffällig ist, dass mit dem Einbau des neuen Verdampfers die vom Expansionsventil erfasste Überhitzung stets um etwa 2 K von der messtechnisch erfassten Überhitzung nach oben abweicht. Der Dampfanteil ist um bis zu 28 % größer und liegt bei 35 % und 34 % in den Kreisen 1 und 2 und bei 43 % in Kreis 3. Der Massenstrom des Kältemittels ist in allen Kreisen etwa 1 g/s bis 1.5 g/s größer. Der Druckabfall über den Verdampfer ist 0.1 bar größer.

Bei der Betrachtung der Produkt- und Lufttemperaturen ist eine deutliche Erhöhung dieser Messwerte auffällig. Die Durchschnittstemperatur der Produkte ist um fast 2 K höher. Die minimale Produkttemperatur steigt stark von circa 1 °C auf fast 4 °C an während die maximale Produkttemperatur unverändert ist. Die Ein- und Auslasstemperaturen der Luft sind ebenso um 2 K höher.

Es ist zu untersuchen warum der Verdampferaustausch eine derartige Verschlechterung hinsichtlich der erzielten Leistungen und Temperaturen mit sich führt.

3.5.2 Modellgestützter Vergleich der Verschaltungen V2 und V3

In diesem Abschnitt wird die Modellbildung sowie der Verdampferumbau erläutert und die Simulationsergebnisse mit den Versuchsdaten verglichen. Zunächst wird, wie in Abschnitt 2.6 beschrieben, ein Modell mithilfe des Programms EES entwickelt. Die Grundidee hinter dem Modell ist den, durch den hohen Kältemittelmassenstrom bei gleichzeitig geringem Durchmesser der Verdampferrohre bedingten, Druckabfall und das damit einhergehende Absinken der Sättigungstemperatur zur Erhöhung der Kälteleistung zu nutzen. Im Ausgangsmodell durchströmt das Kältemittel den Verdampfer im Gegenstromprinzip. Aufgrund des Druckabfalls verhält sich diese Anordnung wie eine Kombination aus Gleich- und Gegenstrom. Wird nun die Anordnung der Rohre dahingehend geändert, dass das Kältemittel den Verdampfer von dessen Mitte aus im Gleichstrom mit der Luft nach oben durchströmt, die Luft jedoch wie zuvor bei den überhitzten Rohrreihen einströmt, so wird der gegenteilige Effekt erzielt. Der Wärmeübertrager bietet eine Kombination aus Gleich- und Gegenstrom, verhält sich aber wie ein reiner Gegenstromverdampfer. Hierbei ist am Verdampferaustritt der Luft eine höhere Temperaturdifferenz zum Kältemittel zu erwarten. Wegen der angewandten ϵ - NTU -Methode ist das Modell nur gültig für trockene Luft [23]. Basierend auf dieser Annahme ist es nötig, die Berechnung ganzheitlich für trockene Luft durchzuführen sowie das Modell mit Versuchsdaten von Untersuchungen bei 0 % relativer Feuchtigkeit zu validieren. In der Klimakammer sind bei dieser Einstellung lediglich relative Feuchtigkeiten zwischen 5 % und 25 % erzielbar. Am Lufteinlass des Verdampfers beträgt die relative Feuchtigkeit etwa 40 %, weswegen mit einer äquivalenten Temperatur gerechnet werden muss. Bei konstanter Enthalpie entspricht die Ist-Temperatur von 4,42 °C bei 40 % r.F. einer äquivalenten Temperatur von 9,75 °C bei 0 % r.F.

Für die Berechnung der Wärmeleitwiderstände, mittels der Gleichungen 2.31 bis 2.34, ist es notwendig die Wärmeübergangs- und Wärmeleitkoeffizienten zu bestimmen. Eine Berechnung dieser Werte mittels geeigneter Modelle liefert fehlerhafte Werte infolgeder das Modell instabil ist. Um den Rechenaufwand sowie Fehlerquellen gering zu halten werden die in Tabelle 3.4 dargestellten Annahmen getroffen [23],[31],[32]. Dabei werden die Wärmeübergangskoeffizienten der Luft α_L , des Kältemittels α_{KM} und des überhitzten Kältemittels $\alpha_{KM,SH}$ so gewählt, dass das errechnete Temperaturprofil des Kältemittels dem erfassten Temperaturprofil, auf Basis der Messwerte von Untersuchung 61, entspricht. Für die Berechnung der Rohrstrecken, welche mit zweiphasigem Kältemittel beaufschlagt werden, werden Gleichung 2.36 und der Wärmeübergangskoeffizient α_{KM} verwendet. Aus dem erfassten Temperaturprofil ist ersichtlich, dass nur die letzte Rohrstrecke überhitzt ist. Für diese werden Gleichung 2.37 und der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{KM,SH}$ verwendet.

Das Modell wird exemplarisch für einen Kältekreis im Verdampfer erstellt. Damit die Ergebnisse vergleichbar mit denen der Untersuchungen sind wird mit einem Drittel des Luftmassenstroms gerechnet.

Tabelle 3.4: Werte der Wärmeübergangs- und Wärmeleitkoeffizienten.

Parameter	Wert	Einheit
α_L	292	W/(m ² K)
α_{KM}	50000	W/(m ² K)
$\alpha_{KM,SH}$	29	W/(m ² K)
λ_{Cu}	380	W/(mK)
λ_{Al}	220	W/(mK)

Die Simulation liefert Ergebnisse für die in Abbildung 3.11 dargestellten Verschaltungen. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Untersuchungsergebnissen von Verschaltung V2 bei 0 % relativer Luftfeuchtigkeit ermöglicht die Validierung des Modells. Dafür muss zunächst die Verschaltung des Verdampfers verändert werden. Eine komplette Demontage des Kühlmöbels wie zuvor beim Tausch des Verdampfers ist dabei nicht nötig. Es genügt eine Demontage der rechten Seite des Kühlmöbels und beider Seitentrennwände um an den Seiten des Verdampfers arbeiten zu können. Zunächst wird das Kältemittel entsorgt. Die Einspritzleitung wird an die Stelle des zuverigen Endes des vierten Verdampferrohres gesetzt und zwischen dem ersten und fünften Verdampferrohr eine neue Verbindung hergestellt. Im Anschluss werden die Temperaturfühler entsprechend neu positioniert. Bevor eine erneute Untersuchung durchgeführt werden kann wird eine Dichtheits- und eine Druckfestigkeitsprüfung an den drei Kältekreisen durchgeführt. Beim bisherigen Sollwert von 8 K öffnet das Ventil komplett, sodass eine Regelung der Überhitzung nicht möglich ist. Deshalb wird für die weiteren Untersuchungen am neuen Verdampfer der Sollwert der Überhitzung an den drei Expansionsventilen auf 13 K geändert.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation mit denen der Untersuchungen bei 0 % relativer Feuchtigkeit verglichen. Tabelle 3.5 zeigt die Messwerte der Untersuchungen von Verschaltung V2 und V3 und die Simulationsergebnisse beider Verschaltungen. Dabei beziehen sich die Messwerte exemplarisch auf Kältekreis 1. Im Vergleich der Untersuchung von Verschaltung V2 mit deren Simulationsergebnissen fällt auf, dass der errechnete Druckabfall um 0.2 bar geringer ist als der tatsächlich erzielte. Die erzielte Verdampfungstemperatur ist dementsprechend höher. Kältemittelmassenstrom und Einlasstemperatur der Luft sind konstant, da dies die Eingangsgrößen des Modells sind. Die errechnete Auslasstemperatur ist um etwa 0.5 K höher als die tatsächliche. Die errechnete Kälteleistung weicht mit etwa 30 W sehr gering von der tatsächlichen ab.

Werden die Simulationsergebnisse beider Verschaltungen miteinander verglichen, so ist ein geringer Anstieg des Druckabfalls um etwa 0.03 bar zu erkennen. Dies hat eine Reduzierung der Verdampfungstemperatur um 0.25 K zur Folge. Die Kälteeistung ist um 19 W höher. Dies spiegelt sich in einer sehr geringen Absenkung der Luftauslasstemperatur um 0.15 K wider. Diese Änderungen sind zwar gering, belegen aber tendenziell die These, dass eine Änderung der Verschaltung eine Erhöhung der Kälteleistung erzielt.

Zuletzt wird der Effekt der Verschaltungsänderung im Modell mit dem in der Untersuchung erzieltem Effekt verglichen. Dies ermöglicht eine Beurteilung der Modelltauglichkeit. Der tatsächliche Druckabfall erfährt eine Erhöhung um etwa 0.06 bar. Das ist doppelt so viel wie die berechnete Änderung. Dies resultiert in einer stärkeren Absenkung der Verdampfungstemperatur um etwa 1.4 K. Während die Einlasstemperatur der Luft bei Verschaltung V3 um etwa 0.5 K höher ist, weicht die Auslasstemperatur der Luft vernachlässigbar gering nach unten ab. Mittels des Modells wird eine Erhöhung der Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt um 0.15 K vorausgesagt. Die Untersuchungen zeigen eine Erhöhung der Temperaturdifferenz um 0.71 K. Die Messwerte der Untersuchungen belegen damit die Tendenz des Modells. Es ist zu untersuchen, warum der errechnete Druckabfall nur etwa halb so groß wie der tatsächliche ist.

Tabelle 3.5: Vergleich der Simulation mit den Untersuchungen.

	Untersuchung V2	Modell V2	Modell V3	Untersuchung V3
Druckabfall [Pa]	47192	27175	29889	52996
Kälteleistung [W]	1791	1812	1831	1827
Verdampfungstemperatur [°C]	-14.15	-12.23	-12.48	-15.59
Massenstrom KM [g/s]	6.11	6.11	6.11	5.72
Einlasstemperatur Luft [°C]	4.42	4.42	4.42	5.07
Auslasstemperatur Luft [°C]	-5.38	-4.8	-4.95	-5.44

Die Abbildungen 3.12 und 3.13 zeigen die Temperaturprofile der Luft und des Kältemittels über jeden berechneten Verdampferdurchgang in Verschaltung V2 bzw. V3. Auf der x-Achse sind die Verdampferpässe auf die Höhe des Verdampfers bezogen aufgetragen, auf der y-Achse die Temperatur in °C. Der Effekt der Verschaltungsänderung auf das Temperaturprofil des Kältemittels ist gut zu erkennen. Statt zunächst Abzusinken steigt die Verdampfungstemperatur an. Dadurch wird am Luftaustritt des Verdampfers eine tiefere Temperatur erzielt. Die erzielte Änderung ist jedoch grafisch kaum sichtbar. Im vierten Verdampferdurchgang beginnt das Kältemittel zu überhitzen. Der Anstieg ist zunächst steiler als im fünften und sechsten Verdampferpass. In Verschaltung V3 überhitzt das Kältemittel auf eine höhere Temperatur als in V2. Es ist zu untersuchen, warum das Modell eine stärkere Überhitzung des Kältemittels vorraussagt.

Im Folgenden werden die Messwerte und Berechnungsergebnisse der Untersuchungen mit den Verschaltungen V2 und V3 bei einem Sollwert von 0 % r.F. in der Kammer miteinander verglichen. In Tabelle A.6 werden diese dargestellt. Während die elektrische Leistung nach Änderung der Verschaltung eine geringe Reduktion um 16 W verzeichnet, erfährt die thermische Leistung des Verdampfers eine Erhöhung um circa 140 W und die des Kondensators um 50 W. Dies resultiert in einer Erhöhung des EERs um 4 % von 1.99 auf 2.07. Die Verdampfungstemperaturen in allen Kältekreisen erfahren eine Absenkung um circa 1.5 K. Gegenüber den Untersuchungen bei 60 % r.F. sind diese sehr niedrig. Die Kondensationstemperaturen bleiben unbeeinflusst. Die Änderung der gemessenen Überhitzungen ist vernachlässigbar gering. Nur in Kreis 3 ist diese um etwa 1 K hö-

her. Auffällig ist, dass in der neuen Verschaltung der Dampfanteil in den drei Kreisen 0 % beträgt und damit eine Unterkühlung von etwa 3 K bis 4 K erzielt wird. Die Massenströme erfahren eine Reduktion um etwa 0.5 g/s. Der Druckabfall verzeichnet in Kreis 1 einen Anstieg um 0.05 bar und in Kreis 2 einen sehr geringen Anstieg um 0.01 bar. In Kreis 3 verzeichnet der Druckabfall hingegen eine Reduktion um 0.01 bar. Die Produkt- und Lufttemperaturen lassen erkennen, dass diese wie die Verdampfungstemperatur sehr niedrig sind. Gegenüber Verschaltung V2 ist bei V3 keine Änderung ersichtlich. Nur die maximale Produkttemperatur ist um 1 K höher. Damit einher geht eine Erhöhung der Durchschnittstemperatur um etwa 0.6 K. Es ist zu untersuchen, warum die Temperaturen derart niedrig sind und ob die erfassten Messwerte die Berechnungen des Modells bestätigen.

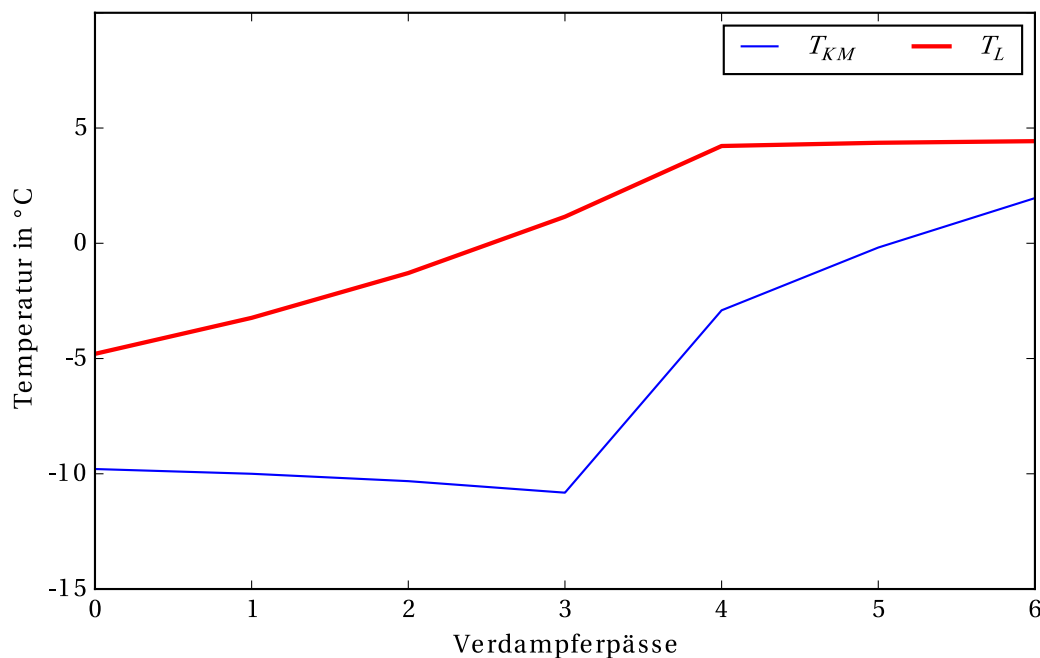


Abbildung 3.12: Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V2.

3.5.3 Vergleich der Verschaltungen V2 und V3

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungsergebnisse der Verschaltungen V2 und V3 unter den normalen Prüfbedingungen bei 60 % relativer Luftfeuchtigkeit miteinander verglichen. Der Umbau ist bereits erfolgt. Es ist lediglich eine erneute Untersuchung bei vorherigen Bedingungen erforderlich. Der Sollwert der Überhitzung beträgt 13 K.

Tabelle A.7 stellt die Messwerte und Berechnungsergebnisse der Untersuchungen mit den Verschaltungen V2 und V3 bei einem Sollwert von 60 % r.F. in der Kammer dar. Die elektrische Leistung erfährt eine Reduktion um 16 W, die thermische Leistung des Verdampfers hingegen erfährt

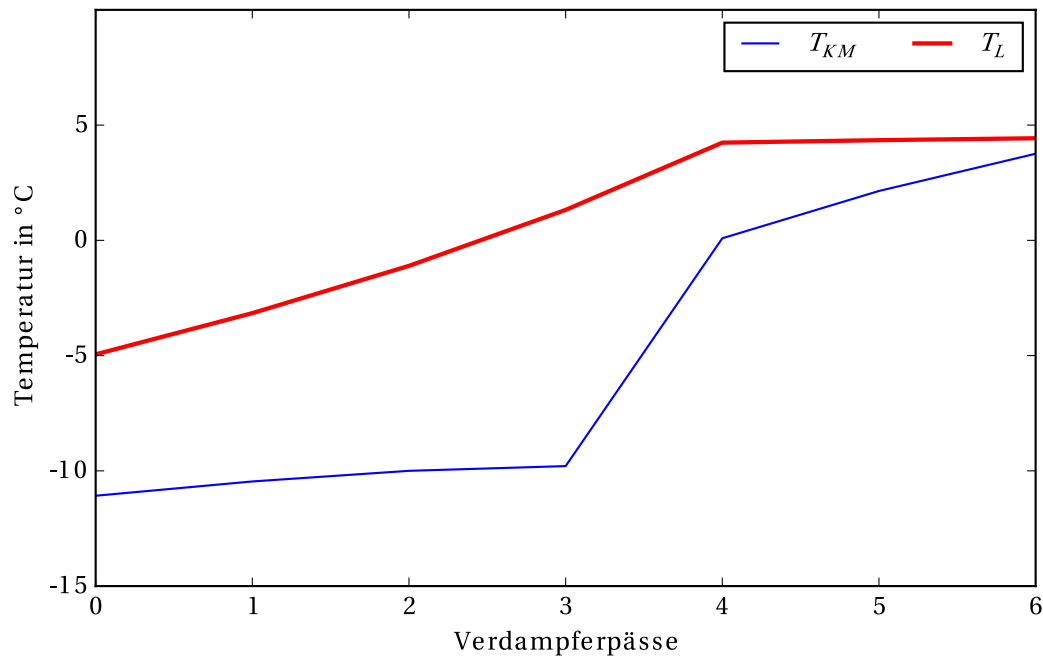


Abbildung 3.13: Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V3.

einen Anstieg um 140 W und die des Kondensators um etwa 100 W. Dies resultiert in einem Anstieg des EERs um 3 % von 2.21 auf 2.28. Die Verdampfungstemperatur in den drei Kältekreisen ist um etwa 1.5 K geringer. Die Kondensationstemperatur sowie die erfasste Überhitzung sind unverändert. Während in Verschaltung V2 keine Unterkühlung erzielt wird und die Dampffanteile zwischen 4 % und 19 % liegen, werden diese in der neuen Verschaltung auf 0 % reduziert. Dadurch wird zwar Unterkühlung erzielt, diese ist jedoch mit etwa 0.2 K sehr gering. Der Massenstrom des Kältemittels erfährt eine Reduktion um 0.5 g/s. Der Druckabfall steigt in Kreis 1 um etwa 0.06 bar, in den Kreisen 2 und 3 um 0.01 bar bis 0.02 bar an. Der Vergleich der Produkttemperaturen zeigt eine Reduktion der maximalen Temperatur um 0.5 K und der minimalen Temperatur um 1.5 K. Dies resultiert in einer um 0.5 K geringeren Durchschnittstemperatur. Während die Einlasstemperatur der Luft nahezu konstant ist verzeichnet die Auslasstemperatur eine Reduktion um etwa 0.8 K. Es ist zu untersuchen, ob sich das System hinsichtlich dieser Werte ähnlich verhält wie in Untersuchung bei 0 % r.F. Daraus kann abgeleitet werden ob die Vorhersagen des Modells auch für den Betrieb bei Normbedingungen gültig sind.

4 Analyse der Messergebnisse

4.1 Einstellung von Normbedingungen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aus Abschnitt 3.1 erläutert und die daraus abgeleiteten Konsequenzen erklärt. Anhand der Abbildungen 3.1 - 3.4 lässt sich erkennen, dass die Geschwindigkeiten beim Betrieb mit fünf Lüftern mit je 10 % ihrer Leistung näher an der geforderten Normgeschwindigkeit liegen als beim Betrieb mit zwei Lüftern bei 30 % Leistung. Hierbei ist ein höherer Turbulenzgrad aufgrund der größeren Schwankung der Messwerte ersichtlich. Ein höherer Turbulenzgrad hat einen höheren Durchmischungsgrad der Raumluft mit der kalten Luft des Luftschleiers zur Folge. Werden diese Erkenntnisse den Ergebnissen der Untersuchungen mit einer geschlossenen Decke gegenübergestellt, so ist zu erkennen, dass das Schließen der Decke eine Minderung des Turbulenzgrades zur Folge hat. Der beim Vergleich der Abbildungen 3.5 und 3.6 ersichtliche höhere Temperaturgradient bei niedrigerer Lüfterleistung ist ebenfalls auf den höheren Turbulenzgrad zurückzuführen. Aufgrund der relativ geringen Luftgeschwindigkeit ist die Auftriebskraft sehr einflussreich auf das Strömungsbild. Die warme Luft steigt bei Eintritt in den Raum langsam an die Decke und zieht sich dort entlang bis zur Öffnung in der Decke bzw. bis sie gezwungen ist in den weiter unten liegenden Luftauslass von Kammer A zu strömen. Letzteres hat, wie aus Abbildung 3.8 ersichtlich eine gleichmäßigere und über die Länge des Kühlmöbels konstante Strömung zur Folge. Jedoch führt diese vermeintlich bessere Maßnahme zu großen Unregelmäßigkeiten in der Regelung der Durchschnittstemperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit der Klimakammer.

Aufgrund dessen und aus Gründen der Vergleichbarkeit mit vorherigen Untersuchungen wurde entschieden, dass die Abdeckung der Öffnung in der Decke wieder entfernt wird. Wegen des geringeren Temperaturgradienten wurde für alle weiteren Untersuchungen der Betrieb mit zwei Lüftern bei je 30 % ihrer Leistung festgelegt.

4.2 Kältemittelöle

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Kältemittelöle 3MAF und HATCOL 4467 auf das Systemverhalten analysiert. Wie in Abschnitt 3.2 beschrieben ist auffällig, dass die Sättigungstemperatur des Kältemittels im Kondensator unter der Eintrittstemperatur des Wassers liegt. Dies ist durch einen geringen Druck in der Flüssigkeitsleitung zu erklären. Der Hersteller der Kondensatoren gibt

bei vollständiger Kondensation einen maximalen Druckabfall von 0.0117 bar an [33]. Ein sehr hoher Dampfanteil im Kondensator und in der Flüssigkeitsleitung sowie ein hoher Massenstrom verursachen, nach Gleichung 2.16, einen großen Druckabfall. Durch Absinken des Druckes sinkt die Sättigungstemperatur des Kältemittels und folglich die Differenz zwischen Eingangstemperatur des Wassers und Temperatur des Kältemittels. Dies führt dazu, dass am Kondensator keine Wärme mehr übertragen werden kann und das Kältemittel nicht in der Lage ist weiter zu kondensieren bzw. zu unterkühlen. Der geringere Druckabfall über den Verdampfer ist durch den geringeren Kältemittelmassenstrom zu erklären. Die Reduktion des Kältemittelmassenstroms ist auf eine Reduktion des Öffnungsgrades des Expansionsventiles zurückzuführen. Aufgrund des relativ hohen Dampfanteiles vor dessen Einlass und der verschiedenen Öleigenschaften ist zu erwarten, dass sich das Regelverhalten der Ventile in beiden Untersuchungen leicht voneinander unterscheidet. Dies wird durch die Messergebnisse bestätigt.

Wie Tabelle 3.3 zu entnehmen, ist die errechnete Löslichkeit des Kältemittels in Öl in den Wärmeübertragern höher als im Verdichter. In den Wärmeübertragern ist ein Teil des Kältemittels flüssig. Flüssiges Kältemittel hat eine höhere Dichte als gasförmiges Kältemittel und somit Einfluss auf die Löslichkeit. Im Verdichter strömt ausschließlich überhitztes Gas, weswegen die Löslichkeit dort sehr gering ist.

Zudem ist zu erkennen, dass die Löslichkeit des Kältemittels in HATCOL 4467 in den Wärmeübertragern etwas geringer als die in 3MAF. Das Öl nimmt weniger Kältemittel auf, wodurch mehr Leistung zur Verfügung steht, da mehr Kältemittel sofort verdampfen kann. 3MAF besitzt mit der höheren Kältemittellöslichkeit hingegen bessere Ölrückführungseigenschaften. Der rechnerische Unterschied im Verdichter ist vernachlässigbar gering. Der Versuch bestätigt die rechnerischen Vorhersagen. Ein Wechsel des Öles zu HATCOL 4467 führt zu einer Vergrößerung der Wärmeübertragerleistungen. Dies hat auch eine überproportionale Erhöhung der elektrischen Leistungsaufnahme zu Folge, was sich negativ auf den EER auswirkt. Produkt- und lufttemperaturseitig ist nur ein geringer Effekt des Ölwechsels zu beobachten. Dieser liegt im Bereich der Messungenauigkeit und ist als vernachlässigbar zu deuten. Die wärmere Eintrittstemperatur ist wahrscheinlich auf Unregelmäßigkeiten in der Durchmischung mit dem warmen Luftstrom der Klimakammer zurückzuführen. Deswegen ist es schwierig das System anhand der erzielten Produkttemperaturen zu bewerten. Die Annahme, dass der Öltransport im System nicht optimal ist wird durch das Spülen des Systems widerlegt. Dieses führt zu der Erkenntnis, dass sich bei ausgeschalteter Anlage kein zurückgebliebenes Öl in dieser befindet. Die Ölwurfate des Verdichters ist der leistungsbeeinflussende Parameter. Ist diese gering, so ist die Reduktion der Nutzkälteleistung durch mitgeführtes Öl in den Wärmeübertragern ebenfalls gering.

Mit alleinigem Hinblick auf die Verdampferleistung ist HATCOL 4467 vorzuziehen. Da sich dies negativ auf den EER auswirkt und produkttemperaturseitig kein Einfluss zu erkennen ist lohnt sich der Betrieb mit 3MAF.

4.3 Abtauintervalle

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Länge der Abtauintervalle auf das Systemverhalten auf Basis der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Untersuchungsergebnisse analysiert.

Zunächst ist zu untersuchen, warum die Abtauung genau nach 3 h eingeleitet wird. Zu diesem Zweck wird die Abtauregelung der Steuerungssoftware betrachtet. Diese ist schematisch in Abbildung 4.10 dargestellt [34]. Im unteren Diagramm ist auf der x-Achse die Zeit und auf der y-Achse die Temperaturdifferenz über den Verdampfer aufgetragen. Das Diagramm darüber zeigt diskrete Ereignisse der Regelung einer Bedarfsabtauung die in einem Kühlzyklus stattfinden. Nach dem Ende einer Abtauung wird nach einer bestimmten Verzögerung die maximale und optimale Temperaturdifferenz des Verdampfers ermittelt. Sinkt die tatsächliche Temperaturdifferenz 3 K unter die ermittelte maximale Temperaturdifferenz, so wird in einer ersten Stufe die Abtauung eingeleitet. Sinkt die Temperaturdifferenz unter einen vorgegebenen absoluten Grenzwert von 0 K, so leitet die zweite Stufe der Regelung die Abtauung ein. Wird die Abtauung nicht in dem vorgegebenen Abtauintervall von 3 h durch die erste oder zweite Stufe eingeleitet, so findet diese spätestens nach Ablauf der Zeit statt. Offensichtlich wurde durch die Stufen 1 und 2 der Bedarfsabtauung keine Abtauung eingeleitet.

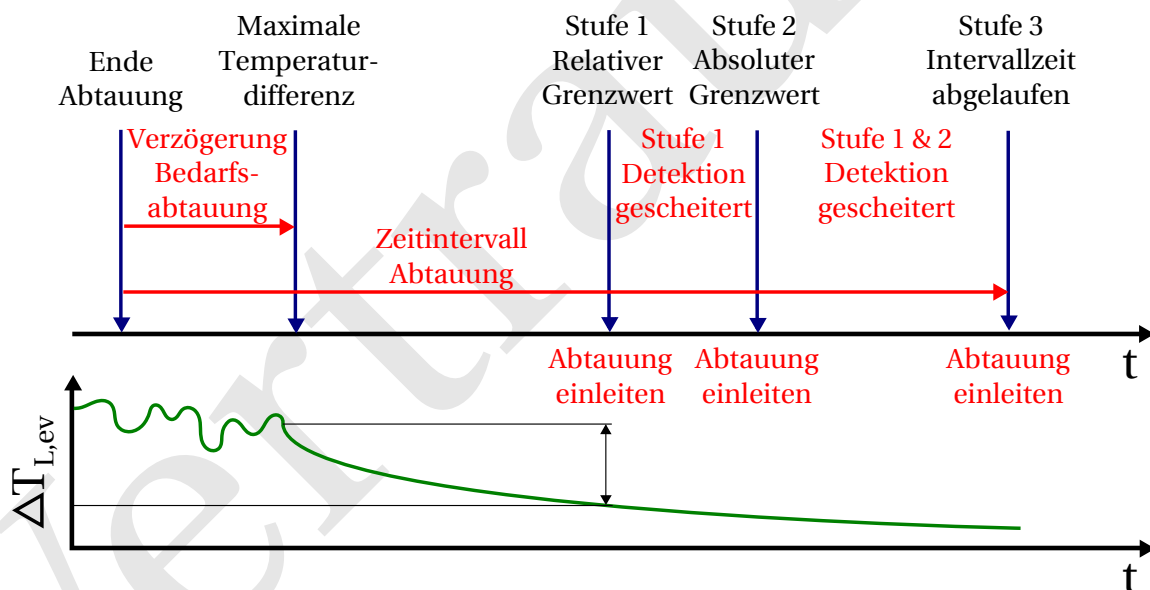


Abbildung 4.1: Auslösestufen der bedarfsgerechten Abtauung.

Im Folgenden wird die Temperaturdifferenz der Luft über den Verdampfer genauer betrachtet um Rückschlüsse auf das Regelverhalten der Steuerungssoftware ziehen zu können. Diese ist über einen Kühlzyklus in Abbildung 4.11 dargestellt. Auf der x-Achse ist die Zeit in h und auf der y-Achse die Temperaturdifferenz in K aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass diese entgegen der Erwartungen mit fortschreitender Zeit ansteigt. Da die Temperaturdifferenz nicht sinkt kann auch

kein eingestellter Grenzwert unterschritten werden. Infolgedessen findet keine Einleitung der Abtauung durch die ersten beiden Stufen der Regelung statt.

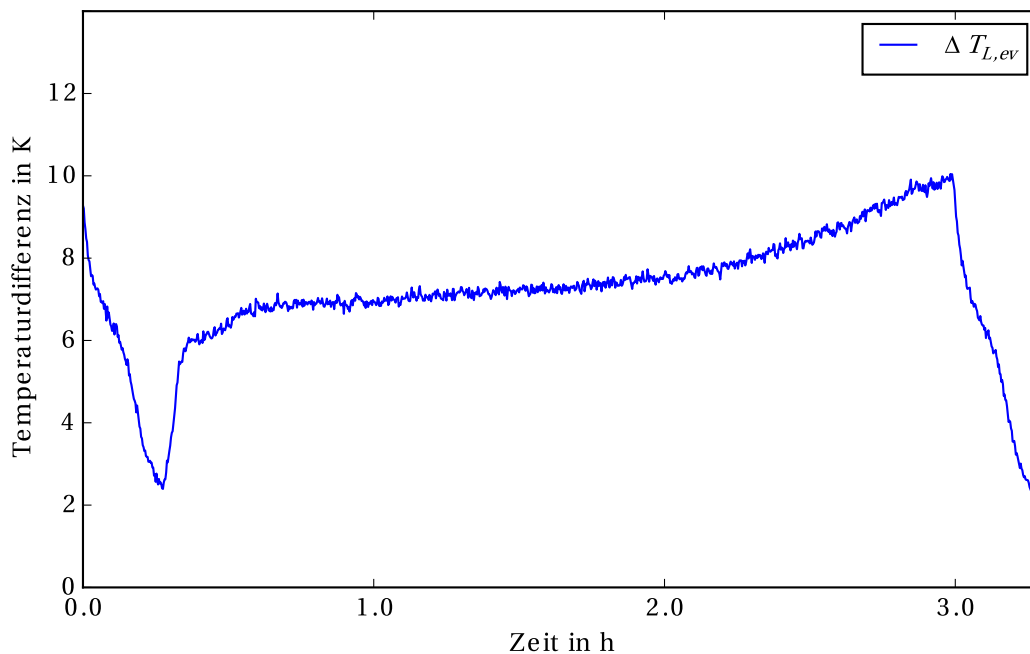


Abbildung 4.2: Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.

Die Regelung der bedarfsgerechten Abtauung basiert auf der Annahme, dass die Temperaturdifferenz der Luft kleiner wird. Dies hat den folgenden Grund: Während eines Kühlzyklus sammelt sich aufgrund der unter dem Tau- und Gefrierpunkt liegenden Temperatur der Verdampferoberfläche und der hohen relativen Luftfeuchtigkeit Kondensat, welches daraufhin gefriert. Wegen der stetig dicker werdenden Eisschicht entsteht ein zusätzlicher Wärmeleitwiderstand. Dieser verkleinert den Wärmedurchgangskoeffizienten k entsprechend Gleichung 2.30. Dies hat gemäß Gleichung 2.5 eine Reduzierung der übertragenen Wärme zur Folge. Die Temperaturdifferenz wird kleiner, da die Austrittstemperatur der Luft infolgedessen höher ist.

Abbildung 4.12 zeigt die Temperaturdifferenz der Luft bei der Vergleichsuntersuchung mit einem 4 h Abtauintervall. Es ist zu erkennen, dass wie bei der nachfolgenden Untersuchung die Temperaturdifferenz zunächst ansteigt. Jedoch beginnt diese bei circa 3.7 h rapide abzusinken. Zu diesem Zeitpunkt ist der Effekt der Eisbildung detektierbar und eine Einleitung der Abtauung durch die ersten beiden Stufen möglich. Dies wird jedoch durch das kurze Abtauintervall und durch die zunächst ansteigende Temperaturdifferenz verhindert.

Eine Untersuchung der Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer lässt Rückschlüsse auf das Verhalten der Temperaturdifferenz zu. Abbildung 4.15 stellt diese zeitlich über das 3 h Abtauintervall der Untersuchung der bedarfsgerechten Abtauung dar. Es ist zu erkennen, dass die

Austrittstemperatur der Luft nach Beginn des Kühlzyklus langsam von circa $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf bis zu $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ absinkt. Nach etwa 2.5 h sinkt die Temperatur schneller ab. Währenddessen bleibt die Eintrittstemperatur in den Verdampfer mit etwa $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ nahezu konstant. Tendenziell ist eine geringe Erhöhung der Temperatur zu erkennen. Das Absinken der Austrittstemperatur der Luft ist direkt abhängig von deren Eintrittstemperatur sowie der Verdampfungstemperatur des Kältemittels.

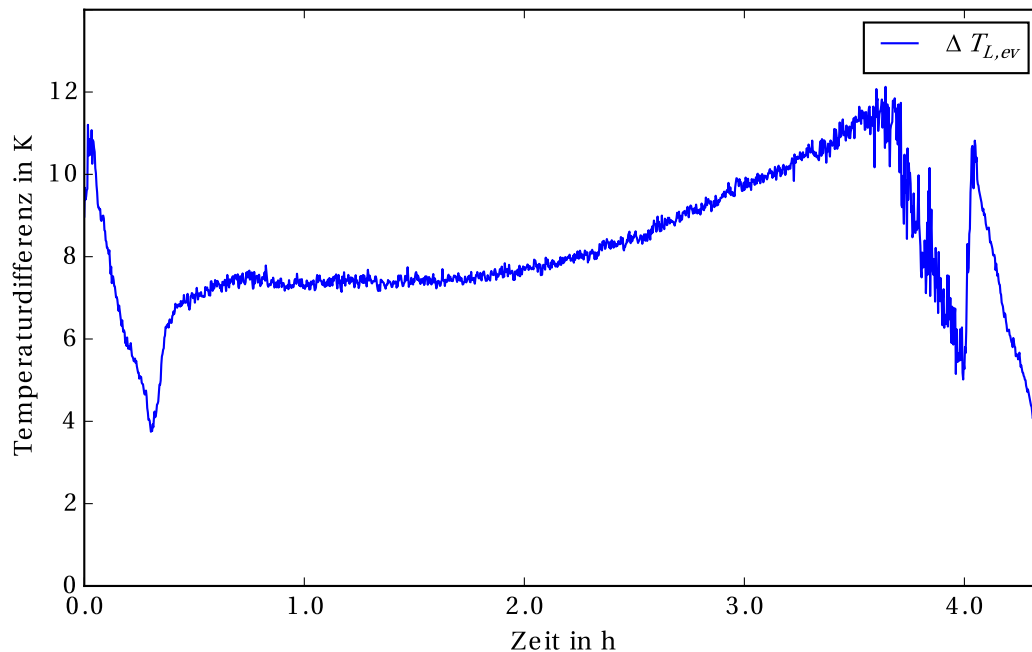


Abbildung 4.3: Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 4h Abtauintervall.

In Abbildung 4.16 ist die Verdampfungstemperatur des Kältemittels für alle drei Kältekreise zeitlich dargestellt. Nach Beginn des Kühlzyklus betragen die Verdampfungstemperaturen etwa $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ und fallen stetig bis auf $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nach etwa 2.5 h sinken die Temperaturen schneller ab. Aus dem Vergleich der Abbildungen 4.15 und 4.16 lässt sich schließen, dass aufgrund der Ähnlichkeit beider Temperaturgraphen die Austrittstemperatur der Luft proportional von der Verdampfungstemperatur abhängig ist.

Es ist zu erwarten, dass sich die Eintrittstemperatur der Luft proportional zu deren Austrittstemperatur verhält. Diese Annahme wird durch die tendenziell steigende Eintrittstemperatur widerlegt. Es ist zu vermuten, dass durch die sinkende Austrittstemperatur der Luft am Auslassgitter des Kühlmöbels, infolge einer Veränderung des Wärmeübergangs durch Konvektion, die Induktionsrate der warmen Kammerluft erhöht wird. Bei sinkender Austrittstemperatur vermischt sich die Luft des Schleiers mit einer größeren Menge der Kammerluft, wodurch die Luft des Kühlmöbels stärker erhitzt wird. Dieser Effekt ist eine mögliche Erklärung für die steigende Temperaturdifferenz der Luft.

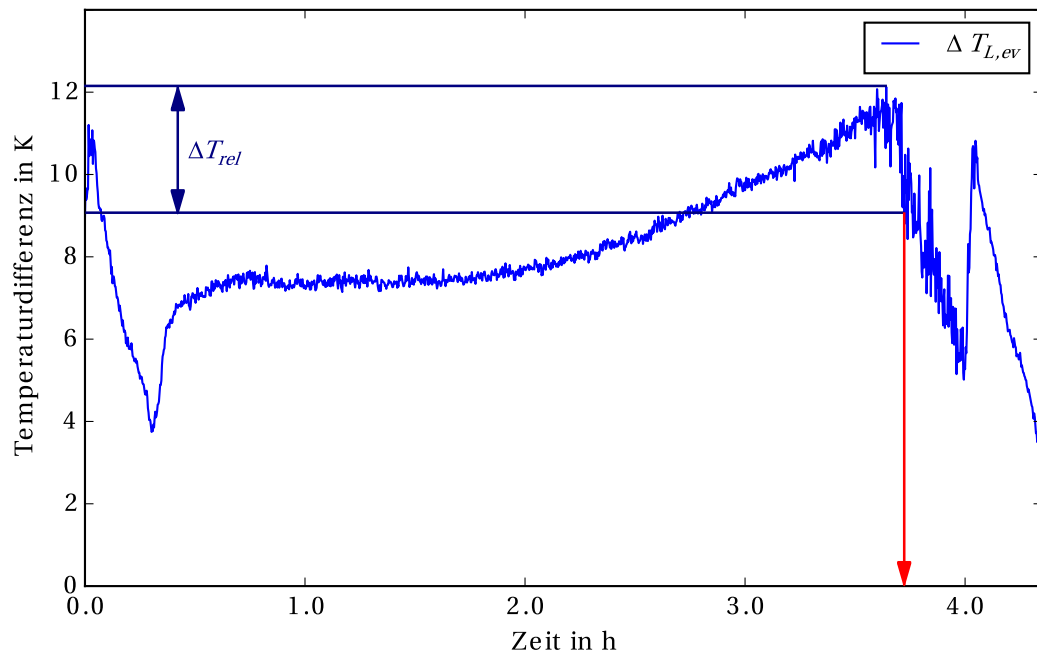


Abbildung 4.4: Auslösung der Abtauung mit gegenwärtigem Detektionsalgorithmus.

Die Ergebnisse aus Abschnitt 3.3 zeigen eine Effizienzsteigerung durch eine Verkürzung des Abtauintervalls auf 3 h. Um diesen Effekt zu untersuchen werden die Verdampfungstemperaturen und die Leistungen grafisch betrachtet. In Abbildung 4.17 sind die Verdampfungstemperaturen der Untersuchung des 4 h Abtauintervalls zeitlich über einen Kühlzyklus dargestellt. Von Beginn des Zyklus bis zu einem Zeitpunkt von etwa 2 h bleiben die Temperaturen mit circa -7°C konstant. Anschließend beginnen die Temperaturen zu fallen. Ab 3 h sinken die Temperaturen sehr stark auf bis zu -18°C . Abbildung 4.18 stellt die elektrische Leistungsaufnahme der Verdichter und die thermischen Leistungen der Wärmeübertrager desselben Zyklus zeitlich dar. Während die elektrische Leistungsaufnahme konstant bleibt sinken die thermischen Leistungen wie die Verdampfungstemperatur ab einem Zeitpunkt von 3 h stark ab. In beiden Diagrammen ist die Reduktion der jeweiligen Werte im Bereich zwischen 3 h und 4 h rot gekennzeichnet.

Da diese Betrachtung unabhängig von der Temperatur der Eintrittsluft ist kann der Effekt der Eisbildung früher als bei einer Betrachtung der Temperaturdifferenz detektiert werden. Eine Verkürzung des Abtauintervalls verhindert ein starkes Absinken der thermischen Leistungen und der Verdampfungstemperaturen. Da die Werte in Tabelle A.2 über die letzten 75 % eines Zyklus gemittelt sind, sind die des 4 h Abtauintervalls entsprechend geringer.

Durch die Änderung des Abtauintervalls von 4 h auf 3 h wird der EER um 5.6 % von 2.14 auf 2.26 erhöht.

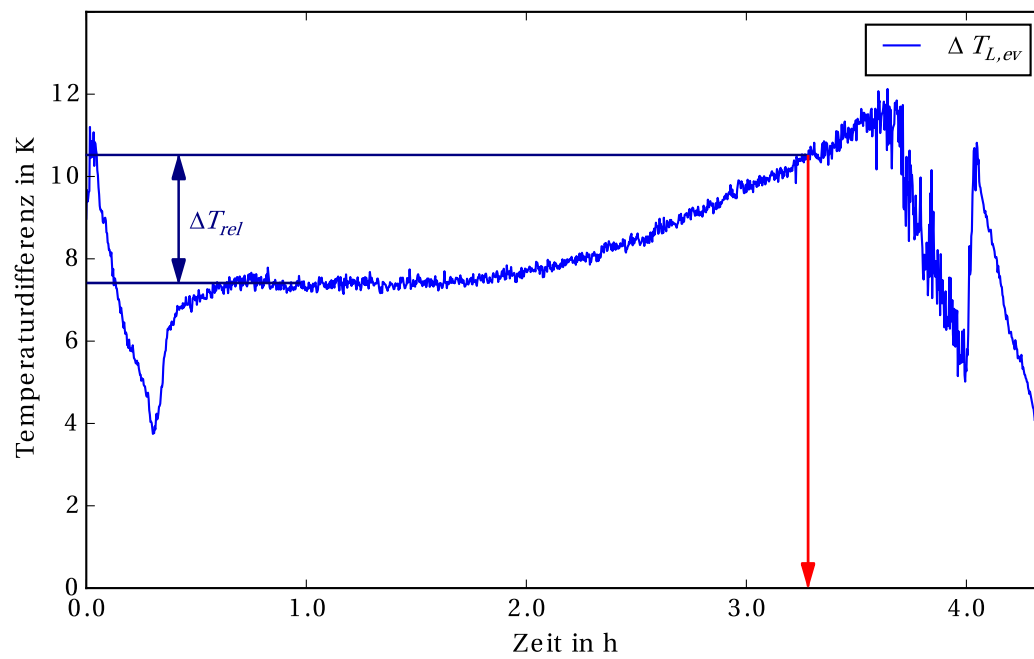


Abbildung 4.5: Auslösung der Abtauung mit verbessertem Detektionsalgorithmus.

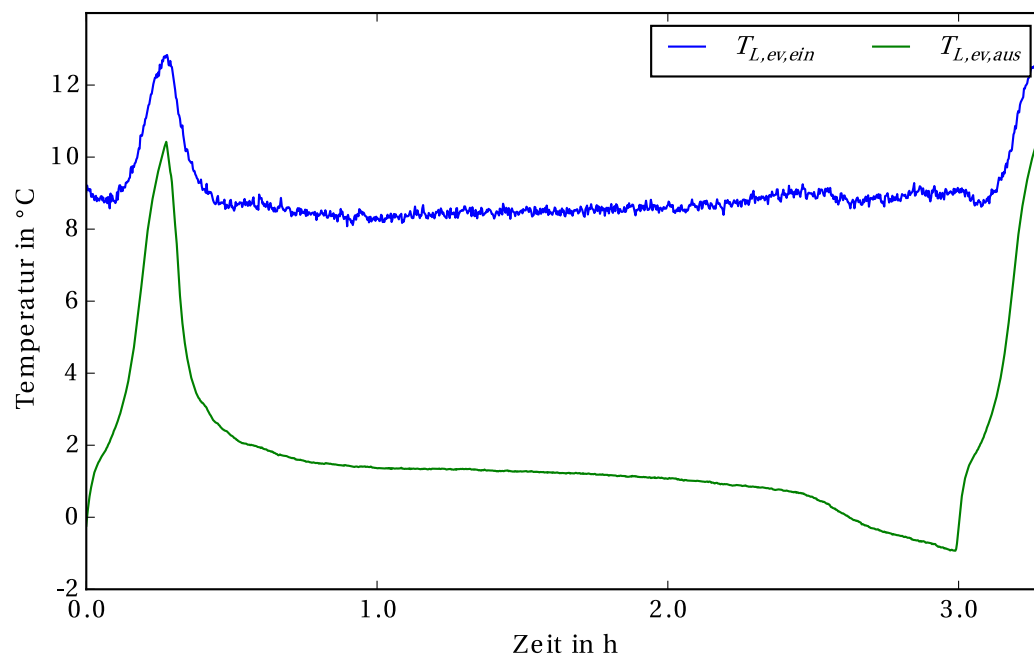


Abbildung 4.6: Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.

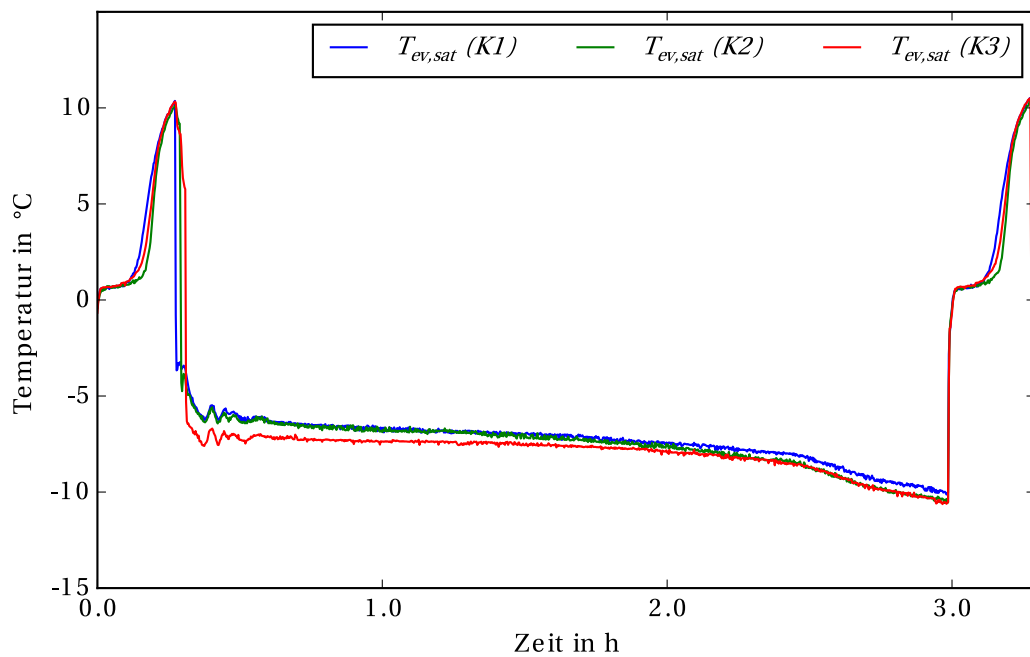


Abbildung 4.7: Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 3h Abtauintervall.

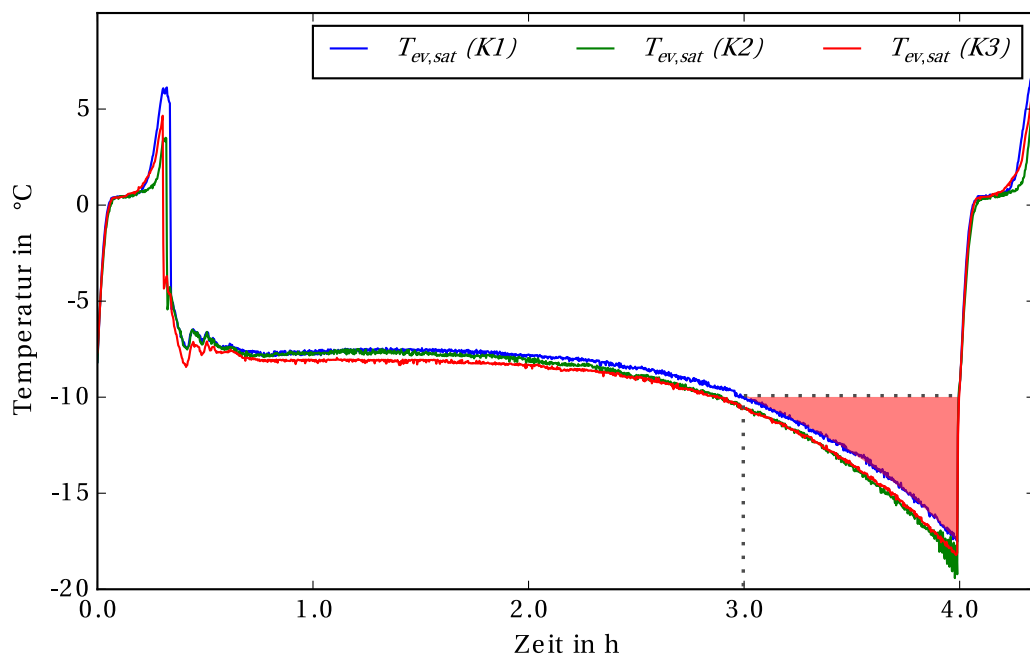


Abbildung 4.8: Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 4h Abtauintervall.

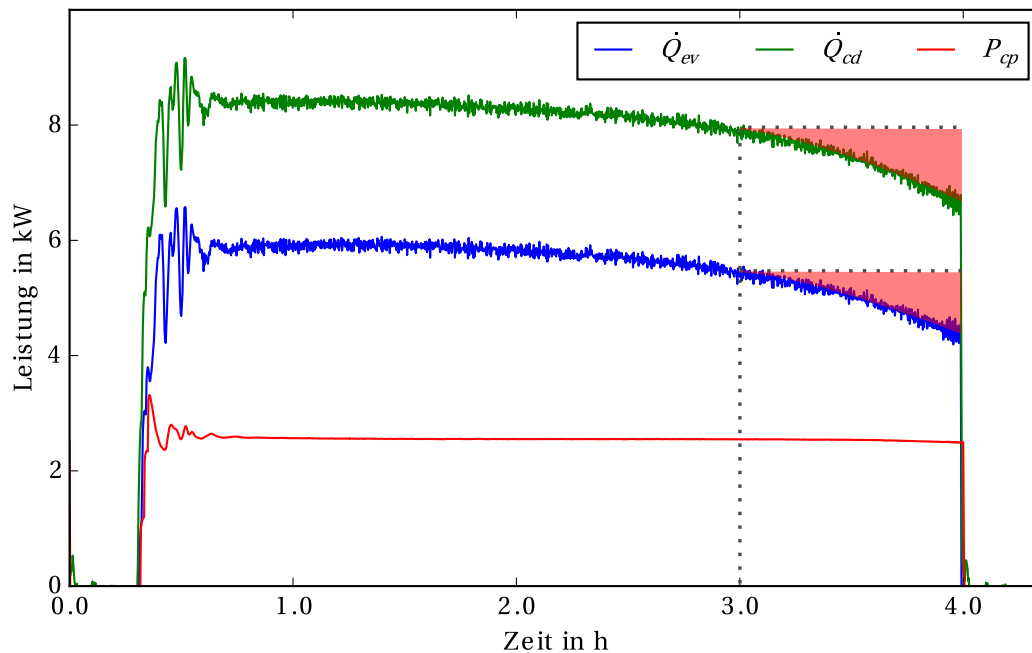


Abbildung 4.9: Elektrische und thermische Leistungen bei einem 4h Abtauintervall.

4.4 Abtauintervalle2

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Länge der Abtauintervalle auf das Systemverhalten auf Basis der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Untersuchungsergebnisse analysiert.

Zunächst ist zu untersuchen, warum die Abtauung genau nach 3 h eingeleitet wird. Zu diesem Zweck wird die Abtauregelung der Steuerungssoftware betrachtet. Diese ist schematisch in Abbildung 4.10 dargestellt [34]. Im unteren Diagramm ist auf der x-Achse die Zeit und auf der y-Achse die Temperaturdifferenz über den Verdampfer aufgetragen. Das Diagramm darüber zeigt diskrete Ereignisse der Regelung einer Bedarfsabtauung die in einem Kühlzyklus stattfinden. Nach dem Ende einer Abtauung wird nach einer bestimmten Verzögerung die maximale und optimale Temperaturdifferenz des Verdampfers ermittelt. Sinkt die tatsächliche Temperaturdifferenz 3 K unter die ermittelte maximale Temperaturdifferenz, so wird in einer ersten Stufe die Abtauung eingeleitet. Sinkt die Temperaturdifferenz unter einen vorgegebenen absoluten Grenzwert von 0 K, so leitet die zweite Stufe der Regelung die Abtauung ein. Wird die Abtauung nicht in dem vorgegebenen Abtauintervall von 3 h durch die erste oder zweite Stufe eingeleitet, so findet diese spätestens nach Ablauf der Zeit statt. Offensichtlich wurde durch die Stufen 1 und 2 der Bedarfsabtauung keine Abtauung eingeleitet.

Im Folgenden wird die Temperaturdifferenz der Luft über den Verdampfer genauer betrachtet um Rückschlüsse auf das Regelverhalten der Steuerungssoftware ziehen zu können. Diese ist über

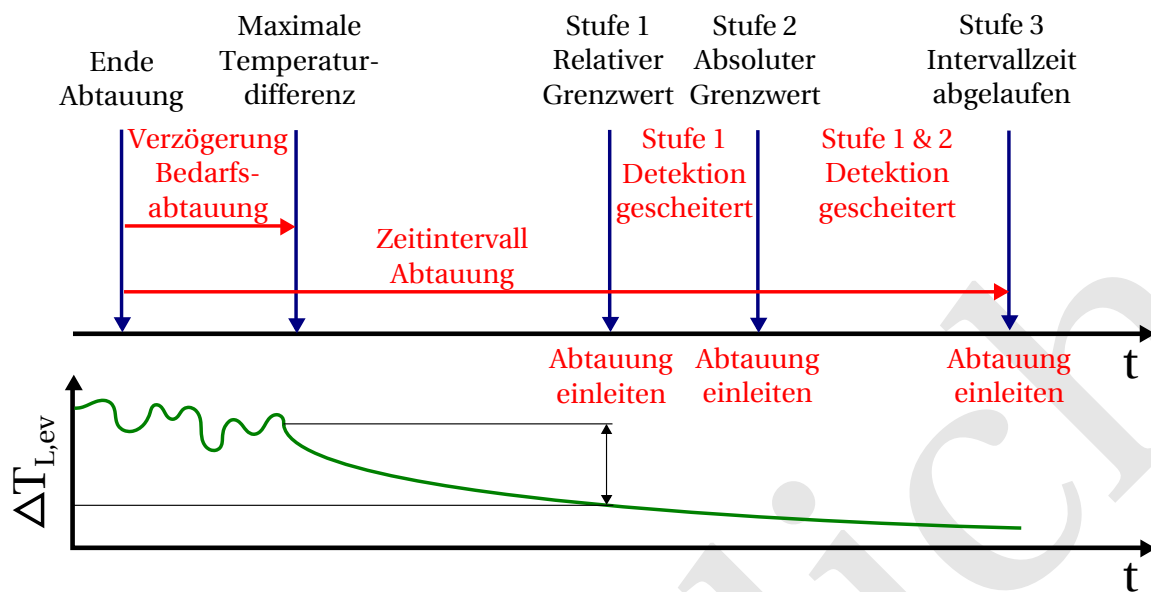


Abbildung 4.10: Auslösestufen der bedarfsgerechten Abtauung.

einen Kühlzyklus in Abbildung 4.11 dargestellt. Auf der x-Achse ist die Zeit in h und auf der y-Achse die Temperaturdifferenz in K aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass diese entgegen der Erwartungen mit fortschreitender Zeit ansteigt. Da die Temperaturdifferenz nicht sinkt kann auch kein eingestellter Grenzwert unterschritten werden. Infolgedessen findet keine Einleitung der Abtauung durch die ersten beiden Stufen der Regelung statt.

Die Regelung der bedarfsgerechten Abtauung basiert auf der Annahme, dass die Temperaturdifferenz der Luft kleiner wird. Dies hat den folgenden Grund: Während eines Kühlzyklus sammelt sich aufgrund der unter dem Tau- und Gefrierpunkt liegenden Temperatur der Verdampferoberfläche und der hohen relativen Luftfeuchtigkeit Kondensat, welches daraufhin gefriert. Wegen der stetig dicker werdenden Eisschicht entsteht ein zusätzlicher Wärmeleitwiderstand. Dieser verkleinert den Wärmedurchgangskoeffizienten k entsprechend Gleichung 2.30. Dies hat gemäß Gleichung 2.5 eine Reduzierung der übertragenen Wärme zur Folge. Die Temperaturdifferenz wird kleiner, da die Austrittstemperatur der Luft infolgedessen höher ist.

Abbildung 4.12 zeigt die Temperaturdifferenz der Luft bei der Vergleichsuntersuchung mit einem 4 h Abtauintervall. Es ist zu erkennen, dass wie bei der nachfolgenden Untersuchung die Temperaturdifferenz zunächst ansteigt. Jedoch beginnt diese bei circa 3.7 h rapide abzusinken. Zu diesem Zeitpunkt ist der Effekt der Eisbildung detektierbar und eine Einleitung der Abtauung durch die ersten beiden Stufen möglich. Dies wird jedoch durch das kurze Abtauintervall und durch die zunächst ansteigende Temperaturdifferenz verhindert.

Eine Untersuchung der Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer lässt Rückschlüsse auf das Verhalten der Temperaturdifferenz zu. Abbildung 4.15 stellt diese zeitlich über das 3 h Abtauintervall der Untersuchung der bedarfsgerechten Abtauung dar. Es ist zu erkennen, dass die

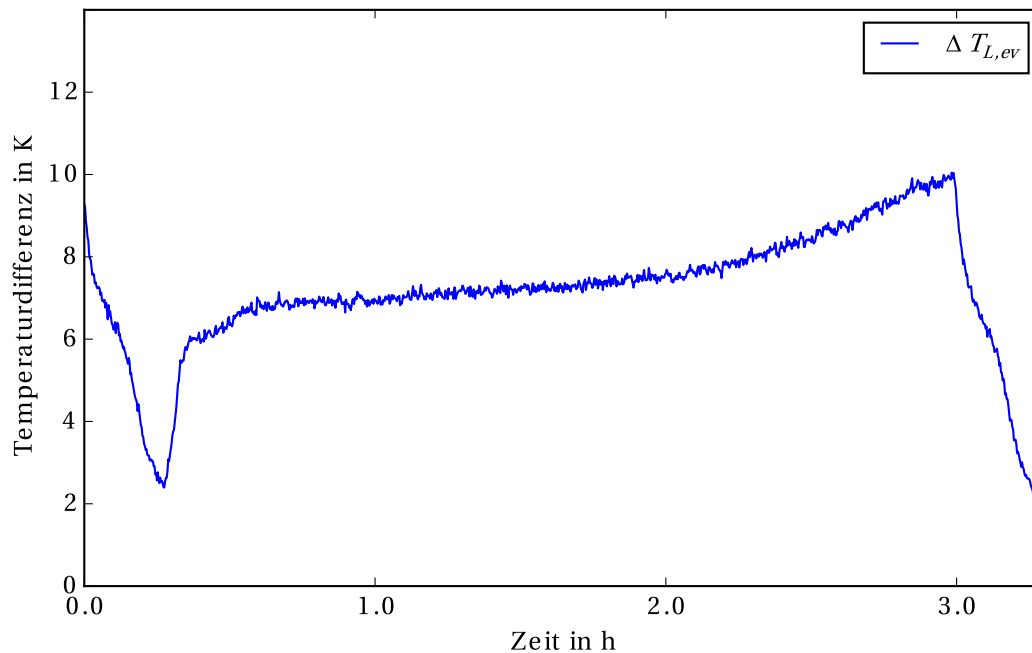


Abbildung 4.11: Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.

Austrittstemperatur der Luft nach Beginn des Kühlzyklus langsam von circa 2°C auf bis zu -1°C absinkt. Nach etwa 2.5 h sinkt die Temperatur schneller ab. Währenddessen bleibt die Eintrittstemperatur in den Verdampfer mit etwa 8°C bis 9°C nahezu konstant. Tendenziell ist eine geringe Erhöhung der Temperatur zu erkennen. Das Absinken der Austrittstemperatur der Luft ist direkt abhängig von deren Eintrittstemperatur sowie der Verdampfungstemperatur des Kältemittels.

In Abbildung 4.16 ist die Verdampfungstemperatur des Kältemittels für alle drei Kältekreise zeitlich dargestellt. Nach Beginn des Kühlzyklus betragen die Verdampfungstemperaturen etwa -6°C und fallen stetig bis auf -10°C . Nach etwa 2.5 h sinken die Temperaturen schneller ab. Aus dem Vergleich der Abbildungen 4.15 und 4.16 lässt sich schließen, dass aufgrund der Ähnlichkeit beider Temperaturgraphen die Austrittstemperatur der Luft proportional von der Verdampfungstemperatur abhängig ist.

Es ist zu erwarten, dass sich die Eintrittstemperatur der Luft proportional zu deren Austrittstemperatur verhält. Diese Annahme wird durch die tendenziell steigende Eintrittstemperatur widerlegt. Es ist zu vermuten, dass durch die sinkende Austrittstemperatur der Luft am Auslassgitter des Kühlmöbels, infolge einer Veränderung des Wärmeübergangs durch Konvektion, die Induktionsrate der warmen Kammerluft erhöht wird. Bei sinkender Austrittstemperatur vermischt sich die Luft des Schleiers mit einer größeren Menge der Kammerluft, wodurch die Luft des Kühlmöbels stärker erhitzt wird. Dieser Effekt ist eine mögliche Erklärung für die steigende Temperaturdifferenz der Luft.

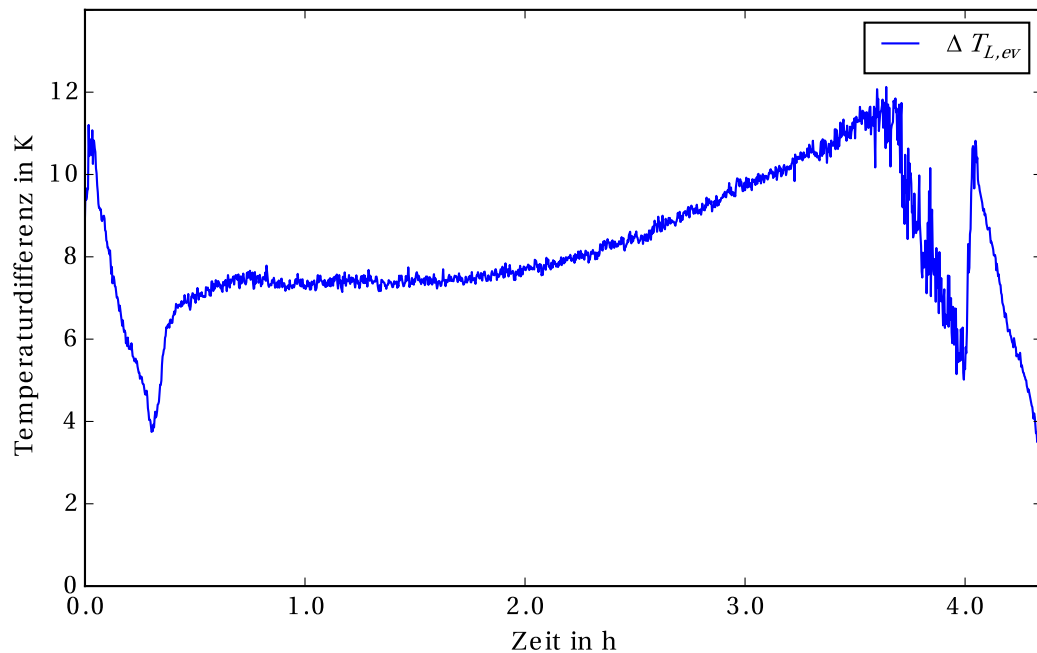


Abbildung 4.12: Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 4h Abtauintervall.

Die Ergebnisse aus Abschnitt 3.3 zeigen eine Effizienzsteigerung durch eine Verkürzung des Abtauintervalls auf 3 h. Um diesen Effekt zu untersuchen werden die Verdampfungstemperaturen und die Leistungen grafisch betrachtet. In Abbildung 4.17 sind die Verdampfungstemperaturen der Untersuchung des 4 h Abtauintervalls zeitlich über einen Kühlzyklus dargestellt. Von Beginn des Zyklus bis zu einem Zeitpunkt von etwa 2 h bleiben die Temperaturen mit circa -7°C konstant. Anschließend beginnen die Temperaturen zu fallen. Ab 3 h sinken die Temperaturen sehr stark auf bis zu -18°C . Abbildung 4.18 stellt die elektrische Leistungsaufnahme der Verdichter und die thermischen Leistungen der Wärmeübertrager desselben Zyklus zeitlich dar. Während die elektrische Leistungsaufnahme konstant bleibt sinken die thermischen Leistungen wie die Verdampfungstemperatur ab einem Zeitpunkt von 3 h stark ab. In beiden Diagrammen ist die Reduktion der jeweiligen Werte im Bereich zwischen 3 h und 4 h rot gekennzeichnet.

Da diese Betrachtung unabhängig von der Temperatur der Eintrittsluft ist kann der Effekt der Eisbildung früher als bei einer Betrachtung der Temperaturdifferenz detektiert werden. Eine Verkürzung des Abtauintervalls verhindert ein starkes Absinken der thermischen Leistungen und der Verdampfungstemperaturen. Da die Werte in Tabelle A.2 über die letzten 75 % eines Zyklus gemittelt sind, sind die des 4 h Abtauintervalls entsprechend geringer.

Durch die Änderung des Abtauintervalls von 4 h auf 3 h wird der EER um 5.6 % von 2.14 auf 2.26 erhöht.

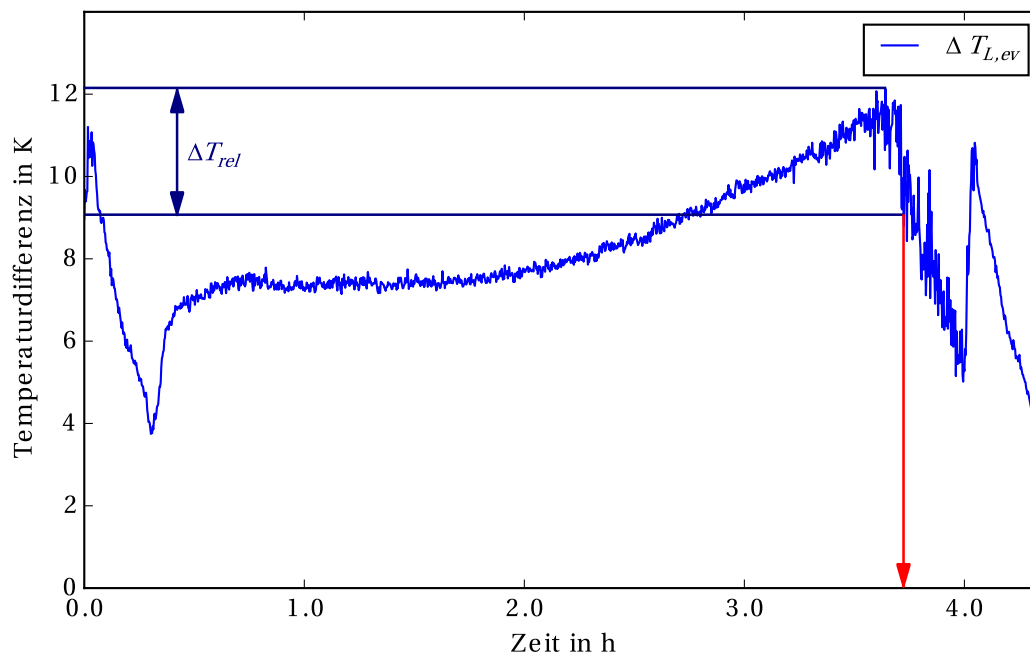


Abbildung 4.13: Auslösung der Abtauung mit gegenwärtigem Detektionsalgorithmus.

4.5 Verdichter

In diesem Abschnitt wird das Verhalten des Systems auf Basis der Ergebnisse aus Abschnitt 3.4 analysiert und der Tausch der Verdichter bewertet. Aufgrund der erzielten höheren Verflüssigungsleistung und der daraus resultierenden größeren Enthalpiedifferenz erreicht das Kältemittel einen niedrigeren Dampfgehalt. Bei Drosselung durch das Expansionsventil bleibt die Enthalpie nahezu konstant. Der erzielte Flashgasanteil hinter dem Ventil ist folglich ebenfalls geringer. Dadurch wird ein Verdampfungsenthalpiegewinn erzielt, wie beim Vergleich der Diagramme 3.9 und 3.10 erkennbar ist. Trotz eines niedrigeren Kältemittelmassenstroms wird an den Wärmeübertragern mehr Wärme übertragen. Bei Reduzierung des Massenstroms ist immer ein Anstieg der Enthalpiedifferenz zu beobachten. Gemäß Gleichung 2.5 bleibt so die Leistung konstant.

Nach Gleichung 2.16 wird der Druckabfall über den Verdampfer gleichermaßen durch den Dampfanteil und den Kältemittelmassenstrom beeinflusst. Eine Reduktion beider Größen hat, wie in den Messwerten von Kreis 2 und 3 in Tabelle A.3 erkennbar, eine Reduktion des Druckabfalls über den Verdampfer zur Folge. Das in Abschnitt 2.6.3 beschriebene Modell zeigt, dass der Druckabfall auf einem höheren Druckniveau größer ist. Demnach ist der in Kreis 1 leicht erhöhte Druckabfall durch die geringe Änderung von Dampfanteil und Massenstrom bei gleichzeitig minimaler Erhöhung des Verdampfungsdrucks zu erklären.

Die Abweichung des Systemverhaltens von den Herstellerdaten lässt sich dadurch erklären, dass diese bei einem Betriebspunkt mit 0 K Unterkühlung gelten. Da keine Unterkühlung erzielt und

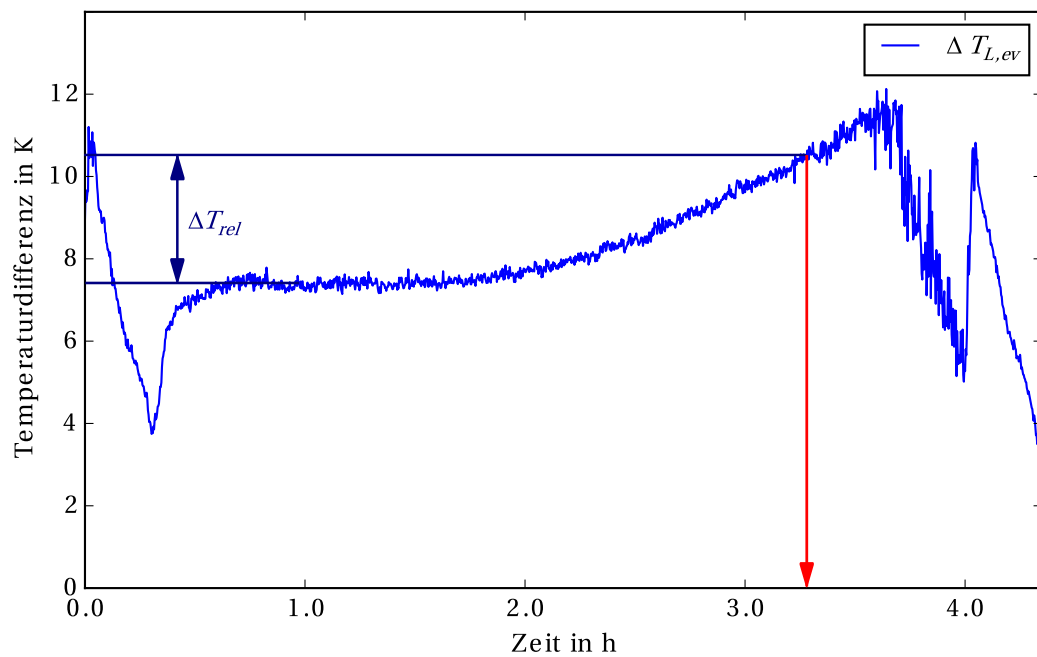


Abbildung 4.14: Auslösung der Abtauung mit verbessertem Detektionsalgorithmus.

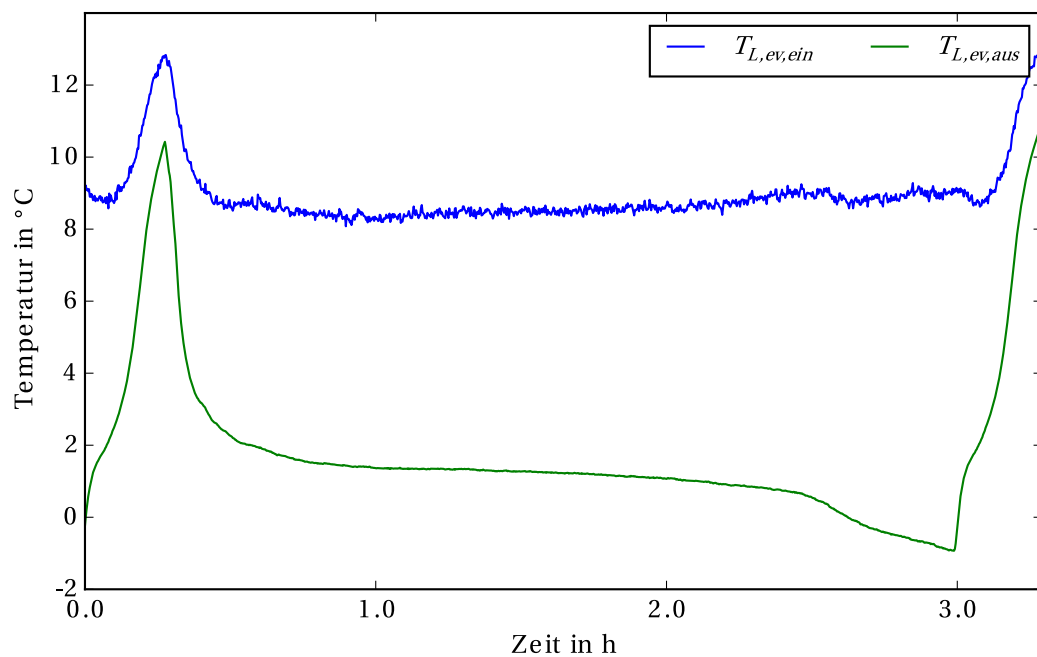


Abbildung 4.15: Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.

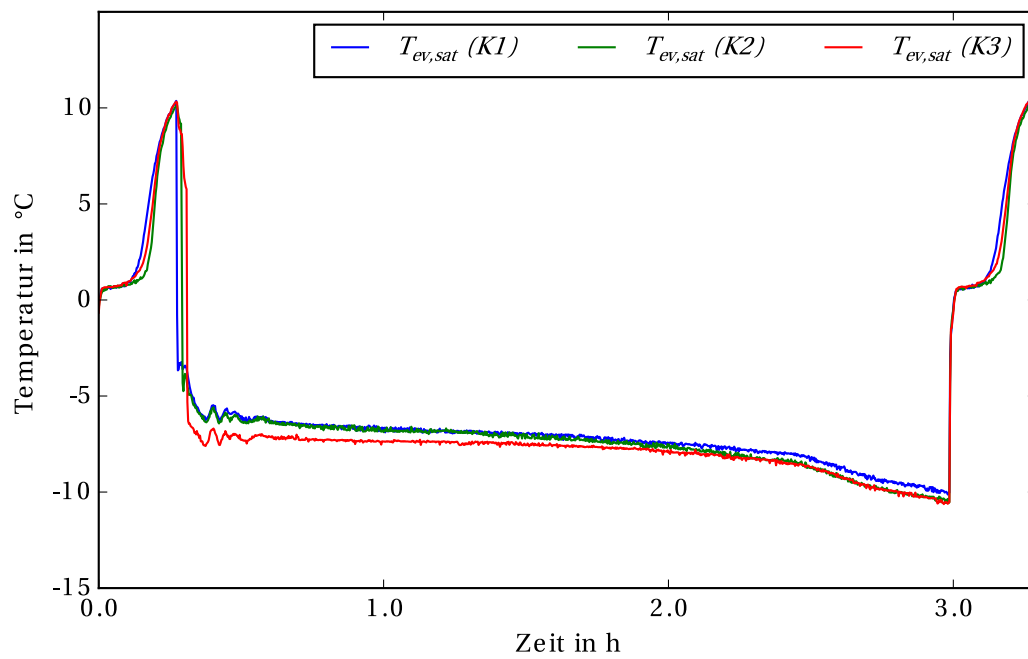


Abbildung 4.16: Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 3h Abtauintervall.

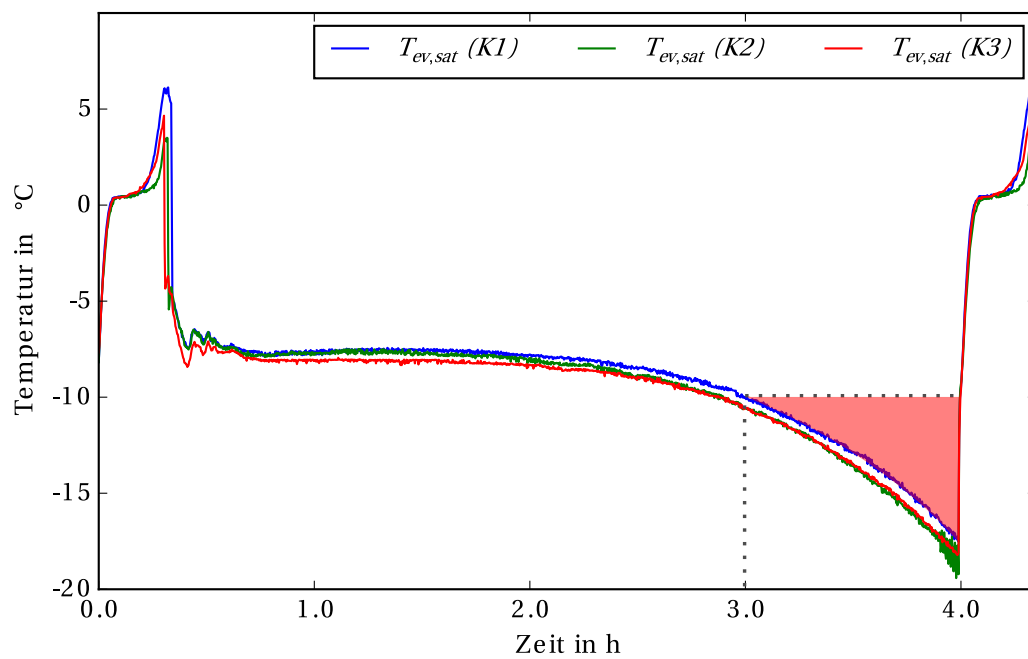


Abbildung 4.17: Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 4h Abtauintervall.

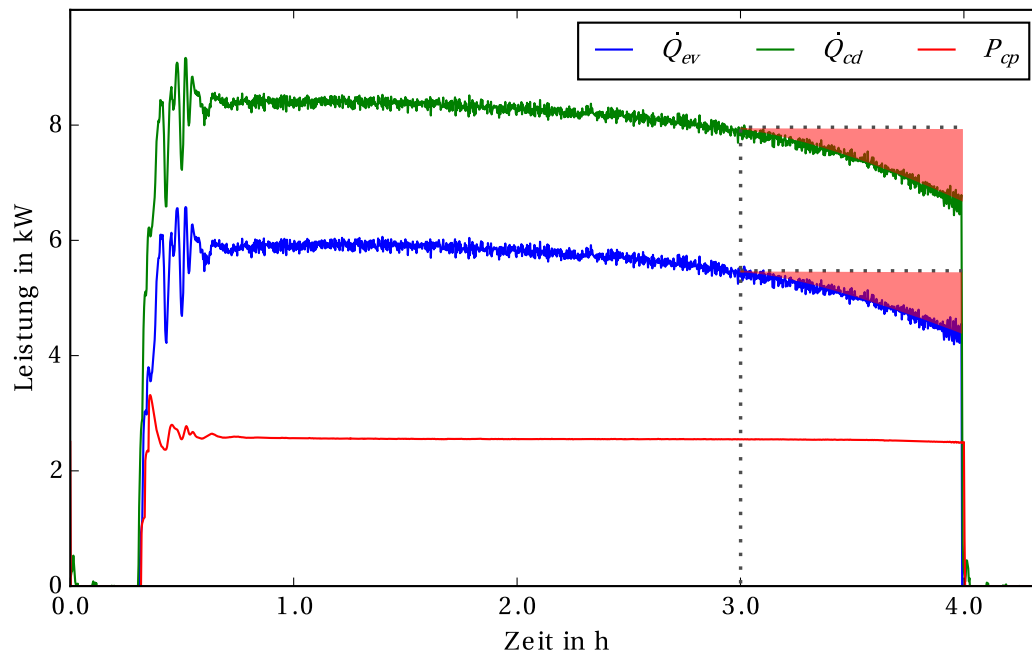


Abbildung 4.18: Elektrische und thermische Leistungen bei einem 4h Abtauintervall.

ein hoher Dampfanteil vorhanden ist sind die Daten nicht vergleichbar. Die tendenzielle Änderung zu einem höheren Massenstrom bei geringerer elektrischer Leistungsaufnahme ist durch eine Änderung des Betriebspunkts im Verdichterkennfeld zu erklären. Bei einem typischen Verdichterkennfeld ist das Druckverhältnis über dem Massenstrom aufgetragen. Eine Reduktion des Massenstromes bei ähnlichem Druckverhältnis sowie konstanter Drehzahl kann, je nach Betriebspunkt, eine Reduktion des isentropen Wirkungsgrads zur Folge haben [35]. Dies kann zu einer Erhöhung der elektrischen Leistungsaufnahme und der Wärmeabgabe führen, wodurch die Verflüssigungsleistung erhöht wird. Diesem Verhalten liegt eine andere Leistungskurve des Kupfermotors gegenüber dem Aluminiummotor zugrunde. Die Herstellerdaten versprechen tendenziell eine Erhöhung der Verdichterkälteleistung. Ein Zusammenspiel dieser Effekte resultiert in dem gegenwärtigen Betriebspunkt.

Der Betrieb mit der Standardausführung des Scrollverdichters ZB09KAU-TFD wirkt sich unter den gegenwärtigen Prüfbedingungen sowohl leistungs- als auch leicht effizienzsteigernd aus. Gegenüber dem Hybridmodell wird kein eindeutiger EER-Gewinn erzielt.

4.6 Änderung der Verdampferschaltung

In diesem Unterkapitel werden die Ergebnisse aus Abschnitt 3.5 analysiert und hinsichtlich deren Auffälligkeiten untersucht.

4.6.1 Vergleich zwischen Verdampfern

In diesem Abschnitt wird der Effekt des Umstiegs vom zweireihigen AHT-Verdampfer zum vierreihigen LIDL-Verdampfer auf das Systemverhalten untersucht. Es ist zu untersuchen warum die Leistung des Systems verringert wird und die Produkttemperaturen ansteigen. Mit Umstieg auf den LIDL-Verdampfer ist zunächst ein Anstieg der Überhitzung sowie eine Abweichung der von den Expansionsventilen erfassten Überhitzung von der messtechnisch erfassten Überhitzung auffällig. Durch das vierreihige Design wird eine bessere Umströmung der Verdampferrohre von der Luft erzielt, wodurch der Wärmeübertragungskoeffizient α_L erhöht wird. Dies resultiert in einer Erhöhung des k -Werts und damit, gemäß Gleichung 2.5, in einer Erhöhung des übertragenen Wärmestroms. Durch die bessere Wärmeübertragung steigt die Überhitzung an, worauf das Expansionsventil mit einer Erhöhung des Öffnungsgrades reagiert. Während des Betriebs mit dem neuen Verdampfer sind die Expansionsventile in den drei Kreisen vollständig geöffnet. Dies ist ersichtlich aus der starken Erhöhung des Kältemittelmassenstroms und aus der über dem Sollwert liegenden Überhitzung. Dies ist jedoch keine Erklärung für die beobachteten Abweichungen der erfassten Überhitzungen beim Betrieb mit dem neuen Verdampfer. Diese betragen etwa 1 K bis 2 K. Es ist möglich, dass durch die andere Wärmeübertragungs- sowie Strömungscharakteristik des neuen Verdampfers zu einem anderen Regelverhalten des Expansionsventil führt [36]. Eine weitere Erklärung könnte sein, dass die internen Berechnungen der Expansionsventile, denen Koeffizienten zugrunde liegen, dadurch fehlerhaft sind [37]. Mit dem höheren Kältemittelmassenstrom geht ein Anstieg des Wassermassenstroms am Kondensator sowie eine Reduktion der Enthalpiedifferenz am Verflüssiger einher. Dies führt wiederum, durch den höheren Dampfanteil, zu einer Reduktion der Verdampferleistung. Zudem steigt mit dem Massenstrom der Druckabfall über den Verdampfer an. Die veränderte Wärmeübertragungscharakteristik hat einen höheren Verdampfungsdruck zur Folge, der mit einer höheren Verdampfungstemperatur einhergeht. Diese Effekte resultieren in einer höheren Luftauslasstemperatur und damit in einer höheren Durchschnittsprodukttemperatur.

Aus dem Systemverhalten lässt sich somit schließen, dass die Füllmenge nicht ausreichend groß ist, um eine Überhitzungsregelung ermöglichen zu können. Eine höhere Füllmenge hätte ein höheres Druckniveau sowie eine damit verbundene höhere Verdampfungstemperatur zur Folge. Aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz zur Luft würde weniger Wärme übertragen werden, wodurch die Überhitzung des Kältemittels sinken würde. Das Expansionsventil reagiert folglich mit einer Reduktion des Öffnungsgrades. Um in einen regelbaren Bereich der Überhitzung zu gelangen und ein stabiles Systemverhalten zu generieren wird der Sollwert der Überhitzung in nachfolgenden Untersuchungen auf 13 K eingestellt.

4.6.2 Modellgestützter Vergleich der Verschaltungen V2 und V3

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Simulation sowie das Verhalten des Systems bei Änderung der Verschaltung der Verdampferrohre analysiert und hinsichtlich des Zieles der thermischen Leistungssteigerung bewertet. Die Ursache für die im Vergleich viel tieferen Temperaturen ist die geringe relative Luftfeuchtigkeit. Für die Validierung des Modells sind Untersuchungen bei 0 % r.F. in der Klimakammer notwendig. Tatsächlich erreichbar sind 5 % bis 25 % r.F. Da bei diesen trotzdem sehr niedrigen Werten kaum Kälteleistung für die Kondensation des Wassers aus der Luft benötigt wird, ist mehr Kälteleistung zur sensiblen Wärmeaufnahme der Luft verfügbar. Dies resultiert in einer tieferen Luftauslasstemperatur. Durch die sinkenden Temperaturen sinken ebenfalls Verdampfungsdruck und Verdampfungstemperatur. Das Modell zeigt, dass der verursachte Druckabfall auf einem niedrigeren Druckniveau ebenfalls niedriger ist.

Die Ergebnisse der Simulation zeigen eine große Abweichung des errechneten Druckabfalls zu den erfassten Messdaten. Die Berechnungsmethode verspricht laut Quellen eine Genauigkeit von $\pm 30\%$. Die Abweichung unter gegenwärtigen Bedingungen beträgt etwa 42 % bis 44 %. Allerdings ist die Berechnung des Druckabfalls auf einem höheren Druckniveau sehr genau. Das Modell wurde basierend auf Messdaten aus Untersuchungen bei 60 % r.F. berechnet. Dabei wurden Genauigkeiten von 10 % bis 20 % erzielt. Dies lässt darauf schließen, dass die Gleichungen zur Berechnung des Druckabfalls einen bestimmten Gültigkeitsbereich besitzen, der unter den gegenwärtigen Untersuchungsbedingungen verlassen wird.

Trotz ungenauer Berechnung des Druckabfalls sind die Berechnungen der Temperaturen und der Leistungen sehr genau. Das liegt daran, dass die Parameter des Modells, die Wärmeübergangskoeffizienten α_L , α_{KM} und $\alpha_{KM,SH}$, manuell so angepasst wurden, dass der errechnete dem messtechnisch erfassten Temperaturverlauf entspricht. Dies hat zur Folge, dass das Modell mit den aktuellen Parameterwerten nicht allgemeingültig ist.

Der durch die Änderung der Verdampferschaltung sichtbare Effekt in der Kälteleistung wird ebenfalls durch den zu gering berechneten Druckabfall beeinflusst. Der durch das Modell berechnete Kälteleistungsgewinn ist nur halb so groß wie der tatsächlich erzielte. Dadurch, dass der berechnete Druckabfall zu niedrig ist, ist auch die Änderung des Druckabfalls nach Änderung der Verschaltung proportional niedriger. Dies spiegelt sich in den erzielten Verdampfungstemperaturen und damit in der Kälteleistung wider. Aufgrund dessen ist zu vermuten, dass der Effekt der Verschaltungsänderung auf die Leistung, während den Untersuchungen bei 60 % r.F., noch deutlicher wird, da der Druckabfall wegen des höheren Druckniveaus ebenfalls höher ist. Durch das Modell wird neben dem Leistungsgewinn ein ebenfalls gesteigerter Druckabfall berechnet. Die Ursache dessen liegt im höheren Wärmestrom. Dadurch, dass das Kältemittel durch die veränderte Verschaltung mehr Wärme aufnimmt, wechselt es schneller den Aggregatzustand. Zwischen gasförmigem und flüssigem Kältemittel stellt sich ein Geschwindigkeitsschlupf ein, da gasförmiges Kältemittel aufgrund dessen geringer Dichte schneller strömt. Stärkere Reibungseffekte erhöhen deshalb

den Reibungsdruckabfall. Das Kältemittel hat zu einem früheren Zeitpunkt als in der vorherigen Verschaltung dieselbe Geschwindigkeit. Es werden in jeder Zelle des Modells höhere Geschwindigkeiten berechnet. Da der Druckabfall, gemäß Gleichung 2.16 quadratisch zur Geschwindigkeit steigt ist der Druckabfall in Verschaltung V2 größer.

Bei der Betrachtung der Temperaturprofile der Luft in den Abbildungen 3.12 und 3.13, ist fast kein Unterschied ersichtlich. Aus den Temperaturprofilen des Kältemittels ist der Effekt durch die Umkehr der Fließrichtung des Kältemittels ersichtlich. Diese gleichen nun denen eines reinen Gegenstromwärmeübertragers. Zudem ist eine höhere Überhitzung in Verschaltung V3 zu erkennen. Diese wird durch den erzielten Leistungsgewinn verursacht. Im realen System würde dies durch die Überhitzungsregelung kompensiert werden und in einem geringeren Massenstrom resultieren. Ein steilerer Druckgradient geht mit einem steileren Temperaturgradienten einher, was eine Verstärkung des Effekts der Verschaltungsänderung verursacht. Wie zuvor erwähnt ist dies bei Normbedingungen zu erwarten.

Die erfassten Messwerte bestätigen die Tendenz des Modells. Mit etwa 35 W bis 55 W Kälteleistungsgewinn je Kältekreis wird ein Gesamtkälteleistungsgewinn von 140 W erzielt. Bei gleichzeitiger Reduktion der elektrischen Leistungsaufnahme resultiert dies in einem höheren EER. Durch den bei höherer Verflüssigungsleistung geringeren Kältemittelmassenstrom wird die Enthalpiedifferenz von Verdampfer und Kondensator erhöht. Zudem werden in diesem Zustand Dampfanteile von 100 % und daraus resultierende Unterkühlungen von 3 K bis 4 K realisiert. Bei steigender Überhitzung reagiert das Expansionsventil, um diese zu kompensieren, mit einer Erhöhung des Öffnungsgrades und damit einer Steigerung des Kältemittelmassenstrom. Die Untersuchungen zeigen aber einen niedrigeren Massenstrom und eine geringfügig höhere Überhitzung. Dies ist wahrscheinlich auf eine Verschiebung des Betriebspunktes der Verdichter zurückzuführen. Bei einem Verdichterkennfeld ist das Druckverhältnis über dem Massenstrom aufgetragen [35]. Ein, durch gesteigerten Druckabfall, zunehmendes Druckverhältnis kann bei gleicher Motordrehzahl zu einem geringeren Massenstrom führen und zu einer Reduktion des isentropen Wirkungsgrades.

Mittels des Modells wird durch die Verschaltungsänderung eine Erhöhung der thermischen Leistungen und des Druckabfalls vorausgesagt, was durch die Untersuchungen bestätigt wird. Dies resultiert in einer Effizienzsteigerung von 4 %.

4.6.3 Vergleich der Verschaltungen V2 und V3

In diesem Abschnitt werden die in Abschnitt 4.6.3 beschriebenen Untersuchungsergebnisse von Verschaltung V2 und V3 bei 60 % r.F. analysiert. Das Druck- und Temperaturniveau ist bei dieser Untersuchung höher als das der vorausgehenden Untersuchung. Durch den höheren Anteil an Feuchtigkeit in der Luft wird ein Teil der Kälteleistung dazu benötigt diese zu kondensieren. Deswegen wird die Luft nicht so stark abgekühlt wie zuvor und die Verdampfungsdrücke und -

temperaturen sind entsprechend höher. Die Verdampferleistungen in beiden Verschaltungen sind bei feuchter Luft höher als bei trockener Luft, da feuchte Luft eine höhere Wärmeleitfähigkeit besitzt und damit gemäß der Gleichungen 2.5, 2.30 und 2.31 mehr Wärme übertragen wird [38]. Der Effekt auf die Leistungssteigerung des Verdampfers ist mit 140 W Leistungsgewinn genauso groß wie in der vorigen Untersuchung. Damit ist dieser wider der Erwartung, dass der steigende Druckabfall die Verdampferleistung vergrößert, nicht größer als unter trockenen Bedingungen. Der durch die Änderung der Verschaltung verursachte Druckabfall ist zwar gegenüber der Untersuchung bei 0 % r.F. bedingt durch den höheren Massenstrom größer, allerdings führt dies nicht zu einem proportionalen Anstieg der Verdampferleistung sondern wird anderweitig vom System kompensiert. Dabei liegt die Begründung vermutlich in einer Verschiebung des Betriebspunkts im Kennfeld des Verdichters. Eine Erhöhung des Druckverhältnisses bedingt dabei eine Reduktion des Kältemittelmassenstroms. Den Änderungen in den Messwerten liegen dieselben Ursachen zugrunde wie denen aus Abschnitt 4.6.2. Durch Verschaltung V3 wird ein Betriebspunkt erreicht in dem der Zustand des Kältemittels vor dem Expansionsventil sich genau auf der Siedelinie befindet. Dies ist erstrebenswert in Hinsicht auf den Schutz des Expansionsventils vor Schlägen von Gasblasen und auf dessen Regelverhalten.

Mittels Verschaltung V2 werden mit $-0.47\text{ }^{\circ}\text{C}$ minimaler und $10.25\text{ }^{\circ}\text{C}$ maximaler Produkttemperatur die bislang tiefsten Produkttemperaturen erzielt, wenn die Untersuchung bei 0 % r.F. nicht miteinbezogen wird. Diese werden durch die tiefere Verdampfungstemperatur und die Optimierung der Verschaltung generiert. Wegen des veränderten Überhitzungssollwerts sind die Ergebnisse nicht direkt mit denen vor dem Verdampfertauch vergleichbar. Die Effizienzsteigerung beträgt unter feuchten Bedingungen 3 %, sodass ein vergleichsweise hoher EER von 2.28 erzielt wird.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden experimentelle Untersuchungen an einem vertikalen Supermarktkühlmöbel in einer Klimakammer durchgeführt, mit dem Ziel unter Veränderung günstiger Parameter eine thermische Leistungssteigerung herbeizuführen. Zur Untersuchung des Einflusses einer modifizierten Reihenfolge der Verdampferrohre wurde ein mathematisches Modell des Verdampfers entwickelt und anhand von Versuchsdaten validiert.

Eine Durchführung der Untersuchungen nach Normbedingungen ist nur begrenzt möglich. Die Vorgabe einer einheitlichen Luftgeschwindigkeit zwischen 0.1 m/s und 0.2 m/s an drei Punkten über die Höhe der linken Außenkante des Kühlmöbels kann nicht eingehalten werden. Es ist ein Gradient von Geschwindigkeiten zwischen 0.02 m/s und 0.35 m/s messbar. Eine Reduktion der Lüfterleistung führt zu einer Annäherung der Werte in den Zielbereich. Allerdings führt dies zu einem Temperaturgradienten von 2 K über die Höhe des Möbels und zu einer instabilen Regelung von Temperatur und relativer Luftfeuchtigkeit. Deswegen wurde für die nachfolgenden Untersuchungen ein Betrieb mit zwei Lüftern mit je 30 % ihrer Leistung beschlossen.

Berechnungen um die im jeweiligen Öl gelöste Kältemittelmenge zu bestimmen ergeben, dass HATCOL 4467 gegenüber 3MAF in den Wärmeübertragern eine um 5 % geringere Löslichkeit besitzt. Dies entspricht maximal etwa 1 g bis 1.5 g je Kältekreis. Mittels eines Spülsystems wurde festgestellt, dass sich kein zurückgebliebenes Öl in den Kältekreisen befindet. Der Wechsel zu HATCOL 4467 führt zu einer Erhöhung der thermischen Leistungen. Allerdings geht dies einher mit einer EER-Reduzierung um 3.2 % da auch die elektrische Leistungsaufnahme reduziert wird.

Die Regelung der Abtauung detektiert wegen einer steigenden Temperaturdifferenz über den Verdampfer keinen Abtaubedarf und löst diese deshalb nach dem vorgegebenen maximalen Intervall von 3 h aus. Die steigende Temperaturdifferenz ist vermutlich auf eine Erhöhung der Induktionsrate des Luftschleiers mit der warmen Raumluft durch eine Veränderung des konvektiven Wärmestroms zurückzuführen. Ab einer Zeitmarke von etwa 3 h werden die thermischen Leistungen sowie die Verdampfungstemperaturen, bedingt durch Eisbildung am Verdampfer stark reduziert. Eine Verkürzung des Abtauintervalls auf 3 h verhindert dies und erzielt damit einen EER-Gewinn von 5.6 %.

Ein Wechsel von der Hybrid- zur Standardausführung des Verdichtermodells ZB09KAU-TFD erhöht bedingt durch eine andere Motorkennlinie die Kondensator- und Verdampferleistungen um 400 W. Da auch die elektrische Leistungsaufnahme steigt führt dies nur zu einem geringen EER-Anstieg von etwa 0.9 %.

Ein Umstieg auf den vierreihigen LIDL-Verdampfer führt aufgrund dessen besserer Wärmeüber-

tragungscharakteristik zu einem Kältemittelmangel. Dies wird kompensiert durch eine Erhöhung des Überhitzungssollwerts von 8 K auf 13 K.

Mittels des Modells werden durch die Verschaltungsänderung ein Anstieg des Druckabfalls und eine Erhöhung der Kälteleistung berechnet. Diese Tendenz wird durch die Untersuchungsergebnisse bestätigt. Bei geringen Druckverhältnissen weicht der berechnete Druckabfall stark von den erfassten Messwerten ab, sodass das Modell einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich besitzt. Die modifizierte Verschaltung generiert durch den Druckabfall und die daraus resultierende Reduktion der Verdampfungstemperatur ein Temperaturprofil, dass dem eines Gegenstromwärmeübertragers gleicht. Dadurch werden mit minimal $-0.47\text{ }^{\circ}\text{C}$ und maximal $10.25\text{ }^{\circ}\text{C}$ die im Rahmen der Untersuchungen tiefsten Produkttemperaturen und ein EER von 2.28 erzielt. Alle durchgeführten Veränderungen erweisen sich somit als leistungssteigernd.

Als weitere Maßnahme zur Leistungssteigerung bietet sich die Installation von Venturi-Verteilern an. Diese teilen den Massenstrom auf mehrere Verdampferrohre auf und reduzieren dadurch den Druckabfall. Eine Reduktion des aufzubringenden Druckverhältnisses führt zu einer Steigerung des isentropen Wirkungsgrades.

Literaturverzeichnis

- [1] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Verkaufskühlmöbel – Teil 1: Begriffe.
- [2] EU-Parlament/Rat. Richtlinie 2006/40/EG - Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates.
- [3] Karl Huber. R290-Kälteanlage mit optimierter Füllmenge. 2016.
- [4] Hans Moons. Ecodesign for Commercial Refrigeration.
- [5] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN EN 378-1 - Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und dra Auswahlkriterien, 2014.
- [6] Dennis Körner. *Dynamische Modellierung von Kompressionswärmepumpen und Bewertung unterschiedlicher Kältemittel unter Berücksichtigung aktueller Vorschriften und Richtlinien in Deutschland*. PhD thesis, RWTH, Aachen, 2017.
- [7] Mag. Konstantin Kulterer. Energieeffizienz in Kältesystemen. 2007.
- [8] Chemtura Corporation. HATCOL 4467 Datenblatt. 2017.
- [9] Lubrizol Corporation. Emkarate RL32-3MAF Datenblatt.
- [10] Emerson Climate Technologies. Vergleich von 3MAF und HATCOL 4467.
- [11] Bitzer Kühlmaschinen GmbH. Technische Informationen - Einsatz von Propan (R290) und Propen (R1270) mit halbhermetischen Verdichtern.
- [12] Karl Huber and Jörg Rehburg. Mit Propan wirtschaftlich und umweltfreundlich kühlen. (12), 2011.
- [13] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN EN 1861 - Kälteanlagen und Wärmepumpen Systemfließbilder und Rohrleitungs- und Instrumentenfließbilder, 1998.
- [14] National Instruments. LabVIEW: User Manual, 2013.
- [15] WIKÄ Alexander Wiegand SE & Co. KG. Einsatz von Thermoelementen. (9), 2016.
- [16] Dr.-Ing. Dirk Müller. Regenerative Energien für Gebäude II: Kaltwasserversorgung (1), 2016.
- [17] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Verkaufskühlmöbel – Teil 2: Klassifizierung, Anforderungen und Prüfbedingungen.

- [18] S. A. Klein. EES Manual, 2000.
- [19] Springer-Verlag GmbH. *VDI-Wärmeatlas*. 2013.
- [20] J. Michael Doster. Two Phase Friction.
- [21] Bernt Kesper and Jogindar Mohan Chawla. Reibungsdruckabfall bei adiabater Zweiphasen-Flüssigkeits-Dampf-Strömung hoher Geschwindigkeit. *Forschung im Ingenieurwesen*, 42(6):177–183, 1976.
- [22] M. M. Awad. Two-Phase Flow. 2012.
- [23] Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt, and T. L. Bergman. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, Hoboken NJ, 7th ed. edition, 2011.
- [24] Gregory Nellis and Sanford A. Klein. *Heat transfer*. Cambridge University Press, Cambridge and New York, 2009.
- [25] Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung. Wärme- und Stoffübertragung I/II.
- [26] André G. McDonald and Hugh L. Magande. Fundamentals of Heat Exchanger Design // Introduction to Thermo-Fluids Systems Design. 2012.
- [27] Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung. Wärmeübertrager und Dampferzeuger.
- [28] Universitat politècnica de valència. Assessing and optimizing the performance of R-290 integral display case.
- [29] Emerson Climate Technologies. ZB09KAU-TFD Datenblatt.
- [30] Emerson Climate Technologies. ZB09KAU-TFD Hybrid Datenblatt.
- [31] Hermann Recknagel, Sprenger Recknagel, Sprenger Schramek .. Recknagel, and Ernst-Rudolf Schramek. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik: Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik ; [2005/06]*. Oldenbourg, München [u.a.], 72. aufl. edition, 2005.
- [32] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN 4108-4 - Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 4: Wärme- und feuchteschutztechnische Bemessungswerte. 2017.
- [33] Datenblatt - Kondensator R290, 2,7 KW - B8LAS mit 20 Platten, 2017.
- [34] Emerson Climate Technologies. Kühlmöbelsteuerung ECB-D20.
- [35] Ingo Wilke. *Verdichterstabilisierung mit passiven Gehäusestrukturen*. PhD thesis.
- [36] Janos Winter, Roland Handschuh, Gerhard Frei, and Peter Roth. Die MSS-Theorie: Wie Verdampfer und Expansionsventil zusammenwirken. (11), 2012.
- [37] Emerson Climate Technologies. EXD-HP1/2 Überhitzungs-/Economiser-Regler. 2016.
- [38] Clemens J. M. Lasance. The Thermal Conductivity of Moist Air. 9(4), 2003.

Anhang

Vertraulich

A Ergebnisse der Untersuchungen

Tabelle A.1: Vergleich zwischen dem Betrieb mit 3MAF und HATCOL 4467.

	3MAF	HATCOL 4467
el. Leistung Verdichter [W]	2436	2542
Leistung Verdampfer [W]	5383	5442
Leistung Kondensator [W]	7589	7882
EER	2.21	2.14
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-9.46	-9.96
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	31.82	34.51
Überhitzung (K1) [K]	8.21	7.77
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	26	20
Massenstrom (K1) [g/s]	8.34	8.18
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	64531	59450
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-10.24	-10.42
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	33.82	35.14
Überhitzung (K2) [K]	8.19	7.93
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	16	15
Massenstrom (K2) [g/s]	8.06	8.03
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	63828	62899
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-10.25	-10.54
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	33.25	34.67
Überhitzung (K3) [K]	8.53	8.90
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	20	16
Massenstrom (K3) [g/s]	8.05	7.96
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	56099	52894
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.35	5.63
Maximale Produkttemperatur [°C]	10.54	11.10
Minimale Produkttemperatur [°C]	0.98	0.56
Einlasstemperatur Luft [°C]	7.68	8.69
Auslasstemperatur Luft [°C]	-0.31	-0.02

Tabelle A.2: Vergleich zwischen verschiedenen Abtauintervallen.

	4h Abtauintervall	Bedarfsabtauung
el. Leistung Verdichter [W]	2542	2554
Leistung Verdampfer [W]	5442	5770
Leistung Kondensator [W]	7882	8230
EER	2.14	2.26
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-9.96	-7.71
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.51	34.71
Überhitzung (K1) [K]	7.77	8.06
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	20	23
Massenstrom (K1) [g/s]	8.18	8.88
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	59450	64649
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-10.42	-7.95
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.14	35.30
Überhitzung (K2) [K]	7.93	8.06
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	15	20
Massenstrom (K2) [g/s]	8.03	8.79
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	62899	68890
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-10.54	-8.20
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	34.67	34.77
Überhitzung (K3) [K]	8.90	9.07
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	16	21
Massenstrom (K3) [g/s]	7.96	8.68
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	52894	57693
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.63	5.67
Maximale Produkttemperatur [°C]	11.10	11.17
Minimale Produkttemperatur [°C]	0.56	0.33
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.69	8.66
Auslasstemperatur Luft [°C]	-0.02	0.77

Tabelle A.3: Vergleich zwischen der Hybrid- und der Standardausführung eines Scrollverdichters.

	ZB09KAU-TFD (Hyb)	ZB09KAU-TFD
el. Leistung Verdichter [W]	2554	2697
Leistung Verdampfer [W]	5770	6161
Leistung Kondensator [W]	8230	8652
EER	2.26	2.28
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-7.71	-7.61
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.71	34.48
Überhitzung (K1) [K]	8.06	8.11
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	23	18
Massenstrom (K1) [g/s]	8.88	8.59
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	64649	65651
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-7.95	-8.36
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.30	35.63
Überhitzung (K2) [K]	8.06	8.33
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	20	6
Massenstrom (K2) [g/s]	8.79	8.29
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	68890	64548
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-8.20	-8.22
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	34.77	34.65
Überhitzung (K3) [K]	9.07	9.21
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	21	15
Massenstrom (K3) [g/s]	8.68	8.33
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	57693	55501
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.67	5.48
Maximale Produkttemperatur [°C]	11.17	10.60
Minimale Produkttemperatur [°C]	0.33	1.14
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.66	8.71
Auslasstemperatur Luft [°C]	0.77	0.99

Tabelle A.4: Herstellerdaten von Hybrid- und Standardausführung der Verdichter.

	ZB09KAU-TFD (Hyb)	ZB09KAU-TFD
Kälteleistung [W]	2280	2290
el. Leistung [W]	830	800
Massenstrom [g/s]	7.96	8.00

Tabelle A.5: Vergleich der Verschaltungen V1 und V2.

	Verdampfer V1	Verdampfer V2
el. Leistung Verdichter [W]	2697	2661
Leistung Verdampfer [W]	6161	5082
Leistung Kondensator [W]	8652	7599
EER	2.28	1.91
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-7.61	-4.85
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.48	34.29
Überhitzung (K1) [K]	8.11	12.30
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	18	35
Massenstrom (K1) [g/s]	8.59	9.42
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	65651	75911
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-8.36	-3.81
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.63	35.06
Überhitzung (K2) [K]	8.33	10.58
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	6	34
Massenstrom (K2) [g/s]	8.29	9.84
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	64548	72885
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-8.22	-5.03
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	34.65	33.86
Überhitzung (K3) [K]	9.21	11.89
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	15	43
Massenstrom (K3) [g/s]	8.33	9.39
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	55501	64713
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.48	7.27
Maximale Produkttemperatur [°C]	10.60	10.89
Minimale Produkttemperatur [°C]	1.14	3.99
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.71	9.68
Auslasstemperatur Luft [°C]	0.99	3.05

Tabelle A.6: Vergleich der Verschaltungen V2 und V3 bei 0% r.F.

	Verdampfer V2	Verdampfer V3
el. Leistung Verdichter [W]	2623	2607
Leistung Verdampfer [W]	5241	5387
Leistung Kondensator [W]	7397	7447
EER	1.99	2.07
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-14.14	-15.59
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.12	34.23
Überhitzung (K1) [K]	16.36	16.64
Unterkühlung (K1) [K]	0	2.79
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	1	0
Massenstrom (K1) [g/s]	6.11	5.59
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	47191	52996
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-14.20	-15.79
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	34.97	35.35
Überhitzung (K2) [K]	16.06	16.39
Unterkühlung (K2) [K]	0.15	4.21
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	0	0
Massenstrom (K2) [g/s]	6.05	5.48
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	42863	44176
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-15.43	-17.37
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	33.95	34.29
Überhitzung (K3) [K]	17.33	18.10
Unterkühlung (K3) [K]	0	3.91
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	3	0
Massenstrom (K3) [g/s]	5.66	4.94
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	36124	35103
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	0.80	1.46
Maximale Produkttemperatur [°C]	5.70	6.83
Minimale Produkttemperatur [°C]	-3.65	-3.51
Einlasstemperatur Luft [°C]	4.42	4.92
Auslasstemperatur Luft [°C]	-5.38	-5.58

Tabelle A.7: Vergleich der Verschaltungen V2 und V3 bei 60% r.F.

	Verdampfer V2	Verdampfer V3
el. Leistung Verdichter [W]	2665	2649
Leistung Verdampfer [W]	5901	6040
Leistung Kondensator [W]	8287	8380
EER	2.21	2.28
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-9.58	-10.94
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.30	34.34
Überhitzung (K1) [K]	16.31	16.54
Unterkühlung (K1) [K]	0	0.02
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	11	0
Massenstrom (K1) [g/s]	7.65	7.17
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	56393	62087
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-9.15	-10.72
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.34	35.14
Überhitzung (K2) [K]	15.55	15.72
Unterkühlung (K2) [K]	0	0.20
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	4	0
Massenstrom (K2) [g/s]	7.78	7.25
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	52500	53686
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-10.73	-12.25
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	33.94	34.27
Überhitzung (K3) [K]	17.11	17.29
Unterkühlung (K3) [K]	0	0.18
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	19	0
Massenstrom (K3) [g/s]	7.25	6.72
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	45823	47517
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.30	4.73
Maximale Produkttemperatur [°C]	10.73	10.25
Minimale Produkttemperatur [°C]	1.18	-0.47
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.88	9.15
Auslasstemperatur Luft [°C]	-0.01	-0.78

Vertraulich

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß übernommen sind, sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit ist in gleicher oder ähnlicher Form noch nicht als Prüfungsarbeit eingereicht worden. Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die vorliegende Arbeit in der Lehrstuhlbibliothek und Datenbank aufbewahrt und für den internen Gebrauch kopiert werden darf.

Aachen, den 17. Juni 2018

Tim Klebig