

**Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer
Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem
solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher**

Von der Fakultät für Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität Stuttgart zur
Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Marco Zetzsche

aus Werdau

Hauptberichter
Mitberichter

Prof. Dr. Dr.-Ing.habil. Hans Müller-Steinhagen
Prof. Dr.-Ing. Michael Schmidt

Tag der mündlichen Prüfung 26.10.2012

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart
2012

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	1
Kurzfassung	6
Abstract	6
1. Einleitung	7
1.1. Gliederung und Zielstellung der Arbeit	9
1.1.1. Randbedingungen	10
1.1.2. Stand der Technik	12
2. Grundlagen	15
2.1. Wärmeverhältnis und Leistungszahl	17
2.2. Arbeitsstoffpaarungen für Absorptionsanlagen	19
2.3. Absorptionskältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid	19
2.4. Absorptionskältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser	20
2.5. Mehrstufige Absorptionskältemaschinen	23
3. Versuchsanlagen	25
3.1. Aufbau der Absorptionskältemaschine	25
3.2. Funktionsweise	27
3.2.1. Prototyp 1	29
3.2.2. Prototyp 2	30
3.3. Komponenten der Absorptionskältemaschine	31
3.4. Externe Kreisläufe	37
3.5. Messtechnik	39
3.5.1. Temperaturmessung	39
3.5.2. Druck	40
3.5.3. Volumenstrom, Massenstrom und Dichte	41
3.5.4. Wärmeleistung	42
4. Versuche unter Laborbedingungen	43
4.1. Durchführung der Messungen	43
4.2. Messergebnisse	44
4.3. Regelung der Absorptionskältemaschine	46
4.3.1. Einfluss der Betriebstemperaturen auf den Tiefdruck	46
4.3.2. Regelung des Tiefdrucks	49
4.3.3. Bauform und Funktionsweise des Kältemittelexpansionsventils	53
4.3.4. Zusammenfassung	56
4.4. Interne Wärmerückgewinnung	58
4.4.1. Austreiber	58
4.4.2. Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ)	59
4.4.3. Dephlegmator	59

4.4.4. Verdampfer	60
4.4.5. Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ)	62
4.5. Befüllung mit Kältemittel	64
4.6. Betrieb der Membranpumpe	65
4.7. Betrieb als solar unterstützte Absorptionswärmepumpe	66
5. Solare Kühlung	69
5.1. Das Kollektorfeld	69
5.2. Eisspeicher	71
5.3. Kälteverbraucher	73
5.4. Kältenetz	74
5.4.1. Kälteträger	74
5.4.2. Betriebssicherheit	74
5.4.3. Regelung	75
5.5. Messergebnisse	78
5.5.1. Selbstregelung der Heiztemperatur	78
5.5.2. Direkte Raumkühlung	80
5.5.3. Beladung des Eisspeichers	83
5.5.4. Dynamisches Betriebsverhalten	85
5.5.5. Einbindung des Eisspeichers	90
5.6. Simulation	92
6. Bewertung der Ergebnisse und Zusammenfassung	97
6.1. Bewertung der Druckregelung	97
6.2. Energetische Bewertung	98
6.2.1. Leistungszahl im stationären Betrieb	98
6.2.2. Leistungszahl im Kühlbetrieb	100
6.2.3. Kühlkomfort	102
6.3. Zusammenfassung	103
Literaturverzeichnis	105
A. Messinstrumente und Komponenten	114
A.1. Kollektorfeld	117
A.2. Auslegungsdaten Kühldeckeninstallation	117
B. Messreihen Prototyp 1	118
B.1. 90 °C Heizung ; 27 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C/-10 °C Kälteträger	119
B.2. 100 °C Heizung ; 27 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C/-10 °C Kälteträger	120
B.3. 110 °C Heizung ; 27 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C/-10 °C Kälteträger	121
B.4. 110 °C Heizung ; 40 °C/45 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C Kälteträger	122
B.5. Einfluss des Dephlegmators	123
C. Fehlerbetrachtung	124
D. Messungen	125
D.1. Vergleich Handsteuerung - automatische Steuerung	125
D.2. Beladung des Eisspeichers	126
E. Grundriss, Schema	127
F. Regelung der Kälteversorgung	129

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Wert	Einheit
A	Fläche		m^2
c_p	spezifische Wärmekapazität		$kJ/(kgK)$
COP	Leistungszahl Kältemaschine		–
COP_{WP}	Leistungszahl Wärmepumpe		–
\dot{E}	Exergiestrom		W
f	Ventilstellung (Öffnungsumdrehung)		–
g	Erdbeschleunigung	9,81	m/s^2
h	spezifische Enthalpie		kJ/kg
I	elektrische Stromstärke		A
I_{glob}	globale Einstrahlung		W/m^2
k_1	Konstanter Wärmedurchgangskoeffizient		$W/(m^2 \cdot K)$
k_2	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient		$W/(m^2 \cdot K^2)$
k_V	Durchflussskennwert		m^3/h
\dot{m}	Massenstrom		kg/h
P	Leistung		W
p	Druck		bar
p_{hoch}	Hochdruck		bar
p_{tief}	Tiefdruck		bar
q	Dampfmassenanteil		kg_D/kg_{ges}
\dot{q}	Wärmestromdichte		W/m^2
\dot{Q}	Wärmestrom		W
\dot{Q}_R	Kältebedarf im Raum		kW
R	elektrischer Widerstand		Ω
s	spezifische Entropie		$kJ/(kg \cdot K)$
t	Zeit		s
T	Temperatur		K
T_{Hub}	Temperaturhub		K
u	spezifische innere Energie		kJ/kg
U	Überhitzungsgradstunden		$K \cdot h/a$
v	spezifisches Volumen		m^3/kg
\dot{V}	Volumenstrom		m^3/h

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung aus vorheriger Seite

Symbol	Bedeutung	Wert	Einheit
x	allg. Messwert		versch.
Δx	allg. Messabweichung		versch.

Griechische Symbole

ζ	Wärmeverhältnis	–	
η	Wirkungsgrad	–	
η_0	Konversionsfaktor	–	
ϑ	Temperatur		$^{\circ}C$
ϑ_e	Temperatur im externen Kältekreislauf		$^{\circ}C$
ϑ_k	Temperatur im Kollektorfeld		$^{\circ}C$
$\Delta\vartheta_{UT}$	Übertemperatur		K
Δh_V	Verdampfungsenthalpie		kJ/kg
Δh_S	Schmelzenthalpie		kJ/kg
λ	Wärmeleitfähigkeit		$W/(mK)$
ν	Gütegrad	–	
ξ	Ammoniakkonzentration		kg_{NH_3}/kg_{Lsg}
$\Delta\xi$	Entgasungsbreite		kg_{NH_3}/kg_{Lsg}
ρ	Dichte		kg/m^3
σ	Genauigkeit für die Druckregelung		bar
φ	Überschreitungshäufigkeit		%

Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bedeutung
Abs	Absorber
aL	arme Lösung
Austr	Austreiber
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
D	Dampf, dampfförmig
Deph	Dephlegmator
DFM	Durchflussmessgerät

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung aus vorheriger Seite

Abkürzung	Bedeutung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Et	Ethanol
ES	Eisspeicher
GF	Grundfläche
glob	global
H ₂ O	Wasser
IEA	International Energy Agency
id	ideal
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (Universität Stuttgart)
KM	Kältemittel
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
Kond	Kondensator
konst	konstant
KWS	Kaltwasserspeicher
LiBr	Lithiumbromid
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
Lsg	Lösung
M1..16	Messung, Messreihe (1..16)
MID	Magnetisch induktives Durchflussmessgerät
NH ₃	Ammoniak
Pt100	Widerstandsthermometer 100 Ω
PTFE	Polytetrafluorethylen (Teflon)
RK	Rückkühlung
rL	reiche Lösung
Verd	Verdampfer
Wa	Wasser
WÜ	Wärmeübertrager

Index	Bedeutung
<i>ab</i>	abgeführt
<i>abs</i>	absolut
<i>Abs</i>	Absorber
<i>aus</i>	Austritt
<i>Austr</i>	Austreiber (Generator, Desorber)
<i>B</i>	Bezug, Bezugswert
<i>D</i>	Dampf
<i>ein</i>	Eintritt
<i>el</i>	elektrisch
<i>ext</i>	extern
<i>gas</i>	gasförmig
<i>ges</i>	gesamt
<i>Hub</i>	Temperaturhub
<i>int</i>	intern
<i>KD</i>	Kühldecke
<i>Kond</i>	Kondensator
<i>liq</i>	flüssig (liquid)
<i>Lsg</i>	Lösung, Flüssigkeitslösung
<i>m</i>	mittlere (r,s)
<i>Nutz</i>	Nutzen, Nutzleistung
<i>op</i>	operativ
<i>Pump</i>	Pumpe
<i>PT1</i>	Prototyp 1
<i>PT2</i>	Prototyp 2
<i>R</i>	Raum
<i>Res</i>	Reservoir (Kältemittelbehälter)
<i>RK</i>	Rückkühlung
<i>soll</i>	Sollwert
<i>U</i>	Umgebung
<i>UT</i>	Übertemperatur
<i>Verd</i>	Verdampfer

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung aus vorheriger Seite

Index	Bedeutung
<i>WB</i>	Wärmebilanz
<i>WP</i>	Wärmepumpe
<i>zu</i>	zugeführt

Mathematische Symbole

Symbol	Bedeutung
Δ	Differenz
Σ	Summe
-	Mittelwert

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit messtechnischen Untersuchungen an einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine und deren Verwendung zur solaren Kühlung. Dafür wurde die Absorptionskältemaschine thermodynamisch analysiert und eine angepasste Regelstrategie entwickelt. Zur Regelung wurden zwei verschiedene Bauformen von Expansionsventilen untersucht. Die Kältemaschine kann aufgrund der umfangreichen Wärmerückgewinnung in einem großen Verdampfungstemperaturbereich arbeiten. Es wurde ein System zur solaren Kühlung von fünf Büroräumen des Institutsgebäudes aufgebaut. Das System besitzt einen großen Neuheitscharakter, da ein Eisspeicher für die Speicherung von Kälteenergie verwendet wird. Der Eisspeicher bietet den Vorteil, dass auch bei fehlender Antriebsleistung der Absorptionskältemaschine die Raumkühlung über längere Zeiten erfolgen kann. Gleichzeitig ist der Speicher kompakt und hat ein geringes Gesamtvolumen. Die gesamte Anlage ist in der Lage schnell zwischen den Betriebspunkten Eisspeicherbeladung und -entladung sowie Raumkühlung umzuschalten und auf diese Weise den Kühlkomfort im Raum dauerhaft zu gewährleisten.

Abstract

This work investigates an ammonia/water absorption chiller in combination with a solar cooling system. The absorption chiller has been analyzed and a new control strategy was developed. Two different types of expansions valves were investigated. Because of the extensive heat recovery, the absorption chiller could be operated in a wide range of operational conditions. In addition to the chiller, a complete solar cooling system has been established in the department's building. This solar cooling system is a novelty because an ice-store is used for storing cooling energy. The compact ice-store can cover the cooling load, even if there is a shortage of driving heat. The complete system can switch very fast between several operational modes such as charging and discharging the ice-store as well as cooling of the rooms. The cooling comfort could thus be maintained over a long period of time.

1. Einleitung

Die Prozesse zur technischen Erzeugung und Bereitstellung von Kälteenergie sind seit etwas mehr als einhundert Jahren bekannt. Aufgrund der zunehmenden Industrialisierung und des steigenden Komfortbedarfs sind die Anforderungen an Kältemaschinen ständig gestiegen und werden auch in Zukunft steigen. Beginnend mit der Forderung nach Zuverlässigkeit und Leistungsstärke über die Umweltverträglichkeit der Kältemittel bis hin zur Energieeffizienz befand sich die Kältetechnik stets im Wandel. Dies gilt sowohl für die Lebensmittelkonservierung als auch für die Kühlung und Klimatisierung von Gebäuden. Auch in Zukunft wird die installierte Kälteleistung für die Klimatisierung in Deutschland und Europa weiterhin stark zunehmen [3], [15]. Dafür ist hier vor allem das gestiegene Komfortbedürfnis der Menschen verantwortlich. Da sich Menschen heute zunehmend länger in Räumen aufhalten als noch vor hundert Jahren, steigen auch die Erwartungen und Anforderungen an das Raumklima [8], [86]. Zusätzlich belegen zahlreiche Untersuchungen, dass die Arbeitsleistung des Menschen bei einer zu hohen Umgebungstemperatur sinkt. Das gestiegene Komfortbedürfnis zeigt sich besonders anschaulich am Beispiel der Fahrzeugklimatisierung: vor 20 Jahren galt eine Klimaanlage im Fahrzeug als Luxus, während seit einigen Jahren die Klimaanlage selbst in Kleinwagen zur Standardausstattung gehört. In Folge des globalen Wachstums, sowohl der Wirtschaft als auch der Bevölkerung, ist weltweit von einer starken Zunahme des Kälteenergiebedarfs auszugehen. Die vorherrschende Technik für die Kälteerzeugung ist die Kompressionskälteerzeugung. Dabei wird die Enthalpieänderung eines Kältemittels beim Phasenübergang vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand genutzt. Ein elektrisch angetriebener Verdichter fördert das verdampfte Kältemittel auf ein höheres Druckniveau, bei dem es im Kondensator verflüssigt wird. Anschließend wird der Druck mit einem Expansionsventil gesenkt und das Kältemittel verdampft. Die Verdampfungswärme wird aus der Umgebung dem Prozess zugeführt. Dabei sinkt die Umgebungstemperatur. Ein Nachteil der Kompressionskälteerzeugung ist der hohe

Bedarf an elektrischer Antriebsenergie. Verbunden mit dem Elektroenergiebedarf sind in der Regel CO₂-Emissionen, die bei der Stromerzeugung entstehen und nachweislich zur Klimaerwärmung beitragen (Treibhauseffekt). Zudem haben die meisten in Kompressionskältemaschinen verwendeten Kältemittel deutlich stärkere klimaschädliche Auswirkungen als CO₂. Der Einsatz dieser Stoffe wird zunehmend international reglementiert (z.B. im MONTREAL-PROTOKOLL 1989 [1] und im KYOTO-PROTOKOLL 1997 [2]). Ein zusätzlicher Aspekt, der beim Einsatz von Kompressionskältemaschinen negativ in Erscheinung tritt, ist die Gleichzeitigkeit des Bedarfs an Kälteenergie von einer hohen Anzahl an Verbrauchern. Dieser Bedarf wird zum großen Teil von der Außentemperatur und der Sonneneinstrahlung bestimmt und ist abhängig von der Tageszeit. Das Maximum tritt in der Regel mittags auf. Um die Summe des Kältebedarfs aller Verbraucher zu decken wird dann eine verhältnismäßig hohe Leistung an elektrischem Strom benötigt. Es kommt zu ausgeprägten Lastspitzen im Stromversorgungsnetz. Zusätzlich sinkt der Wirkungsgrad der Kraftwerke (aufgrund höherer Rückkühltemperaturen). Dieser Engpass führte schon in mehreren Ländern zum Zusammenbruch der Stromnetze. Einen Lösungsansatz für dieses Problem stellen thermisch angetriebene Kältemaschinen dar. Sie sind seit den wissenschaftlichen Anfängen der Kältetechnik bekannt und werden heute meist für große Kälteleistungen eingesetzt. Thermische angetriebene Prozesse sind zum Beispiel Absorptions- und Adsorptionskälteprozesse. Als *solare Kühlung* wird die Kopplung einer thermisch angetriebenen Kältemaschine mit einem Solarkollektorfeld, welches die Antriebswärme bereitstellt, bezeichnet. Die Gleichzeitigkeit von Solarenergie, einerseits als Ursache des Kältebedarfs, andererseits jedoch genutzt als Antriebsenergie einer Kältemaschine, wirkt sich so positiv aus. Durch die intensive Nutzung der Solarenergie und zusätzlich der Verwendung von natürlichen Kältemitteln, ist eine nahezu emissionsfreie Kühlung in Bezug auf Treibhausgase möglich. Ein kompletter Verzicht auf Elektroenergie wird nicht angestrebt. Zwar wird in den Kälteprozessen die Antriebsenergie thermisch bereitgestellt, trotzdem wird elektrische Hilfenenergie benötigt. Weiterhin ist sie auch für den Betrieb von Pumpen und Ventilatoren im Kälteversorgungssystem erforderlich.

Seit einigen Jahren gibt es intensive Forschungsbemühungen im Bereich der solaren Kühlung. Die Herausforderungen bestehen dabei zum einen in der Anpassung der Kälteprozesse auf den solaren Antrieb und andererseits in der Entwicklung angepasster Kälteversorgungssysteme. Bisher haben sich Ad- und Absorptionsprozesse durchgesetzt. Eine Übersicht sowie eine

Beschreibung der angewandten Verfahren für die solare Kühlung findet sich z.B. bei HENNING [24] und EICKER [17]. Es existieren bereits zahlreiche Anlagen in verschiedenen Leistungsbe-
reichen. Neben den zugrunde gelegten Prozessen, unterscheiden sich die Anlagen stark im
Einsatzbereich, dem Anteil der solar erzeugten Wärme und der Art der Rückkühlung. Zahl-
reiche Ausführungsbeispiele von Anlagen zur solaren Kühlung wurden im Rahmen der *IEA*
Task 38 [25] untersucht.

1.1. Gliederung und Zielstellung der Arbeit

Diese Arbeit behandelt den Einsatz einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine für
die solare Kühlung mit einem Eisspeicher. Sie gliedert sich wie folgt:

- **Kapitel 1:** Der Stand der Technik von Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen
und von Systemen für die solare Kühlung wird dargelegt. Dabei werden die bereits im
Betrieb befindlichen Anlagen sowie der Stand der Forschung und Entwicklung beschrie-
ben und mit Literaturangaben dokumentiert.
- **Kapitel 2:** Allgemeine Grundlagen der Absorptionskältetechnik sowie Kenngrößen der
benötigten Arbeitsstoffpaare, insbesondere Ammoniak/Wasser werden erläutert.
- **Kapitel 3:** Es wird die Versuchsanlage mit ihren Einzelkomponenten sowie die verwen-
dete Messtechnik vorgestellt.
- **Kapitel 4:** Die durchgeführten Labormessungen werden vorgestellt und ausgewertet.
Auf der Basis der Messungen wurde eine Regelstrategie für die Absorptionskältemaschi-
ne entworfen, die der Sicherung eines stabilen Anlagenbetriebs, insbesondere bei stark
variierenden Betriebstemperaturen, dient. Weiterhin wurden einzelne Wärmeübertrager
zur Effizienzsteigerung der Absorptionskältemaschine thermodynamisch analysiert und
bewertet. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf dem Einsatz bei stark variierenden
Verdampfungstemperaturen.
- **Kapitel 5:** Schwerpunkt ist die Auswertung der durchgeführten Messungen im Kühlsys-
tem bei verschiedenen Betriebszuständen. Eine Besonderheit ist dabei die Einbindung,
und der Betrieb des Eisspeichers in Kombination mit der Raumkühlung. Um Aussagen
über die Verfügbarkeit der Kälteenergie und Einflüsse der Systemkomponenten Kolle-

torfeld und Eisspeicher zu treffen, wurden gekoppelte Gebäude- und Anlagensimulationen durchgeführt und ausgewertet.

- **Kapitel 6:** Im letzten Kapitel werden die erzielten Ergebnisse bewertet und abschließend zusammengefasst.
- **Anhang:** Im Anhang der Arbeit befinden sich Informationen über die Bauteile der Absorptionskältemaschine und Komponenten des Kühlsystems. Die eingesetzte Messtechnik wird aufgelistet und die Messfehler werden angegeben. Weiterhin sind die kompletten Datensätze der durchgeführten Messungen sowie die Struktur der Regelung des Kältesystems wiedergegeben.

Die Schnittstelle zwischen dem Absorptionskälteprozess (*intern*) und dem Anwendungsbereich der solaren Kühlung (*extern*) bilden die Wärmeübertrager der Absorptionskältemaschine, über die die Wärmez- und Wärmeabfuhr erfolgt. Im *internen* Kreislauf strömt das Kältemittel-/Lösungsmittelgemisch (Ammoniak/Wasser) und im *externen* Kreislauf die Wärmeträger Wasser oder Wasser/Glykol (aus Frostschutzgründen). Es besteht die Aufgabe ein möglichst breites Spektrum an Betriebstemperaturen bei der Wärmez- und Wärmeabfuhr und einen effizienten Betrieb der Kältemaschine sicherzustellen. Aufgrund der Kopplung mit der auf natürliche Weise schwankenden Solarstrahlung ergeben sich zusätzlich neue Problemstellungen hinsichtlich der Aufrechterhaltung der internen Prozesse sowie des Abgleichs zwischen Kältebedarf und Kälteangebot. Deshalb ist die einzelne Betrachtung der *internen* und *externen* Kreisläufe und eine gesamtheitliche Optimierung Ziel dieser Arbeit. Dabei soll die Solarstrahlung optimal für den Betrieb der Kältemaschine und damit die Deckung des Kühlbedarfs im Raum eingesetzt werden.

1.1.1. Randbedingungen

Diese Arbeit entstand im Rahmen eines Forschungsprojekts am *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)* der Universität Stuttgart. Das Projekt *“Entwicklung einer solar angetrieben Absorptionskälteanlage/Wärmepumpe mit einem Eisspeicher ”* (BMW, Förderkennzeichen 0327397A, [38]) hatte das Ziel eine Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine zu entwickeln und die solare Kühlung in der Praxis zu erproben. Die Kälteleistung sollte ca. 10 kW betragen, was in etwa dem Kältebedarf eines kleinen Bürogebäudes oder eines Mehrfa-

milienhauses entspricht (Kälteleistung ca. $40\text{--}80\text{ W/m}^2$ [15]). Zur Speicherung der Kälteenergie war der Einsatz eines Eisspeichers geplant. Durch die Phasenumwandlung von flüssigem Wasser zu Eis kann eine hohe Speicherdichte erzielt werden (Nutzung der Schmelzenthalpie $\Delta h_S = 333,5\text{ kJ/kg}$). Der Speicher kann über mehrere Stunden bis Tage zur Kühlung eingesetzt werden. Um Eis zu erzeugen, muss Kältemittel bei einer Temperatur von unter 0°C verdampft werden. Da beides, Eis und Kaltwasser (im Klimakältebereich), bereitgestellt werden sollen, kann die Kältemaschine nicht auf eine einzelne Betriebstemperatur am Verdampfer ausgelegt werden. Die Absorptionskältemaschine muss im gesamten Betriebsbereich von Klimakälte (15°C) bis Eiserzeugung (bis -10°C) arbeiten und möglichst hohe Leistungszahlen liefern. Dies bedeutet eine Weiterentwicklung gegenüber bestehenden solar angetriebenen Kältemaschinen [29] und ermöglicht eine höhere Verfügbarkeit von Kälteenergie.

Ein Trockenkühler sollte für die Rückkühlung der Kältemaschine zum Einsatz kommen. Zwar bietet ein Nasskühlturm niedrige Rückkühltemperaturen (bis zur Feuchtkugeltemperatur), jedoch treten in der Praxis immer wieder Probleme mit Verschmutzung (Algenbildung, Kalkablagerungen), gefährlichen Bakterien (Legionellen), hohem Wasserverbrauch und somit hohem Wartungsaufwand auf [22]. Deshalb kann für viele Anwendungen ein Nasskühlturm nicht verwendet werden.

Um die Kältemaschine bei hohen Leistungszahlen zu betreiben, werden Kühldecken im taupunktfreien Temperaturbereich eingesetzt. Mit Kühldecken kann die Kälteleistung auf einem hohen Temperaturniveau ($\vartheta_{KD} \approx 16\text{--}18^\circ\text{C}$) in den Raum übertragen werden. Für die Beheizung des Austreibers kommen doppelt verglaste Flachkollektoren zum Einsatz, um bei hohen Antriebstemperaturen $\vartheta_{Austr} > 100^\circ\text{C}$ hohe Kollektorwirkungsgrade zu erzielen. Neben dem Einsatz als Kältemaschine ist zusätzlich die Verwendung als Wärmepumpe für Heizzwecke zu prüfen. Die Verwendung als Wärmepumpe erhöht die Betriebszeit der Anlage und verkürzt somit die Amortisationsdauer. Aus diesen Vorgaben folgte die Forderung, dass die Kältemaschine in allen drei externen Kreisläufen (Heizung, Rückkühlung, Nutzkälte) in einem großen Temperaturbereich, gemäß Tabelle 1.1 effizient arbeiten muss. Ziel war es Absorptionskältemaschinen im kleinen Leistungsbereich (ca. 10 kW Kälteleistung) für den Markt attraktiv zu machen und kostengünstig zu fertigen. Deshalb wurde die Verwendung von möglichst vielen Serienkomponenten und nur wenigen Spezialbauteilen bzw. Sonderanfertigungen angestrebt.

Externer Kreislauf	Temperaturbereich [°C]
Heizung	80 .. 120
Rückkühlung	20 .. 50
Nutzkälte	-10 .. 15
COP	0,4 .. 0,7

Tabelle 1.1.: Temperaturbereich beim Betrieb der Absorptionskältemaschine

1.1.2. Stand der Technik

Prozess der Absorptionskältemaschine

Eine umfassende Übersicht und detaillierte Erläuterungen zu Sorptionsverfahren und deren Bewertung findet sich bei ZIEGLER [88]. Dabei werden verschiedene Kältemittel untersucht. Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf den Absorptionskälteprozess mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser. Die ersten Anlagen nach diesem Prinzip wurden in den 20er Jahren des 20. Jahrhunderts laut NIEBERGALL [55] entwickelt und als Kühlschränke vertrieben. Die Anlagen wurden mit einem Gasbrenner beheizt. Aufgrund der geringen Leistung konnten alle wärmeübertragenden Bauteile als Rohre oder Doppelrohre ausgeführt werden. Der Lösungsmittelumlauf wurde mit einer thermisch angetriebenen *Thermosiphonpumpe* realisiert. Die Kälteleistung dieser Geräte beträgt meist weniger als 50 W. In einem Forschungsprojekt [31] wurde versucht die Anlagen zu vergrößern. Es wurde eine Leistung von 2,5 kW erreicht.

Anstelle einer Thermosiphonpumpe kommt in der hier untersuchten Absorptionskältemaschine eine mechanische Lösungsmittelpumpe zum Einsatz. Damit ist eine deutlich kompaktere Bauweise möglich. Auch diese Anlagen sind seit langem bekannt. Umfangreiche und detaillierte Kenntnisse zum Betriebsverhalten sowie zur Regelung wurden von WEISE ab 1933 in [81], [82] veröffentlicht. Der aktuelle Stand der Technik für die industrielle Kühlung, bei der das Stoffpaar Ammoniak/Wasser zur Anwendung kommt, ist von JUNGNICHEL [34] dokumentiert. Seine Ausführungen beziehen sich auf Absorptionskältemaschinen mit mechanischer Umwälzpumpe bei einer Leistung von mehreren hundert Kilowatt. Für die Anwendung in der industriellen Kühlung wurden Absorptionskreisläufe für einen hohen Temperaturhub von KAHN [35] untersucht, wobei Temperaturhübe (Temperaturdifferenz zwischen Kondensations- und

Verdampfungstemperatur) von bis zu 80 K auftraten. Umfangreiche Untersuchungen an einer solarthermisch angetriebenen Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine zum Zwecke der Kühlung und Klimatisierung hat SAFARIK [60] im Jahr 2003 durchgeführt. Schwerpunkte dieser Arbeit waren die Untersuchungen der Lösungsmittelpumpe sowie die Vermessung und Simulation des gesamten Systems.

Systeme für die solare Kühlung

Einen Überblick über den aktuellen Stand und die Verfahren der solaren Kühlung gibt HENNING in [23] und [24]. Grundsätzlich kann zwischen luftgeführten Anlagen (offene Systeme) und wassergeführten Anlagen (geschlossene Systeme) unterschieden werden. Beispiele für Forschung an luftgeführten Anlagen sind in [13], [32] [37], [50], zu finden. Die Arbeiten befassen sich mit der sorptionsgestützten Entfeuchtung der Raumluft mit Hilfe von festen oder flüssigen Sorbentien. Zur Regeneration (Trocknung) der Sorbentien wird Solarenergie verwendet. Weiterhin sind wassergeführte Systeme in der Entwicklung, z.B. geschlossene Adsorptions- ([11], [52]) und Absorptionsanlagen ([4], [44], [85]). Vergleiche der verschiedenen Systeme und Technologien wurden von KIM [16] durchgeführt. Die Internationale Energieagentur (IEA) hat im Rahmen der *Task 38* [25] zahlreiche Untersuchungen zur solaren Kühlung durchgeführt und den Stand der Technik dokumentiert. In einem internationalen Expertengremium wurden Daten gesammelt und beurteilt. Dabei stellt sich der Stand der Technik wie folgt dar:

- Im Jahre 2009 waren nach SPARBER [68] mehr als 250 Installationen weltweit bekannt. Diese Zahl umfasst die ganze Bandbreite der Systeme zur solaren Kühlung. Die Mehrzahl der installierten Anlagen hat eine Kälteleistung von unter 20 kW. In dem Leistungsbereich zwischen 10 und 20 kW Kälteleistung wird das größte Potential für die solare Kühlung gesehen.
- JAEHNIG [29] beschreibt für diesen Bereich die derzeit am Markt verfügbaren Technologien und die benötigten Komponenten wie Kühltürme, Speicher und Kollektoren.
- Den Aufbau und die Verschaltung zu einem solar angetriebenen Kühlsystem erläutert SCHWEIGLER in [66]. Die Basiskomponenten jeder Anlage sind Kältemaschine, Solarkollektoren und Rückkühlwerk. Zusätzlich werden Wärmeübertrager sowie Wärme- oder Kältespeicher verwendet. Mehrfach wird ein *Back-up-System* für den Fall integriert, dass keine solare Antriebswärme zur Verfügung steht. Das *Back-up-System* kann sowohl als

Wärmeerzeuger an der Antriebsseite der thermisch betriebenen Kältemaschine, als auch in Form einer zusätzlichen Kompressionskältemaschine ausgeführt sein.

- Bisher hat sich noch kein Standardsystem etabliert. Alle verfügbaren Systeme werden individuell an die Gebäude und die Kühlanforderungen angepasst.

Insbesondere die Rückkühlung stellt oftmals ein Problem dar, da viele Kältemaschinen prozessbedingt einen Nasskühlturm erfordern. Jedoch wird dies, aufgrund der bereits erwähnten Nachteile, vom Anlagenbetreiber meist nicht gewünscht. Nachteilig ist grundsätzlich der Einsatz eines *Back-up-Systems*. Für die *Back-up-Systeme* sowie für deren Einbindung in das Gesamtsystem sind zusätzliche Investitionen nötig. Der Anteil solar erzeugter Kälteenergie sinkt bei Nutzung der konventionell bereitgestellten Antriebsenergie und die Betriebskosten steigen. Ein Ansatzpunkt für Verbesserungen der Systeme der solaren Kühlung ist der Einsatz von Phasenwechselspeichern (PCM-Speicher). PCM-Speicher erzielen aufgrund der Nutzung der latenten Wärme beim Phasenübergang deutlich höhere Energiespeicherdichten (Faktor 2 bis 6, vgl. auch [9], [26]). Damit erreichen die Systeme eine höhere Verfügbarkeit der solar erzeugten Kälteenergie sowie eine längere Anlagennutzungsdauer. Ansätze für die Kopplung von PCM-Speichern und solarer Kälteerzeugung sind in [10] zusammengefasst. Thermische Speicher sind danach ein wichtiger Bestandteil des Kühlsystems und ermöglichen eine höhere Auslastung (Nutzungsdauer) der Kälteanlage. Wasser ist ein sehr geeignetes Phasenwechselmaterial für einen Kältespeicher. In Anbetracht der Nutzung für die Gebäudekühlung ist der einzige Nachteil der relativ niedrige Gefrierpunkt bei 0°C . Üblicherweise beträgt die Kaltwassertemperatur in Klimaanlage zwischen von 6 und 15°C (je nach Kühlsystem). Es sind jedoch auch Klima/Kühlanlagen bekannt, die einen Eisspeicher in Verbindung mit einer Kompressionskältemaschine nutzen. Der Eisspeicher wird mit günstigem Strom (Nachtтарif) beladen und zu Spitzenlastzeiten entladen. Diese Eisspeicher werden individuell für Großanlagen gefertigt (vgl. auch [26], [5], [40]). Kleine Eisspeicher mit der benötigten Entladungsleistung (0 – 10 kW) und der geforderten maximalen Speichergröße (bis 1 m^3 , Energieinhalt bis 80 kWh) sind in der Klimatechnik bislang nicht üblich. Der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Eisspeicher wurde von KOLLER entwickelt und wissenschaftlich untersucht [39].

Das untersuchte System, bei dem ein Eisspeicher mit einer solar angetriebenen Kälteanlage betrieben wird, ist neu und wurde im Rahmen dieser Arbeit erstmalig in der Praxis erprobt.

2. Grundlagen

In Abbildung 2.1 sind Kompressionskältemaschine und Absorptionskältemaschine gegenübergestellt. Die technische Bereitstellung von Kälteleistung erfolgt bei den meisten Kälteprozessen durch die Verdampfung eines Kältemittels in einem Verdampfer. Dabei wird die Verdampfungsenthalpie Δh_V dem zu kühlenden Fluid entzogen. Um in einer technischen Anlage einen Kreisprozess zu realisieren, muss das verdampfte Kältemittel anschließend wieder kondensiert werden. Dazu ist die Erhöhung des Drucks des Kältemitteldampfes erforderlich.

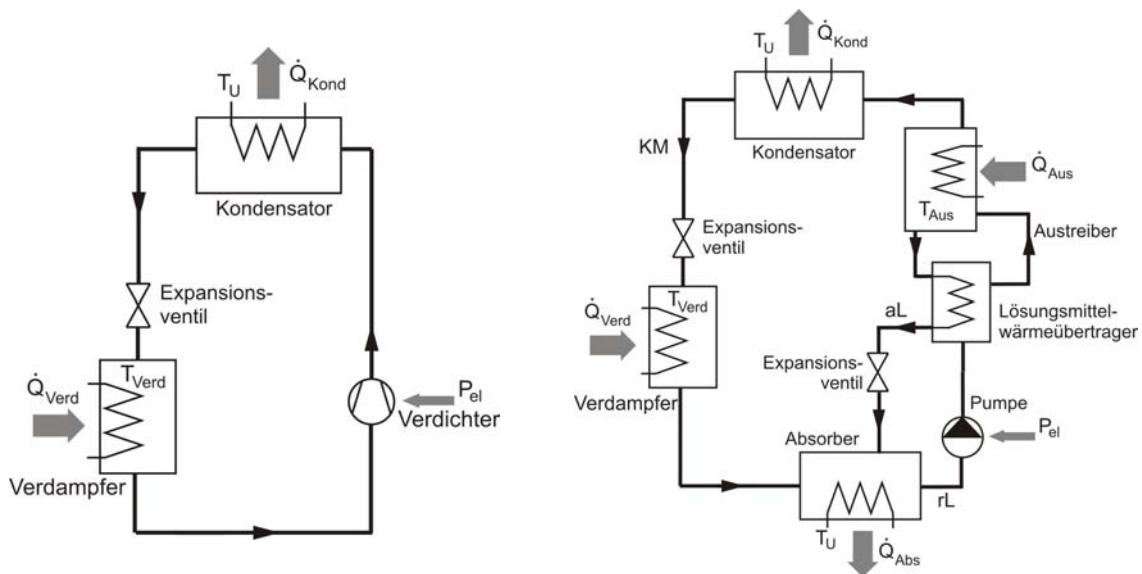


Abbildung 2.1.: Aufbau einer Kompressionskältemaschine (links) und einer Absorptionskältemaschine (rechts)

Bei der Kompressionskältemaschine wird dafür ein mechanischer Verdichter, der den Dampf direkt ansaugt und verdichtet, eingesetzt. Der Energiebedarf des Verdichters stellt die Antriebsenergie für den Kompressionskälteprozess dar. Bei der Absorptionskältemaschine wird der Kältemitteldampf aus dem Verdampfer im Absorber mit einem Lösungsmittel in Kontakt

gebracht. Das Lösungsmittel absorbiert den Kältemitteldampf, wobei die dabei entstehende Absorptionswärme abgeführt werden muss. Damit entsteht im Absorber ein Zweistoff-Flüssigkeitsgemisch mit einem hohen Anteil an Kältemittel, die so genannte *reiche Lösung*. Mit einer Pumpe wird die reiche Lösung in den Austreiber auf das höhere Druckniveau gepumpt. Es wird keine Verdichtungsarbeit verrichtet, da die reiche Lösung als inkompressibel angesehen werden kann. Im Austreiber, unter Zufuhr der Antriebswärme, verdampft das Kältemittel aus der reichen Lösung. Es verbleibt die sogenannte *arme Lösung* im Austreiber. Die arme Lösung (=Lösungsmittel) wird über ein Expansionsventil zum Absorber zurück geführt, in dem wie im Verdampfer ein niedriges Druckniveau herrscht.

Das im Austreiber verdampfte Kältemittel wird analog zur Kompressionskältemaschine kondensiert und nach der Druckabsenkung durch ein Expansionsventil im Verdampfer bei tiefen Temperaturen verdampft. Die zuzuführende Verdampfungswärme entspricht der nutzbaren Kälteleistung.

Der Antriebsteil der Absorptionskältemaschine, bestehend aus Austreiber, Absorber und Pumpe, wird auch als *thermischer Verdichter* bezeichnet. Üblicherweise ist weiterhin ein interner Wärmeübertrager zur Übertragung von Wärme zwischen armer und reicher Lösung installiert. Die Leistungszahl der Anlagen wird durch diesen sog. Lösungsmittelwärmeübertrager deutlich erhöht (0,2 bis 0,3 [83]). Neben der Vorwärmung der reichen Lösung wird die arme Lösung abgekühlt, was die Fähigkeit zur Absorption des Kältemittels stark verbessert.

Der elektrische Energiebedarf zum Betrieb des Verdichters einer Kompressionskältemaschine ist deutlich höher als der Strombedarf zum Betrieb der Pumpe in der Absorptionskältemaschine. Der Hauptteil der Antriebsenergie ist die Wärme, die dem Austreiber zugeführt wird. Entsprechend dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik gilt für die ideale Absorptionskältemaschine ohne Wärmeverluste folgende Bilanz (Gl. (2.1), (2.2)):

$$\dot{W}_{zu} + \dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{ab} \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{Austr} + \dot{Q}_{Verd} + P_{Pump} = \dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs} = \dot{Q}_U \quad (2.2)$$

Für den Betrieb der Absorptionskältemaschine ist am Absorber und Kondensator Wärme abzuführen, während am Austreiber und Verdampfer Wärme zugeführt werden muss. Die zu-

und abgeführten Wärmeströme haben unterschiedliche Temperaturniveaus. Es gelten in dieser Arbeit folgende Definitionen und Bezeichnungen:

- Wärmezufuhr Austreiber: hohes Temperaturniveau (80..120 °C) - *Heizkreislauf*
- Wärmeabfuhr Kondensator: mittleres Temperaturniveau (20..50 °C) - *Rückkühlkreislauf*
- Wärmeabfuhr Absorber: mittleres Temperaturniveau (20..50 °C) - *Rückkühlkreislauf*
- Wärmezufuhr Verdampfer: niedriges Temperaturniveau (−10.. + 20 °C) - *Kältekreislauf*

2.1. Wärmeverhältnis und Leistungszahl

Aufgrund des thermischen Antriebs des Kälteprozesses kann nur der temperaturabhängige Exergieanteil \dot{E}_{Austr} für die Erzeugung von Kälteleistung genutzt werden. Aus diesem Grund ist ein höherer apparativer Aufwand (zusätzliche Bauteile Austreiber, Absorber) sowie ein erhöhter Kühlwasserbedarf (am Absorber) erforderlich. Absorptionskältemaschinen werden mit dem *Wärmeverhältnis* ζ bewertet [34]:

$$\zeta = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Austr}} \quad (2.3)$$

Im Gegensatz zum thermischen Wirkungsgrad werden nur die dem System zugeführten Wärmeströme bilanziert. Die thermodynamische Wertigkeit der Wärmeströme \dot{Q}_{Austr} und \dot{Q}_{Verd} wird dabei nicht berücksichtigt. Dies erfolgt mit einer exergetischen Betrachtungsweise mit Hilfe des *Gütegrades* ν (Gl. 2.4):

$$\nu = \frac{\dot{E}_{Verd}}{\dot{E}_{Austr}} \quad (2.4)$$

Dabei berechnen sich der Exergiestrom der Kälteleistung \dot{E}_{Verd} und der Exergiestrom der Heizleistung \dot{E}_{Austr} nach Gl. 2.5:

$$\dot{E}_{Verd} = \frac{T_U - T_{Verd}}{T_{Verd}} \cdot \dot{Q}_{Verd}, \quad \dot{E}_{Austr} = \frac{T_{Austr} - T_U}{T_{Austr}} \cdot \dot{Q}_{Austr} \quad (2.5)$$

Es gilt damit für das Wärmeverhältnis ζ laut [34] Gl.2.6:

$$\zeta = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Austr}} = \frac{\dot{Q}_{Verd} \cdot \dot{E}_{Austr} \cdot \dot{E}_{Verd}}{\dot{E}_{Verd} \cdot \dot{Q}_{Austr} \cdot \dot{E}_{Austr}} = \frac{T_{Verd}}{T_U - T_{Verd}} \cdot \frac{T_{Austr} - T_U}{T_{Austr}} \cdot \nu \quad (2.6)$$

2. Grundlagen

Für den reversiblen Grenzfall $\nu = 1$ gilt:

$$\zeta_{max} = \frac{T_{Verd}}{T_U - T_{Verd}} \cdot \frac{T_{Austr} - T_U}{T_{Austr}} \quad (2.7)$$

In den Abbildungen 2.2 und 2.3 ist das maximale Wärmeverhältnis ζ_{max} (Gl. 2.7) in Abhängigkeit von der Austreibertemperatur aufgetragen. Dabei beträgt in Abb. 2.2 die Verdampfungstemperatur konstant 0°C und die Umgebungstemperatur in Abb. 2.3 konstant 40°C . Das Wärmeverhältnis nimmt ab, wenn die Umgebungstemperatur steigt und die Verdampfungstemperatur sinkt. Bei einer Erhöhung der Austreibertemperatur steigt das Wärmeverhältnis. In der Definition des Wärmeverhältnisses nach Gl. 2.3 ist dieses Verhalten nicht erkennbar. Darum müssen bei der Bewertung des Wärmeverhältnisses stets die Betriebstemperaturen einbezogen werden.

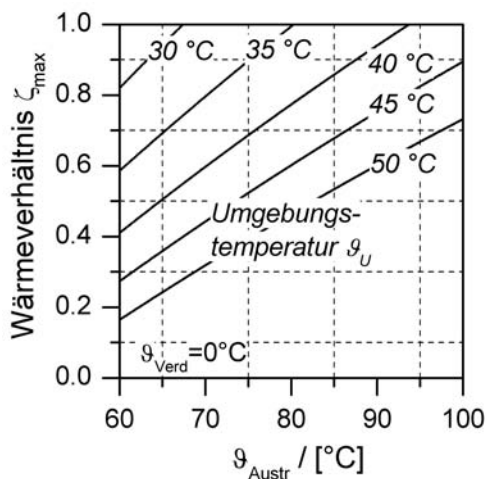


Abbildung 2.2.: Wärmeverhältnis bei konstanter Verdampfungstemperatur $\vartheta_{Verd} = 0^\circ\text{C}$

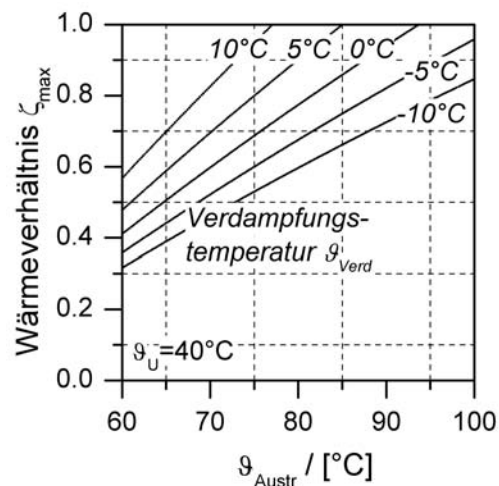


Abbildung 2.3.: Wärmeverhältnis bei konstanter Umgebungstemperatur $\vartheta_U = 40^\circ\text{C}$

Weiterhin haben sich die Begriffe *Leistungszahl* und *COP* (**C**oefficient **o**f **P**erformance) bei der Bewertung von Kältemaschinen etabliert. Beide Begriffe bezeichnen das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand und werden gleichwertig verwendet. Im internationalen sowie im deutschen Sprachgebrauch hat sich der Begriff *COP* durchgesetzt. Der COP-Wert wird als Quotient von Kälteleistung und Antriebsleistung berechnet. Bei einstufigen Absorptionskältemaschinen liegt der *COP* zwischen 0 und 1. In der Literatur finden sich keine einheitlichen Definitionen für den *COP*. Oft wird zwischen dem Wärmeverhältnis ζ und *COP* nicht unterschieden (z.B.

[21], [33]). In dieser Arbeit (wie z.B. auch in [71]) ist der *COP* als Verhältnis der Nutzleistung zur Summe aller Antriebsleistungen (elektrisch + thermisch) definiert (Gl. 2.8).

$$\text{Leistungszahl} = \text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verd}}}{\dot{Q}_{\text{Austr}} + P_{\text{Pump}}} \quad (2.8)$$

2.2. Arbeitsstoffpaarungen für Absorptionsanlagen

Zur Ergänzung der seit längerem bekannten, etablierten Arbeitsstoffpaarungen für Absorptionskältemaschinen *Ammoniak/Wasser* und *Wasser/Lithiumbromid* wird intensiver an neuen Stoffpaarungen geforscht. Bislang konnte sich jedoch noch keine andere Stoffpaarung durchsetzen. In der Forschung untersuchte Paarungen sind z.B.: *TFE/E181* [87] oder *Ammoniak/Lithiumnitrat* [80]. Weiterhin wird mit verschiedenen Zusätzen (z.B. *ionische Flüssigkeiten*) versucht die Prozesse mit den beiden etablierten Stoffpaarungen zu verbessern und damit die Effizienz zu steigern. Zielgrößen sind z.B. die Senkung der Antriebstemperaturen [70] und die Verbesserung der Löslichkeit von Kälte- und Lösungsmittel [43].

2.3. Absorptionskältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid

Absorptionskältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid finden in der Klimatechnik verbreitet Anwendung. In diesen Anlagen wird Wasser als Kältemittel eingesetzt. Um Wasser bei 5 °C zu verdampfen, muss ein Druck von ca. 8,7 mbar (abs) herrschen. Die thermodynamischen Eigenschaften von Wasser als Kältemittel sind relativ ungünstig. Die Dichte des Wasserdampfes bei den geringen Drücken im Verdampfer ist sehr niedrig. Aus diesem Grund müssen sehr große Dampfvolumenströme gefördert werden, um entsprechende Kälteleistungen zu erzielen. Diese Schwierigkeit tritt bei Absorptionskältemaschinen wie auch bei Kompressionskältemaschinen auf [45]. Weiterhin ist die langfristige Aufrechterhaltung des Vakuums in den Maschinen technisch anspruchsvoll. Trotzdem werden die Forschungsbemühungen weiter verstärkt, da Wasser als Kältemittel viele Vorteile aufweist (nicht umweltschädlich, nicht brennbar/explosiv, günstig, leicht zu handhaben).

In Verbindung mit Inertgasen hat das Lösungsmittel Lithiumbromid eine starke korrosive

Wirkung. Lithiumbromid ist, abhängig vom Temperaturbereich, in Wasser sehr gut löslich. Der Löslichkeitsbereich ist jedoch begrenzt und gibt eine Einschränkung der Betriebstemperaturen vor. Zum Beispiel kann bei hohen Absorberrtemperatzen (ab 35 °C), bei denen die Konzentration ξ_{aL} der armen Lösung abnimmt, das Lösungsmittel kristallisieren ([28], [47]). Bei einer Konzentration von 0,30 kg_{H₂O}/kg_{Loesung} (vgl. $\log(p) - 1/T$ Diagramm für $H_2O - LiBr$ -Gemische nach W. NIEBERGALL [55]) setzt die Kristallisation ein. Vor allem bei Kältemaschinen kleiner Kälteleistung (<20 kW) kann es dann aufgrund geringer Leitungsquerschnitte zu Problemen kommen. Die Rohrleitungen setzen sich zu und die Kältemaschine ist nicht mehr betriebsfähig. Damit die Konzentrationen der armen Lösung und der reichen Lösung nicht unter die Kristallisationsgrenze absinken werden kleine Absorptionskälteanlagen üblicherweise mit einem Nasskühlturm, der niedrigere Rückkühltemperaturen zur Verfügung stellt, ausgerüstet. Weiterhin wird für die Austreibertemperatur ein Obergrenze definiert. Vorteilhaft bei der Wasser/Lithiumbromid-Absorptionskältemaschine im Gegensatz zur Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine ist, dass die Siedepunkte von Kältemittel und Lösungsmittel sehr weit voneinander entfernt liegen. So wird im Austreiber stets reines Kältemittel (Wasser) verdampft und der Kältemittelkreislauf im Kondensator und Verdampfer bleibt frei von Lösungsmittel. Eine Rektifikation oder Dephlegmation ist nicht erforderlich, was den Anlagenaufbau vereinfacht.

Es sind einige Wasser/Lithiumbromid-Absorptionskältemaschinen für die solare Kühlung in Betrieb. Dabei sind die Betriebseinschränkungen (z.B. Einsatz von Nasskühltürmen, hohe Verdampfungstemperaturen) oft von Nachteil. Dafür sind die erforderlichen Antriebstemperaturen etwas geringer als bei Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen.

2.4. Absorptionskältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar

Ammoniak/Wasser

Ammoniak (NH₃) ist ein bedeutendes Kältemittel und wird schon seit mehr als 120 Jahren eingesetzt. Verbreitet finden Ammoniak/Wasser-Kältemaschinen Einsatz in der industriellen Kältetechnik. Dort werden sie oft für die Bereitstellung von Kälteleistungen bei Temperaturen unter 0 °C eingesetzt. Aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften, der guten Verfügbarkeit sowie der Umweltverträglichkeit (natürliches Kältemittel) ist Ammoniak hervorragend

für Kälteprozesse geeignet. Nachteilig hingegen sind die Toxizität und die korrosive Wirkung. Ammoniak hat einen stechenden Geruch und wirkt bei hohen Konzentrationen giftig. Die Wahrnehmung von Ammoniak erfolgt jedoch bei Konzentrationen die deutlich unterhalb der toxischen Grenze liegen. Somit besitzt der Stoff eine gute Warnwirkung. Beständig gegen Ammoniak sind Stahl, Edelstahl sowie PTFE (Teflon). Insbesondere bei Kontakt mit Buntmetallen wie Kupfer oder Messing hat Ammoniak eine stark korrosive Wirkung. Einfacher Stahl kann mit dem noch korrosiveren Gemisch Ammoniak/Wasser, nur verwendet werden, wenn gleichzeitig mit Korrosionsinhibitoren gearbeitet wird. Diese können beim Einsatz von Edelstahl entfallen.

Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die wichtigsten Stoffeigenschaften. Im Hinblick auf die Verwendung als Kältemittel hat Ammoniak sehr günstige thermodynamische Eigenschaften.

Dampfdruck p_D bei 10°C	6, 15 bar
Kondensationsdruck p_{Kond} bei 40°C	15, 55 bar
Verdampfungsenthalpie (Δh_V bei $\vartheta = 10^\circ\text{C}$)	1268 kJ/kg
Global Warming Potential (GWP)	0
Ozone Deplation Potential (ODP)	0
Wahrnehmungsgrenze	5 ppm
Erträglichkeitsgrenze	500-1000 ppm
Toxische Grenze	3000 ppm
MAK-Wert (maximale Arbeitsplatzkonzentration)	50 ppm

Tabelle 2.1.: Wichtige Eigenschaften und Kenngrößen des Kältemittels Ammoniak

Im Gegensatz zur Wasser/Lithiumbromid-Kältemaschine ist meist eine Rektifikation des Kältemitteldampfes am Austritt des Austreibers erforderlich. Je niedriger die gewünschte Verdampfungstemperatur, desto mehr Aufwand muss in eine Dephlegmation oder Rektifikation investiert werden, um den unerwünschte Wasseranteil abzuscheiden. Denn bei einem zu hohen Wassergehalt im Kältemittel würde der Verdampfungsdruck stark absinken, was zu einer Verringerung der Leistungszahl und damit der Kälteleistung führt [35].

Neben dem Kältemittel befindet sich in einer Absorptionskältemaschine das Lösungsmittel. Die Löslichkeit von Ammoniak in Wasser ist vom Druck und der Temperatur abhängig. Das

Zweiphasengebiet sowie Tau- und Siedelinien können sehr gut in einem T, ξ -Diagramm veranschaulicht werden. Abbildung 2.4 zeigt das T, ξ -Diagramm für den für Absorptionskältemaschinen relevanten Temperatur- und Druckbereich. Traditionell wird auch das h, ξ -Diagramm nach MERKEL/BOŠNJAKOVIĆ [34], [55] verwendet. Die Konzentration ξ der Lösung bezieht sich dabei stets auf den Anteil des Ammoniaks in der Lösung (Gl. 2.9):

$$\xi = \frac{m_{NH_3}}{m_{NH_3} + m_{H_2O}} \quad (2.9)$$

Neben diesen klassischen Zustandsdiagrammen sind die Stoffeigenschaften der Lösung auch in einigen Berechnungsprogrammen verfügbar. Die berechneten Werte in dieser Arbeit wurden mit dem Programm *EES* [36] gewonnen. In *EES* sind Funktionen zur Berechnung der Stoffeigenschaften der Ammoniak/Wasserlösung implementiert (*NH3H2O*, nach IBRAHIM und KLEIN [27]). Weiterhin wurde im Rahmen der Arbeit die neueste Stoffwertfunktion für Ammoniak/Wasser nach TILLNER-ROTH und FRIEND [74] getestet (als externe Funktion in *EES*). Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen traten insbesondere bei der Berechnung von Zustandsgrößen am Absorber größere Unterschiede zwischen den Berechnungsergebnissen der Funktionen *NH3H2O* [27] und TILLNER-ROTH/FRIEND [74] auf (ca. 0,2 bar Differenz bei Berechnung des Absorptionsdrucks). In [73] vergleicht THORIN verschiedene Stoffwertfunktionen für die Berechnung von Ammoniak/Wasser-Kreisprozessen. Dabei wurden Abweichungen zwischen den Berechnungsergebnissen von bis zu 4 % festgestellt. Als Referenz wurde in der Arbeit von THORIN die Stoffwertfunktion von TILLNER-ROTH und FRIEND (1998) verwendet. Diese Stoffwertfunktion stellt den neuesten wissenschaftlichen Stand dar und wurde auch in dieser Arbeit genutzt. Es können damit wichtige Zustandsgrößen wie z.B. Temperatur T [K], Druck p [bar], Ammoniakmassenanteil ξ [$\text{kg}_{NH_3}/\text{kg}_{ges}$], spezifische Enthalpie h [kJ/kg], spezifisches Volumen v [m^3/kg] oder Dampfmassenanteil q [$\text{kg}_D/\text{kg}_{ges}$] bestimmt werden. Die Funktion ist anwendbar für Mischungen im unterkühlten, gesättigten und überhitzten Zustand. Zur Berechnung wurden zwei unterschiedliche Funktionen für *EES* verwendet, die aber beide auf der Stoffwertfunktion von TILLNER-ROTH und FRIEND basieren (*AWMIX* [75] und *LIBAMWA* [42]).

Diffusions-Absorptionskältemaschine

Eine Sonderform der Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine stellt die Diffusions-Absorptionskältemaschine dar. Sie fand in den 50er Jahren, als die Kompressortechnik noch nicht so günstig und ausgereift war, verbreitet als Haushaltskühlschrank Anwendung. Der Austreiber der Maschine wird mit elektrischem Strom beheizt. Die Besonderheit ist, dass keine mechanische Pumpe zum Einsatz kommt, sondern eine thermisch angetriebene Thermosiphonpumpe. Weiterhin hat die Anlage nicht mehr den klassischen Hoch- und Tiefdruckbereich. In der Anlage herrscht überall der gleiche Absolutdruck (Hochdruck). Die Verdampfung des Kältemittels erfolgt über ein Partialdruckgefälle, das mit dem Hilfgas Wasserstoff (oder Helium [18]) erzeugt wird. Deshalb wird die Anlage auch als Absorptionskältemaschine mit druckausgleichendem Hilfgas bezeichnet [34]. Die Leistungszahl der Anlage ist deutlich geringer als mit einer mechanischen Pumpe ($0,2 < COP < 0,3$). Auch heute kommt die Anlage als Kühlschrank für Sonderanwendungen zum Einsatz. Zum Beispiel in Hotels als Minibar (aufgrund des geräuschlosen Betriebs) oder als Campingkühlschrank (Beheizung mit Gasbrenner, keine Elektroenergie erforderlich). Aktuell wird auch weiterhin an solchen Anlagen geforscht um eine Erhöhung der Kälteleistung und der Leistungszahl zu erzielen [31], [64].

2.5. Mehrstufige Absorptionskältemaschinen

Der Kälteteil, der Antriebsteil oder beide können bei Absorptionskältemaschinen ($LiBr/H_2O$ und NH_3/H_2O) auch mehrstufig ausgeführt werden. Dadurch kann z.B. die Leistungszahl erhöht, die Antriebstemperatur abgesenkt oder die Verdampfungstemperatur verringert werden (Beispiele in [34] und [55]). Diese Maßnahmen erfordern jedoch einen deutlich höheren apparativen Aufwand, der bei einer relativ geringen Kälteleistung von 10 kW, aufgrund der zu erwartenden Kosten nicht gerechtfertigt ist.

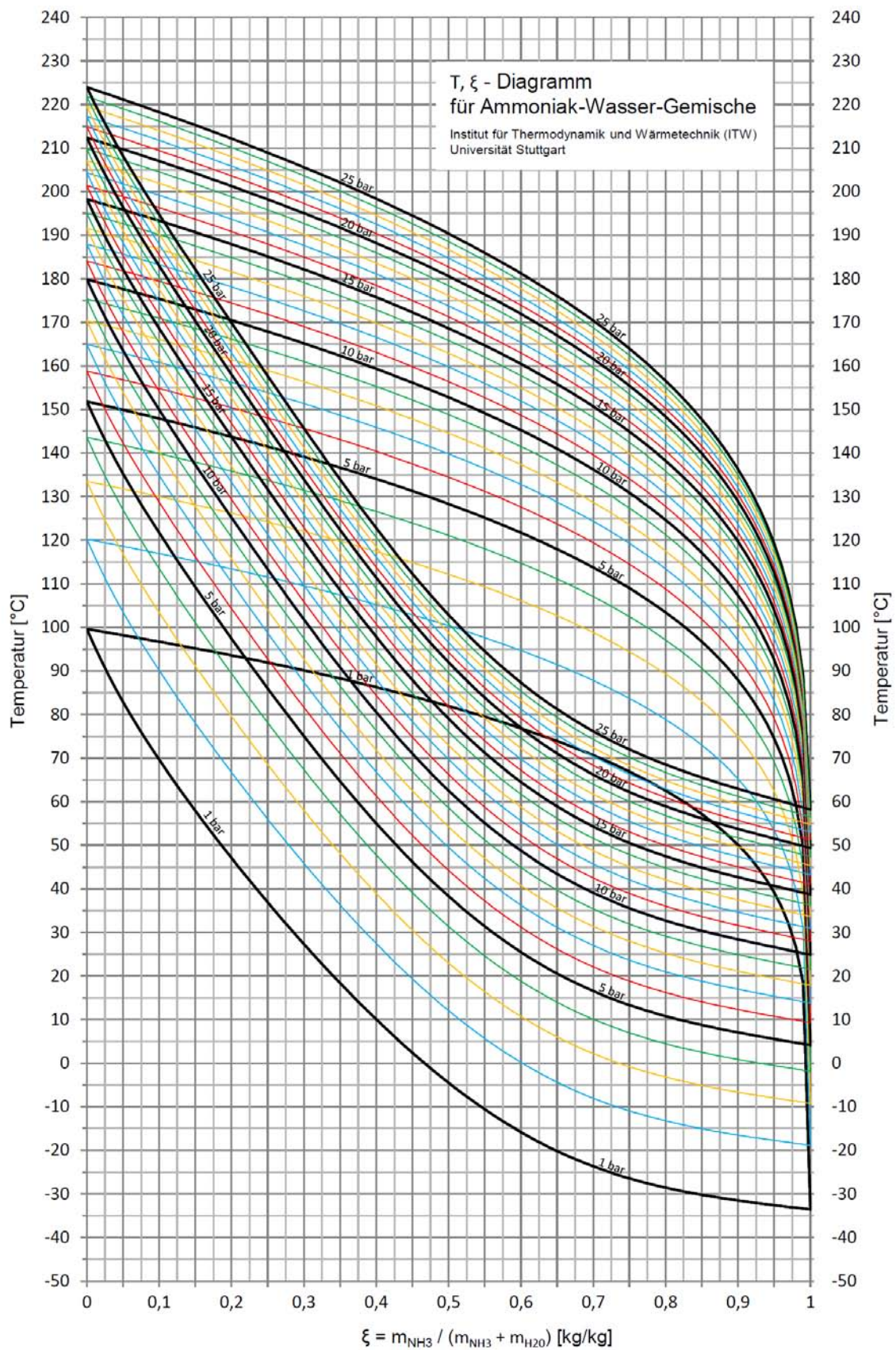


Abbildung 2.4.: T- ξ -Diagramm für Ammoniak/Wasser

3. Versuchsanlagen

Am ITW wurden mehrere Absorptionskältemaschinen im Rahmen des Forschungsprojekts *“Entwicklung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage/Wärmepumpe mit einem Eisspeicher ”* (BMW, Förderkennzeichen 0327397A, [38]) gebaut. Zwei der Prototypanlagen werden in dieser Arbeit behandelt. Der Aufbau und die verwendete Messtechnik sind bei beiden Kältemaschinen sehr ähnlich. Zur besseren Unterscheidung werden die Anlagen nachfolgend als **Prototyp 1** und **Prototyp 2** bezeichnet. Zunächst erfolgten Messungen mit Prototyp 1 unter Laborbedingungen und im realen Kühlsystem. Dabei wurde Prototyp 1 auch mehrfach verändert. Der Austreiber wurde getauscht und das Expansionsventil des Kältemittels automatisiert. Diese Maßnahmen sind im Abschlussbericht des Projekts dokumentiert [38]. Die gewonnenen Erkenntnisse flossen in die Konstruktion von Prototyp 2 ein. Aufgrund von Problemen mit der Dichtheit des eingesetzten Expansionsventils wurde für Prototyp 2 eine andere Ventilbauart verwendet. Die hier vorgestellten Ergebnisse beziehen sich maßgeblich auf Prototyp 1. Dies gilt für sämtliche Labormessungen sowie für alle Messungen im Kühlsystem. In Bezug auf Prototyp 2 wird in dieser Arbeit nur auf die Regelung eingegangen.

3.1. Aufbau der Absorptionskältemaschine

Die Wärmeübertrager der Absorptionskältemaschine sind, mit Ausnahme des Austreibers, geschweißte Plattenwärmeübertrager aus Edelstahl. Der Austreiber ist eine Sonderkonstruktion und wurde während des Projektverlaufs weiterentwickelt und getestet [38]. Aufgrund der hohen Kondensationsdrücke wurde die Anlage auf einen maximalen Betriebsdruck von 25 bar ausgelegt. Alle kältemittelführenden Leitungen und Bauteile bestehen aus Edelstahl.

Aufgrund der Toxizität und der Wahrnehmung von bereits geringen Ammoniakmengen (ab 5 ppm [34]) bestehen hohe Anforderungen an die Dichtheit der Anlage. Aus diesem Grund ist

3. Versuchsanlagen

eine Membranpumpe zum Fördern der reichen Lösung erforderlich. Bei dieser Pumpenbauart ist der Förderteil vom Antriebsteil durch eine Teflonmembran getrennt. Idealerweise werden alle Verbindungen an der Anlage verschweißt. Im Fall der untersuchten Prototypanlagen war das nicht möglich, da z.B. umfangreiche Messtechnik im Ammoniakkreislauf installiert wurde. Beim Versuchsbetrieb waren deshalb zeitweise geringe Mengen an Ammoniak wahrzunehmen. Trotz des gleichen Aufbaus weisen beide Prototypen konstruktive Unterschiede hinsichtlich der eingesetzten Wärmeübertrager auf. In Tabelle 3.1 sind die Unterschiede zwischen den beiden Kältemaschinen zusammengefasst. Die Abbildungen 3.1 und 3.2 zeigen Fotos der beiden Prototypen. *Prototyp 1* hat eine Grundfläche von $0,8\text{ m} \times 0,8\text{ m}$ und eine Höhe von $1,8\text{ m}$, *Prototyp 2* von $0,6\text{ m} \times 0,6\text{ m}$ und eine Höhe von $1,8\text{ m}$ und ist deutlich kompakter ausgeführt.

	Prototyp 1	Prototyp 2
Austreiber	ITW1	ITW2
<i>Plattenwärmeübertrager</i>		
Hersteller	<i>Schmidt-Bretten</i>	<i>Alfa Laval</i>
Produktionsverfahren	lasergeschweißt	fusionsgeschweißt
Plattenanzahl der WÜ:		
<i>Dephlegmator</i>	24	24
<i>Kondensator</i>	40	40
<i>Kältemittel-WÜ</i>	48	14
<i>Verdampfer</i>	64	64
<i>Absorber</i>	48	48
<i>Lösungsmittel-WÜ</i>	48	10
Abmessungen WÜ (Länge x Breite in mm)	110 x 300	110 x 300
Expansionsventil KM	Handventil	Magnetventil
Hersteller	<i>Swagelok</i>	<i>Danfoss</i>
Expansionsventil aL	Handventil	Handventil
Hersteller	<i>Swagelok</i>	<i>Swagelok</i>
Regulierventil	Handventil	Handventil
Hersteller	<i>Swagelok</i>	<i>Swagelok</i>
Lösungsmittelpumpe	LEWA-GCH-Gr3	LEWA-GCH-Gr21
<i>Volumenstrom</i>	180 l/h	220 l/h
<i>Druckdifferenz</i>	25 bar	25 bar

Tabelle 3.1.: Vergleich der konstruktiven Details von Prototyp 1 und 2

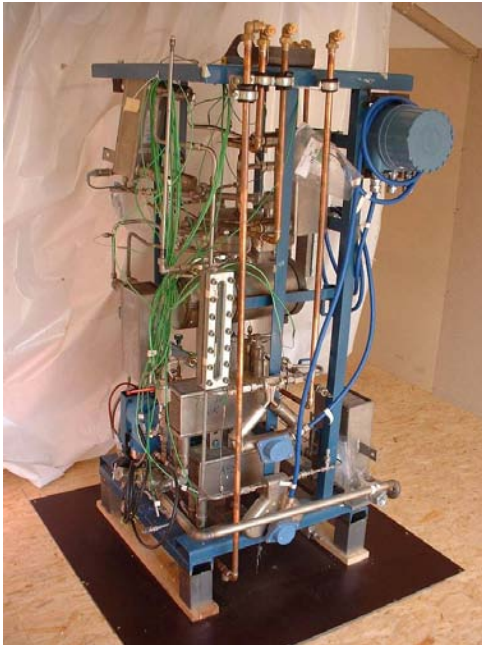


Abbildung 3.1.: Prototyp 1



Abbildung 3.2.: Prototyp 2

3.2. Funktionsweise

In Abbildung 3.3 ist der Aufbau der Kältemaschine schematisch dargestellt. Beide Prototypen am ITW sind gemäß diesem Schema aufgebaut.

Prinzipiell kann bei der Kältemaschine zwischen zwei parallel geschalteten Massenströmen, dem Kältemittelmassenstrom (1-3-4-5-6-7-8-9) und dem Lösungsmittelmassenstrom (10-11-12-13) unterschieden werden. Am Austreiber teilen sich beide Ströme in den Massenstrom des Kältemittels \dot{m}_{KM} und den Massenstrom der armen Lösung \dot{m}_{aL} . Am Absorber werden beide Massenströme zum Gesamtmassenstrom \dot{m}_{rL} vereinigt und anschließend zum Austreiber gepumpt (13-14).

$$\dot{m}_{rL} = \dot{m}_{aL} + \dot{m}_{KM} \quad (3.1)$$

Nach der Lösungsmittelpumpe teilt sich der Massenstrom der reichen Lösung auf und durchströmt zum einen den Lösungsmittelwärmeübertrager (15-16) und zum anderen den Dephlegmator (17-18). Beide Teilmassenströme werden wieder zusammengeführt und in den Austreiber geleitet (19).

3. Versuchsanlagen

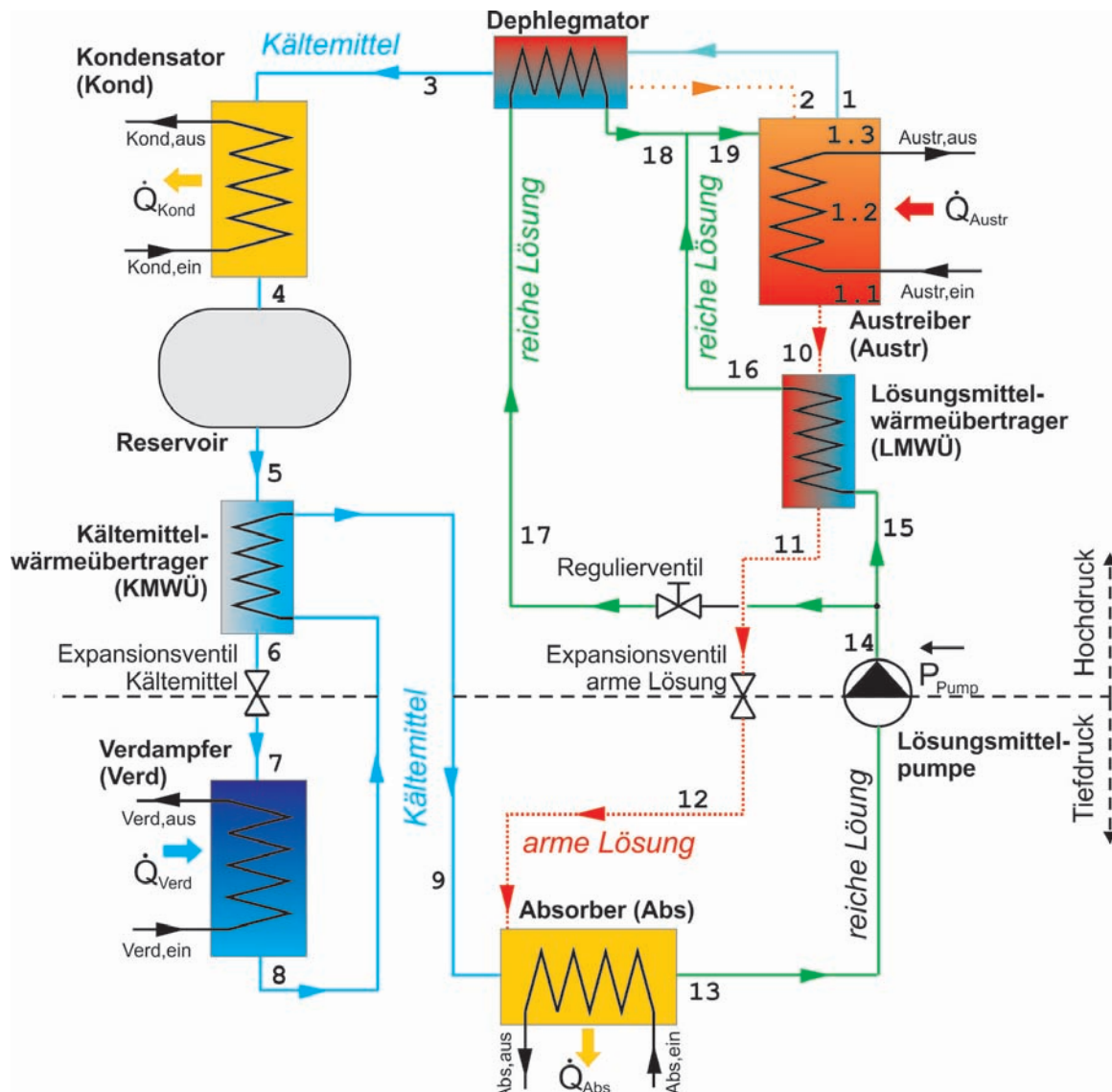


Abbildung 3.3.: Schematischer Aufbau von Prototyp 1 und 2, auf die Nummerierung wird im Text Bezug genommen

Kennzeichnung	Beschreibung
1.1 – 1.3	Kälte- und Lösungsmittelgemisch im Austreiber
1	Kältemittel (vor dem Dephlegmator)
2	Kondensat aus der Dephlegmation
3 – 6	Flüssiges Kältemittel
7 – 9	Dampfförmiges Kältemittel
10 – 12	Arme Lösung
13 – 19	Reiche Lösung

Tabelle 3.2.: Beschreibung zu Abb. 3.3

Typisch für jede Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine ist, dass in keinem Bauteil reines Ammoniak (als Kältemittel) oder reines Wasser (als Lösungsmittel) vorliegt. Es handelt sich immer um ein Stoffgemisch mit einer unterschiedlichen Konzentration von Ammoniak und Wasser. Vereinfachend werden in dieser Arbeit die Begriffe *Kältemittel*, *Lösungsmittel* bzw. *reiche Lösung* und *arme Lösung* verwendet. Die Begriffe bezeichnen stets ein Stoffgemisch:

- Kältemittel: $\xi_{KM} = 95..100\%$
- Lösungsmittel: $\xi_{LM} = 30..40\%$
- Arme Lösung: $\xi_{aL} = 30..40\%$
- Reiche Lösung: $\xi_{rL} = 40..50\%$

Eine wichtige Größe zur Beurteilung des Betriebs der Anlage ist die *Entgasungsbreite* $\Delta\xi$ (Gl. 3.2). Sie beschreibt die für den Prozess wirksame Konzentrationsdifferenz. Je höher die Entgasungsbreite, desto geringer ist der erforderliche Lösungsmittelumlauf und damit die elektrische Hilfsenergie.

$$\Delta\xi = \xi_{rL} - \xi_{aL} \quad (3.2)$$

3.2.1. Prototyp 1

Die Basis für die Anlage am ITW war der Prototyp einer Wärmepumpe, der im Rahmen eines Forschungsprojektes am *Institut für Technische Thermodynamik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR)* entwickelt wurde [76]. Ziel des Vorhabens am DLR war eine gasbefeuerte Absorptionswärmepumpe zur Heizung von Wohn- und Gewerbeflächen. Nachdem das Projekt am DLR nicht mehr weiter verfolgt wurde, kam die Anlage zum ITW, wo sie zur Kälteanlage umgerüstet wurde. Dabei wurden ein wasserbeheizter Austreiber und ein wasserbeheizter Verdampfer eingebaut [7]. Bis auf den Austreiber sind alle wärmeübertragenden Bauteile der Kältemaschine Plattenwärmeübertrager. Zum Zeitpunkt der Entwicklung am DLR 1997 konnten aufgrund der korrosiven Wirkung des Ammoniaks nur lasergeschweißte Plattenwärmeübertrager, die komplett aus Edelstahl bestehen, verwendet werden.

Die Verrohrung des internen Kreislaufs erfolgte meist mit verschraubbaren Klemmringverbindungen. Zusätzlich war ein Schauglas angebracht, um den Füllstand des Kältemittel-Reservoirs anzuzeigen. Die Klemmringverbindungen sowie das Schauglas ermöglichen jedoch Leckagen. Aus diesem Grund wurde die Kältemaschine auf dem Dach des Institutsgebäudes in

einer Holzhütte mit guter Durchlüftung installiert. Ein Einfluss der geringen Ammoniakleckagen auf den Kälteprozess konnte nicht festgestellt werden.

Der wasserbeheizte Austreiber [7] dieser Anlage hatte jedoch technische Mängel (mangelnde Druckbeständigkeit, siehe [38]) und wurde ersetzt durch das in dieser Arbeit beschriebene Modell. In der Kältemaschine waren im Kälte- und Lösungsmittelkreislauf handbetätigte Expansionsventile eingebaut. Um einen stabilen Anlagenbetrieb zu erreichen, musste die Anlage permanent überwacht werden und gegebenenfalls ein manueller Eingriff über die Expansionsventile erfolgen. Auf diese Weise wurde die Anlage durch Messungen unter Laborbedingungen untersucht. Ein Ergebnis der Weiterentwicklung war die Automatisierung des Kältemittel-Expansionsventils. Damit konnte die Kältemaschine auch für die solare Kühlung des Institutsgebäudes zum Einsatz kommen. Ein Vorteil der Anlage war die sehr umfangreiche Ausstattung mit Messtechnik. Neben den Temperaturmessstellen im Ammoniakkreislauf waren auch *Coriolis-Durchflussmessgeräte* eingebaut. Diese Messgeräte ermöglichen die Erfassung von Massenstrom und Dichte der Ammoniak/Wasser-Lösung. Weiterhin befand sich am Kältemittelreservoir ein Schauglas zur optischen Überprüfung des Füllstandes.

3.2.2. Prototyp 2

Prototyp 2 wurde im Projekt *“Entwicklung einer solar angetrieben Absorptionskälteanlage/Wärmepumpe mit einem Eisspeicher”* (BMWi, Förderkennzeichen 0327397A, [38]) komplett neu aufgebaut. Mit Prototyp 2 sollte unter Beibehaltung der thermischen Leistungsfähigkeit die Anlage optimiert werden. Optimierungsziele waren eine kompaktere Bauweise und die Senkung der Herstellungskosten (siehe Abschlussbericht [38]). Es kamen bei Prototyp 2 andere Plattenwärmeübertrager und ein überarbeiteter Austreiber zum Einsatz. Zum Zeitpunkt des Baus wurden von der Firma *Alfa Laval* Edelstahlplattenwärmeübertrager angeboten, die durch Fusionstechnik gefertigt wurden. RICHTER untersucht in [58] verschiedene Arten von Plattenwärmeübertragern und empfiehlt die Apparate der Firma *Alfa Laval*. Diese Wärmeübertrager sind leichter und deutlich günstiger als die Wärmeübertrager von Prototyp 1. Weiterhin wurde Prototyp 2 mit einem elektrisch ansteuerbaren Magnetventil als Kältemittelexpansionsventil ausgerüstet. Zudem kam eine vom Pumpenhersteller neu gebaute Lösungsmittelpumpe zum Einsatz. Am Austreiber wurden hauptsächlich fertigungstechnische Maßnahmen zur Kostensenkung umgesetzt. Der größte Unterschied zwischen den Austreibern,

ist dass die Füllmenge beim Austreiber von Prototyp 2 erhöht wurde. Bei Prototyp 2 kamen keine *Coriolis-Durchflussmessgeräte* zum Einsatz. Die Kältemaschine besteht zum Großteil aus Schweißverbindungen anstelle von Klemmringverbindungen. Die Aufstellung erfolgte in einem Labor am ITW. Größere Leckagen traten nicht auf.

3.3. Komponenten der Absorptionskältemaschine

Die vier Komponenten Austreiber, Kondensator, Absorber und Verdampfer dienen der Zufuhr bzw. der Abfuhr von Wärme. Austreiber und Verdampfer werden über einen geschlossenen Flüssigkeitskreislauf beheizt. Absorber und Kondensator werden über ein gemeinsamen Rückkühler gekühlt. Weiterhin sind zur Wärmerückgewinnung innere Wärmeübertrager (Dephlegmator, Kältemittel- und Lösungsmittelwärmeübertrager) integriert. Die Lösungsmittelpumpe sorgt für den Lösungsmittelumlauf. Um den Prozess regelungstechnisch zu beeinflussen, werden die beiden Expansionsventile verwendet.

Austreiber

Der Austreiber hat die Aufgabe Kältemittel und Lösungsmittel voneinander zu trennen. Dazu wird Wärme auf hohem Temperaturniveau zugeführt. Das Kältemittel verdampft aus der, dem Austreiber zugeführten, reichen Lösung. Um hohe Leistungszahlen zu erreichen, ist eine möglichst hohe Ammoniakkonzentration im Kältemittel nötig [19]. Die Ammoniakkonzentration des Kältemittels kann erhöht werden, indem der Dampf gekühlt wird. Dabei kondensiert das im Dampf enthaltene Lösungsmittel. Um die Kühlung des Kältemittels zu realisieren wird im Austreiber ein *umgekehrtes Temperaturgefälle* angestrebt: Dabei herrscht am Boden des Behälters die höchste Temperatur. Mit zunehmender Behälterhöhe nimmt die Temperatur ab. NIEBERGALL beschreibt in [54] verschiedene Bauformen von Austreibern und Möglichkeiten der Rektifikation. Bei den Prototypanlagen wurde versucht die Rektifikation nicht in zusätzlichen Bauteilen, sondern bereits im Austreiber zu realisieren. Dieser Austreiber wurde im Rahmen des Forschungsprojekts entwickelt. Nach der ersten Entwicklungsstufe, die bei Prototyp 1 realisiert wurde, erfolgte eine Überarbeitung und Verbesserung der Konstruktion. Dieser optimierte Austreiber kam bei Prototyp 2 zum Einsatz [38]. Prinzipiell sind Aufbau und Konstruktion der beiden Austreiber für Prototyp 1 und 2 sehr ähn-

lich. Durch verschiedene Optimierungsmaßnahmen (Erhöhung der Füllmenge, Verbesserung der Rektifikation) ist die Effizienz der überarbeiteten Version nochmals gestiegen. Weiterhin sinkt der Fertigungsaufwand infolge der Optimierungen. Diese Version des Austreibers ist in einer Offenlegungsschrift des DEUTSCHEN PATENT- UND MARKENAMT beschrieben [6].

In Abbildung 3.4 ist das Funktionsprinzip dargestellt. Der Austreiber ist ein zylindrischer Behälter, der in drei Teile gegliedert ist. Im unteren Teil des Behälters befindet sich die flüssige Ammoniak/Wasser-Lösung. Dieser Teil wird über eine Heizwendel beheizt, das Kältemittel verdampft aus der Lösung und steigt nach oben. Der interne Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) besteht aus einem gewickelten Welschlauch, der von armer Lösung durchströmt wird. An der äußeren Oberfläche des Welschlauchs kühlt sich der Kältemitteldampf ab und das enthaltene Lösungsmittel kondensiert. Das Kältemittel steigt

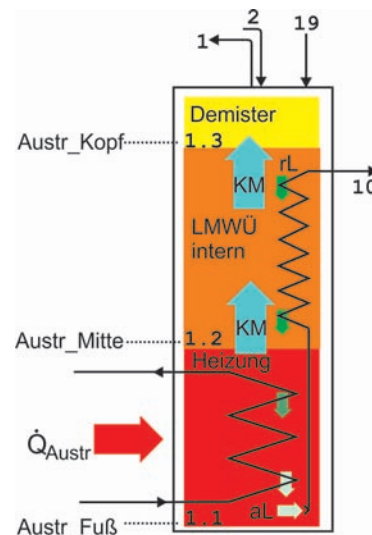


Abbildung 3.4.: Schematische Darstellung des Austreibers

weiter auf zum Demister, der aus einem Edelstahlgestrick besteht, das der Erhöhung der Oberflächen für die Wärme- und Stoffübergänge dient. Dort findet ein weiterer Wärme- und Stoffübergang zwischen Kältemittel und reicher Lösung statt. Die Ammoniakkonzentration im Kältemittel steigt, die Temperatur des austretenden Kältemitteldampfes sinkt. Beide Effekte erhöhen die Effizienz des gesamten Prozesses. Das Kältemittel verlässt den Austreiber mit dem Massenstrom \dot{m}_1 . Über die gesamte Behälterhöhe kommt es zur Wärme- und Stoffübertragung zwischen dem Kältemitteldampf und der Ammoniak/Wasser-Lösung.

Mit sinkender Ammoniakkonzentration steigt die Dichte der flüssigen, armen Lösung. Folglich strömt die arme Lösung mit dem geringstem Ammoniakanteil zum Boden des Behälters. Dort wird sie über eine Rohröffnung abgesaugt und in den internen Lösungsmittelwärmeübertrager geleitet (10). Das treibende Druckgefälle zum Fördern der armen Lösung wird durch das Expansionsventil erzeugt. Beim Durchströmen des internen Lösungsmittelwärmeübertragers wird Wärme von der armen Lösung an die reiche Lösung übertragen.

Die reiche Lösung wird am oberen Teil des Behälters zugeführt (19) und strömt zum Boden.

Auf diesem Weg erwärmt sie sich am internen Lösungsmittelwärmeübertrager. Im Heizbereich verdampft Ammoniak aus der reichen Lösung. Die reiche Lösung *verarmt* an Ammoniak und wird abgeführt (=arme Lösung) (10).

Dephlegmator

Der Kältemitteldampf, der den Austreiber verlässt, strömt in den Dephlegmator. Ziel der Dephlegmation ist die Erhöhung der Ammoniakkonzentration im Kältemittel. Dazu wird dem Kältemitteldampf Wärme entzogen und auf ein Kühlmittel übertragen. Aufgrund der Wärmeabgabe des Kältemitteldampfes kondensiert eine hoch konzentrierte Ammoniak/Wasser-Lösung und fließt über freies Gefälle wieder in den Austreiber zurück. Der Dephlegmator bestimmt so den in der Anlage umlaufenden Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{KM} sowie die Konzentration des Kältemittels ξ_{KM} :

$$\dot{m}_{KM} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (3.3) \quad \xi_{KM} = \frac{\xi_1 \cdot \dot{m}_1 - \xi_2 \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_{KM}} \quad (3.4)$$

Bei der untersuchten Anlage wurde der Dephlegmator mit reicher Lösung gekühlt. Die Temperatur der reichen Lösung im Absorber liegt stets über der Kühlwassereintrittstemperatur (aufgrund der Grädigkeit bei der Wärmeübertragung). Die reiche Lösung strömt zum Dephlegmator, nimmt dort Wärme auf und gelangt in den Austreiber. Häufig wird bei Ammoniak/Wasser-Kältemaschinen auch der Dephlegmator mit Kühlwasser durchströmt. Dadurch wird jedoch die Dephlegmationswärme aus dem Prozess abgeführt, was die Leistungszahl vermindert.

Weiterhin wird oftmals an Stelle der Dephlegmation die Rektifikation angewandt. Im Gegensatz zur Dephlegmation (eine Trennstufe) erfolgt die Rektifikation über mehrere Trennstufen. Neben dem Wärmeübergang findet bei der Rektifikation auch ein Stoffübergang statt, was die Ammoniakkonzentration des Kältemitteldampfes weiter steigert. Jedoch ist die Rektifikation mit einer Rektifikationskolonne bei Anlagen kleiner Leistung aufgrund des hohen apparativen Aufwandes nicht praktikabel. Zahlreiche Möglichkeiten zur Steigerung des Ammoniakanteils im Kältemitteldampf durch Dephlegmation und Rektifikation zeigt NIEBERGALL in [54] und [55] mit verschiedenen Schaltungen auf.

Kondensator

Aufgrund der Wärmeabgabe an den Kühlwasserkreislauf verflüssigt sich das Kältemittel im Kondensator. Je nach Temperaturniveau des dafür verwendeten Kühlwassers stellen sich der Hochdruck und die Kondensationstemperatur in der Kältemaschine ein. Mit zunehmender Kondensationstemperatur steigt der Druck in der Maschine. Bei einem zulässigen Anlagen-
druck von 25 bar beträgt die Kondensationstemperatur des Kältemittels ca. 58 °C. Der Einfluss der Kältemittelkonzentration ξ_{KM} auf den Druck und die Kondensationstemperatur ist gering. Mit sinkender Ammoniakkonzentration des Kältemittels kommt es zu einer geringfügigen Absenkung des Kondensationsdrucks über den gesamten Temperaturbereich (siehe Abb. 3.6).

Reservoir

Das Reservoir ist ein Behälter mit einem Volumen von 10 Litern. Im Anlagenbetrieb kann sich darin Kältemittel ansammeln (ca. 6,5 kg). Das im Reservoir angesammelte Kältemittel ist *passiv* und nimmt nicht am Absorptionskälteprozess teil. Damit verändern sich die *aktiven* Konzentrationen von armer und reicher Lösung (vgl. auch Kap. 4.5). Dies ist nötig, da die erforderlichen *aktiven* Konzentrationen von den externen Betriebstemperaturen abhängen. Die Ansammlung von Kältemittel im Reservoir erfolgt von selbst, wenn z.B. aufgrund von hohen Rückkühltemperaturen im Absorber weniger Kältemittel von der armen Lösung aufgenommen werden kann.

Kältemittelwärmeübertrager

Das flüssige Kältemittel, welches das Reservoir verlässt, wird im Kältemittelwärmeübertrager unterkühlt. Die Wärme wird auf das bereits verdampfte Kältemittel übertragen. Der Kältemittelwärmeübertrager dient der Rückgewinnung von Kälteleistung aus dem bereits verdampften Kältemittel. Die Rückgewinnung erfolgt jedoch stets bei einem höheren Temperaturniveau als im Verdampfer.

Expansionsventil Kältemittel

Mit dem Expansionsventil wird der Druck des flüssigen Kältemittels (p_{hoch}) auf den Verdampfungsdruck (p_{tief}) gesenkt. In den beiden Versuchsanlagen standen verschiedene Arten von Expansionsventilen zur Verfügung. Prototyp 1 verfügte über ein handbetätigtes Dosierventil.

In Prototyp 2 wurde ein ansteuerbares Magnetventil eingesetzt. Um Teillastzustände zu realisieren, wird bei Prototyp 2 die so genannte Pulsweitenmodulation angewendet, eine Regelung der Öffnungsintervalle in Abhängigkeit von der Zeit.

Verdampfer

Im Verdampfer nimmt das flüssige Kältemittel Wärme auf und verdampft. Die benötigte Verdampfungswärme Δh_V wird dem zu kühlenden Fluid entzogen. Dabei entsteht die nutzbare Kälteleistung. Der Druck im Verdampfer bestimmt die Verdampfungstemperatur. Die Konzentration des Kältemittels hat auf den Verdampfungsprozess ebenfalls einen signifikanten Einfluss. Dies verdeutlicht Abbildung 3.5. Wenn eine Lösung mit nur geringem Wasseranteil verdampft werden soll, stellt sich bei gleichem Druck eine signifikant höhere Verdampfungstemperatur ein.

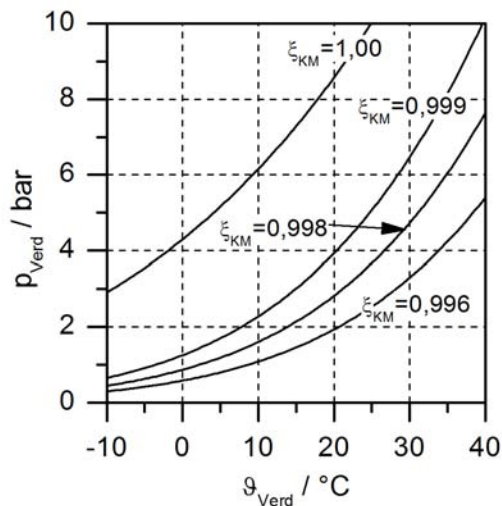


Abbildung 3.5.: Verdampfungsdruck und Verdampfungstemperatur für Ammoniak/Wasser

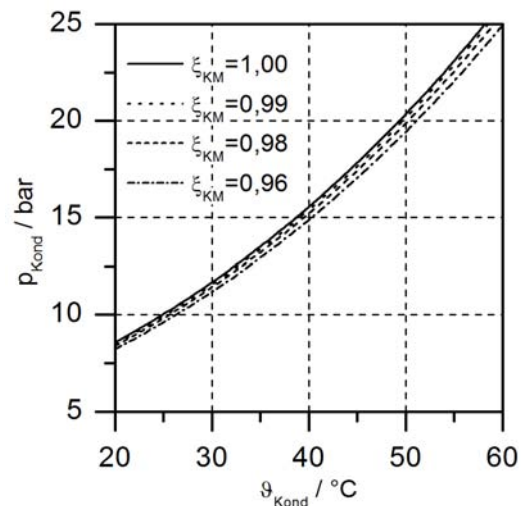


Abbildung 3.6.: Kondensationsdruck und Kondensationstemperatur für Ammoniak/Wasser

Absorber

Am Eintritt in den Absorber werden der Kältemitteldampf und die arme Lösung in Kontakt gebracht. Die arme Lösung wird in der Eintrittsöffnung des Plattenwärmeübertragers mit einer Düse zerstäubt. Aufgrund der Zerstäubung der Lösung erhöht sich die Oberfläche des Stoffstromes der armen Lösung. Der Dampf kann absorbiert werden. Im Eintrittsstutzen des Wärmeübertragers findet eine Vorabsorption statt. Zwischen den Wärmeübertragerplat-

ten befindet sich ein Zweiphasengemisch (Dampf und Flüssigkeit). Infolge der Kühlung des Absorbers wird der Dampf zunehmend von der Flüssigkeit absorbiert. Abbildung 3.7 zeigt schematisch den Absorptionsprozess bei idealer Verteilung von Kältemitteldampf und Lösungsmittel im Plattenwärmeübertrager (vereinfachte Darstellung; Der Kühlwassermassenstrom ist nicht dargestellt. Er wird zwischen den einzelnen Platten im Gegenstrom geführt.). Dieses Verfahren wurde im Rahmen der Entwicklung am DLR patentiert [56].

Die Effizienz der Absorption hängt neben der konstruktiven Gestaltung des Absorbers stark von den Betriebsbedingungen ab. Entscheidend für die Konzentration der reichen Lösung am Austritt des Absorbers sind die Temperatur und der Druck. Abbildung 3.8 zeigt die beiden Betriebsparameter für verschiedene Konzentrationen der reichen Lösung. Mit sinkender Temperatur und zunehmendem Druck steigt die Konzentration der austretenden reichen Lösung.

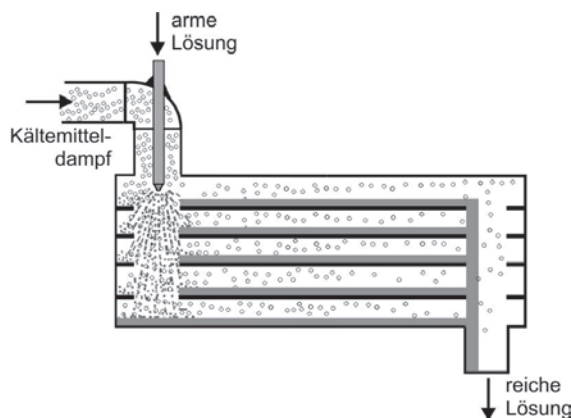


Abbildung 3.7.: Schematische Darstellung der Funktionsweise des Absorbers

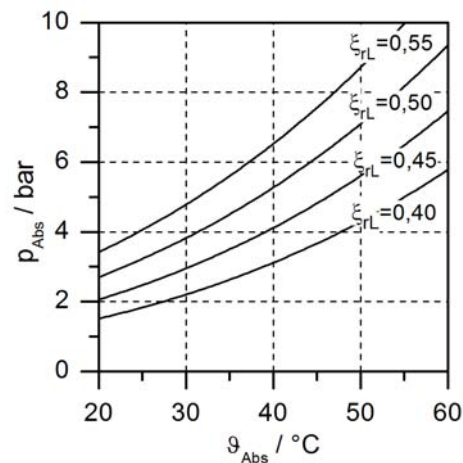


Abbildung 3.8.: Konzentration der reichen Lösung in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

Lösungsmittelwärmeübertrager

Die Fachliteratur [55] bezeichnet den Lösungsmittelwärmeübertrager oft auch als *Temperaturwechsler*. Er wird von der reichen Lösung (\dot{m}_{15}) und der armen Lösung (\dot{m}_{10}) durchströmt. Der Lösungswärmeübertrager dient gleichzeitig zur Vorwärmung der reichen Lösung sowie zur Abkühlung der armen Lösung. Dieser Wärmeübergang hat einen signifikanten Einfluss auf die Leistungszahl des Prozesses, da ein Großteil der Wärme aus der armen Lösung zurück gewonnen werden kann. Der Massenstrom der reichen Lösung kann in der Versuchsanlage durch das Regulierventil verändert werden. Dabei durchströmt ein Teilmassenstrom den

Lösungsmittelwärmeübertrager und der andere Teilmassenstrom den Dephlegmator. Beide Teilmassenströme werden vor dem Eintritt in den Austreiber wieder vereinigt.

Expansionsventil Lösungsmittel

Mit dem Expansionsventil erfolgt die Druckabsenkung der armen Lösung. Es handelt sich bei beiden Prototypen um ein handbetätigtes Dosierventil. Der Massenstrom der armen Lösung ist deutlich größer als der Kältemittelmassenstrom (Faktor 4 - 10, je nach Betriebsbedingungen). Deshalb wird ein Ventil mit entsprechend höherem k_V -Wert als das Expansionsventil des Kältemittels eingesetzt.

Lösungsmittelpumpe

Die eingesetzte Lösungsmittelpumpe ist eine Kolbenmembranpumpe. Es handelt sich um eine Zwangsverdrängerpumpe bei der die Ammoniaklösung durch eine Membran vom Kolben im Hydraulikteil der Pumpe getrennt ist. Die Förderung erfolgt diskontinuierlich bzw. pulsierend. Der in Tabelle 3.1 genannte Volumenstrom gilt bei einer Druckdifferenz zwischen 10 und 15 bar. Der Volumenstrom bleibt laut Herstellerangaben auch bei steigendem Differenzdruck nahezu konstant. Es erhöht sich lediglich die elektrische Leistungsaufnahme. Da es sich bei der Pumpe um eine Sonderanfertigung handelt, sind nur die genannten Leistungsdaten verfügbar (siehe Tab. 3.1).

3.4. Externe Kreisläufe

In Abbildung 3.9 ist die Kältemaschine mit den externen Kreisläufen im Laborbetrieb dargestellt. Mit den angeschlossenen Heizgeräten sowie dem Trockenkühler (mit frequenzgeregelten Lüftermotoren) können stationäre Zustände bei den Messungen erzielt werden.

Heizkreis

Im Laborbetrieb wurde zur Gewährleistung konstanter Bedingungen ein Temperiergerät (Regloplas RT150) als Wärmequelle zur Beheizung verwendet. Es können Temperaturen zwischen 30 und 140 °C bei Heizleistungen bis 30 kW bereit gestellt werden. Die Temperatur ist frei wählbar, während die Leistung vom Gerät geregelt wird. Die Pumpe des Temperiergerätes

fördert das Heizwasser durch den Heizkreis. Änderungen des Volumenstroms erfolgen über einen Bypass mit einem handbetätigten Drosselventil (A). Das gleiche Verfahren wird am Verdampfer angewandt.

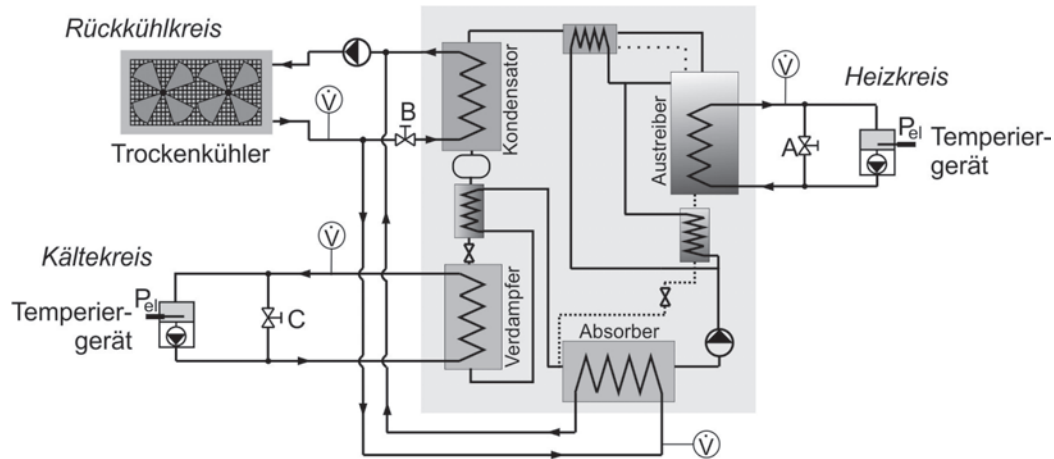


Abbildung 3.9.: Anbindung der Kältemaschine an die externen Kreisläufe

Rückkühlkreis

Der eingesetzte Trockenkühler ist ein Serienprodukt (Güntner GFH 052A/2-L(D)-F6/12P) und findet in der Kältetechnik verbreitete Anwendung. Er besteht aus einem Wasser-Luft-Wärmeübertrager mit zwei nebeneinander montierten Ventilatoren und wird im Freien aufgestellt. Die Ventilatoren saugen die Umgebungsluft durch den Wärmeübertrager. Die Ventilatoren des Trockenkühlers sind mit einem Frequenzumrichter drehzahlregelt. Durch die Drehzahlregelung erfolgt die Einstellung der für die Messungen geforderten Rückkühltemperaturen. Einzige Einschränkung dabei ist, dass Rückkühltemperaturen unterhalb der Außenlufttemperatur nicht erreicht werden können. Innerhalb der Kältemaschine erfolgt die Aufteilung des Rückkühlvolumenstroms in zwei parallel geschaltete Kreisläufe zur Kühlung des Absorbers und zur Kühlung des Kondensators. Mit dem Drosselventil (C) im Kondensatorkreis findet eine Drosselung des Volumenstroms statt, so dass die Austrittstemperaturen an Absorber und Kondensator ungefähr gleich groß sind. Das handbetätigte Drosselventil wurde für einen Referenzpunkt fest eingestellt und danach nicht mehr verändert. Die Aufteilung des Gesamtvolumenstroms stellt sich in etwa wie folgt ein: $\dot{V}_{ges} \approx 2/3 \cdot \dot{V}_{Abs} + 1/3 \cdot \dot{V}_{Kond}$. Die Austrittstemperaturen an Kondensator und Absorber weichen je nach Betriebspunkt um max. 3 K voneinander ab.

Kältekreis

Die Wärmezufuhr erfolgt mit einem Temperiergerät (Single TKN5), das im Temperaturbereich von -10 bis 90 °C eine Leistung von 18 kW hat. Am Heizgerät wurde die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer, also die Eintrittstemperatur ins Heizgerät als Regelparameter vorgegeben. Der Volumenstrom durch den Verdampfer kann mit dem Regulierventil (B), das in der Bypassstrecke eingebaut ist, geregelt werden. Es kamen unterschiedliche Kälte-träger zum Einsatz. Wasser konnte nur bei Temperaturen $> 0\text{ °C}$ eingesetzt werden. Um auch Verdampfertemperaturen $< 0\text{ °C}$ zu erzeugen, kam im ersten Schritt Ethanol zum Einsatz. Jedoch sind insbesondere die Wärmekapazität c_p aber auch die Dichte ρ von Ethanol sehr gering im Vergleich zu Wasser (vgl. VDI-Wärmeatlas [78]). Die Folge ist, dass am Verdampfer eine sehr große Differenz zwischen Ein- und Austrittstemperatur herrscht. Um die gewünschte Austrittstemperatur des Kälte-trägers zu erhalten, ist eine vergleichsweise niedrigere Verdampfungstemperatur nötig. Bei niedrigeren Verdampfungstemperaturen sinkt jedoch die Leistungszahl. Deshalb kam später an Stelle des Ethanols eine Wasser/Glykol-Mischung zum Einsatz (40 % Glykolanteil). Nachteil bei diesem Stoffgemisch ist, dass es zur Entmischung kommen kann und sich die Konzentration ändert. Stoffwerte für das Gemisch in Abhängigkeit von der Konzentration sind vom Hersteller TYFOROP CHEMIE erhältlich [77].

3.5. Messtechnik

Die beiden Prototypanlagen weisen geringfügige Unterschiede bei der installierten Messtechnik auf. Prototyp 1, der auch für Tests von Einzelkomponenten verwendet wird, verfügt über zusätzliche Coriolis-Durchflussmessgeräte im Kälte- und Lösungsmittelkreis. Die Druck- und Temperaturmessung wird bei beiden Prototypen nach dem gleichen Verfahren durchgeführt. (Eine Fehlerabschätzung befindet sich im Anhang C.) Zusätzlich zur Messtechnik ist bei Prototyp 1 ein Schauglas zur Kontrolle des Füllstandes des Kältemittelreservoirs angebracht. Eine genaue Beschreibung der verwendeten Sensoren befindet sich im Anhang, Teil A.

3.5.1. Temperaturmessung

Es wurden hauptsächlich Thermoelemente Typ K für die Erfassung der Temperaturen verwendet. Die Vergleichsmessstelle ist schmelzendes Eiswasser. Die gesamte Messkette bestehend aus

Thermoelement, Übergangsstellen und Datenerfassungseinheit wurde als Einheit kalibriert.

Intern

An beiden Prototypanlagen erfolgte die Messung der Temperaturen am Austritt eines Bauteils. Das betrifft im Kälte- und Lösungsmittelkreislauf die Rohrleitungsabschnitte 1 bis 14 sowie 16, 18 und 19 (vgl. Abb. 3.3). Bei Prototyp 1 war jedoch am Austritt des Dampfes aus dem Verdampfer (Teilstrecke 8) keine Messstelle vorgesehen. Das Thermoelement am Austritt des Absorbers (Teilstrecke 13) war defekt. Weiterhin waren am Austreiber drei Thermoelemente (Stelle 1.1, 1.2 und 1.3) angebracht um die Temperaturschichtung zu erfassen. Alle genannten Thermoelemente befanden sich direkt im Ammoniakkreislauf. Sie wurden mit einer Durchgangsverschraubung direkt in die Ammoniak/Wasserlösung eingebracht.

Extern

Für die Bestimmung der Wärmeströme wird die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt an den externen Kreisläufen gemessen. Die Thermoelemente sind in Kapillarröhrchen entgegen der Strömungsrichtung des Wärmeträgerfluids eingebracht. Weiterhin wird wahlweise auch die Ein- oder Austrittstemperatur des externen Kreislaufs bestimmt. Dafür kommen bei Prototyp 1 Widerstandsthermometer und bei Prototyp 2 ebenfalls Thermoelemente zum Einsatz. Abbildung 3.10 zeigt beispielhaft den Aufbau der Messtechnik mit Thermoelementen an einem externen Kreislauf. An Klemme 1 am Multiplexer kann dabei die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ zwischen Ein- und Austritt gemessen werden. An Klemme 2 wird das Thermoelement am Eintritt gegen ein Eisbad geschaltet. Somit kann die Temperatur ϑ_{ein} gemessen werden. Die Austrittstemperatur aus dem Wärmeübertrager wird in diesem Beispiel mit Gl. 3.5 berechnet.

$$\vartheta_{aus} = \vartheta_{ein} + \Delta\vartheta \quad (3.5)$$

3.5.2. Druck

Zur Messung von Hoch- und Tiefdruck kommt jeweils ein piezoresistiver Druckaufnehmer zum Einsatz. Der Tiefdruck wird von einem Sensor mit einem Messbereich von 0 bis 10 bar erfasst. Im Hochdruckteil beträgt der Messbereich 0 bis 30 bar. Die Messstelle des Hochdrucks befindet sich in Teilstrecke 1, der Tiefdruck wird in Teilstrecke 8 gemessen (vgl. Abb. 3.3).

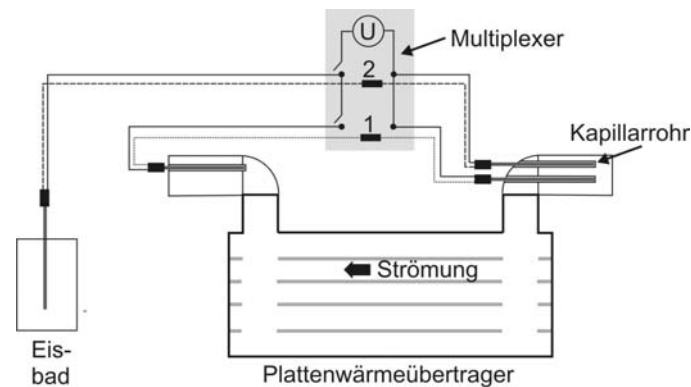


Abbildung 3.10.: Temperaturmessung an einem externen Kreislauf

3.5.3. Volumenstrom, Massenstrom und Dichte

Intern

Bei Prototyp 1 sind im Ammoniakkreislauf in den Teilstrecken 6 und 12 (vgl. Abb. 3.3) Coriolis-Durchflussmessgeräte installiert. Die Massenströme des Kältemittels und der armen Lösung können damit erfasst werden. Zusätzlich ermöglichen die Geräte auch die Messung der Dichte des Fluids. Mit den Messwerten von Dichte, Temperatur und Druck kann die Konzentration der Ammoniak/Wasserlösung mit Hilfe der Stoffwertfunktion von *EES* [74] errechnet werden. Die Messgeräte stellen ein Ausgangssignal von $I = 4..20$ mA bereit. Da mit der verwendeten Messdatenerfassung nur Spannungen gemessen werden können, wurde der Spannungsabfall über einen Präzisionswiderstand von 500Ω gemessen. Bei der Auswertung der Dichte der armen Lösung wurde nach den Messreihen ein Problem in der Messkette festgestellt. Es war nicht zugleich offensichtlich und zog sich durch die gesamten Untersuchungen. Die Dichte und die daraus abgeleitete Konzentration der armen Lösung können deshalb in den Messreihen nicht angegeben werden. Die Massenströme von armer Lösung und Kältemittel sowie die Dichte (und Konzentration) des Kältemittels wurden geprüft und korrekt erfasst.

Extern

An beiden Prototypanlagen wurden die externen Volumenströme mit magnetisch-induktiven Durchflussmessgeräten (MID) gemessen worden. Im Heizkreis und im Kältekreis erfolgte die Volumenstrommessung direkt am Austreiber bzw. am Verdampfer. Im Rückkühlkreis wurden für Prototyp 1 zwei Durchflussmessgeräte eingesetzt. Dabei wurde der Gesamtkühlwas-

servolumenstrom sowie der Volumenstrom durch den Absorber gemessen. Der Kühlwasservolumenstrom im Kondensator ergibt sich aus der Differenz von Gesamtvolumenstrom und Absorbervolumenstrom.

3.5.4. Wärmeleistung

Zur Bestimmung der Wärmeleistungen, wird an den externen Kreisläufen an Austreiber, Verdampfer, Kondensator und Absorber mit einem Thermoelementpaar die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt direkt gemessen. Die Wärmeleistung berechnet sich nach Gl. 3.6 mit den Messgrößen Volumenstrom und Temperaturdifferenz. Die spezifische Wärmekapazität c_p wird bei mittlerer Bezugstemperatur ϑ_B eingesetzt. Die Dichte wird gemäß der Position des Messgerätes (am Ein- oder Austritt) zugeordnet.

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho(\vartheta_{ein,aus}) \cdot c_p(\vartheta_B) \cdot \Delta\vartheta \quad (3.6)$$

$$\vartheta_B = \frac{\vartheta_{ein} + \vartheta_{aus}}{2} \quad (3.7)$$

Die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ hat einen Einzel-Messfehler von 0,07 K (vgl. Anhang C, Tabelle C.1). Die direkte Messung der Temperaturdifferenz hat den Vorteil, dass der Messfehler der Wärmeleistung halbiert wird, im Vergleich zur Messung von jeweils Ein- und Austrittstemperatur.

Die Werte für Dichte und Wärmekapazität wurden für Wasser als Betriebsmittel über eine Interpolation der Stoffwerte aus dem VDI-Wärmeatlas [78] gewonnen. Bei den Messungen im Kühlbetrieb kam aus Gründen der Frostsicherheit als Kälte-träger eine Wasser/Glykol-Mischung (40 % Glykolanteil) zum Einsatz. Da die Konzentration der Lösung nicht immer exakt bekannt war, wurde mit einem zusätzlichen Coriolis-Durchflussmessgerät die Dichte (bei verschiedenen Temperaturen) gemessen und die Konzentration anhand der Herstellerunterlagen ermittelt (TYFOCOR L [77]). Mit dem Wert der Konzentration können weitere Stoffdaten (z.B. Wärmekapazität) anhand der Herstellerunterlagen [77] bestimmt werden.

4. Versuche unter Laborbedingungen

Die Entwicklung der Kältemaschine erfolgte unter Laborbedingungen, bei denen eine konstante Temperatur sowie konstante Leistungszufuhr und -abfuhr gewährleistet waren. Es wurde ein Leistungskennfeld als Referenz aufgenommen. Aufbauend auf dieser Datenbasis wurde die Regelungsstrategie für die Kältemaschine entwickelt. Von einer stabilen und schnell reagierenden Regelung der Absorptionskältemaschine hängt das Betriebsverhalten der Kühlanlage im Realbetrieb ab. Weiterhin ist wesentlich, dass die Regelstrategie mit möglichst einfachen (günstigen) Regelorganen umgesetzt werden kann. Neben Ventilen bei denen der Öffnungsquerschnitt über eine Ventilspindel kontinuierlich freigegeben wird, wurden Magnetventile getestet, die nur die Zustände *geöffnet* oder *geschlossen* ermöglichen.

Um den Eisspeicher zu beladen, muss Kälteleistung bei Verdampfungstemperaturen $< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ erzeugt werden. Der COP darf dabei nicht zu stark abfallen. Die nachfolgenden Ausführungen beschreiben die erforderlichen Maßnahmen zur Wärmerückgewinnung. Daran beteiligt sind die Bauteile Dephlegmator, Lösungsmittelwärmeübertrager und Kältemittelwärmeübertrager. Mit dem zusätzlichen Einsatz eines Reservoirs kann der große Betriebstemperaturbereich am Verdampfer zwischen von $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ realisiert werden.

4.1. Durchführung der Messungen

Beim Anlagenstart liegt zunächst kein stationärer Zustand vor. Die Kältemittellösung und die Anlagenkomponenten erwärmen sich, bzw. kühlen sich ab. Bei vielen Versuchen trat der Effekt auf, dass sich im Kältemittelreservoir noch Kältemittel aus der vorangegangenen Messung befand. Dieses Kältemittel verdampfte unmittelbar nach dem Start der Anlage. Je nach Betriebstemperaturen dauerte es bis zu 30 Minuten bis das gespeicherte Kältemittel verdampft und das Reservoir leer war. Nach etwa einer Stunde stellte sich ein stationärer Zustand in der

Anlage ein.

Bei den Messungen wurden an allen drei externen Kreisläufen konstante Temperaturen und Volumenströme eingestellt. Nachdem stationäre Bedingungen vorlagen, wurde die Anlage mindestens eine Stunde lang betrieben. Die Messdatenerfassung erfolgte dabei einmal pro Minute. Die hier vorgestellten Daten sind Mittelwerte über eine mindestens einstündige Betriebsdauer. Zur Prüfung der Plausibilität dieser Mittelwerte wurde die Wärmebilanz (Gl. 2.1) der zu- und abgeführten Wärmeströme an den externen Kreisläufen der Kältemaschine aufgestellt und dabei folgende Forderung erhoben:

$$|\dot{Q}_{Austr} + \dot{Q}_{Verd} + P_{Pump} - \dot{Q}_{Kond} - \dot{Q}_{Abs}| < \Delta\dot{Q}_{WB} \quad (4.1)$$

Wenn $\Delta\dot{Q}_{WB}$ mehr als 500 W betrug, wurden die Messdaten verworfen. Die Grenze von 500 W entspricht überschlägig einer Abweichung von 1,8 % der zugeführten Wärmeleistungen nach Gl. 4.1 (Annahmen: Austreiberleistung 17 kW, Verdampferleistung 10 kW). Die Vorgabe dieser Genauigkeitsanforderung ist erforderlich, da es bei der Messung der einzelnen Wärmeströme zu weiteren Fehlereinflüssen kam, die nicht einzeln quantifiziert werden können. Die Fehlereinflüsse sind:

- Wärme- und Kälteverluste an die Umgebung
- Messdatenerfassung nur zu diskreten Zeitpunkten (1 Mal pro Minute)
- Stufenregelung der Heizgeräte
- Leistungsschwankungen der Membranpumpe
- Regelabweichungen beim Verdampfungsdruck, siehe Abschnitt 4.3

Der Grenzwert von 500 W wurde bei vielen Messungen deutlich unterschritten. Die durchschnittliche Abweichung bei 16 repräsentativen Betriebspunkten bei beiden Prototypanlagen beträgt 90 W, wobei der Wert für $\Delta\dot{Q}_{WB}$ bei den Einzelmessungen sowohl positiv als auch negativ ist.

4.2. Messergebnisse

Im Anhang B sind Messdaten aus Messungen (M1-M12) mit Prototyp 1 aufgeführt. Prototyp 1 weist die umfangreichste Ausstattung mit Messtechnik auf und wird deshalb als Grundla-

ge für die Auswertungen herangezogen. Nachfolgende Tabellen zeigen die Kälteleistung und die Leistungszahl bei verschiedenen Betriebsbedingungen. Für die externen Temperaturen wird die Solltemperatur angegeben, die während den Messungen an den Heizgeräten eingestellt wurde. Der tatsächlich erreichte Wert weicht geringfügig vom Vorgabewert ab und kann im Anhang B eingesehen werden. Die Tabelle 4.1 zeigt die Kälteleistung und den COP bei konstanter Rückkühltemperatur von 27°C und variierenden Austreiber- und Verdampfungstemperaturen. In Tabelle 4.2 ist die Variation von Rückkühl- und Verdampfer-temperaturen bei konstanter Austreibertemperatur dargestellt.

	$\vartheta_{Austr,ein} = 90^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{Austr,ein} = 100^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{Austr,ein} = 110^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_{Verd,aus} = 15^{\circ}\text{C}$	6,82 kW/0,59 (M1)	10,37 kW/0,65 (M4)	11,16 kW/0,67 (M7)
$\vartheta_{Verd,aus} = 0^{\circ}\text{C}$	3,43 kW/0,39 (M2)	5,69 kW/0,55 (M5)	7,30 kW/0,56 (M8)
$\vartheta_{Verd,aus} = -10^{\circ}\text{C}$	1,82 kW/0,31 (M3)	3,23 kW/0,40 (M6)	4,28 kW/0,43 (M9)

Tabelle 4.1.: Kälteleistung/COP bei unterschiedlichen Kombinationen von Austreiber- und Verdampfer-temperaturen, Rückkühltemperatur= 27°C (M1 bis M9 s. Anh. B)

	$\vartheta_{RK,ein} = 27^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{RK,ein} = 40^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{RK,ein} = 45^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_{Verd,aus} = 15^{\circ}\text{C}$	11,16 kW/0,67 (M7)	6,21 kW/0,62 (M11)	4,00 kW/0,51 (M12)
$\vartheta_{Verd,aus} = 0^{\circ}\text{C}$	7,30 kW/0,56 (M8)	1,86 kW/0,35 (M10)	X
$\vartheta_{Verd,aus} = -10^{\circ}\text{C}$	4,28 kW/0,43 (M9)	X	X

Tabelle 4.2.: Kälteleistung/COP bei unterschiedlichen Kombinationen von Rückkühl- und Verdampfer-temperaturen, Austreibertemperatur= 110°C (M7 bis M12 s. Anh. B)

Bei Erhöhung der Austreibereintrittstemperatur von 90 auf 100°C ist ein deutliches Ansteigen der Kälteleistung bei jeder Verdampfungstemperatur festzustellen. Bei weiterer Erhöhung der Austreibereintrittstemperatur auf 110°C steigen Kälteleistung und COP geringfügiger an. Die Absenkung der Verdampfungstemperatur verringert die Kälteleistung der Anlage signifikant. Durch die Erhöhung der Austreibertemperatur kann dieser Effekt nicht kompensiert werden. Ebenso wie die Absenkung der Verdampfungstemperatur die Kälteleistung reduziert, verringert auch die Erhöhung der Rückkühltemperatur die Kälteleistung. Nur mit sehr hohen Austreibertemperaturen von 110°C kann Kälteleistung bei hohen Rückkühltemperaturen

bereit gestellt werden. Wenn sich eine Leistung von deutlich unter 2 kW abzeichnete, wurde die Messung abgebrochen. Es war nicht möglich diese Betriebspunkte bei Einhaltung der Genauigkeitsforderung von $\Delta\dot{Q}_{WB}$ zu vermessen, da sich kein stabiler Betriebszustand in der Maschine eingestellt hat. Diese Versuche sind in Tabelle 4.2 mit einem "X" gekennzeichnet.

4.3. Regelung der Absorptionskältemaschine

4.3.1. Einfluss der Betriebstemperaturen auf den Tiefdruck

Aufgrund der Wärmeübertragung vom internen Kältemittelkreislauf auf den externen Kältekreislauf ist eine entsprechende Unterkühlung (UK) als treibendes Temperaturgefälle erforderlich. Die Differenz $\Delta\vartheta_{UK}$ zwischen Verdampfungstemperatur und der Temperatur des externen Kältekreislaufes sollte so gering wie möglich sein. Mit zunehmender Unterkühlung, d.h. mit sinkender Verdampfungstemperatur, verringern sich die Leistungszahl und die Kälteleistung. Die Unterkühlung ist in dieser Arbeit definiert als die Differenz zwischen der Austrittstemperatur des Kaltwassers am Verdampfer und der Verdampfungstemperatur (Gl. 4.2).

$$\Delta\vartheta_{UK} = \vartheta_{Verd,aus,ext} - \vartheta_{Verd,aus,int} \quad (4.2)$$

Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels ist in erster Linie vom Tiefdruck abhängig (vgl. Abb. 3.5). Bei den Messungen im Labor wurde der Tiefdruck gesucht, bei dem die Kälteleistung und die Leistungszahl (COP) maximal sind. Dafür wurde der Tiefdruck durch Öffnen des Expansionsventils für das Kältemittel stufenweise erhöht. Die Abbildungen 4.1 und 4.2 zeigen eine Beispielmessung. Dabei betragen im Mittel die Verdampfungstemperatur 15 °C, die Rückkühltemperatur 35 °C und die Austreibertemperatur 105 °C. Diese Beispielmessung zeigt den enorm hohen Einfluss des Tiefdrucks auf die Kälteleistung und den COP der Absorptionskältemaschine. Besonders ein Überschreiten des Optimaldrucks ist kritisch, da die Kälteleistung stark absinkt.

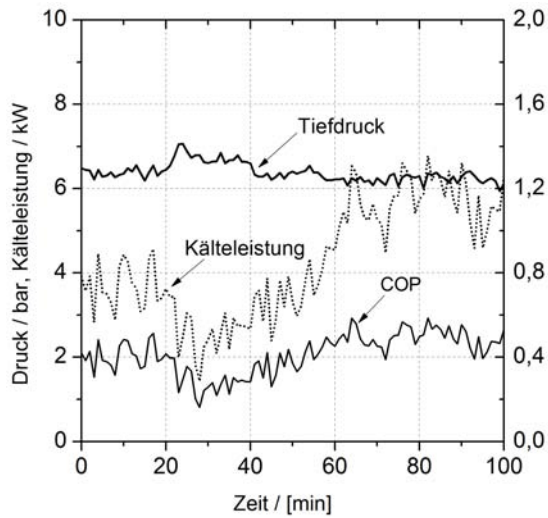


Abbildung 4.1.: Kälteleistung, COP und Tiefdruck im instationären Betrieb

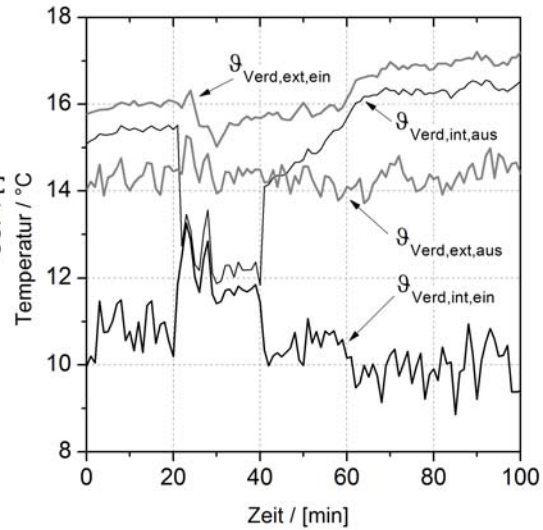


Abbildung 4.2.: Temperaturen am Verdampfer im instationären Betrieb

Auswertung der Messung:

- **Minute 20 bis 40:** Die Temperatur des Kältemittels schwankt zwischen 11,8 und 13 °C. Kälteleistung und COP sind gering. Der Tiefdruck (6,5 bis 7 bar) liegt über dem idealen Verdampfungsdruck des Kältemittels.
- **Minute 40 bis 60:** Das Expansionsventil wird etwas geschlossen, woraufhin der Tiefdruck geringfügig abnimmt (Werte zwischen 6,2 – 6,5 bar). Kälteleistung und COP steigen an.
- **Minute 60 bis 75:** Der Tiefdruck pendelt sich durch weiteres Schließen des Expansionsventils zwischen 6 und 6,2 bar ein. Die Kälteleistung und der COP fluktuieren auf einem höheren Niveau. Das Ansteigen der Temperaturen $\vartheta_{Verd,ext,ein}$ und $\vartheta_{Verd,int,aus}$ ist auf die gestiegene Kälteleistung und das Regelverhalten des Heizgerätes zurückzuführen. Damit die externe Austrittstemperatur $\vartheta_{Verd,ext,aus}$ aus dem Verdampfer konstant bleibt, wird die Eintrittstemperatur vom Thermostat erhöht. Da der Verdampfer im Gegenstrom durchströmt wird, steigt auch die $\vartheta_{Verd,int,aus}$.
- **Minute 75 bis 90:** Der Tiefdruck steigt auf 6,2 bis 6,4 bar an. Die Leistungsdaten stabilisieren sich auf hohem Niveau.

Es kommt immer wieder zu deutlichen Schwankungen bei der Kälteleistung, dem COP und den Temperaturverläufen, z.B. Minute: 64, 72, 93, 95. Ursache sind Druckänderungen durch

Eingriffe am Kältemittel-Expansionsventil. Wenn der Tiefdruck nur minimal über dem Verdampfungsdruck des Kältemittels liegt, sinkt die Kälteleistung stark ab. Im gezeigten Beispiel hatte ein Überschreiten des Verdampfungsdrucks von 0,5 bar das Absinken der Kälteleistung um 50 % verursacht. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Kältemittel bei einem Tiefdruck von 6,5 bis 7 bar nicht mehr verdampft und die Verdampfungsenthalpie nicht übertragen wird. Wird der optimale Tiefdruck von 6,2 bar etwas unterschritten nimmt die Kälteleistung nur geringfügig ab. Zwar kann dabei die Verdampfungsenthalpie übertragen werden, jedoch bei einer etwas niedrigeren Verdampfungstemperatur, was zu einer Verringerung des COP und der Kälteleistung führt. Die Druckänderungen spiegeln sich auch unmittelbar in den internen Ein- und Austrittstemperaturen des Kältemittels wieder. Im Zeitraum zwischen Minute 70 und Minute 100 herrscht eine deutlich höhere Temperaturdifferenz als zwischen den Minuten 20 und 40, als der Verdampfungsdruck überschritten wurde. Weiterhin überschneiden sich die interne und die externe Verdampferaustrittstemperatur, was auf eine gestiegene Effizienz des Verdampfungsvorgangs deutet.

Aus der Beispielmessung ist folgendes abzuleiten: Der Tiefdruck in der Kältemaschine hat einen sehr großen Einfluss auf die Kälteleistung und den COP. Das Überschreiten des Verdampfungsdruckes des Kältemittels muss verhindert werden, da es mit einem signifikanten Leistungseinbruch einhergeht. Die Leistungsabfall ist geringer wenn der Ist-Tiefdruck unterhalb des Optimums liegt. Der zu regelnde Druck sollte deshalb immer geringfügig unter dem Verdampfungsdruck liegen. In diesem Beispiel würde der Sollwert für den zu regelnden Tiefdruck ca. 6,2 bar betragen.

In den Messreihen hat sich gezeigt, dass neben der Verdampfungstemperatur auch die Heiztemperatur des Austreibers einen Einfluss auf den Verdampfungsdruck des Kältemittels hat. Je höher die Heiztemperatur im Austreiber, desto niedriger ist die Ammoniakkonzentration des Kältemittels, da ein höherer Wasseranteil mit verdampft wird (vgl. Messreihen 1, 4, 7, Anhang B). Das optimale Druckniveau im Verdampfer ist aber stark abhängig von der Ammoniakkonzentration des Kältemittels ξ_{KM} (siehe Abbildung 3.5, Kap. 3.3). Deshalb sind bei der Regelung des Tiefdrucks die Temperatur im Verdampfer und die Temperatur im Austreiber wesentlich. Die Erfassung dieser Temperaturen für Regelungszwecke erfolgt im Kältekreis bzw. im Heizkreis. Per Definition sind dies: die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer $\vartheta_{Verd,aus}$ und die Eintrittstemperatur in den Austreiber $\vartheta_{Austr,ein}$.

4.3.2. Regelung des Tiefdrucks

Folgende Betriebsgrößen beeinflussen den in der Anlage herrschenden Tiefdruck:

1. Durchfluss am Expansionsventil für das Kältemittel
2. Durchfluss am Expansionsventil für die arme Lösung
3. Hochdruck bzw. Druckdifferenz zwischen Hoch- und Tiefdruck
4. Förderleistung der Membranpumpe

Den Tiefdruck über die Förderleistung der Pumpe zu regeln erwies sich als ungünstig. Die Membranpumpe wurde mit einem Frequenzumrichter betrieben. Damit konnte die Förderleistung zwar beeinflusst werden, jedoch stellten sich lange Totzeiten (größer 10 Minuten) ein. Zudem konnte nur ein kleiner Teil des angestrebten Betriebskennfeldes damit abgedeckt werden. Neben den langen Totzeiten kam es zu einem sehr instabilen Betrieb und stark schwankender Kälteleistung.

Der Hochdruck in der Kältemaschine ist aufgrund der Rückkühltemperatur bzw. Kondensationstemperatur vorgegeben und kann nicht aktiv geregelt werden. Mit zunehmender Druckdifferenz Δp zwischen Hoch- und Tiefdruck vergrößern sich die Kältemittel- und Lösungsmittelmassenströme ($\Delta p \sim \dot{m}^2$). Somit kann nur mit den Expansionsventilen der Tiefdruck aktiv beeinflusst werden. Mit zunehmender Ventilöffnung sinkt der Druckabfall über dem Ventil und der Tiefdruck steigt an. Wird das Ventil geschlossen steigt der Druckverlust des Ventils und der Tiefdruck sinkt.

Bei Betätigung des Kältemittlexpansionsventils kann direkt auf den Druck im Verdampfer Einfluss genommen werden. Aus diesem Grund wurde die Regelung für dieses Ventil entwickelt. Gleichzeitig muss auch für das Expansionsventil für die arme Lösung eine Regelstrategie gefunden werden. Dafür erfolgte eine umfangreiche Vermessung des gesamten Betriebsbereiches. Nachfolgend wird die Regelstrategie, welche die Basis für einen stabilen Betrieb der Kältemaschine mit gleichzeitig hohem COP und hoher Kälteleistung darstellt, aufgezeigt.

Einstellung des Lösungsmittlexpansionsventils

Im Zuge der Messreihen zeigte sich, dass die Stellung des Lösungsmittlexpansionsventils konstant bleiben kann, wenn die Druckregelung mit dem Kältemittlexpansionsventil erfolgt. Zu Beginn wurde eine passende Grundeinstellung des Lösungsmittelventils gesucht. Dies war

der Fall bei einer Öffnungsumdrehung des Ventils (Nadelventil, Swagelok, Serie L) von $f = 1$. Diese Einstellung wurde bei den Messreihen zunächst beibehalten und im späteren Verlauf variiert. Es zeigte sich dabei im gesamten Betriebsbereich jedoch keine signifikante Erhöhung der Kälteleistung oder des COP. Mit der gefundenen Einstellung kann die Kältemaschine im gesamten Betriebsbereich stabil betrieben werden [63]. Als Maßnahme zur Kostensenkung besteht die Möglichkeit in einer weiteren Ausbaustufe der Kältemaschine eine Blende anstelle des Ventils einzubauen.

Regelung des Kältemittelexpansionsventils

Innerhalb des in Tabelle 1.1 aufgeführten Betriebsbereichs wurden zahlreiche Messungen durchgeführt. Dabei erfolgte eine gezielte Variation des Tiefdrucks. Die Betriebstemperaturen an den äußeren Kreisläufen wurden konstant gehalten. Optimierungsgröße war der COP der Kältemaschine (vgl. auch Messungen in Abb. 4.1 und 4.2). Um die Betriebsgrößen grafisch zu veranschaulichen und zu berechnen wurde folgende Definition für den Temperaturhub eingeführt:

$$\Delta T_{Hub} = \vartheta_{RK,ein} - \vartheta_{Verd,aus} \quad (4.3)$$

Einen Überblick über die Messungen gibt Abbildung 4.3. Jeder gekennzeichnete Messwert stellt einen stationären Betriebszustand der Anlage dar. Die farbige Fläche wurde durch kubische Interpolation zwischen den einzelnen Messpunkten gewonnen (Programm MATLAB [49]). Da die Messwerte selbst bei gleichen Betriebsbedingungen (z.B. $\vartheta_{Austr,ein} = 115^\circ\text{C}$ und $T_{Hub} = 15\text{ K}$) fluktuieren ergibt sich eine sehr ungleichmäßige Fläche (vgl. Kap. 4.3.1). Jedoch können aus der Abbildung 4.3 die Messungen mit dem höchsten COP an einem Betriebspunkt identifiziert werden. Alle Messungen mit niedrigerem COP bei diesem Betriebspunkt wurden ausgefiltert. Abbildung 4.4 zeigt die interpolierte Fläche für die Messwerte mit dem höchsten COP bei dem jeweiligen Betriebspunkt. Es entsteht eine gleichmäßige Fläche, die durch Interpolation bestimmt wurde. Es ist deutlich zu erkennen, dass mit zunehmendem Temperaturhub der COP sinkt. Mit etwas geringerer Steigung sinkt der COP bei Abnahme der Austreibereintrittstemperatur. Beide Effekte sind qualitativ mit dem theoretischen Verhalten (reversibler Fall, Abb. 2.3) erklärbar.

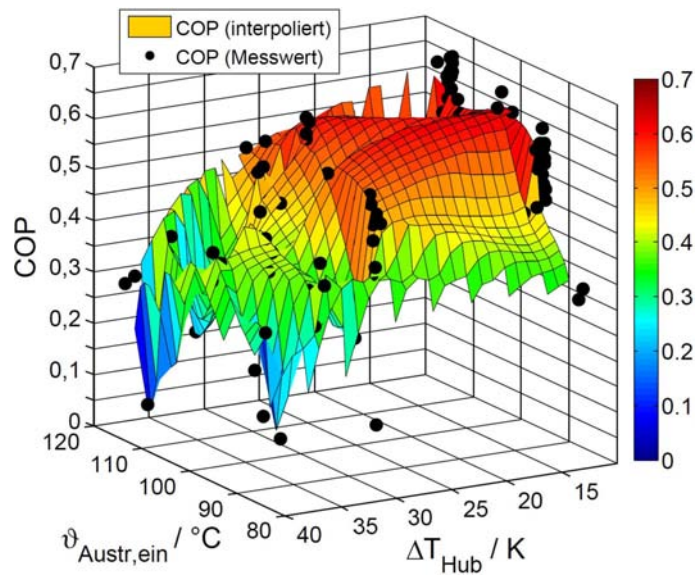


Abbildung 4.3.: COP bei verschiedenen Betriebstemperaturen (alle Betriebspunkte)

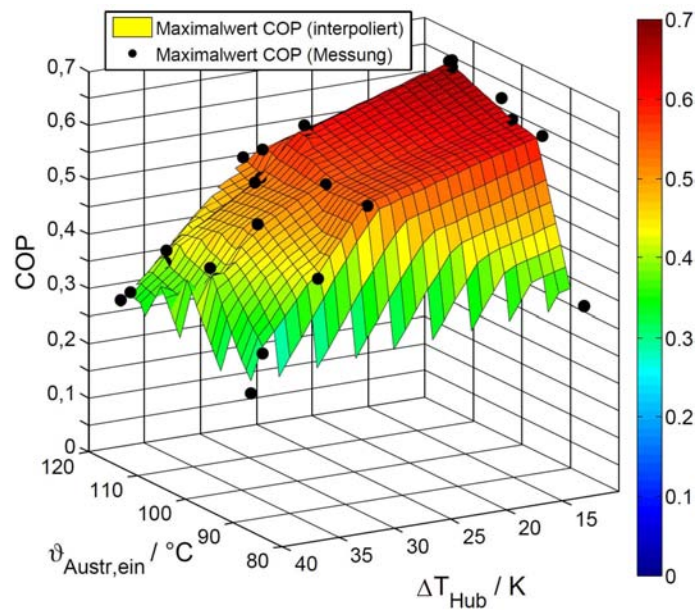


Abbildung 4.4.: COP bei verschiedenen Betriebstemperaturen (ausgewählte Betriebspunkte)

Für die gefilterten Messwerte aus Abb. 4.4 wurde der Tiefdruck aufgezeichnet und in Abb. 4.5 in Abhängigkeit der beiden wesentlichen Betriebsparameter $\vartheta_{\text{Verd,aus}}$ und $\vartheta_{\text{Austr,ein}}$ dargestellt.

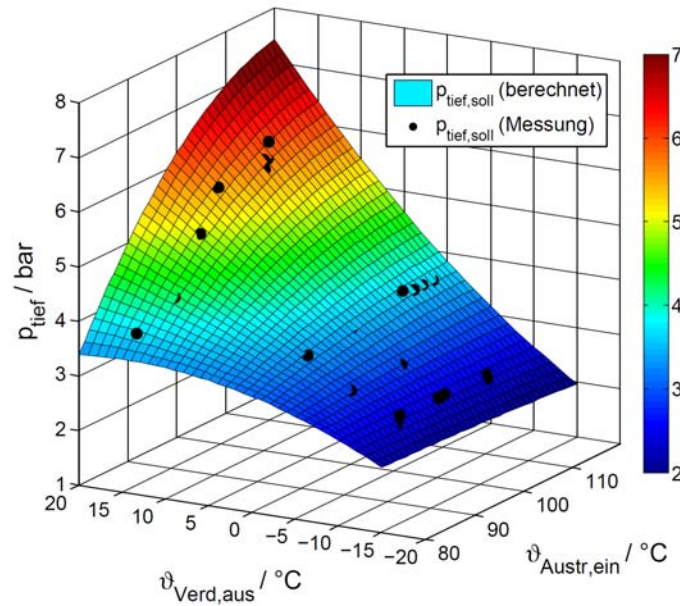


Abbildung 4.5.: Tiefdruck in Abhängigkeit von $\vartheta_{Verd,aus}$ und $\vartheta_{Austr,ein}$ (ausgewählte Betriebspunkte)

Die Fläche wurde durch das Verfahren der kleinsten Fehlerquadrate ([49]) berechnet und kann mit einer empirischen Gleichung angegeben werden (Gl. 4.4):

$$\begin{aligned}
 p_{tief,soll,PT1} = & -1,765 + 0,093 \cdot \vartheta_{Austr,ein} - 3,719 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_{Austr,ein}^2 - 0,622 \cdot \vartheta_{Verd,aus} \\
 & + 0,012 \cdot \vartheta_{Austr,ein} \cdot \vartheta_{Verd,aus} - 4,703 \cdot 10^{-5} \cdot \vartheta_{Austr,ein}^2 \cdot \vartheta_{Verd,aus} \\
 & - 0,025 \cdot \vartheta_{Verd,aus}^2 + 4,358 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_{Verd,aus}^2 \cdot \vartheta_{Austr,ein} \\
 & - 1,814 \cdot \vartheta_{Verd,aus}^2 \cdot \vartheta_{Austr,ein}^2
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

$p_{tief,soll,PT1}$...Sollwert für den Tiefdruck (Prototyp 1) in bar

$\vartheta_{Austr,ein}$...Austreibereintrittstemperatur (externer Kreislauf) in °C

$\vartheta_{Verd,aus}$...Verdampferaustrittstemperatur (externer Kreislauf) in °C

Die *Druckformel* (4.4) gilt für Prototyp 1 im Bereich zwischen $80^\circ\text{C} \leq \vartheta_{Austr,ein} \leq 120^\circ\text{C}$ und $-15^\circ\text{C} \leq \vartheta_{Verd,aus} \leq 20^\circ\text{C}$. Mit dieser Druckformel kann der Tiefdruck in der Anlage für den o.g. Gültigkeitsbereich geregelt werden. Die Rückkühltemperatur spielt keine Rolle im Kennfeld für den optimalen Tiefdruck. Für Prototyp 2 musste eine neue *Druckformel* erstellt werden. Infolge der konstruktiven Unterschiede (insbes. andere Plattenwärmeübertrager) ändert sich der Druckverlust des Kältemitteldampfes zwischen Verdampfer und Absorber.

Folglich ändert sich der im Absorber herrschende Druck und damit wird der COP-Wert beeinflusst. Aus Abb. 3.8 folgt, dass mit steigendem Druck im Absorber (Temperatur konstant) die Konzentration der reichen Lösung steigt, damit erhöht sich die Entgasungsbreite und als Folge der COP des Prozesses (Voraussetzung Förderstrom der Lösungsmittelpumpe bleibt konstant).

Die Gleichung 4.5 gibt den optimalen Druck für Prototyp 2 an. Neben der Anpassung auf Prototyp 2 erfolgte auch eine Vereinfachung der Korrelation (Gültigkeitsbereich: $80\text{ °C} \leq \vartheta_{Austr,ein} \leq 120\text{ °C}$ und $-15\text{ °C} \leq \vartheta_{Verd,aus} \leq 20\text{ °C}$).

$$p_{tief,soll,PT2} = 3,626 + 5,117 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_{Austr,ein} + 0,136 \cdot \vartheta_{Verd,aus} + 3,351 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_{Austr,ein} \cdot \vartheta_{Verd,aus} \quad (4.5)$$

$p_{tief,soll,PT1}$...Sollwert für den Tiefdruck (Prototyp 2) in bar
$\vartheta_{Austr,ein}$...Austreibereintrittstemperatur (externer Kreislauf) in °C
$\vartheta_{Verd,aus}$...Verdampferaustrittstemperatur (externer Kreislauf) in °C

4.3.3. Bauform und Funktionsweise des Kältemittlexpansionsventils

Die Bauform des Expansionsventils für das Kältemittel, welches zur Regelung des Tiefdrucks dient, ist in den beiden Prototypen grundsätzlich verschieden. Auslegungskenngröße für das Ventil ist der Durchflusskennwert k_V ¹:

$$k_V = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p} \cdot \frac{\rho}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} \quad (4.6)$$

k_V	...Durchflusskennwert in m^3/h
\dot{V}	...Volumenstrom Kältemittel / Lösungsmittel in m^3/h
Δp	...Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt in bar
ρ	...Dichte von Wasser in kg/m^3

Für Prototyp 1 wurde ein handbetätigtes Ventil (Nadelventil, Swagelok, Serie M, [72]) eingesetzt. Der Ventilhub kann über die Ventilspindel kontinuierlich geändert werden (Kennlinie Abb. 4.6). Um den Tiefdruck automatisch zu regeln, wurde ein elektrisch ansteuerbarer Stellantrieb an das Ventil angepasst (Bestehend aus einem Elektromotor, einem Impulsgeber und

¹Alle angegebenen k_V -Werte gelten für Wasser

einer Lichtschranke [63]). Mit dieser Lösung konnte der Tiefdruck sehr präzise und unmittelbar (kurze Totzeiten) geregelt werden. Der Arbeitsbereich bei den Versuchen lag zwischen 3 und 8 Umdrehungen (abhängig von den Betriebstemperaturen). Bei Verdampfungstemperaturen $< 0^\circ\text{C}$ wird ein sehr niedriger Tiefdruck benötigt. Demzufolge muss ein niedriger Durchflusskennwert eingestellt werden (ca. 3 Öffnungsumdrehungen).

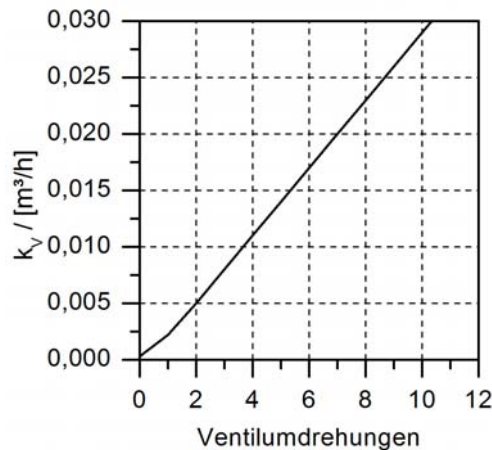


Abbildung 4.6.: Durchflusskennwerte für Expansionsventil (handbetätigt)

Beim Bau von Prototyp 2 wurde aufgrund der guten Ergebnisse auch mit dem Nadelventil als Expansionsventil geplant. Jedoch traten große Schwierigkeiten auf:

- Bei der Verbindung zwischen Ventil und angepassten Stellantrieb traten hohe mechanische Spannungen auf.
- Im Hinblick auf eine Serienfertigung der Kältemaschine war ein Kompletteinheit aus Ventil und Stellantrieb zu teuer.
- Die bewegliche Ventilschindel, die nach außen abgedichtet wird, ist eine potentielle Leckagestelle. Nach längerem Betrieb trat bei Prototyp 2 über die Ventilschindel Ammoniak aus. (Bei Prototyp 1 gab es bei dem Ventil gleicher Bauart keine Probleme.) Die Ursache konnte auch nach mehrmaligem Tausch des Ventils und der Dichtungspackung, sowie Untersuchungen durch den Ventilhersteller, nicht gefunden werden.

In der Folge wurde für Prototyp 2 eine grundsätzlich andere Ventilbauform eingesetzt. Bei dem verwendeten Magnetventil sind Ventilkörper und Stellantrieb (Magnetspule) kompakt miteinander verbunden. Es enthält keine bewegte Spindel und kann zuverlässig abgedichtet werden.

Die Kosten sind deutlich geringer (ca. 60–80 %) als für ein Ventil mit Spindelhub und Stelltrieb. Nachteilig ist die eingeschränkte Regelbarkeit. Der Ventilhub kann entweder 0 % oder 100 % betragen. Wenn eine Spannung angelegt wird, gibt ein Ventilstößel die Öffnung einer Düse frei und Kältemittel kann das Ventil durchströmen (Ventilhub 100 %). Im stromlosen Zustand ist das Ventil geschlossen (Ventilhub 0 %). Die Einstellung eines Durchflusskennwerts, der zwischen einem Ventilhub von 0 % und 100 % liegt, erfolgt über die Dauer eines Öffnungshubes (sog. *Pulsweitenmodulation*). Ein Ventilzyklus besteht aus einem Öffnungshub und einem Schließhub und dauert insgesamt 6 Sekunden. Mit dem Regelungsprogramm E.Con [20] wurde ein Steuerungs- und Regelungsprogramm für die Anlage umgesetzt. Damit konnte mit einer Schrittweite von 0,2 Sekunden die Öffnungs- bzw. Schließzeit eingestellt werden. Die Regelung erfolgt, wie bei einem PID-Regler, anhand der Differenz zwischen Ist- und Sollwert über eine variable Änderung der Öffnungszeit. Erste Tests mit dem Magnetventil (Danfoss AKVA10-4 [12]) zeigten, dass sich der Druck präzise regeln ließ. Bedingung war jedoch, dass die Schließzeit nicht länger als die Öffnungszeit andauern darf, d.h. die Schließzeit sollte nicht länger als 3 Sekunden sein. Wird dies eingehalten ist ein quasistationärer Betrieb möglich. Ein Einfluss der Ventiltaktung auf die Kälteleistung bzw. die Kaltwasseraustrittstemperatur war nicht zu beobachten. Die angestrebte Kälteleistung von 10 kW konnte realisiert werden. Der Bereich des k_V -Wertes unter diesen Bedingungen liegt zwischen 0,017 und 0,038 m³/h. War die Schließzeit jedoch länger als die Öffnungszeit wurde ein instabiles Verhalten und ein Absinken der Kälteleistung über der Zeit beobachtet. Um den gesamten Betriebsbereich der Kältemaschine abzudecken, wurde in Parallelschaltung zum bestehenden Kältemittelexpansionsventil ein zweites Magnetventil eingebaut. Gleichzeitig wurden die Düsengrößen der Ventile so angepasst, dass ein großer Bereich an Durchflusskennwerten realisiert werden konnte. Abbildung 4.7 zeigt die Öffnungszyklen der beiden Ventile (Düsen: AKVA10-3, AKVA10-2) und den sich daraus ergebenden gesamten k_V -Wert (k_V -Wert: "Gesamt"), bezogen auf einen Ventilzyklus von 6 Sekunden. In Abb. 4.7 wird Zyklus 1 bis Zyklus 10 der Durchfluss schrittweise gesteigert indem die Öffnungszeiten erhöht werden. Zunächst dient ausschließlich das Ventil AKVA10-2 zur Durchflussregelung. Ist dieses vollständig geöffnet, wird ab Zyklus 5 das Ventil AKVA10-3 zugeschaltet bis auch dieses Ventil vollständig geöffnet ist und bei Zyklus 10 der maximal mögliche Durchfluss erreicht wird. Durch die Pulsweitenmodulation mit zwei Magnetventilen kann so ein ähnlich großer Bereich an Durchflusskennwerten wie mit dem

Nadelventil (Abb. 4.6) realisiert und der erforderliche Betriebsbereich abgedeckt werden.

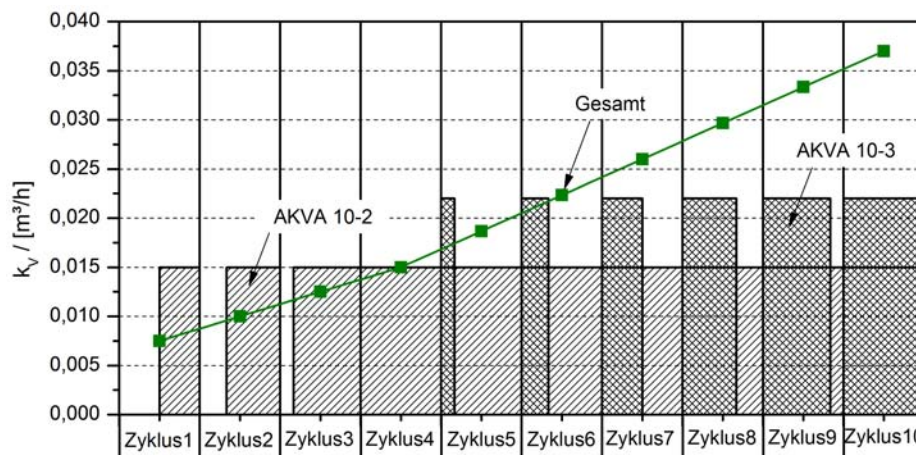


Abbildung 4.7.: Durchflusskennwerte für Magnetventile in Abhängigkeit von der Öffnungszeit

Bei den Messungen zeigte sich, dass es im gesamten Betriebsbereich ausreicht, das Ventil AKVA10-3 mit der Druckformel (Gl. 4.5) zu regeln. Das Ventil AKVA10-2 wird dabei mit einer konstanten Öffnungszeit (und Schließzeit) von 3 Sekunden angesteuert und taktet gleichmäßig. (Es besteht auch die Möglichkeit anstelle des konstant taktenden Ventils AKVA10-2 eine Blende mit einem entsprechenden k_V -Wert einzusetzen.)

4.3.4. Zusammenfassung

Die Regelung der Kältemaschine erfolgt maßgeblich über das Expansionsventil für das Kältemittel. Dabei wurden in der weiterentwickelten Version von Prototyp 2 zwei Kältemittelexpansionsventile eingesetzt. Eines dieser beiden Ventile kann durch eine Blende ersetzt werden, die einen minimalen kontinuierlichen Durchfluss sicherstellt. Für das andere Kältemittelexpansionsventil muss der Ventilhub so geregelt werden, dass sich der Tiefdruck in der Kältemaschine gemäß eines vorher bestimmten Optimums einstellt. Dieses Optimum (bzw. der Sollwert) des Tiefdrucks kann mit einer Korrelation in Abhängigkeit von der Verdampferaustrittstemperatur und der Austreibereintrittstemperatur für die Prototypen 1 und 2 berechnet werden (Gl. 4.4, Gl. 4.5) Diese Korrelation ist auf Anlagen gleicher Bauart übertragbar. Das Expansionsventil für die arme Lösung muss nicht geregelt werden. Mit einer festen Einstellung des Ventils kann der gesamte Betriebsbereich der Kältemaschine abgedeckt werden. Demzufolge kann

auch an dieser Stelle eine einfache Blende eingesetzt werden. Tabelle 4.3 fasst die Durchflusskennwerte und die benötigte mittlere Regelgenauigkeit $\bar{\sigma}$ (Gl. 4.7) für beide Ventile zusammen.

$$\bar{\sigma} = |p_{tief,ist} - p_{tief,soll}| \quad (4.7)$$

	Prototyp 1	Prototyp 2
k _V -Wert Lösungsmittelventil (m ³ /h)	0,04 ± 0,005	0,04 ± 0,005
k _V -Wert Kältemittelventil (m ³ /h)	0,005 – 0,030	0,007 – 0,037 ²
Erforderliche Genauigkeit $\bar{\sigma}$ (bar)	0,2	0,2
Erreichte Genauigkeit $\bar{\sigma}$ (bar)	0,1	0,1

Tabelle 4.3.: Ventilkenngrößen und Regelgenauigkeit

Die benötigte Genauigkeit ergibt sich aus der Herleitung der Druckformel und der Güte der dafür zugrunde gelegten Messdaten. Die angegebenen Werte sind Erfahrungswerte. Bei den Messungen an der Anlage wurde beobachtet, bei welcher Druckabweichung vom Sollwert sich der COP messbar verschlechtert. Das kritische Überschreiten des Solldrucks, bei dem ein starker Abfall von COP und Kälteleistung zu beobachten war, wurde bereits in der *Druckformel* berücksichtigt, so dass die Genauigkeitsanforderung in Tabelle 4.3 sowohl für ein Überschreiten als auch für ein Unterschreiten des Solldrucks gilt. Die erreichte Genauigkeit hängt bei Prototyp 2 stark vom Taktungsverhalten der Ventile ab und schwankt auch über den Betriebsbereich. Je kontinuierlicher der Durchfluss, desto geringer sind die Abweichungen zwischen Ist- und Sollwert. Die in der Tabelle angegebenen Werte sind Mittelwerte über den gesamten Betriebsbereich. Die Einhaltung der Genauigkeitsanforderung war bei den durchgeführten Messungen problemlos möglich.

Die Regelstrategie mit dem Tiefdruck als Regelgröße erweist sich als stabil und liefert sehr hohe Leistungszahlen (COP) im gesamten Betriebsbereich bei geringem Regelaufwand. Die Kältemaschine passt sich sehr schnell an veränderte Betriebsbedingungen an. (Dies wird im Kapitel 6 beschrieben.) Der COP sowie die Kälteleistung der Anlage waren stets höher als bei vergleichbaren Messungen, bei denen die Anlage manuell optimiert wurde (Vergleich Anhang

²Bezogen auf die Kombination zweier parallel geschalteter Ventile.

D.1). Eine Ursache ist die deutlich schnellere Datenerfassung und -verarbeitung mit einer SPS³ im Vergleich zu einer manuellen Steuerung.

4.4. Interne Wärmerückgewinnung

In den beiden Prototypen sind drei Wärmeübertrager zur Wärmerückgewinnung eingebaut: Dephlegmator, Lösungsmittelwärmeübertrager und Kältemittelwärmeübertrager. Zusätzlich wird angestrebt bereits im Austreiber über den internen Lösungsmittelwärmeübertrager die Wärme im Prozess zu halten. Nur ein möglichst hoher Grad der Wärmerückgewinnung ermöglicht eine hohe Leistungszahl. Weiterhin ist die Wärmerückgewinnung auch für die Vergrößerung des Betriebskennfeldes maßgeblich.

4.4.1. Austreiber

Neben der Wärmezufuhr für die Verdampfung des Kältemittels dient der Austreiber auch der Wärmerückgewinnung (vgl. 3.3, Abschnitt Austreiber). Es konnten positive Effekte der integrierten Wärmerückgewinnung über das Temperaturprofil im Austreiber nachgewiesen werden. Die Temperatur des austretenden Kältemitteldampfes ist deutlich niedriger als die Temperatur der Lösung am Behälterboden (zwischen 10 und 20 K, siehe Messreihen im Anhang B). Jedoch konnte die Temperatur des Kältemitteldampfes (70-80 °C) nicht soweit wie im externen Dephlegmator abgesenkt werden (30-35 °C).

Bei dem Versuch den externen Lösungsmittelwärmeübertrager stillzulegen und nur den internen Wärmeübertrager zu nutzen konnten keine stabilen Betriebszustände erreicht werden [38]. Die Messungen wurden abgebrochen. Jedoch ist im Normalbetrieb anhand des Temperaturprofils im Austreiber eine Temperaturabnahme über die Höhe und damit der Einfluss der Maßnahmen zur Wärmerückgewinnung festzustellen. Eine quantitative Bewertung kann jedoch anhand der Messdaten nicht erfolgen. Hierfür sind die einzelnen Bereiche sowie die Stoffströme im Austreiber nicht hinreichend abgegrenzt, um sie mit der installierten Messtechnik zu erfassen.

³Speicherprogrammierbare Steuerung

4.4.2. Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ)

Bei der untersuchten Schaltung durchströmt stets ein Teilmassenstrom der reichen Lösung den Dephlegmator und der andere Teilmassenstrom den Lösungsmittelwärmeübertrager. Im LMWÜ wird eine deutlich höhere Wärmeleistung übertragen als im Dephlegmator. Die Ursache dafür ist, dass der Massenstrom der armen Lösung im LMWÜ ca. 4 bis 10 mal (je nach Betriebszustand) größer ist, als der Massenstrom des Kältemittels im Dephlegmator. Die Temperaturniveaus vom Kältemittel im Dephlegmator und von der armen Lösung im Lösungsmittelwärmeübertrager sind aber ungefähr gleich. Um den höchsten Grad an Wärmerückgewinnung zu erreichen, wurde das Regulierventil im Strang der reichen Lösung so eingestellt, dass die Austrittstemperaturen der reichen Lösung nach dem Dephlegmator bzw. nach dem LMWÜ gleich sind. Diese Einstellung wurde für einen Referenzpunkt durchgeführt und für alle weiteren Betriebspunkte beibehalten. Bei den Messreihen 1 bis 9 (Anhang B) zeigt sich, dass bei Kälteleistungen (\dot{Q}_{Verd}) von mehr als 5 kW keine größeren Unterschiede bei der Austrittstemperatur der reichen Lösung zwischen Dephlegmator (Pos. 18) und LMWÜ (Pos. 16) bestehen.

4.4.3. Dephlegmator

Bei der Aufteilung der reichen Lösung zwischen LMWÜ und Dephlegmator muss neben der Wärmerückgewinnung auch die Wirkungsweise des Dephlegmators berücksichtigt werden. Im Gegensatz zum LMWÜ, dessen Zweck die Vorwärmung der reichen Lösung ist, hat der Dephlegmator die Aufgabe den Ammoniakanteil im Kältemittel zu erhöhen. Dies erfolgt durch Kühlung des Dephlegmators. Dabei kondensiert eine sehr reiche Lösung. Die Konzentration des verbliebenden Kältemitteldampfes hängt stark von der Temperatur des Kühlmediums ab. Somit kann eine niedrigere Dephlegmatortemperatur zu einer höheren Kältemittelreinheit führen und sich positiv auswirken indem mehr Kältemittel im Verdampfer verdampft.

Bei hohen Heiztemperaturen und geringen Verdampfungstemperaturen ist der größte Einfluss auf den Prozess zu erwarten. Es wurden deshalb Messreihen mit und ohne Nutzung des Dephlegmators durchgeführt (Tabelle B.5, Anhang: B.5). Dafür wurde das Regulierventil (Teilstrecke 17, Abb. 3.3) in der Anlage geschlossen. Der Dephlegmator wurde nur von Kältemittel durchströmt, welches die Wärme nicht abgeben konnte. Die Druckverluste des

Wärmeübertragers auf der Kältemittelseite sind trotzdem vorhanden. Mit einem Bypass bzw. einem kompletten Ausbau des Dephlegmators entfallen diese Druckverluste und es sind noch bessere Ergebnisse zu erwarten als bei den aufgeführten Messdaten.

Bei Einsatz des Dephlegmators tritt, bei Messung 13, das Kältemittel mit einer Temperatur von $30,57^\circ\text{C}$ in den Kondensator ein und mit $27,89^\circ\text{C}$ wieder aus. Dabei erfolgt die Verflüssigung und es wird hauptsächlich latente Wärme dem Kältemittel entzogen und nur im geringen Maße fühlbare Wärme. Wird der Dephlegmator nicht eingesetzt muss im Kondensator neben der Verdampfungswärme auch die fühlbare Wärme abgeführt werden. Im Fall von Messung 14 erfolgt im Kondensator eine Temperaturabsenkung von $82,09^\circ\text{C}$ auf $27,42^\circ\text{C}$. Der Unterschied beim Einsatz des Dephlegmators ist auch an der abgeführten Wärmeleistung am Kondensator erkennbar. Bei Messung 13 (mit Deph.) wird nur eine Leistung von $5,16\text{ kW}$ abgeführt, während bei vergleichbaren Bedingungen in Messung 14 der Kondensator eine Leistung von $5,70\text{ kW}$ abführen muss. Die Differenz von ca. 540 W ist eine zusätzlich abgeführte und damit nicht mehr nutzbare Wärmeleistung und der Grund für eine etwas geringere Leistungszahl bei Messung 13 im Vergleich zu Messung 14. Gleiches gilt für Messung 15 und 16. Aus der Ammoniakkonzentration ξ_{KM} des Kältemittels kann kein eindeutiger Rückschluss auf einen positiven Einfluss des Dephlegmators gezogen werden. Bei Messung 16 (ohne Dephlegmator) ist die Ammoniakkonzentration im Kältemittel sogar geringfügig höher als bei Messung 15 (mit Dephlegmator). Unabhängig davon ob der Dephlegmator eingesetzt wurde, konnte stets die gewünschte Verdampfungstemperatur und die geforderte Kälteleistung erreicht werden. Die Leistungszahl ist jedoch mit Dephlegmator stets höher als ohne Dephlegmator. Der eigentliche Zweck des Dephlegmators, die Erhöhung der Ammoniakkonzentration im Kältemittel, ist bei der untersuchten Anlage kaum feststellbar. Lediglich die Rückgewinnung der Wärme aus dem heißen Kältemitteldampf führt zu einer geringfügigen Erhöhung der Leistungszahl. Der Grund dafür ist die wirkungsvolle Rektifikation im Austreiber.

4.4.4. Verdampfer

Die Zusammensetzung des Kältemittels hat einen großen Einfluss auf die Verdampfung im Verdampfer. Um reines Ammoniak ($\xi = 1$) bei einer Temperatur von 15°C zu verdampfen, beträgt der Verdampfungsdruck $7,285\text{ bar}$. Befindet sich nur 1% Wasser im Kältemittel ($\xi = 0,99$) sinkt der Gleichgewichtsdruck bei der vollständigen Verdampfung des Gemischs auf

0,821 bar. Im Realbetrieb herrschen jedoch Drücke zwischen 2,5 bar (für $\vartheta_{Verd,aus} = -10^\circ\text{C}$) und 6,5 bar (für $\vartheta_{Verd,aus} = +15^\circ\text{C}$). Da ein Ammoniakanteil von 100% bei keiner Messung erreicht wurde, kam es folglich nicht zu einer vollständigen Verdampfung des Kältemittels. Das Kältemittel strömt flüssig ein und verlässt den Verdampfer als Zweiphasengemisch, das mit dem Dampfmassenanteil q beschrieben werden kann. Der Dampfmassenanteil q ist definiert als das Verhältnis der Masse des Dampfes zur Gesamtmasse des Kältemittels. Je größer der Dampfmassenanteil q , desto größer ist die zugeführte Verdampfungswärme und damit die Kälteleistung des Verdampfers. Der Dampfmassenanteil kann mit der Stoffwertfunktion nach TILLNER-ROTH/FRIEND mit dem Programm *EES* berechnet werden. Der Tiefdruck und der Kältemittelanteil ξ_{KM} stammen aus den Messungen 1-16. Die Verdampfungstemperatur wird zwischen -20 und 60°C variiert und der Dampfmassenanteil q berechnet. Die Abbildung 4.8 zeigt die Berechnungsergebnisse für die Messungen 1-9 sowie 14 und 16 (ohne Dephlegmator).

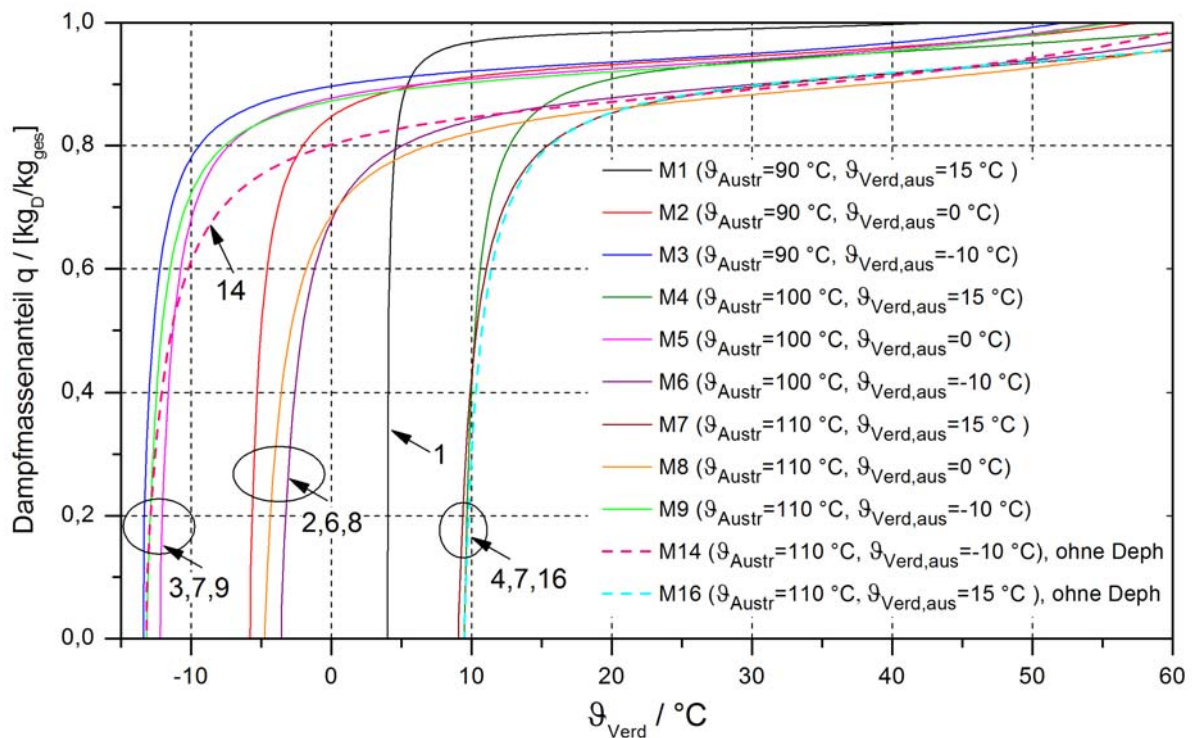


Abbildung 4.8.: Dampfmassenanteil in Messungen (1-16)

Näherungsweise kann der Dampfmassenanteil im Verdampfer für die jeweiligen Messungen bei der externen Verdampferaustrittstemperatur $\vartheta_{Verd,aus}$ abgelesen werden. So herrschen bei den Messungen bei $\vartheta_{Verd,aus} = -10^\circ\text{C}$ Dampfmassenanteile von ca. 70-75%. Bei Über-

brückung des Dephlegmators (M14) sinkt dieser Wert auf ca. 60%. Bei $\vartheta_{Verd,aus} = 15^\circ\text{C}$ ist kaum ein Unterschied bei Einsatz des Dephlegmators festzustellen (vgl. M7 und M16). Dieser Effekt zeigt sich auch bei Betrachtung der Kälteleistung (Tabelle 4.4), die bei tiefen Verdampfungstemperaturen ohne Dephlegmator deutlich abfällt ($-10,5\%$) und bei hohen Verdampfungstemperaturen sogar minimal steigt ($+4,2\%$). Der Wegfall des Dephlegmators wird zum Teil kompensiert, da ein höherer Kältemittelmassenstrom vorliegt. Die Kälteleistung ist deshalb bei hohen Verdampfungstemperaturen sogar höher wenn der Dephlegmator überbrückt wird. Abhängig davon, in welchem Verdampfungstemperaturbereich die Anlage überwiegend eingesetzt wird, kann der externe Dephlegmator somit komplett eingespart werden um die Anlagenkosten zu senken.

	\dot{Q}_{Verd}/COP mit Deph.	\dot{Q}_{Verd}/COP ohne Deph.
$\vartheta_{Verd,aus} = -10^\circ\text{C}$	4,28 kW/0,43 (M9)	3,83 kW/0,40 (M14)
$\vartheta_{Verd,aus} = 15^\circ\text{C}$	11,16 kW/0,67 (M7)	11,63 kW/0,64 (M16)

Tabelle 4.4.: Kälteleistung in kW / COP mit und ohne Dephlegmator

Im Allgemeinen verursachen Rückstände von unverdampfter, flüssiger Ammoniak/Wasser-Lösung oft Probleme in den Absorptionskältemaschinen. Der Verdampfer kann geflutet werden, was zur Blockierung der wärmeübertragenden Oberflächen führt. Damit kann nachströmendes Kältemittel nicht verdampft werden und es wird keine Kälteleistung erzeugt. Die Lösung im Verdampfer muss dann z.B. über eine Bypassleitung in den Absorber geleitet werden. Dieses Problem trat während der gesamten Messreihen nicht auf, weder im Labor- noch im Kühlbetrieb. Der Verdampfer ist senkrecht eingebaut und die Austrittsöffnung für den Kältemitteldampf befindet sich an der Unterseite. Es ist davon auszugehen, dass die unverdampfte Flüssigkeit vom Kältemitteldampf mitgerissen und in den Kältemittelwärmeübertrager gefördert wird. Der Verdampfer wurde deshalb nie geflutet.

4.4.5. Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ)

Der KMWÜ wird auf einer Seite von flüssigem Kältemittel aus dem Reservoir durchströmt, welches in etwa das Temperaturniveau des Kondensators besitzt. Im Gegenstrom wird das

verdampfte Kältemittel (mit flüssigen Anteilen) geführt. Das unverdampfte, flüssige Kältemittel aus dem Verdampfer wird im KMWÜ einer höheren Temperatur ausgesetzt und ein Großteil kann noch verdampfen. Die Verdampfungswärme wird dem flüssigen Kältemittel auf der Hochdruckseite, welches unterkühlt wird, entzogen. Aus Abbildung 4.8 wird deutlich, dass bei allen Messungen mindestens 90 % des Kältemittels bei einer Temperatur von 30 °C (Temperaturniveau des Kältemittelkondensats) verdampfen kann. Anders als beim Lösungsmittelwärmeübertrager wird hier direkt Kälteleistung zurückgewonnen. Die Wärmerückgewinnung am Lösungsmittelwärmeübertrager und Dephlegmator, auf der *heißen* Seite der Anlage, ist nicht so effektiv wie auf der *kalten* Seite (am KMWÜ). Auf der *kalten* Seite wird direkt die Nutzleistung rückgewonnen, auf der *heißen* Seite nur anteilig, gemäß des COP.

Tabelle 4.5 stellt die gemäß Gleichung 4.8 berechnete Wärmeleistung dar, die auf das flüssige Kältemittel im KMWÜ übertragen wird. Die Enthalpien h_{ein} und h_{aus} wurden mit EES anhand der Messwerte für Temperatur, Druck und Dichte auf der Seite des flüssigen Kältemittels bestimmt. Der Massenstrom \dot{m}_{KM} wurde gemessen.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{KM} \cdot (h_{ein} - h_{aus}) \quad (4.8)$$

Es wird deutlich, dass insbesondere bei den Messungen mit geringen Kältemittelkonzentrationen eine hohe Leistung am KMWÜ übertragen wird. Bei niedrigen Verdampfungstemperaturen hat die Leistung des KMWÜ einen Anteil zwischen 16 und 34 % an der gesamten Kälteleistung. Bei hohen Verdampfungstemperaturen sinkt dieser Anteil stark ab und geht bei Ammoniakkonzentrationen $\xi \approx 1$ gegen null. Wenn auf den Dephlegmator in der Kältemaschine verzichtet wird, übernimmt der KMWÜ einen beträchtlichen Anteil der Wärmerückgewinnung. Im Fall der Messungen steigt die rückgewonnene Kälteleistung bei $\vartheta_{Verd,aus} = 15^\circ\text{C}$ von 164,7 W (mit Dephlegmator) auf 705,8 W (ohne Dephlegmator) (vgl. M7 und M16). Bei niedrigen Verdampfungstemperaturen (vgl. M9 und M14) ist der rückgewonnene Wärmestrom im KMWÜ nahezu gleich (≈ 700 W). Aus beiden Messungen von $\vartheta_{Verd,aus} = 15^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{Verd,aus} = -10^\circ\text{C}$ lässt sich schließen, dass der Einsatz des externen Dephlegmators die im KMWÜ übertragbare Wärmeleistung reduziert. Der Grund dafür ist, dass mit dem Einsatz des Dephlegmators die Ammoniakkonzentration ξ_{KM} im Kältemittel steigt und somit im Verdampfer ein höherer Dampfmassenanteil erreicht werden kann. Bei einem geringeren ξ_{KM} (keine Dephlegmation) ist der Dampfmassenanteil im Verdampfer geringer, jedoch kann der

nicht verdampfte, flüssige Anteil im KMWÜ verdampfen und rückgewonnen werden. Somit sinkt das Potential zur Wärmerückgewinnung im KMWÜ infolge der Dephlegmation.

	$\vartheta_{Austr,ein} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{Austr,ein} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{Austr,ein} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_{Verd,aus} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	11,81 W (M1)	238,5 W (M4)	164,7 W (M7)
$\vartheta_{Verd,aus} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	495,7 W (M2)	723,9 W (M5)	546,8 W (M8)
$\vartheta_{Verd,aus} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	633,0 W (M3)	917,8 W (M6)	703,9 W (M9)
$\vartheta_{Verd,aus} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (o. Deph.)	-	-	736,4 W (M14)
$\vartheta_{Verd,aus} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (o. Deph.)	-	-	705,8 W (M16)

Tabelle 4.5.: Übertragene Leistung am Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ)

4.5. Befüllung mit Kältemittel

Die Kältemaschine wurde bei allen in dieser Arbeit aufgeführten Messungen mit einer Einfüllkonzentration von $\xi = 50\%$ (massebezogen) betrieben. Dafür wurde in einem Druckbehälter Salmiakgeist (25%ige Ammoniak/Wasserlösung) mit reinem Ammoniak angereichert und in die Anlage gefüllt. Es wurden 32 kg Ammoniak/Wasserlösung mit $\xi = 50\%$ eingefüllt. Die Konzentration der flüssigen reichen Lösung am Austritt des Absorbers ist abhängig von Druck und Temperatur (siehe Abbildung 4.9). Je niedriger der Druck im Absorber (z.B. bei niedrigen Verdampfungstemperaturen) und je höher die Temperatur (z.B. bei hohen Rückkühltemperaturen), desto geringer ist die Konzentration der reichen Lösung am Austritt des Absorbers. Bei einer gleich bleibenden Entgasungsbreite $\Delta\xi$ ändert sich auch die Konzentration der armen Lösung. Das heißt in jedem Punkt des angestrebten Betriebstemperaturbereichs am Verdampfer ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $15\text{ }^{\circ}\text{C}$) und auf der Rückkühlseite (bis $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $50\text{ }^{\circ}\text{C}$) herrschen andere Konzentrationen von armer und reicher Lösung. Um trotzdem stets mit der gleichen Einfüllkonzentration den gesamten Betriebsbereich abzudecken, ist in der Kältemaschine das Kältemittelreservoir zwischen Kondensator und Kältemittelwärmeübertrager integriert. In dem Reservoir (Volumen 10 Liter) sammelt sich je nach Betriebspunkt flüssiges Kältemittel an. Insgesamt ist eine Masse von ca. 6,5 kg Kältemittel speicherbar. Das gespeicherte Kältemittel ist im Prozess nicht wirksam und die Konzentration der reichen Lösung kann somit zwischen 50% (Reservoir leer) und 37% (Reservoir komplett gefüllt) variieren.

(Berechnung nach Gl. 4.9). Die Abbildung 4.10 gibt die Konzentration der reichen Lösung im Prozess in Abhängigkeit von der Kältemittelmasse im Reservoir wieder.

$$\xi_{rL,aktiv} = \frac{\dot{m}_{NH_3,ges} - \dot{m}_{NH_3,Res} \cdot \xi_{KM}}{\dot{m}_{Lsg,ges} - \dot{m}_{NH_3,Res} \cdot \xi_{KM}} \quad (4.9)$$

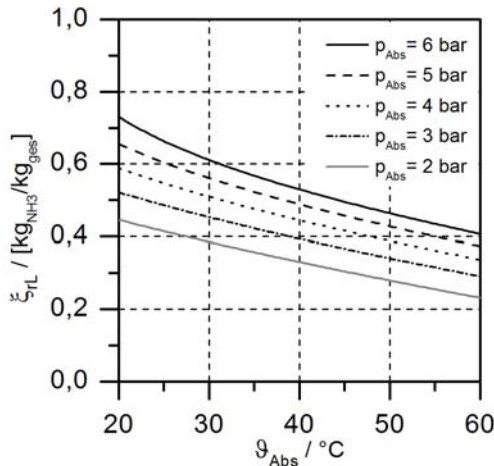


Abbildung 4.9.: Konzentration der reichen Lösung in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

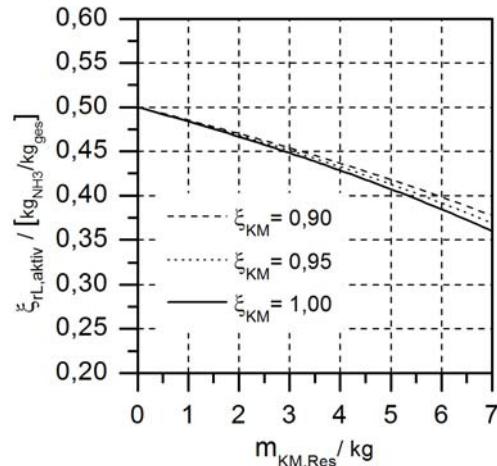


Abbildung 4.10.: Konzentration der reichen Lösung in Abhängigkeit von der Füllmenge des Reservoirs

Damit kann der Absorber theoretisch bei einem Tiefdruck von 2,5 bar⁴ (bei $\vartheta_{Verd,aus} = -10^\circ\text{C}$) bis zu einer Absorptionstemperatur von 39°C arbeiten. Erfahrungen aus den Messungen zeigen, dass bei den Plattenwärmeübertragern eine Temperaturdifferenz zwischen den mittleren internen und mittleren externen Kreisläufen von ca. 5 K herrscht. Die mittlere Kühlwassertemperatur kann in diesem Fall maximal 34°C betragen.

4.6. Betrieb der Membranpumpe

Wie auch schon bei den Untersuchungen von SAFARIK im Jahr 2003 [60] war keine kostengünstige Lösungsmittelpumpe am Markt verfügbar. Im Zuge der Messungen wurden Kolbenmembranpumpen als Sonderanfertigung der Firma LEWA eingesetzt (vgl. Tab. 3.1). Die pulsierende Förderung der Kolbenmembranpumpe hatte keine negativen Auswirkungen auf die Leistung der Kältemaschine. Das Betriebsverhalten war stabil. Die Pumpe konnte über mehrere Wo-

⁴Druck im Absorber liegt aufgrund der Druckverluste etwas unter dem Druck im Verdampfer

chen betrieben werden. Jedoch traten nach mehreren hundert Betriebsstunden Defekte an der Pumpe auf. Ein in der Pumpe angebrachtes Sicherheitsventil zur Absicherung von Überdruck auf der Druckseite der Pumpe, öffnete im Betrieb. Damit waren Druck- und Saugseite der Pumpe hydraulisch verbunden und die Pumpe konnte auf der Druckseite keinen Druck mehr aufbringen. Die Förderung brach ab. Durch Austausch des Sicherheitsventils konnte das Problem kurzfristig behoben werden. Es kam jedoch weiterhin zu Verschleißerscheinungen und mehrmals auch zu Schäden im Pumpengetriebe. Die Membran blieb dabei unbeschädigt, es trat kein Kältemittel aus. Es wird vermutet, dass Ammoniak bei der Druckabsenkung während des Ansaughubs aus der reichen Lösung, die sich nahe dem Sättigungszustand befindet, verdampft und Kavitation verursacht. Auch durch den großen Betriebstemperaturbereich der Absorptionskältemaschine erfährt die Pumpe eine höhere Beanspruchung, denn bei niedrigen Verdampfungstemperaturen sinkt der Kälte- und Lösungsmittelumlauf damit ein niedriger Tiefdruck erreicht wird. Zusätzlich sinkt die Effizienz des Absorbers. Da die Pumpe unreguliert ist, wird neben der reichen Lösung in diesem Fall auch Kältemitteldampf durch die Pumpe gefördert, was negative Auswirkungen haben könnte. Im späteren Projektverlauf [38] wurde die konstruktive Einbindung der Pumpe verbessert, indem eine größere Zulaufhöhe und größere Anschlußquerschnitte gewählt wurden. Bei der Pumpe von LEWA traten trotz dieser Maßnahmen die beschriebenen Probleme erneut auf. In der Folge wurde eine Kolbenmembranpumpe der Fa. VERDER (HydraCell Modell G03) eingesetzt. Bei dieser Pumpe waren keine Defekte zu verzeichnen.

4.7. Betrieb als solar unterstützte Absorptionswärmepumpe

Die Kältemaschine kann auch als Wärmepumpe zu Heizzwecken verwendet werden. Dazu muss am Verdampfer Umgebungswärme zugeführt werden. Am Absorber und Kondensator wird die Nutzwärme ausgekoppelt. Die Zuführung der Antriebswärme erfolgt am Austreiber über einen Heißwasserkreislauf (z.B. mit einem Heizkessel). Bei der Bereitstellung von Nutzwärme sollte mindestens ein Temperaturniveau von 40 °C erreicht werden. Damit könnte die Kühldeckenanlage auch zur Raumheizung genutzt werden. Weiterhin sind auch andere Flächenheizsysteme wie Fußboden- oder Wandheizung möglich. Am Verdampfer wird die Niedertemperaturwärme über den Eisspeicher bereitgestellt. Ein Konzept dabei ist, dass der

Eisspeicher mit dem Kollektorfeld hydraulisch verbunden und beheizt wird. Tagsüber erfolgt die Zufuhr von Solarwärme. Dabei wird das Eis im Speicher aufgeschmolzen. In der Nacht dient die Schmelzenthalpie beim Vereisen des Eisspeichers als Verdampfungswärme am Verdampfer der Kältemaschine. Somit kann auch nachts, wenn keine Solarwärme bereit steht, die Anlage betrieben werden. Ein ähnliches System in Verbindung mit einer Kompressionswärmepumpe, bei der die Verdampferwärme mit einem Eisspeicher und einem Kollektorfeld erzeugt wird, befindet sich in der Entwicklung und wird in einem Demonstrationsprojekt untersucht [46]. Mit der Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine wurde eine repräsentative Temperaturkombination im Wärmepumpenbetrieb untersucht. Die Messung (M10) ist im Anhang B dargestellt. Dabei wird der Austreiber mit einer Temperatur von 110°C beheizt ($\dot{Q}_{Austr} = 5,04\text{ kW}$). Die Nutzwärmeleistung beträgt $\dot{Q}_{Nutz} = 6,80\text{ kW}$ und hat ein Temperaturniveau von 40°C . Am Verdampfer wird Wärme bei einer Temperatur von ca. 0°C zugeführt ($\dot{Q}_{Verd} = 1,80\text{ kW}$). Der COP für den Wärmepumpenbetrieb berechnet sich gemäß Gleichung 4.11. Er beträgt 1,35. Dieser Wert für den COP ist positiv zu bewerten. Es ist jedoch kritisch zu sehen, dass unter einer Heiztemperatur von 110°C kein stabiles Betriebsverhalten erzielt werden konnte. Für den Einsatzbereich bei der Gebäudeheizung ist dieses Temperaturniveau zu hoch. Üblicherweise werden für die Gebäudeheizung Wärmeerzeuger oder ein Fernwärmeanschluss verwendet, bei denen die Warmwassertemperatur maximal 90°C beträgt. Die Nutzwärmeleistung $\dot{Q}_{Nutz,WP}$ der Wärmepumpe ist verhältnismäßig gering. Im Kältemaschinenbetrieb kann eine Nutzleistung ($= \dot{Q}_{Verd}$) von ca. 10 kW erzielt werden (In Deutschland liegt im Haushaltsbereich der Heizwärmebedarf meist über dem Kältebedarf.).

$$\dot{Q}_{Nutz,WP} = \dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs} \quad (4.10) \quad COP_{WP} = \frac{\dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Austr} + P_{Pump}} \quad (4.11)$$

5. Solare Kühlung

Die Erprobung und Vermessung der solaren Kühlung fand zum großen Teil parallel zur Entwicklung der Kältemaschine im Labor statt und war zwingend mit der Wetterlage im Sommer verknüpft. Bei Prototyp 1 erfolgte die Entwicklung der Steuerung im Frühjahr 2008. Im Spätsommer 2008 konnte die Anlage für die solare Kühlung eingesetzt werden. Parallel zur Weiterentwicklung der Kältemaschine wurde das Kühlnetz am Institut errichtet und erstmalig in Betrieb genommen. Die Hydraulik wurde so gestaltet, dass eine Vielzahl an Betriebszuständen für die Kälteversorgung realisiert werden konnte.

Bei Prototyp 2, der im Sommer 2009 für die Kühlung eingesetzt werden sollte, war die Kältemaschinenregelung mit magnetischen Expansionsventilen zu diesem Zeitpunkt noch nicht zufriedenstellend für den gesamten Betriebsbereich gelöst. Die Messdaten von Prototyp 2 zeigen deshalb noch nicht die gesamte Leistungsfähigkeit der Kältemaschine. Im Jahr 2009 wurde aufgrund der Erfahrungen des Vorjahres die Hydraulik der Gesamtanlage optimiert.

Nachfolgend werden die externen Anlagenkomponenten für die solaren Kühlung sowie das Kühlnetz und die Regelung für das Jahr 2008 vorgestellt. Anhand ausgewählter Messdaten wird der Anlagenbetrieb aufgezeigt. Das optimierte Kühlnetz von 2009 ist im Anhang beschrieben. Messdaten dazu finden sich im Abschlussbericht an den Forschungsmittelgeber [38].

5.1. Das Kollektorfeld

Im Bereich der solaren Kühlung kommen Flachkollektoren oder Vakuumröhrenkollektoren zum Einsatz. Laut [69] ist eine Kollektorfläche von 3-6 m² pro kW Kälteleistung bei Absorptionsanlagen üblich.

Für die Untersuchungen kamen doppelt verglaste Flachkollektoren der Firma SCHÜCO (siehe

Abb. 5.1) zum Einsatz. Im Spalt zwischen dem Doppelglas befindet sich Argon zur Verringerung der Wärmeverluste. Der Kollektor hat eine Aperturfläche von $2,51 \text{ m}^2$. Abbildung 5.2 zeigt den Kollektorstufenwirkungsgrad des eingesetzten Modells nach Gl. 5.2 bei verschiedenen globalen Einstrahlungen (nach Norm DIN EN 12975-2 [14]). Weitere Daten dazu befinden sich im Anhang A.1, Tab. A.2. Im Vergleich zu einfach verglasten Kollektoren ist insbesondere bei hohen Kollektortemperaturen ein höherer Kollektorstufenwirkungsgrad und somit eine höhere Wärmeleistung zu erwarten.

$$\eta_{Koll} = \eta_0 - k_1 \cdot \frac{\vartheta_{Koll,m} - \vartheta_U}{I_{glob}} - k_2 \cdot \frac{(\vartheta_{Koll,m} - \vartheta_U)^2}{I_{glob}} \quad (5.1)$$

$$\vartheta_{Koll,m} = \frac{\vartheta_{Koll,ein} + \vartheta_{Koll,aus}}{2} \quad (5.2)$$



Abbildung 5.1.: Kollektorfeld

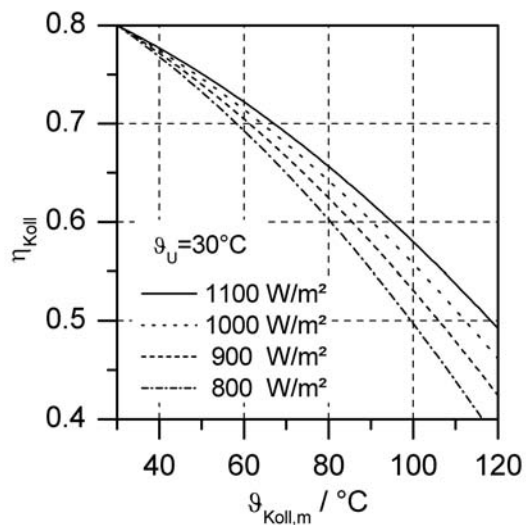


Abbildung 5.2.: Kollektorstufenwirkungsgrad bei Umgebungstemperatur $\vartheta_U = 30^\circ\text{C}$

Das Kollektorfeld wurde auf einem Flachdach des Institutsgebäudes installiert. Es hat einen Azimutwinkel von ca. -10° , das heißt eine geringfügige Süd-Ost-Ausrichtung¹. Die Kollektorneigung beträgt 45° . Es sind 12 Kollektoren nebeneinander aufgestellt. Die Gesamtfläche des Feldes (Aperturfläche) beträgt $30,12 \text{ m}^2$. Das Kollektorfeld trennt sich in zwei Teilfelder, die parallel durchströmt werden. Jedes Teilfeld besteht aus 6 Kollektoren, die in Reihe durch-

¹ 0° entspricht Süden, -90° entspricht Osten, 90° entspricht Westen, 180° Norden

strömt werden (siehe Regelungsschema, Abb. 5.7). Es wird kein Wärmespeicher verwendet. Die Eintrittstemperatur in die Kältemaschine wird nicht geregelt. Vorlauf und Rücklauf des Kollektorfeldes sind direkt hydraulisch mit dem Austreiber der Kältemaschine verbunden. Die Ein- und Austrittstemperatur werden an jedem der beiden Felder mit Widerstandsthermometern erfasst. Weiterhin wird die Globalstrahlung I_{glob} in der Kollektorebene mit einem Pyranometer gemessen. Das Kollektorfeld wurde mit Wasser betrieben.

5.2. Eisspeicher

Zur Speicherung von Kälteenergie ist ein Eisspeicher eine sehr effiziente Lösung. Abb. 5.3 zeigt die spezifische Enthalpiedifferenz eines Eisspeichers gegenüber einem Kaltwasserspeicher. Abhängig von den Temperaturniveaus der Be- bzw. Entladung kann der Eisspeicher pro Kilogramm Speichermasse ca. 8-10 mal mehr Kälteenergie speichern als ein Kaltwasserspeicher. Jedoch hat der Eisspeicher auch Nachteile gegenüber einem Kaltwasserspeicher, da beim Eisspeicher die Beladungstemperaturen deutlich niedriger sind. Die niedrigen Beladungstemperaturen führen zu Verdampfungstemperaturen unter 0°C und deshalb zu einem Absinken des COP der Absorptionskältemaschine.

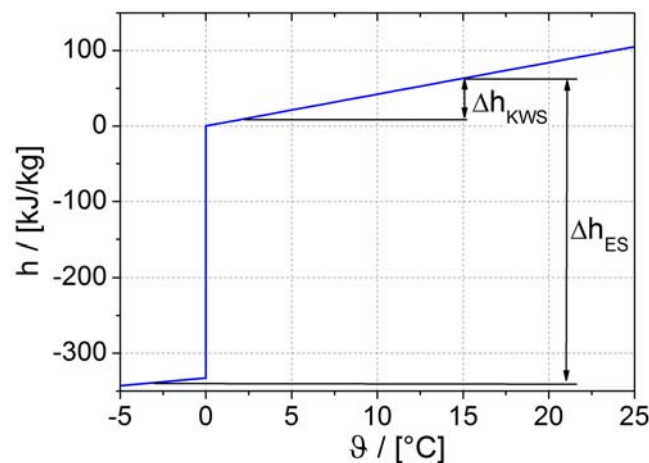


Abbildung 5.3.: Spezifische Enthalpiedifferenz von Eisspeicher (ES) und Kaltwasserspeicher (KWS)

Im Rahmen des Forschungsprojekts [38] wurde ein passender Eisspeicher für das System der solaren Kühlung entwickelt. Es handelt sich dabei um einen quaderförmigen Speicherbehälter aus Polypropylen mit Hartschaumdämmung. Das Fassungsvermögen beträgt 500 Liter. In

den Speicherbehälter wurde ein Wärmeübertrager bestehend aus mäanderförmig gebogenen Kupferrohren eingebaut. Der Speicherbehälter ist mit Wasser gefüllt. Das Wasservolumen im Speicher beträgt ca. 400 Liter (bei Raumtemperatur). Unter Berücksichtigung der notwendigen Unterkühlung (ca. -5°C) bei der Beladung und der Erwärmung der Speichermasse bei der Entladung auf ca. 15°C , kann eine Energiemenge von ca. 162000 kJ bzw. 45 kWh gespeichert werden. Detaillierte Informationen und Untersuchungen finden sich bei KOLLER [39]. Die Abbildungen 5.4 und 5.5 zeigen den Speicherbehälter und den Wärmeübertrager.



Abbildung 5.4.: Speicherbehälter

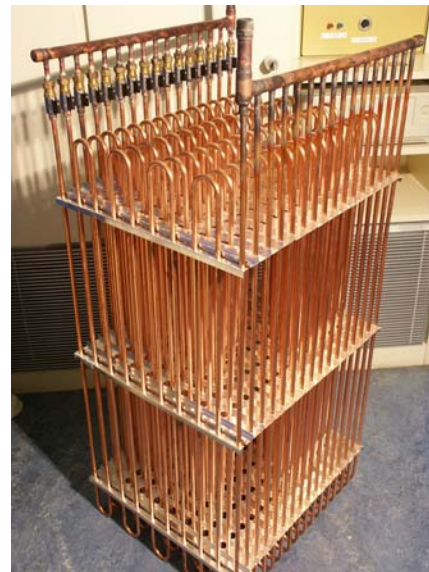


Abbildung 5.5.: Kupfer-Wärmeübertrager

Bei der Beladung wird der Wärmeübertrager mit einer Kühlsole (Wasser/Glykol-Gemisch) durchströmt. Das flüssige Wasser im Speicher gefriert an der Rohroberfläche. Bei der Entladung des Speichers wurden zwei unterschiedliche Varianten getestet. Im Jahr 2008 wurde der Speicher entladen, indem das kalte Speicherwasser direkt entnommen wurde (externe Entladung). Der Vorteil dieser Betriebsweise ist, dass Be- und Entladekreislauf gleichzeitig betrieben werden können. Durch den Umbau 2009 wurde das System auf interne Entladung umgestellt. Dabei erfolgt die Entladung auf die gleiche Weise wie die Beladung. Der Unterschied besteht nur in der Umkehr der Temperaturniveaus von Speichermasse und Kälteträger und damit der Richtung der Wärmeübertragung. Abb. 5.6 zeigt die beiden Betriebsweisen schematisch.

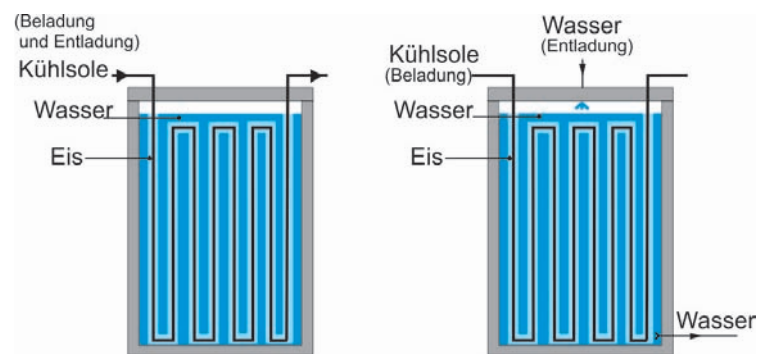


Abbildung 5.6.: Eisspeicher mit interner Entladung (links), externe Entladung (rechts)

5.3. Kälteverbraucher

Im Institutsgebäude des ITW, im Pfaffenwaldring 10 der Universität Stuttgart, wurden fünf Räume gekühlt. Vier Räume wurden als Büroräume von jeweils zwei bis drei Mitarbeitern genutzt. Der fünfte Raum, ein Besprechungszimmer, war meist nicht belegt. Ein Grundriss des Bürotrakts befindet sich im Anhang E, Abb. E.2. In jedem Raum wurde eine geschlossene Metallkühldecke zur Kühlung installiert. Der Luftwechsel wurde über Fensterlüftung realisiert. Es stand keine raumlufttechnische Anlage zur Verfügung. Die Kühlung der Räume erfolgt nur wochentags. Am Wochenende waren die Räume nicht belegt und wurden deshalb auch nicht gekühlt. Die gesamte Grundfläche (GF) der gekühlten Räume beträgt 113 m^2 . Nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick über die installierte Kühldeckenfläche. Zusätzlich wird die maximale Kühllast gemäß der VDI-Kühllastberechnung (Kurzverfahren) [79] angegeben.

	Büro 1	Büro 2	Büro 3	Büro 4	Bespr.
Grundfläche in m^2	22,80	22,56	22,56	16,80	28,32
aktivierte Deckenfläche in m^2	15,84	15,84	15,84	10,56	21,12
aktivierte Deckenfläche pro m^2 GF in %	69,6	70,2	70,2	62,9	74,6
Kühllast in W, gemäß VDI 2078	1468	985	1085	687	1303

Tabelle 5.1.: Parameter Kühldecke

Die maximale Kühllast für den gesamten Bürotrakt beträgt laut Norm 5528 W . Dieser Wert ist als Richtwert zu sehen. Die Personenanzahl im Raum sowie der Luftwechsel durch Fenster-

lüftung und die Wirkung der Verschattungseinrichtungen haben immensen Einfluss auf den Kühlbedarf und konnten nur näherungsweise bestimmt werden.

Eine Kühldecke wird stets oberhalb der Taupunkttemperatur der Raumluft betrieben. Bei Unterschreitung der Taupunkttemperatur kommt es zu unerwünschter Kondensatbildung an der Kühldecke. Im Auslegungsfall beträgt die Vorlauftemperatur 16°C und die Rücklauftemperatur 19°C . Am Vorlauftemperaturregler musste, aufgrund von Umgebungswärmeeinträgen in die Verteilleitung, eine Temperatur von ca. 13°C (in der Strömung) eingestellt werden. Die Verteilleitung vom Technikraum, in dem die Vorlauftemperaturreglung erfolgte, zu den zu kühlenden Räumen hatte eine Länge von ca. 30 m.

5.4. Kältenetz

5.4.1. Kälteträger

Im Verdampferkreislauf kann Wasser nicht eingesetzt werden, da Temperaturen unterhalb von 0°C herrschen. Es wurde deshalb eine Wasser/Glykol-Mischung (40 % Glykolanteil) verwendet. Der Massenstrom wird direkt mit einem dem Coriolis-Massendurchflussmesser gemessen. In den Kühldecken strömt Wasser. Mit einem Plattenwärmeübertrager wird die Kälteleistung vom Kältekreis auf den Kühldeckenkreis übertragen.

5.4.2. Betriebssicherheit

Der Druck in der Kältemaschine darf den Auslegungsdruck von 25 bar (abs.) nicht überschreiten. Wird ein Druck von 25 bar erreicht, gehen die Lösungsmittelpumpe sowie die Pumpe im Kollektorkreis außer Betrieb. Die Pumpe für die Kühlung wird weiter betrieben, damit die Wärme aus dem Prozess abgeführt werden kann. Weiterhin besteht die Gefahr, dass der Kälteträger im Verdampfer einfriert und infolge der Volumenausdehnung den Wärmeübertrager zerstört. Aus diesem Grund wurde bei -15°C Austrittstemperatur aus dem Verdampfer die Anlage ebenfalls außer Betrieb genommen. Die Einfriergefahr besteht nicht nur direkt am Verdampfer der Kältemaschine, sondern auch im Kälteversorgungsnetz. In vielen Teilen des Versorgungsnetzes wird Wasser als Kälteträger eingesetzt. Ist das Kälteangebot geringer als der Kältebedarf, sinkt das Temperaturniveau des Kälteträgers. Sollte das Wasser in einem Wär-

meübertrager vereisen, können aufgrund der Volumenausdehnung des Eises erhebliche Schäden im Kältenetz auftreten. Es sind keine weiteren sicherheitstechnischen Besonderheiten beim Betrieb der Kältemaschine zu beachten. Anders als bei Wasser-Lithiumbromid-Kältemaschinen können aufgrund falschen Betriebs keine Schäden auftreten (Verstopfen der Rohrleitung durch Kristallisation der Lösung), sondern nur Leistungseinbußen.

5.4.3. Regelung

Raumtemperatur

In jedem Raum befindet sich ein Regler zur Temperaturregelung. Das Ausgangssignal des Reglers wird zu einem Stellantrieb geführt, der den Massenstrom durch die Kühldecke im Raum drosselt. Zusätzlich zur Regeleinheit ist im Raum ein PT100-Widerstandsthermometer angebracht. Die Positionierung von Widerstandsthermometer und Regeleinheit im Raum erfolgte aus praktischen Erwägungen neben einem Lichtschalter nahe der Tür. Die Art des Sensors und die Positionierung im Raum lässt keine wissenschaftliche Bewertung der thermischen Behaglichkeit zu. Eine Unterscheidung in Lufttemperatur und operative Temperatur kann nicht getroffen werden. Die gemessene Temperatur wird im weitesten Sinne als operative Temperatur (Empfindungstemperatur) eingestuft. Trotz der ungünstigen Platzierung des Sensors im Raum, konnte mit den Messungen eine eindeutige Temperaturänderung als Folge der Kühlung festgestellt werden.

Kälteversorgung

Eine konventionelle Kälteversorgung kann rein bedarfsgesteuert betrieben werden. Bei Kältebedarf wird eine Kältemaschine zur Deckung in Betrieb genommen. Die benötigte Antriebsleistung steht für gewöhnlich permanent zur Verfügung. Im Gegensatz dazu erfordert die solare Kühlung einen deutlich höheren Regelaufwand aufgrund der erforderlichen Speicherung der Energie. Die Speicherung ist nötig, da Erzeugerleistung und Abnahmeleistung im Tagesverlauf stark schwanken und nicht deckungsgleich sind. Somit dient die Speicherung der Angleichung der verfügbaren Kälteleistung an den momentanen Bedarf. Die Speicherung kann sowohl auf der Antriebsseite mit einem Warmwasserspeicher als auch auf Kälteseite mit einem Kältespeicher (Kaltwasserspeicher, Eisspeicher) erfolgen. Viele installierte Anlagen haben Speicher auf der Antriebsseite und auf der Kälteseite. Bei der hier untersuchten Anlage waren zwei

5. Solare Kühlung

Speicher auf der Kälteseite installiert. In Abbildung 5.7 ist die Hydraulik der aufgebauten Forschungsanlage dargestellt.

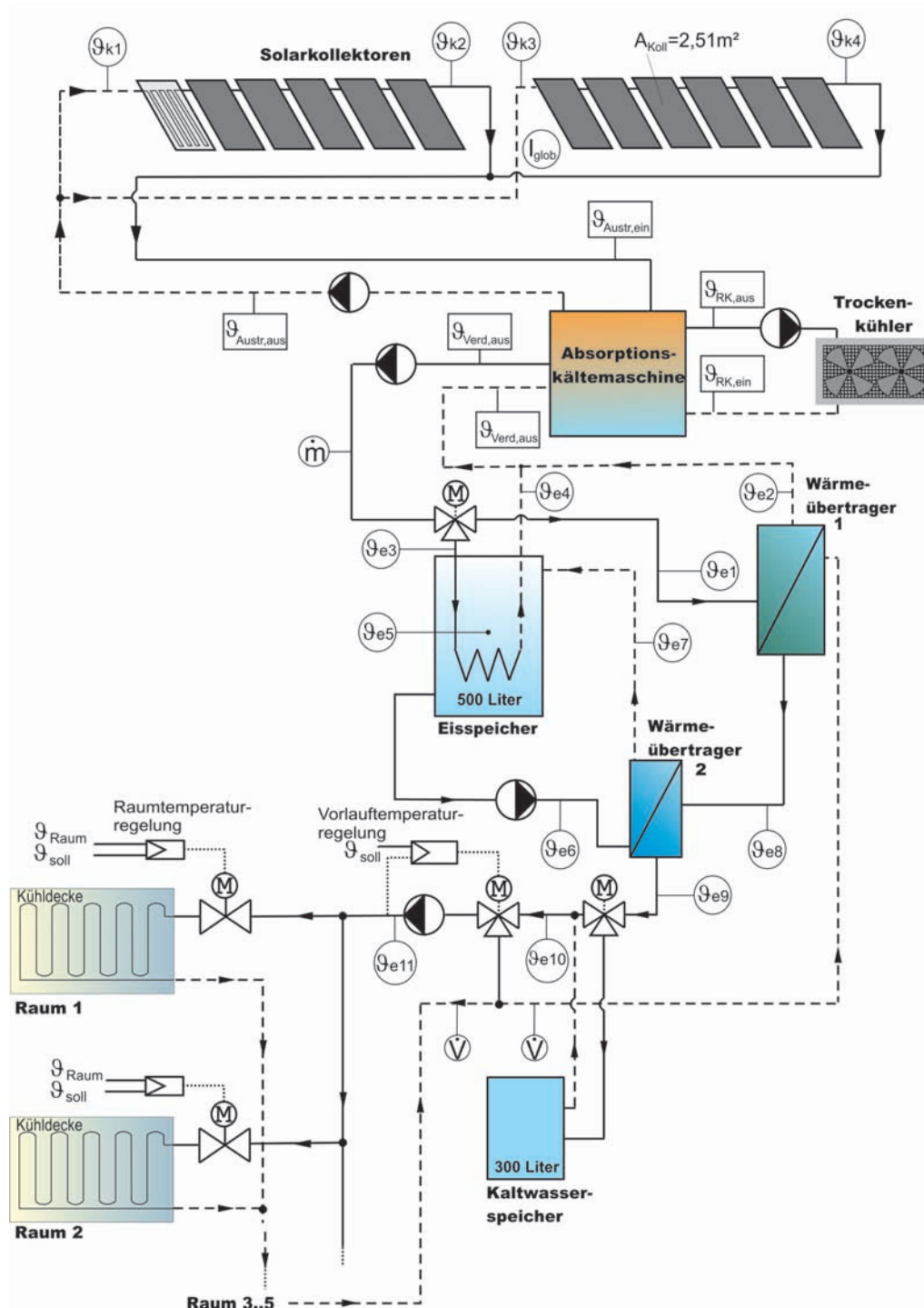


Abbildung 5.7.: Aufbau der Kälteversorgung im Jahr 2008

Für den Umbau wurden die Laborheizgeräte abgekoppelt und die Absorptionskältemaschine an das Kühlnetz angeschlossen. Im Heiz- und Kältekreislauf wurden Pumpen installiert. (Im Laborbetrieb waren Pumpen im Heizgerät integriert.) Die gesamte Messtechnik aus dem Laborbetrieb wurde beibehalten. Zusätzlich wurden die Temperatursensoren $\vartheta e1 - 11$ im Kühlnetz und $\vartheta k1 - 4$ im Kollektorkreis installiert. Die Globalstrahlung wird in der Kollektorebene mit einem Pyranometer (I_{glob} in W/m^2) gemessen. Neben dem Eisspeicher kam aus regelungstechnischen Gründen auch ein Kaltwasserspeicher zum Einsatz. Der eingesetzte Kaltwasserspeicher hat ein Volumen von 300 Liter, wird direkt durchströmt und dient als kurzzeitiger Puffer im System. Die Kühldecken werden mit der *Tichelmann*-Rohrführung [57] angeschlossen. Mit einer Rücklaufbeimischung wird die Vorlauftemperatur von $13\text{ }^\circ\text{C}$ zentral geregelt. Der Wärmeübertrager 1 überträgt die Kälteleistung der Kältemaschine direkt auf das Kühlwassernetz der Kühldecken. Mit dem Wärmeübertrager 2 kann die im Eisspeicher gespeicherte Kälteenergie in das Kühlnetz übertragen werden. Es lassen sich fünf Fälle unterschiedlicher Leistung auf der Angebots- und Bedarfsseite unterscheiden, auf die mit dem dargestellten Kälteversorgungssystem reagiert werden kann, um den Kältebedarf zu decken.

1. **Direkte Raumkühlung:** Die Solarwärmegewinne sind so groß, dass durch den Antrieb der Absorptionskältemaschine der Kältebedarf der Räume gedeckt werden kann ($\dot{Q}_{Verd} = \dot{Q}_{KD}$). In diesem Betriebsfall wird die Kälteleistung Wärmeübertrager 1 übertragen. Keiner der Speicher wird be- oder entladen.
2. **Speicherbeladung:** Es tritt eine hohe solare Einstrahlung auf, doch im Raum wird keine Kälteleistung benötigt (z.B. wenn die Räume nicht belegt sind) ($\dot{Q}_{Verd} \neq 0$, $\dot{Q}_R = 0$). In diesem Fall werden Kaltwasser- und Eisspeicher beladen.
3. **Speicherentladung:** An bewölkten Tagen ist es aufgrund fehlender Solarstrahlung nicht möglich Kälteleistung zu erzeugen. Trotzdem besteht Kühlbedarf (z.B. infolge hoher Wärmelasten im Raum, hoher Außentemperatur) ($\dot{Q}_{Verd} = 0$, $\dot{Q}_{KD} \neq 0$). Somit werden die Speicher entladen.
4. **Raumkühlung + Speicherbeladung:** Im Raum wird nur eine geringe Kälteleistung benötigt. Allerdings kann die Maschine aufgrund der hohen Solarstrahlung eine große Kälteleistung bereitstellen. ($\dot{Q}_{Verd} > \dot{Q}_{KD}$, $\dot{Q}_{KD} \neq 0$). In diesem Betriebsfall wird neben der Raumkühlung zunächst der Kaltwasserspeicher beladen, was durch die Einbindung in das Kühldeckennetz gleichzeitig möglich ist. Ist der Kaltwasserspeicher beladen

und es gibt weiterhin ein Überangebot, so wird im Verdampferkreis auf die Beladung des Eisspeichers umgeschaltet. Der große Vorteil in dieser Schaltung liegt darin, dass während der Eisspeicherbeladung der Kältebedarf der Räume mit dem Kaltwasserspeicher weiterhin gedeckt werden kann. Erst wenn der Kaltwasserspeicher wieder entladen ist, muss bei fortwährendem Kältebedarf in den Räumen der Verdampferkreis wieder auf die Durchströmung des Wärmeübertragers 1 umgestellt werden.

5. **Raumkühlung + Speicherentladung:** Die Kälteleistung der Maschine reicht nicht aus um den Bedarf in den Räumen zu decken ($\dot{Q}_{Verd} < \dot{Q}_{KD}, \dot{Q}_{Verd} \neq 0$). In diesem Fall, der zum Beispiel bei leicht bewölktem Himmel auftreten kann, wird zunächst der Kaltwasserspeicher zugeschaltet. Ist die Vorlauftemperatur dennoch über der Solltemperatur, so kann über den Wärmeübertrager 2 der Eisspeicher zusätzlich entladen werden, um die Spitzenlast abzudecken.

Diese fünf Fälle der Schaltung verschiedener Kälteverbraucher sowie die Ein- und Ausschaltbedingungen wurden mit einer SPS umgesetzt [63]. Entsprechende Regelschemata befinden sich im Anhang F: Abb. F.1 und Abb. F.2.

5.5. Messergebnisse

5.5.1. Selbstregelung der Heiztemperatur

Die Abbildungen 5.8 und 5.9 zeigen die Verläufe der externen Temperaturen und der ermittelten Leistung an der Kältemaschine an einem Tag mit deutlichen Schwankungen der Temperaturen im Heizkreis und im Kältekreis. Die wurden Räume direkt mit der Kältemaschine gekühlt (Verdampfungstemperatur beträgt ca. $13\text{ }^{\circ}\text{C}$). Kaltwasserspeicher und Eisspeicher wurden hinzugeschaltet, und die Verdampferaustrittstemperatur ($\vartheta_{Verd,aus}$) nahm Werte zwischen $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ an. Die Rückkühltemperatur ($\vartheta_{RK,ein}$) schwankt zwischen 26 und $31\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die Solarstrahlung (I_{glob}) auf das Kollektorfeld zeigt einen typischen parabelförmigen Verlauf. Zwischen 13 und 14 Uhr und zwischen 15 und 16 Uhr war der Himmel zum Teil stark bewölkt und die Solarstrahlung nahm deutlich ab.

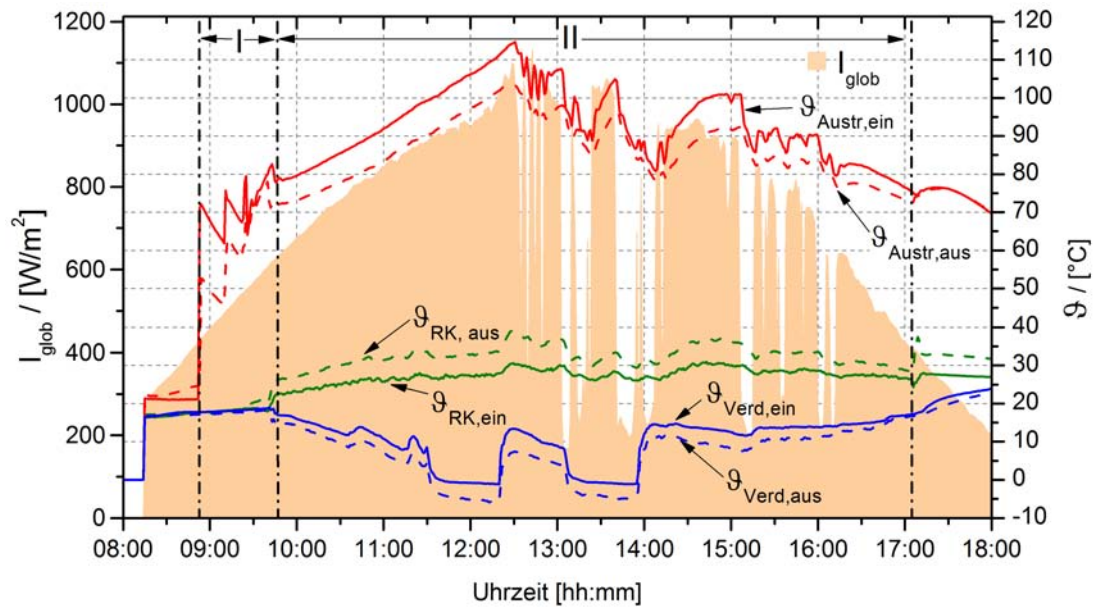


Abbildung 5.8.: Temperaturverlauf 27.08.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

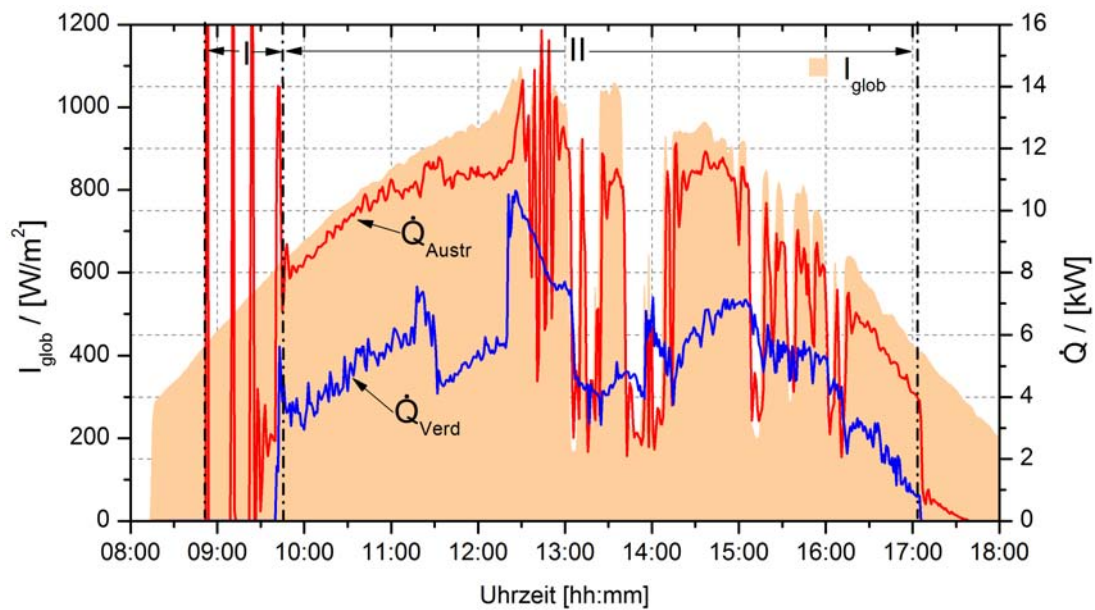


Abbildung 5.9.: Verlauf von Heiz- und Kälteleistung 27.08.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

Zu Beginn des Tages steigt die Temperatur im Kollektorfeld an bis die Umwälzpumpe im Heizkreis ab 9:22 kontinuierlich in Betrieb ist. Zuvor schaltet die Pumpe kurz zu und wieder ab. Kriterium für die Regelung der Heizkreispumpe ist die Hysterese bei einer Temperatur von

60 °C (Einschaltbedingung) und 45 °C (Ausschaltbedingung) am Kollektoraustritt. Im Betrieb muss die Temperatur, die zum Austreiben des Kältemittels benötigt wird, nicht geregelt werden, sondern stellt sich aufgrund des Gleichgewichtszustandes der Lösung im Austreiber selbst ein. Beim Absinken der Verdampfungstemperatur sinkt auch die Konzentration der reichen Lösung ξ_{rL} (aufgrund des niedrigeren Tiefdrucks). Die Konzentration der armen Lösung ξ_{aL} bleibt gleich. Damit verringert sich die Entgasungsbreite $\Delta\xi$. Durch die gesunkene Konzentration der reichen Lösung steigt die erforderliche Heiztemperatur zum Austreiben. Im Austreiber verdampft eine geringere Ammoniakmenge. Dadurch sinkt die Wärmeaufnahme des Austreibers. Infolge dessen steigt das Temperaturniveau im Heizkreis bis sich ein Gleichgewicht im Austreiber zwischen Wärmeaufnahme (durch den Kollektorkreis) und Wärmeabgabe (durch das Austreiben des Kältemittels) einstellt. Die Vorlauftemperatur im Solarkreis regelt sich somit von selbst. Dieser Effekt konnte im Labor mit dem eingesetzten Heizthermostat nicht untersucht werden. Am Heizthermostat wird eine Temperatur vorgegeben und das Gerät regelt die Leistung. Das Kollektorfeld hingegen stellt, je nach globaler Einstrahlung eine Heizleistung zur Verfügung. Die Heiztemperatur regelt sich entsprechend der Wärmeabgabe an die Kältemaschine. Bei Betrachtung von Heiztemperatur und Heizleistung (z.B. in den Abb. 5.8 und 5.9) überlagern sich diese Effekte mit der globalen Einstrahlung. Da kein Wärmespeicher verwendet wird, sind die zeitlichen Verläufe von Globalstrahlung und Heizleistung sehr ähnlich. Die Kälteleistung hingegen bleibt stabil und zeigt keine größeren Schwankungen, wenn die Solarstrahlung absinkt. Der Grund hierfür ist das Kältemittelreservoir in der Anlage, das sich bei niedrigen Verdampfungstemperaturen füllt. Wenn nur eine geringere Solarstrahlung (und damit Heizleistung) verfügbar ist, verdampft das gespeicherte Kältemittelvolumen und die Kälteleistung kann für längere Zeiten (abhängig vom Betriebspunkt) aufrecht erhalten werden. In der Messung dauerte diese Phase von 13:41 bis 14:09 (28 Minuten).

5.5.2. Direkte Raumkühlung

Die Pumpe für den Heizkreis wird zeitlich vor der Membranpumpe zugeschaltet, da der Austreiber von Raumtemperatur bis auf 80 °C aufgeheizt werden muss. Ab einer Heiztemperatur von 80 °C werden die Membranpumpe sowie die Pumpen im Verdampfer- und Rückkühlkreislauf hinzugeschaltet. Im Fall der direkten Raumkühlung stellt sich ein Gleichgewicht zwischen Kühlbedarf und Kälteleistung ein. Das Temperaturniveau am Verdampfer bleibt

ungefähr konstant. Abbildung 5.10 zeigt die Solarstrahlung, Heiz- und Kälteleistung an der Kältemaschine sowie die Leistung \dot{Q}_{KD} , die in den Kühldeckenkreislauf übertragen wurde. Am Tag der Messung am 31.07.2008 war der Himmel klar und wolkenlos. Erst ab 16 Uhr kam es zu kurzen Phasen von leichter Bewölkung. Entsprechend zeigen auch Heiz- und Kälteleistung einen gleichmäßigen Verlauf. Zwischen der Leistungsmessung am Verdampfer und an Wärmeübertrager 1 (Kühldeckenleistung \dot{Q}_{KD}) (vgl. 5.7) unterscheidet sich die Kälteleistung z.T. um ca. 1 kW. Dieser Unterschied ist mit Wärmeverlusten aufgrund der langen Rohrstrecken erklärbar. Die Kältemaschine war auf dem Dach des Institutsgebäudes installiert. Der Wärmeübertrager 1 befindet sich ein Stockwerk darunter und ist mit Rohrleitungen von 30 m Länge verbunden. Die Rohrleitung wurde über das Dach geführt.

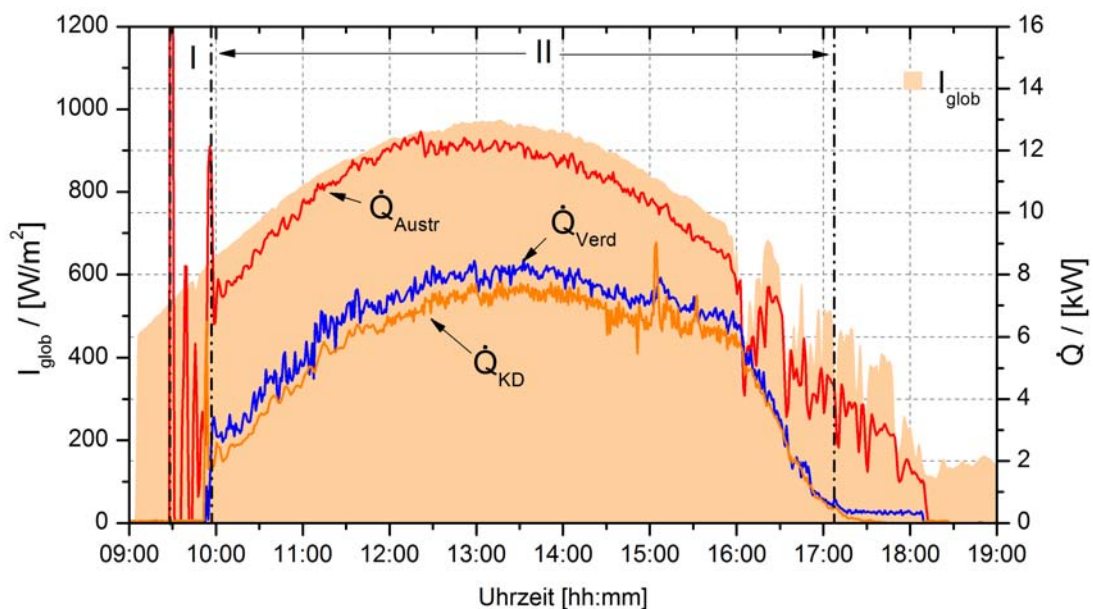


Abbildung 5.10.: Verlauf von Heiz-, Kälte- und Kühldeckenleistung am 31.07.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

Aus Abbildung 5.11 ist der Verlauf der Betriebstemperaturen ersichtlich. Die Austrittstemperatur des Verdampfers variiert zwischen $+10$ und $+15$ °C und ist über den gesamten Tag relativ konstant. In der Betriebszeit zwischen 13:30 und 14:30 herrschen nahezu konstante Betriebstemperaturen. Exemplarisch werden die Mittelwerte in Tabelle 5.2 für diesen Zeitraum angegeben (Es kann von stationären Bedingungen ausgegangen werden.). Diese Leistungsdaten bestätigen die Labormessungen. Bei den Messungen mit Kollektorfeld als Antriebswärmequelle ist es von Vorteil, dass die Heiztemperatur nicht geregelt wird. Die Anlage passt sich an

5. Solare Kühlung

die Leistung des Kollektorfelds an und es stellt sich ein Gleichgewichtszustand zwischen Leistungsangebot vom Kollektorfeld und Leistungsbedarf der Kältemaschine ein. Dadurch ist eine Ausnutzung der vorhandenen Kollektorfläche gewährleistet. Der Prozess ist nicht wie bei den Laborvermessungen durch die Temperaturniveaus limitiert, sondern durch die zur Verfügung stehende Antriebsleistung.

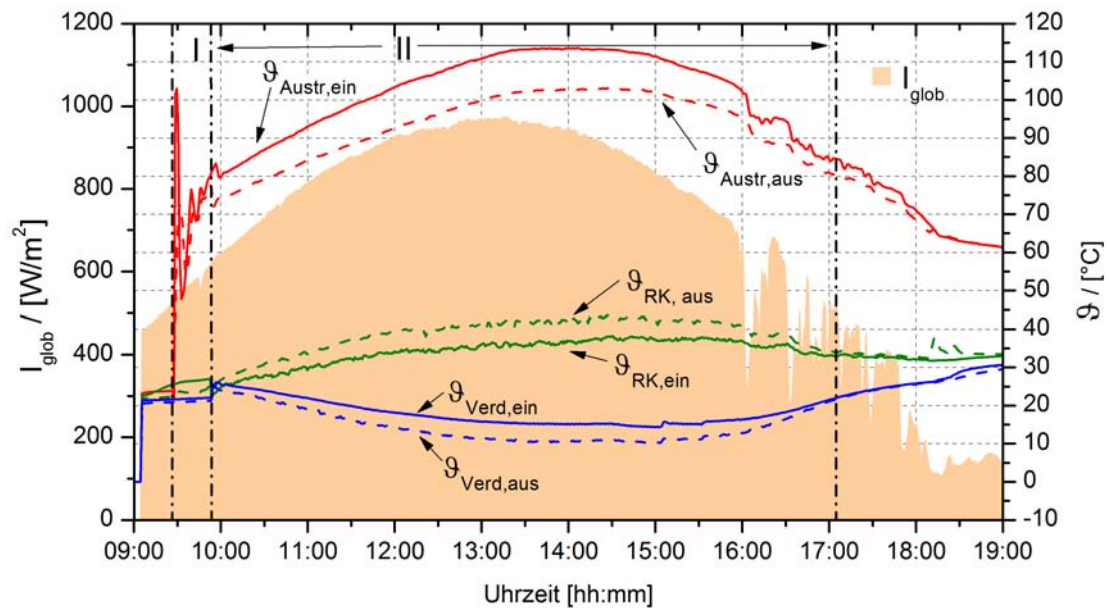


Abbildung 5.11.: Temperaturverlauf am 31.07.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

Zeitraum: 13:30-14:30			
$\bar{\vartheta}_{Verd,aus}$	10, 70 °C	$\bar{\vartheta}_{Koll,aus}$	112, 0 °C ²
$\bar{\vartheta}_{Austr,ein}$	113, 33 °C	$\bar{\vartheta}_{Koll,ein}$	101, 0 °C
$\bar{\vartheta}_{RK,ein}$	36, 79 °C	$\bar{\vartheta}_U$	30, 5 °C
\bar{Q}_{Austr}	11, 61 kW	\bar{I}_{glob}	937 W/m ²
\bar{Q}_{Verd}	7, 91 kW	$\bar{\eta}_{Koll}$	0,51
\overline{COP}	0,67		

Tabelle 5.2.: Leistungsdaten am 31.07.2008, Mittelwerte zwischen 13:30 bis 14:30

Zum Antrieb der Kältemaschine herrschten ideale Bedingungen hinsichtlich der solaren Ein-

²Die Temperatur müsste über der Austreibereintrittstemperatur liegen. Ursache: kurzzeitige Sensorausfälle

strahlung. Die Kältemaschine war in der Zeit von 9:52 Uhr bis 17:07 Uhr durchgehend in Betrieb. Das entspricht einer Betriebszeit von 7 Stunden und 15 Minuten und bedeutet, dass in dieser Zeit die Kälteenergie für mindestens einen Tagesbedarf generiert werden muss. Auch bei anderen bekannten Anlagen dauerte der reine Kältemaschinenbetrieb nur ca. 7 Stunden an (vgl. [61], [53], [48]). Die Abhängigkeit vom Standort und der Sonnenscheindauer im Sommer spielt eine untergeordnete Rolle für die Kälteversorgung, da das Anforderungsprofil maßgeblich ist (z.B. kann auch Nachtkühlung erforderlich sein). Um einen längeren Kühlzeitraum zu erzielen, ist deshalb ein Speicher erforderlich. Dies wird anhand der fünf Raumtemperaturen am 31.07.2008 (Abb. 5.12) deutlich. Nachdem die Kältemaschine nach 17:07 nicht mehr in Betrieb ist (Speicher waren nicht beladen), steigen die Raumtemperaturen wieder deutlich an.

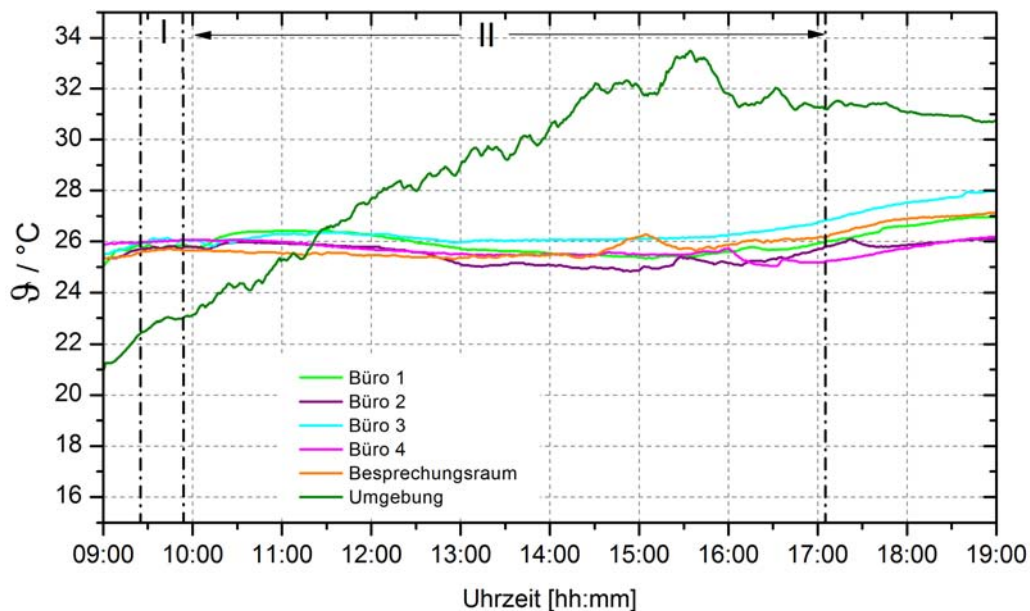


Abbildung 5.12.: Raumtemperaturverlauf am 31.07.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

5.5.3. Beladung des Eisspeichers

Neben der hohen spezifischen Speicherkapazität hat der Eisspeicher im Vergleich zu anderen Wärmespeichern den Vorteil, dass die Speicherverluste sehr gering sind. Ursache dafür ist die geringe treibende Temperaturdifferenz zwischen Speicherinnerem und Umgebung. Detaillierte Untersuchungen zu den Verlusten finden sich bei KOLLER [39]. Der Eisspeicher kann an Tagen

ohne Kühlbedarf beladen werden. Die Entladung kann Tage später erfolgen. Abbildung 5.13 zeigt die nutzbare Heiz- und Kälteleistung der Absorptionskältemaschine an einem wechselhaft bewölkten Tag ohne Kühlbedarf.

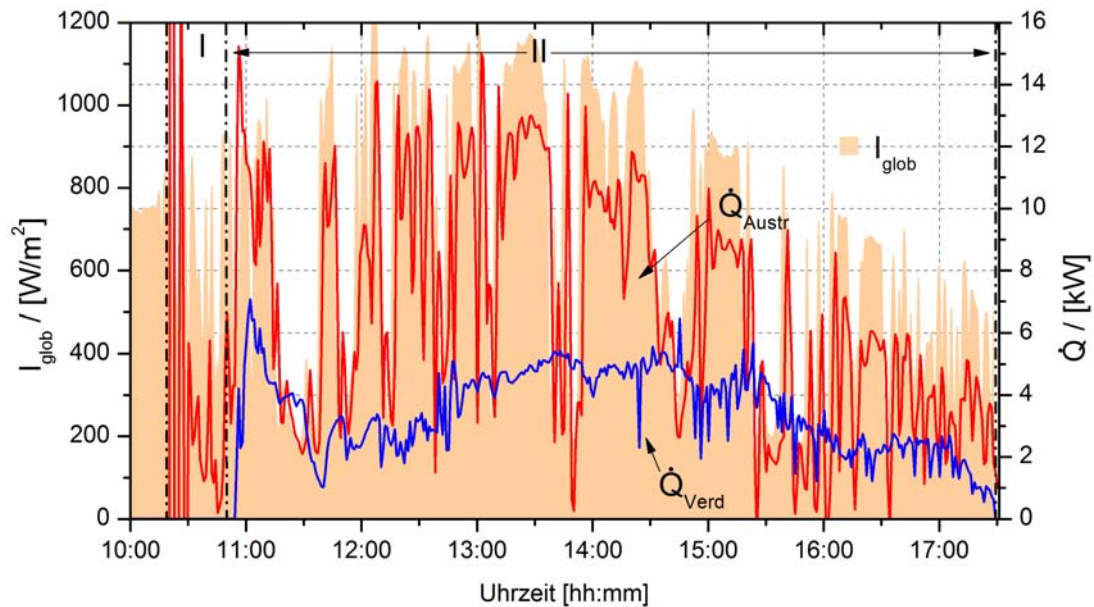


Abbildung 5.13.: Leistungsdaten am 07.07.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

Die gesamte Kälteenergie wurde im Eisspeicher gespeichert. Auffällig ist die hohe Kälteleistung unmittelbar nach dem Start der Kältemaschine (ca. 11 Uhr). Hier war das Kältemittelreservoir aufgrund des Betriebs vom Vortag noch gefüllt. Mit dem Start der Membranpumpe und der Regelung des Tiefdrucks konnte das gespeicherte Kältemittel verdampfen. Der Effekt der internen Speicherung des Kältemittels im Reservoir wird während des gesamten Tages deutlich, wenn die Heizleistung unterhalb der Kälteleistung liegt. Besonders bei einem Betriebspunkt mit niedrigen Verdampfungstemperaturen sammelt sich stets Kältemittel im Reservoir, das dann in Phasen mit geringer Antriebswärmeleistung, im Verdampfer verdampfen kann. Aufgrund der niedrigeren Rückkühltemperatur stellt sich eine geringere Austreibertemperatur als bei den Labormessungen ein. Trotz der sehr stark schwankenden Solarstrahlung (Antriebsleistung) konnte kontinuierlich Kälteleistung erzeugt werden. Über die gesamte Betriebszeit von 11-17 Uhr sind 16 kWh Kälteenergie in Form von latenter Wärme (Eis) gespeichert worden. Die Temperaturniveaus der drei Kreisläufe zeigt Abb. 5.14.

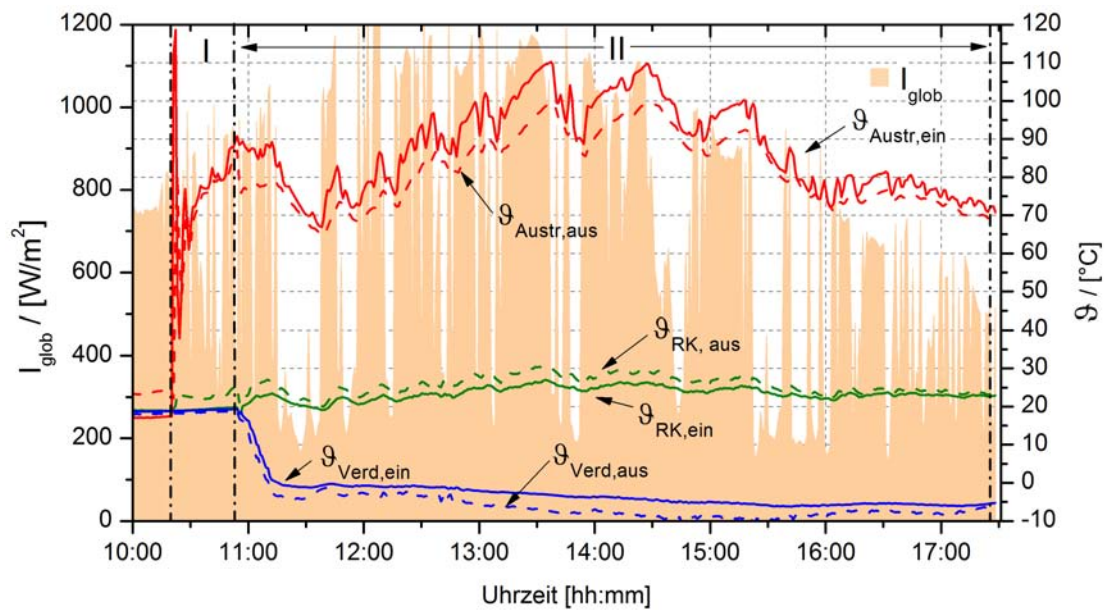


Abbildung 5.14.: Temperaturverlauf am 07.07.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

Tabelle 5.3 gibt die Mittelwerte über eine halbe Stunde Messbetrieb für das Beispiel wieder. Die Bedingung für die Beladung des Eisspeichers ist, dass kein Kühlbedarf auftritt. Das kann auch an Tagen der Fall sein, an denen die Räume nicht genutzt werden (z.B. Wochenende). Bei guten Einstrahlbedingungen kann der Eisspeicher an einem Wochenende komplett beladen werden (vgl. Anhang D.2, Abb. D.2 und D.3).

Zeitraum: 13:08-13:38			
$\vartheta_{Verd,aus}$	$-6,62^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{Koll,aus}$	$103,2^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_{Austr,ein}$	$102,90^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{Koll,ein}$	$91,4^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_{RK,ein}$	$25,57^{\circ}\text{C}$	ϑ_U	$20,9^{\circ}\text{C}$
\dot{Q}_{Austr}	$11,38\text{ kW}$	\bar{I}_{glob}	1093 W/m^2
\dot{Q}_{Verd}	$4,71\text{ kW}$	$\bar{\eta}_{Koll}$	$0,55$
COP	$0,43$		

Tabelle 5.3.: Leistungsdaten am 07.07.2008, Mittelwerte zwischen 13:08 bis 13:38

5.5.4. Dynamisches Betriebsverhalten

Über einen Tagesverlauf betrachtet, ist die solar erzeugte Kälteleistung nicht deckungsgleich mit dem Kühlbedarf eines Raumes. Oft kommt es zu einer mehrstündigen Verschiebung von

Angebot und Bedarf. Nur in wenigen Stunden sind Angebot und Bedarf deckungsgleich. Bei der solaren Kühlung bestimmen Solarstrahlung und Außenlufttemperatur diese Verhältnisse im zweifachen Sinne: Beide Größen haben erstens einen maßgeblichen Einfluss auf den Kühlbedarf im Raum und zweitens auf die Betriebsbedingungen der Kältemaschine. Trotzdem soll unabhängig davon im Raum eine konstante Temperatur eingehalten werden. Es wurde versucht, die Kühlung der Büroräume von 08:00 bis 18:00 Uhr zu gewährleisten. Dabei sollte die Raumtemperatur nicht mehr als 25 °C betragen.

Mit diesen Komfortvorgaben erhöht sich der Regelaufwand für die Kühlung beträchtlich, denn alle in Abschnitt 5.4.3 beschriebenen Schaltungsvarianten treten auf. Die maximale Außentemperatur am 26.08.2008 betrug 24,5 °C. Der Kühlbedarf war zwar gering, aber vorhanden. Aus Abbildung 5.15 ist ersichtlich, dass durch die Kühlung die Raumtemperaturen deutlich unterhalb von 25 °C lagen. Der Besprechungsraum war nicht belegt. Die ausgeprägten Peaks im Verlauf sind auf den Nutzereinfluss zurückzuführen (Öffnung von Türen oder Fenstern). Die Kühlanforderungen konnten an diesem Tag zu 100 % in jedem Raum erfüllt werden.

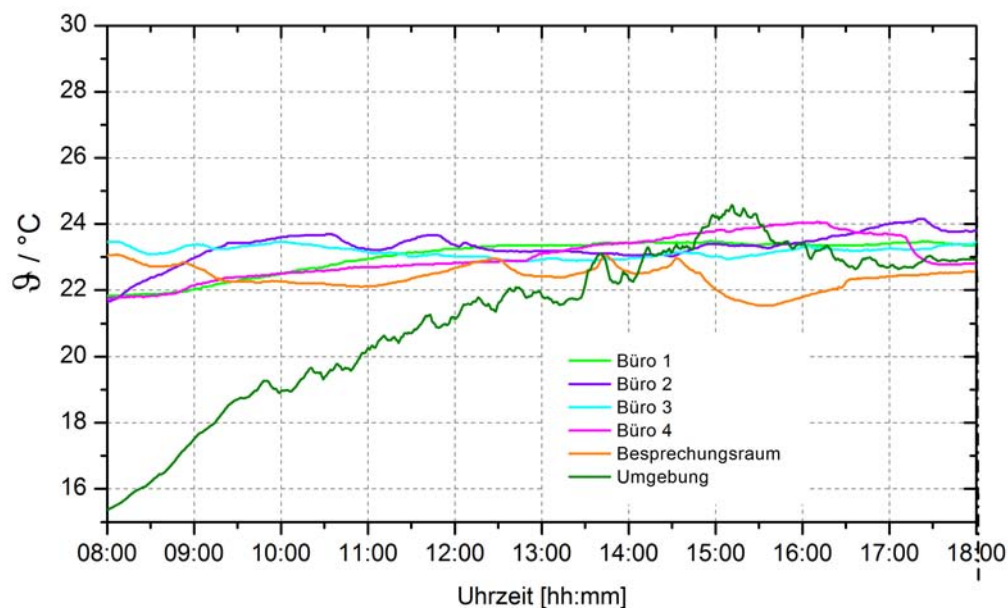


Abbildung 5.15.: Raumtemperaturverlauf am 26.08.2008

Das Regelverhalten des Systems kann anhand der Auswertung von drei Temperaturen im Kälteversorgungssystem nachvollzogen werden. Es handelt sich dabei um die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer der Kälteanlage $\vartheta_{V_{erd,aus}}$, der Temperatur am Austritt des

Kaltwasserspeichers $\vartheta_{KWS,aus}$ ($= \vartheta_{e10}$) und der Vorlauftemperatur der Kühldeckenanlage $\vartheta_{KD,ein}$ ($= \vartheta_{e11}$) (vgl. Abb. 5.7). In Abbildung 5.16 ist der Verlauf dieser Temperaturen dargestellt. In dem Diagramm sind 10 Phasen (1-10) des Anlagenbetriebs gekennzeichnet, die nachfolgend erläutert werden. Die Kältemaschine war in den Phasen 2-9 in Betrieb. Die Verdampferaustrittstemperatur in Phase 1 und 10 ist nicht von Bedeutung, da kein Volumenstrom durch den Verdampfer ermöglicht wurde. Weiterhin sind die Betriebstemperaturbereiche der Kühldecken (gelb), des Kaltwasserspeichers (grün) und des Eisspeichers (blau) farblich hervorgehoben.

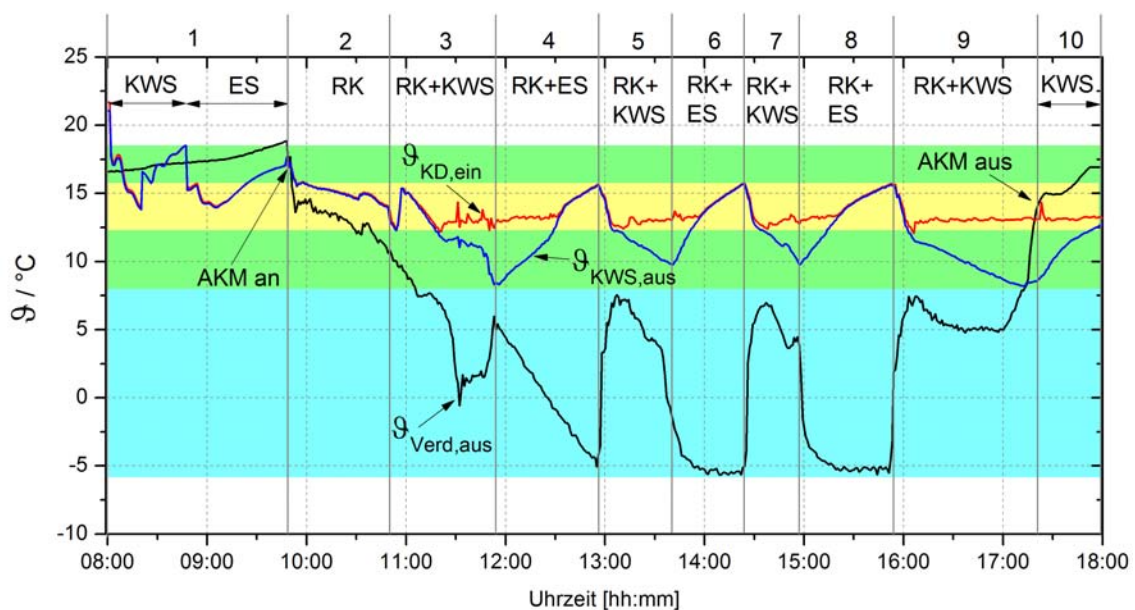


Abbildung 5.16.: Verlauf der Systemtemperaturen am 26.08.2008

1. **Speicherentladung:** Die Anlage geht in Betrieb indem die Pumpe zur Versorgung der Kühldecken angeschaltet wird. Da die Kältemaschine noch keine Leistung bereitstellen kann, wird zuerst der Kaltwasserspeicher und anschließend der Eisspeicher entladen. Für die Kühldeckenvorlauftemperatur ist ein Temperaturband mit den Grenzen von 13 und 16 °C vorgesehen.
2. **Direkte Raumkühlung:** Die Kältemaschine schaltet an, da das benötigte Temperaturniveau am Austreiber erreicht ist. Eisspeicher und Kaltwasserspeicher werden nicht durchströmt. Die Kälteleistung wird über Wärmeübertrager 1 bereitgestellt.
3. **Raumkühlung + KWS-Beladung:** Der Temperaturabfall am Verdampfer ist ein

Indiz dafür, dass die bereitgestellte Kälteleistung den Kältebedarf in den Räumen übersteigt. Deshalb wird mit dem Kaltwasserspeicher ein weiterer Kälteverbraucher in Reihe mit Wärmeübertrager 1 zugeschaltet.

4. **KWS-Entladung, ES-Beladung:** Die Verdampfertemperatur sinkt weiter. Damit der Wärmeübertrager 1 nicht einfriert, muss der Eisspeicher nun durchströmt werden. (Im Kühldeckennetz sinkt der Volumenstrom durch den Wärmeübertrager 1 ab, da der Bypass für die Rücklaufbeimischung durchströmt wird.) Im Eisspeicher war kein Eis enthalten. Es wird deshalb hauptsächlich fühlbare Wärme abgeführt. Parallel wird der Kaltwasserspeicher entladen um die Raumkühlung sicherzustellen.
5. **Raumkühlung + KWS-Beladung:** Die Vorlauftemperatur der Kühldecken steigt auf 16 °C an. Der Kaltwasserspeicher ist komplett entladen. Um die Raumkühlung aufrecht zu erhalten, wird wieder über Wärmeübertrager 1 die Leistung der Kältemaschine übertragen und gleichzeitig der Kaltwasserspeicher beladen.
6. **KWS-Entladung, ES-Beladung:** Wiederholung von Phase 4, Vereisung des Eisspeichers und Raumkühlung mit KWS
7. **Raumkühlung + KWS-Beladung:** Wiederholung von Phase 5, Raumkühlung und gleichzeitige Beladung des KWS
8. **KWS-Entladung, ES-Beladung:** Wiederholung von Phase 4, Vereisung des Eisspeichers und Raumkühlung mit KWS
9. **Raumkühlung + KWS-Beladung:** Wiederholung von Phase 5, Raumkühlung und gleichzeitige Beladung des KWS
10. **Speicherentladung:** Da die Antriebsleistung aufgrund der abnehmenden Solarstrahlung nicht mehr ausreicht, wird die Kältemaschine abgeschaltet. Die Raumkühlung wird durch die Entladung des Kaltwasserspeichers fortgesetzt.

Mit dem dargestellten Betriebsregime kann die Raumkühlung über 10 Stunden (oder länger) aufrecht erhalten werden, obwohl die Absorptionskältemaschine nur für einen Zeitraum von 7 Stunden und 21 Minuten in Betrieb war.

Die Abbildungen 5.17 und 5.18 zeigen die Leistungen und Betriebstemperaturen der Absorptionskältemaschine. Jede Phase der Eisspeicherbeladung bei niedrigen Verdampfungstemperaturen ist mit einer deutlichen Reduzierung der Kälteleistung verbunden. Nach dem Umschalten von der Eisspeicherbeladung auf die Raumkühlung steigen die Verdampfungstemperatur und die Kälteleistung sprunghaft an. Der COP erhöht sich nicht nur aufgrund der gestiegenen Verdampfungstemperatur, sondern auch weil Kältemittel, welches sich im Reservoir angesammelt hat, verdampft.

Die Heizleistung an diesem Tag schwankt aufgrund der wechselhaften Bewölkung zwischen 12:30 und 14:00 Uhr enorm. Die Kälteleistung bleibt jedoch stabil und ist in jedem Betriebszustand vergleichbar mit den Messungen unter Laborbedingungen.

Der Kaltwasserspeicher wird benötigt, um die Räume zu kühlen, wenn zur gleichen Zeit der Eisspeicher beladen wird. Mit diesem Kaltwasserspeicher (Volumen 300 Liter) kann ein Zeitraum von 45 Minuten bis 1 Stunde überbrückt werden. Das ist ausreichend um den Eisspeicher währenddessen effizient zu beladen. An diesem Tag wurde eine Kälteenergie von 12,3 kWh im Eisspeicher gespeichert. Die Kälteenergie, welche in den Phasen 1 und 10 (außerhalb des Kältemaschinenbetriebs) aus beiden Speichern entnommen wurde, beträgt 6,7 kWh.

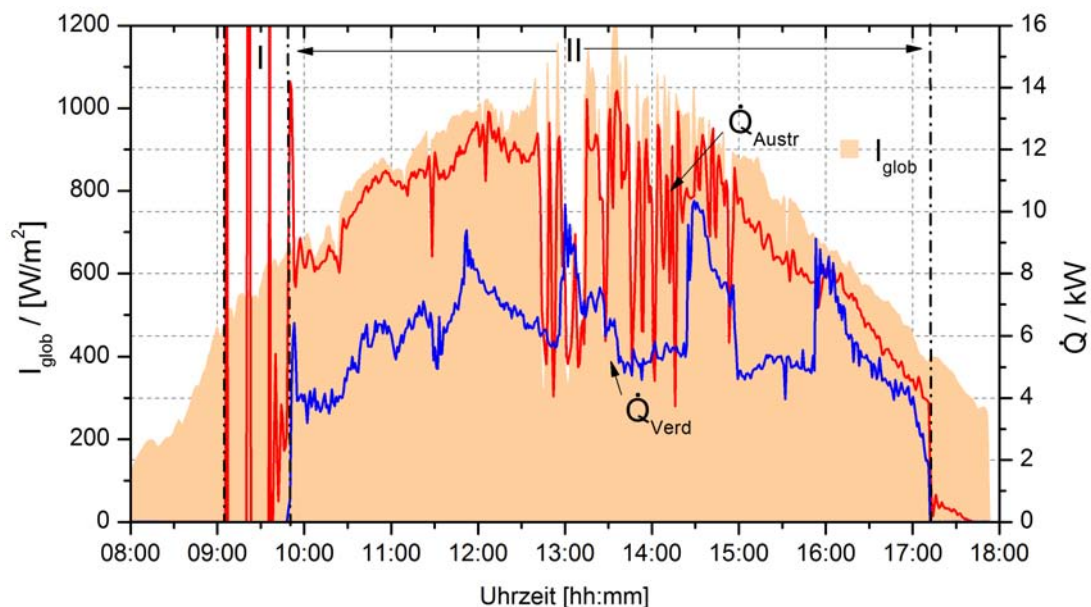


Abbildung 5.17.: Leistungsdaten am 26.08.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

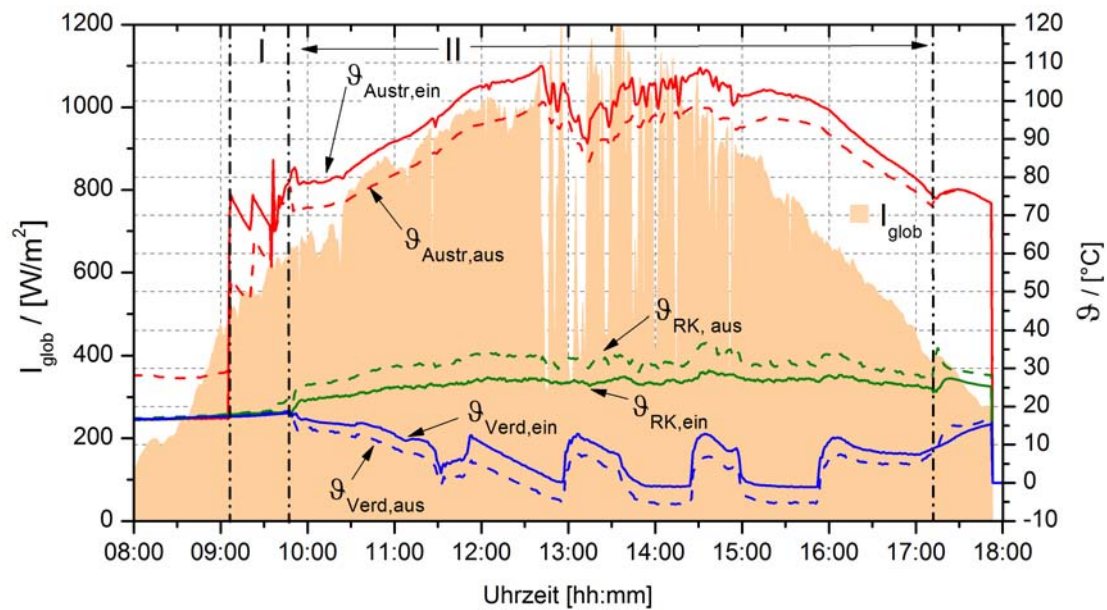


Abbildung 5.18.: Temperaturverlauf am 26.08.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

5.5.5. Einbindung des Eisspeichers

Externe Entladung

Im Jahr 2008 erfolgte die Einbindung des Eisspeichers gemäß der hydraulischen Schaltung in Abb. 5.7. Bei diesem Aufbau wird der Eisspeicher extern entladen, d.h. durch Umwälzung der Speichermasse. Es war dabei möglich den Eisspeicher gleichzeitig zu beladen und zu entladen. Dies sollte zu regelungstechnischen Vorteilen führen, da Differenzen zwischen Kälteangebot und Kältebedarf leicht über den Speicher ausgeglichen werden können. Jedoch stellte sich die externe Entladung im Kühlbetrieb als nicht vorteilhaft dar. Bei der Entladung traten im Speicher Kurzschlussströmungen auf, was dazu führte, dass Teile des Speichers noch vereist waren, während die Austrittstemperatur des Speicherwassers ca. 16 °C betrug. Dieser Effekt konnte aber durch eine bessere Verteilung des Entladevolumenstroms am Speichereintritt weitgehend beseitigt werden. Ein weiterer Nachteil zeigte sich bei den Messungen im Kühlbetrieb bei Teillast. Wenn die Kälteleistung der Absorptionskältemaschine größer war als die im Raum benötigte Leistung ($\dot{Q}_{Verd} > \dot{Q}_{KD}$, $\dot{Q}_{KD} \neq 0$), konnte die Differenz zwischen \dot{Q}_{Verd} und \dot{Q}_{KD} nicht dazu genutzt werden, um den Speicher zu beladen. Im Gegenteil: durch Absenken der Verdampfungstemperatur zum Beladen des Speichers, sank die Kälteleistung so stark, dass

sich bei dem niedrigen Temperaturniveau die Größenverhältnisse von Kälteleistung und Kältebedarf umkehrten ($\dot{Q}_{Verd} < \dot{Q}_{KD}$). Diese Betriebsweise ist energetisch nicht sinnvoll, da der Eisspeicher dabei unnötig entladen wird. Die Integration des Kaltwasserspeichers, der bei höherem Temperaturniveau beladen werden kann, war somit erforderlich.

Interne Entladung

Im Jahr 2009 wurde das Kühlnetz umgebaut und die Einbindung von Eis- und Kaltwasserspeicher überarbeitet. Als Kaltwasserspeicher kam der gleiche Speichertyp wie der Eisspeicher zum Einsatz. Beide Speicher wurden intern be- und entladen. Der Kaltwasserspeicher kann bei Bedarf ebenfalls vereist werden. Das Vereisen des Kaltwasserspeichers erfolgt nur wenn der Eisspeicher bereits vollständig beladen wurde. Ein Vorteil der internen Entladung ist, dass der Wärmeübertrager 2 entfällt. Bezüglich der Leistung und den Temperaturniveaus bei der Entladung ist die interne Entladung mit der externen Entladung (bei Verteilung des Entladevolumenstroms) vergleichbar. Details dazu finden sich bei KOLLER [39]. Im Anhang E Abb. E.1 befindet sich ein Hydraulikschaubild der optimierten Kälteversorgung, die im Jahr 2009 realisiert wurde.

5.6. Simulation

Um die Leistungsfähigkeit der Kältemaschine über eine gesamte Kühlperiode bewerten zu können, wurden Simulationsrechnungen durchgeführt (siehe auch ZETZSCHE [84]). Es kam das Simulationsprogramm TRNSYS [67] zum Einsatz. In TRNSYS stehen Modelle für Komponenten wie z.B. Solarkollektoren, Pumpen, Wärmeübertrager, Regler usw. zur Verfügung. Weiterhin ist es möglich, ein Modell für ein Gebäude zu erstellen und darin Kühldecken zu simulieren. Für die Untersuchungen wurde das Institutsgebäude des ITW (Anhang E, Abb. E.2) zugrunde gelegt. Jeder Raum wird im Zonenmodell von TRNSYS als eine Zone definiert. Damit ergeben sich fünf Zonen. Das Modell umfasst alle Einflüsse auf die Kühllast wie z.B. interne Lasten (nach Zeitplan), solare Strahlung und Einflüsse durch Wärmeleitung und Lüftung. Die mit TRNSYS simulierte Kühllast wurde mit Berechnungsergebnissen nach VDI 2078 [79] (Kühllastberechnung) verglichen. Dabei wurde eine zufrieden stellende Übereinstimmung (Abweichung ca. 3%) festgestellt. Neben den Standardmodellen in TRNSYS sind für Absorptionskältemaschine und Eisspeicher vereinfachte Modelle entwickelt und angepasst worden. Die Anlagensimulation erfolgte in Anlehnung an die existierende und in dieser Arbeit vorgestellte solare Kälteanlage. Sämtliche Modelle wurden miteinander gekoppelt und als ein System simuliert [41]. Als Grundlage dienen die Wetterdaten von Stuttgart. Ein maßgebliches Simulationsergebnis ist die *operative Raumtemperatur* ϑ_{op} (auch *Empfindungstemperatur*), die bei der Abfuhr von Kühllasten laut RIETSCHEL [59] zu betrachten ist. Sie ist der arithmetische Mittelwert aus Raumlufttemperatur und Strahlungstemperatur der Raumumschließungsflächen.

Für die Auswertung wurden zwei Kriterien zugrunde gelegt, welche die Verfügbarkeit der Kälteleistung im Raum ausdrücken: Die Überschreitungshäufigkeit φ und die Überhitzungsgradstunden U . Die Überschreitungshäufigkeit (Gl. 5.3) ist das Verhältnis der Kühlstunden, in denen die Solltemperaturen nicht erreicht wurden, zu den gesamten Kühlstunden.

$$\varphi(\vartheta_{soll}) = \frac{\sum t(\vartheta_{op} > \vartheta_{soll})}{\sum t} \quad (5.3)$$

Eine Gewichtung der Überschreitungshäufigkeit erfolgt mit der Auswertung der Überhitzungsgradstunden U . Der Bezugszeitraum für U kann zum Beispiel ein Jahr oder eine Kühlperiode sein. Die Einheit ist $K \cdot h/a$. Die Überhitzungsgradstunden berechnen sich über die Summe

aus dem Produkt der Übertemperatur $\Delta\vartheta_{UT}$ und dem Zeitraum der Überhitzung Δt (vgl. Gl. 5.4 und Gl. 5.5).

$$\Delta\vartheta_{UT} = \begin{cases} \vartheta_{op} - \vartheta_{soll} & \text{für } \vartheta_{op} > \vartheta_{soll} \\ 0 & \text{für } \vartheta_{op} \leq \vartheta_{soll} \end{cases} \quad (5.4)$$

$$U(\vartheta_{soll}) = \sum_t (\Delta\vartheta_{UT} \cdot \Delta t) \quad (5.5)$$

Alle folgenden Angaben der Überschreitungshäufigkeit und der Überhitzungsgradstunden sind Mittelwerte der fünf Einzelräume (Zonen). Tabelle 5.4 stellt die Überschreitungshäufigkeit während der Belegungszeit der Räume von April bis September dar. Als Solltemperatur im Raum wurden $24^\circ\text{C} \pm 0,5\text{K}$, $25^\circ\text{C} \pm 0,5\text{K}$ und $26^\circ\text{C} \pm 0,5\text{K}$ angesetzt.

Zeitraum	April	Mai	Juni	Juli	August	September
	<i>Mittelwert fünf Zonen, solare Kühlung</i>					
$\varphi(\vartheta_{soll} = 24,5^\circ\text{C})$	0,0 %	2,4 %	12,4 %	15,7 %	13,6 %	4,3 %
$\varphi(\vartheta_{soll} = 25,5^\circ\text{C})$	0,0 %	0,2 %	6,2 %	4,3 %	1,7 %	0,6 %
$\varphi(\vartheta_{soll} = 26,5^\circ\text{C})$	0,0 %	0,0 %	0,4 %	0,0 %	0,0 %	0,0 %
	<i>Mittelwert fünf Zonen, keine Kühlung</i>					
$\varphi(\vartheta_{soll} = 24,5^\circ\text{C})$	0,7 %	18,6 %	38,7 %	60,1%	55,5 %	17,6 %
$\varphi(\vartheta_{soll} = 25,5^\circ\text{C})$	0,0 %	3,4 %	16,8 %	24,0%	22,0 %	6,0 %
$\varphi(\vartheta_{soll} = 26,5^\circ\text{C})$	0,0 %	0,0 %	6,1 %	5,1%	3,6 %	0,3 %

Tabelle 5.4.: Überschreitungshäufigkeit φ mit und ohne Kühlung

Durch die Kühlung kann der Komfort in den Räumen deutlich gesteigert werden. Die Überschreitungshäufigkeit und die Überhitzungsgradstunden sinken. Raumtemperaturen von über $24,5^\circ\text{C}$ treten im Juli in ca. 60,1% aller Stunden auf, wenn nicht gekühlt wird. Mit der Anlage zur solaren Kühlung kann dieser Wert deutlich auf 15,7% gesenkt werden. Die Überschreitungshäufigkeit von sehr hohen Raumtemperaturen von mehr als $26,5^\circ\text{C}$ kann mit der Anlage sogar komplett vermieden werden. Die Abbildungen 5.19 und 5.20 zeigen beispiel-

haft die operative Temperatur und die Überhitzung in Büro 3, dem Raum mit der höchsten thermischen Belastung. Die Darstellung ist an die aus der Heizungstechnik bekannte *Gradtagzahl* [57] angelehnt. Auf der x-Achse ist die Stundenanzahl dargestellt, in der eine bestimmte Temperatur überschritten wird. Die y-Achse zeigt gemittelte Stundenwerte für die operative Raumtemperatur (Abb. 5.19) bzw. die Übertemperatur (Abb. 5.20), wobei eine Regelabweichung von $\pm 0,5$ K zulässig ist. Im simulierten Zeitraum von April-September (Belegungszeit 10 h/Tag, nur wochentags) fallen in Summe 1300 Kühlstunden an. Wenn nicht gekühlt wird, kommt es in mehr als 850 Stunden zu einer Überschreitung der maximalen Solltemperatur von $24,5^\circ\text{C}$. Durch die solare Kühlung kann der Wert auf ca. 300 h gesenkt werden. Zusätzlich ist die Höhe der Überschreitung interessant. Die rechte Abbildung zeigt die Übertemperatur über den Kühlstunden. Die Fläche unter der Kurve repräsentiert die Überhitzungsgradstunden. Im dargestellten Beispiel liegen die Überhitzungsgradstunden für Raum 3 ohne Kühlung bei 776 Kh und mit Kühlung bei 220 Kh.

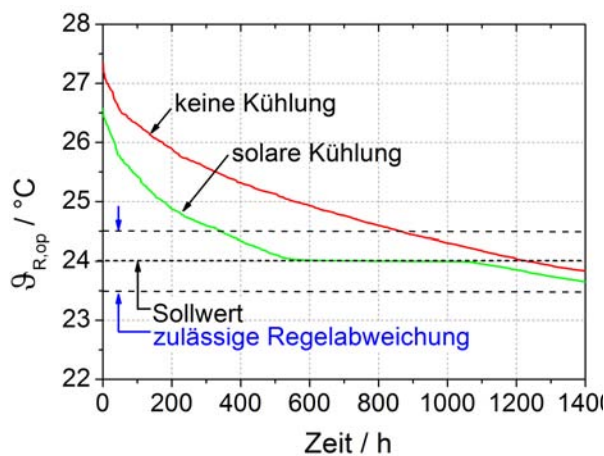


Abbildung 5.19.: Operative Raumtemperatur ohne Kühlung / solare Kühlung

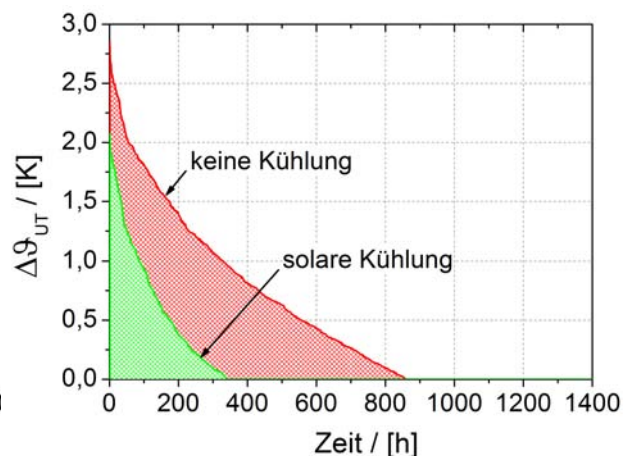


Abbildung 5.20.: Übertemperatur ohne Kühlung / solare Kühlung

Weiterhin wurden Simulationsrechnungen zur Optimierung der Anlage durchgeführt. Optimierungspotenzial stellen z.B. die Größe des Eisspeichers und des Kollektorfeldes dar. Abbildung 5.21 zeigt die Überschreitungshäufigkeit einer Raumtemperatur von $24,5^\circ\text{C}$ für verschiedene Eisspeichervolumina. Zusätzlich ist die Überschreitungshäufigkeit angegeben wenn keine Kühlung erfolgt.

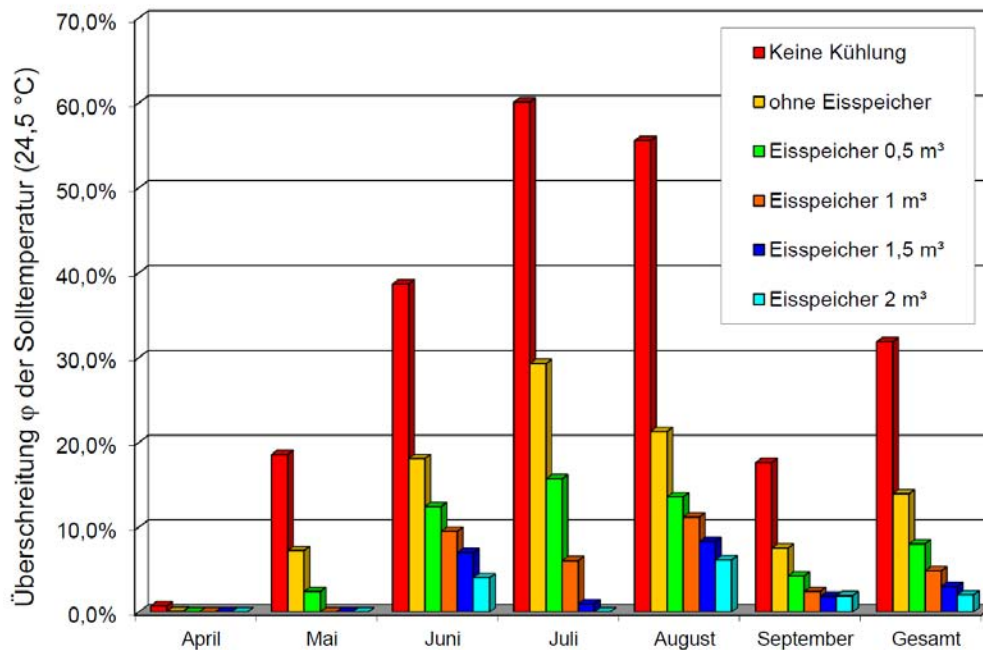


Abbildung 5.21.: Simulation mit verschiedener Größe des Eisspeichers

Im Zeitraum der höchsten Belastung im Juli bringt eine Erhöhung des Eisspeichervolumens um $0,5 \text{ m}^3$ jeweils eine Halbierung der Überschreitungshäufigkeit mit sich. In der Mittelung über die gesamte Kühlperiode ("Gesamt") zeigt sich, dass ab einer Speichergröße von 1 m^3 nur noch eine sehr geringe Abnahme der Überschreitungshäufigkeit erfolgt. Allgemein ist festzustellen, dass mit der Vergrößerung dieser relativ kostengünstigen Komponente die Verfügbarkeit der Kälteleistung gesteigert werden kann. Jedoch kann auch mit einem sehr großen Eisspeicher die Kühlanforderung nicht zu 100% befriedigt werden. Eine weitere Möglichkeit die Verfügbarkeit zu steigern ist die Größe des Kollektorfeldes zu erhöhen. Mit einem größeren Kollektorfeld können die Wärmeleistung und Wärmemenge gesteigert werden. In der Versuchsanlage wurde ein Kollektorfeld mit 12 Kollektoren eingesetzt (gesamte Aperturfläche $30,12 \text{ m}^2$). Es wurden Simulationen mit jeweils einer Variation um 2 Kollektoren (entspricht ca. $5,02 \text{ m}^2$) durchgeführt, siehe Abbildung 5.22. Als Vergleichskriterium dient die Summe der durchschnittlichen Überhitzungsgradstunden von fünf Räumen für April bis September. Wenn nicht gekühlt wird, liegen die durchschnittlichen Überhitzungsgradstunden bei 1984 Kh/a . Ohne den Einsatz eines Speichers kann der Wert selbst bei großen Kollektorfeldern nur auf minimal 572 Kh/a reduziert werden. Erst der Einsatz des Eisspeichers ermöglicht es die Über-

hitzung deutlich zu senken. Jedoch kann selbst eine Anlage mit großer Antriebsleistung und großem Speichervolumen die Verfügbarkeit der Kälteenergie nicht zu 100% sicherstellen und die Überhitzungsgradstunden auf 0 Kh/a reduzieren.

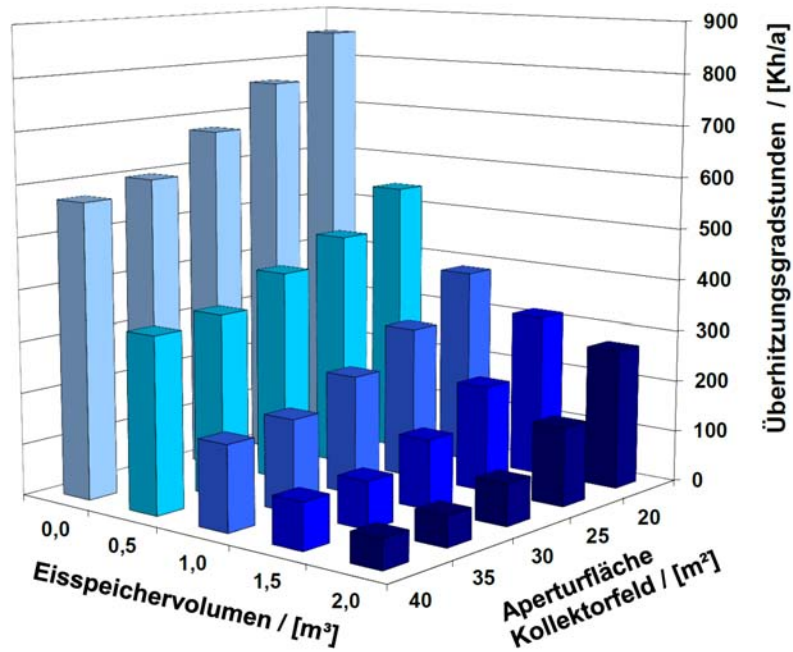


Abbildung 5.22.: Simulation mit verschiedener Größe des Eisspeichers und des Kollektorfelds

6. Bewertung der Ergebnisse und Zusammenfassung

6.1. Bewertung der Druckregelung

Die solare Kühlung stellt besonders hohe Anforderungen an die Regelungstechnik einer Absorptionskältemaschine, da die Solarstrahlung permanenten Schwankungen unterliegt. Die Kältemaschine war bei den Untersuchungen direkt und ohne separate Vorlauftemperaturregelung an das Kollektorfeld gekoppelt. Schwankungen in der Solarstrahlung hatten somit unmittelbare Auswirkungen auf die Heizleistung und die Heiztemperatur. Zusätzliche Anforderungen stellt die Nutzung eines Eisspeichers und damit der große Verdampfungstemperaturbereich dar. Wenn externe Ventile von Raumkühlung auf Eisspeicherbeladung oder umgekehrt schalten, so erfolgt ein Temperatursprung am Verdampfer von bis zu 20 K. Mit der vorgestellten Regelstrategie über die *Druckformel* konnte sich das System innerhalb von kürzester Zeit an die veränderten Betriebsbedingungen anpassen. Abbildung 6.1 zeigt für den 26.08.2008 den laut *Druckformel* berechneten idealen Tiefdruck $p_{\text{tief,soll}}$ und den gemessenen Tiefdruck $p_{\text{tief,ist}}$. Zusätzlich sind die zur Druckberechnung genutzten Temperaturen an Verdampferaustritt $\vartheta_{\text{Verd,aus}}$ und am Eintritt des Austreibers $\vartheta_{\text{Austr,ein}}$ dargestellt. Beim Betrieb am 26.08.2008 gab es eine Fülle von Betriebspunkten, die nicht anhand von Labormessungen getestet werden konnten. Die Kälteleistung der Absorptionskältemaschine war jedoch stets stabil (vgl. Abb. 5.17). Bei allen anderen durchgeführten sowie den hier dargestellten Messreihen kam es zu keinem Einbruch der Kälteleistung aufgrund eines zu hohen Tiefdrucks. Weiterhin bestätigen die Messungen bei annähernd stationären Betriebspunkten (solare Kühlung, vgl. Tab. 5.2, 5.3) den COP, der mit Messungen unter Laborbedingungen erreicht wurde. Die Messdaten zeigen, dass die *Druckformel*, die bei stationären Betriebsbedingungen erarbeitet wurde

für den instationären Betrieb anwendbar ist. Weiterhin konnte der Sollwert für den Tiefdruck mit den vorhandenen Regelventilen nahezu ohne Totzeit und damit ohne Kälteleistungsverluste umgesetzt werden. Tendenziell liegt der gemessene Tiefdruck immer etwas unterhalb des durch die *Druckformel* ermittelten Tiefdrucks, jedoch meist innerhalb der geforderten Genauigkeit. Ein kurzzeitiges Überschwingen ist für die Kälteleistung der Absorptionskältemaschine nicht von Bedeutung. Die Regelung arbeitet stabil und zuverlässig. Analog gelten diese Aussagen für die Regelung mit einem Magnetventil als Expansionsventil (bei Prototyp 2). Jedoch ist ein einzelnes Magnetventil nicht ausreichend um den ganzen Betriebstemperaturbereich am Verdampfer abzudecken. Bei geringen Kälteleistungen wird das Taktverhalten ungünstig und die Kälteleistung sinkt, da die Schließzeit im Vergleich zur Öffnungszeit zu hoch ist. Alternativ kann parallel zum Expansionsventil eine Bypassstrecke mit einer Blende eingesetzt werden. Die Blende wäre auf den Mindestvolumenstrom des Kältemittels (vgl. Tab. 4.3) auszulegen.

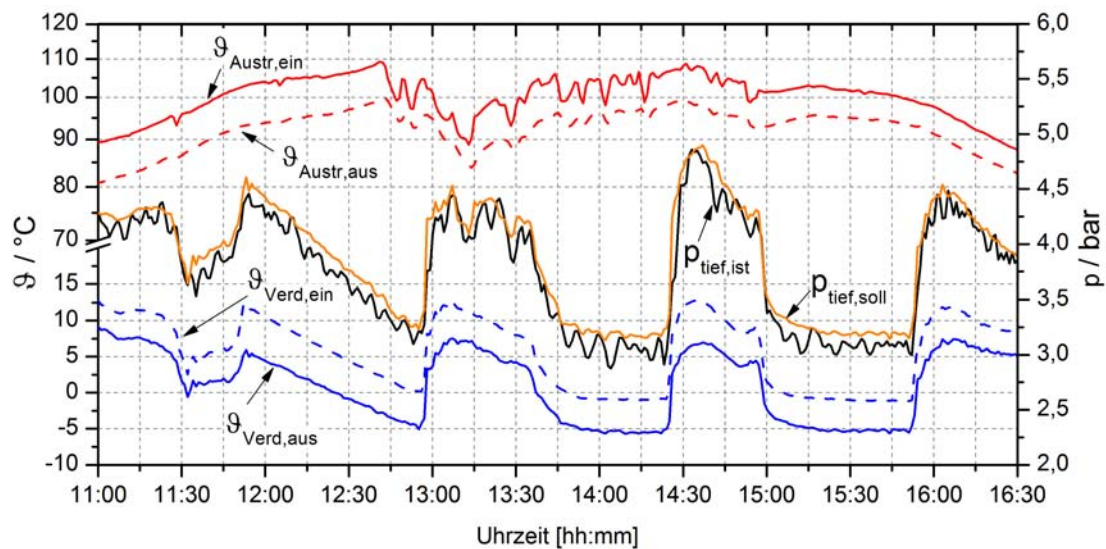


Abbildung 6.1.: Druckregelung am Beispiel des 26.08.2008 (Prototyp 1)

6.2. Energetische Bewertung

6.2.1. Leistungszahl im stationären Betrieb

In Tabelle 6.1 sind andere Entwicklungen von Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen mit z.T. stark abweichenden Austreiberkonstruktionen und Pumpenarten angegeben. Zudem

unterscheiden sich die Anlagen durch die Behälterbauweise der Wärmeübertrager. Im Gegensatz zu kompakten Plattenwärmeübertragern treten bei Behältern oft höhere Wärmeverluste auf. Bei den aufgeführten Anlagen handelt es sich zudem in vielen Fällen um Forschungsanlagen, die noch wissenschaftlich untersucht und verbessert werden. Die Tabelle erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Eine absolute Vergleichbarkeit ist nicht gegeben, da hierfür gleiche Randbedingungen herrschen müssen. Die Vergleichsdaten der ITW-Kältemaschine stammen aus den Messungen im Kühlbetrieb (vgl. Tab. 5.2 und Tab. D.1) Es kann festgestellt werden, dass die entwickelte Kältemaschine tendenziell sehr hohe Leistungszahlen liefert.

Kältemaschine	\dot{Q}_{Verd}/kW	COP	$\vartheta_{Austr}/^{\circ}C$ Eintritt	$\vartheta_{RK}/^{\circ}C$ Eintritt	$\vartheta_{Verd}/^{\circ}C$ Austritt	Quelle
Solarnext Pink PSC12	12	0,62	85	24	6	[30]
TGZ Köthen	12	0,45	95	27	6	[60]
ITT Uni Stuttgart	6,7	0,3	80	20	6	[62]
<i>ITW Uni Stuttgart</i>	7,6	0,69	96,6	27,6	9,9	
Universität Lissabon	4,0	0,54	110	32	11	[51]
<i>ITW Uni Stuttgart</i>	7,9	0,67	113,3	36,8	10,7	

Tabelle 6.1.: Vergleich der Leistungszahl verschiedener Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen

Die Leistungszahl (COP) der Kältemaschine bei hohen Verdampfungstemperaturen ist laut Tabelle 6.1 bei vergleichbaren Randbedingungen höher als bei den aus der Literatur verfügbaren Daten für Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen. Eine Ursache dafür ist die Einbindung und die Effizienz der Lösungsmittelpumpe. Über den Austreiber (Behälter nur halb gefüllt) sind die reiche Lösung und die arme Lösung hydraulisch entkoppelt. Deshalb kann die Pumpe in den offenen Austreiberbehälter fördern. Es kommt nicht zu einer Zwangsumwälzung der Lösung im Austreiber durch die Pumpe. Das Austreiben kann quasi unter Gleichgewichtsbedingungen stattfinden. Im Gegensatz zu [60] kann eine Zwangsverdrängerpumpe eingesetzt werden. Aufgrund der hohen Viskosität der Ammoniak-Wasserlösung kommt es dadurch zu geringeren Förderverlusten innerhalb der Pumpe. Weiterhin trägt das hohe Maß an Wärmerückgewinnung stark zur Anhebung der Leistungszahl bei. Die interne Wärmerückgewinnung ist insbesondere bei tiefen Verdampfungstemperaturen von Vorteil. Die Kombination von Aus-

treiber mit interner Wärmerückgewinnung und externem Dephlegmator sorgt für einen hohen Ammoniakanteil im Kältemittel. Zusammen mit dem Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ) ist durch die Rückgewinnung von Kälteleistung aus dem Kältemitteldampf sowie aus dem noch flüssigen Kältemittel im KMWÜ eine verhältnismäßig hohe Leistungszahl bei tiefen Verdampfungstemperaturen möglich. Auch wenn der externe Dephlegmator aus der Schaltung herausgenommen wird, hat der Prozess noch eine hohe Leistungszahl. Ursache dafür ist, dass die Effizienz des Kältemittelwärmeübertragers steigt. Der Dephlegmator als externer Plattenwärmeübertrager könnte bei hohen Verdampfungstemperaturen (ca. +5 bis +15 °C) somit eingespart werden, was die Herstellungskosten der Absorptionskältemaschine verringert.

6.2.2. Leistungszahl im Kühlbetrieb

Abbildung 6.2 zeigt den *COP* der vorgestellten Messungen (vier Tage) bei solarer Kühlung. Zu Tagesbeginn ist die Leistungszahl stets niedriger als abends. Dies wird dadurch verursacht, dass im Anfahrvorgang die gesamte Wärmekapazität des Austreibers und der Wärmeübertrager und Rohrleitungen zugeführt werden muss und die Wärme nicht in den Prozess gelangt. Die Leistungszahl liegt bei den meisten Messungen oberhalb eines *COP* von 0,5. Bei Bewölkung schwankt die Heizleistung sehr stark. Aufgrund des internen Kältemittelspeichers (Reservoir), kann die Kältemaschine auch ohne das Zuführen von Heizenergie kurzfristig Kälteleistung erzeugen. Der *COP* steigt demzufolge zeitweise auf Werte über 1.

Am 26.08.2008 wurde das System mehrmals im Modus Raumkühlung und Eisspeicherbeladung betrieben. Der *COP* schwankte zwischen 0,7 (Raumkühlung) und 0,5 (Beladung Eisspeicher). Das Verhältnis der Summe der Kältemenge zur eingesetzten Wärmemenge und Pumpenarbeit beträgt 0,61. Die erreichten Leistungszahlen im Solarbetrieb sind vergleichbar mit den Labormessungen. Es wurden mit der automatisierten Regelung höhere Leistungszahlen als im manuellen Betrieb erzielt (vgl. Anhang D.1). Bei allen Messungen wurde die Anlage mit einer Konzentration von 50 % Ammoniak und 50 % Wasser (massebezogen) befüllt. Die Füllkonzentration ist für eine Verdampfertemperatur von ca. 15 °C und eine Rückkühltemperatur von ca. 30 °C geeignet. Steigt der Temperaturhub im Betrieb jedoch, so sinkt der benötigte Ammoniakanteil. Bei den Messungen im Kühlbetrieb war meist ein größerer Temperaturhub erforderlich und somit befand sich stets Ammoniak im Reservoir. Eine Überfüllung des Reser-

voirs würde zu einem Rückstau des Kältemittels in den Kondensator führen. Die Folge wäre, dass durch die Verringerung der Wärmeübertragerflächen das Kältemittel nicht vollständig kondensiert. Dies würde sich in einem Anstieg des Hochdrucks äußern. Ein solcher Anstieg trat bei den Messungen nie auf. Das Reservoir wurde also nie geflutet. Das Volumen des Reservoirs ist mit 10 Litern passend dimensioniert.

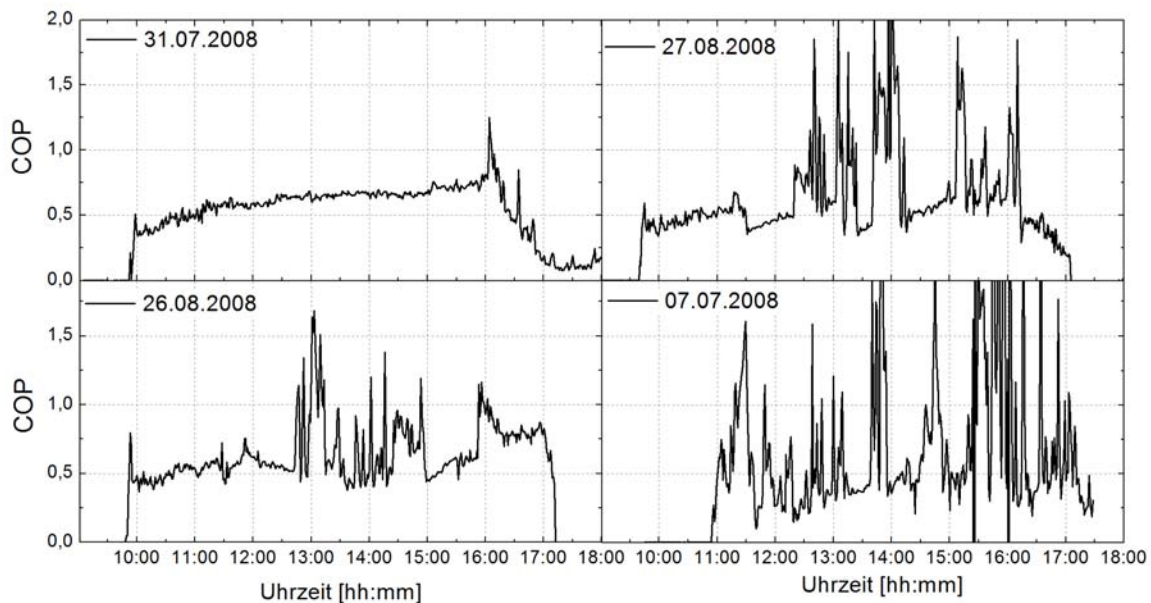


Abbildung 6.2.: Leistungszahl (COP) bei vier Messungen

Der Betrieb der externen Kreisläufe bei einer Absorptionskältemaschine erfordert einen größeren Elektroenergieeinsatz als bei einer Kompressionskältemaschine, da größere Wärmeleistungen zu- und abzuführen sind. Die Summe aller elektrischen Hilfsleistungen sowie die benötigte elektrische Leistung zum Betrieb der Membranpumpe sind nicht zu unterschätzen. Im Laborbetrieb wurde bei Prototyp 2 ein Elektroenergieverbrauch von 2,1 kW gemessen. Darin enthalten sind sämtliche Verbraucher im System (Pumpen, Ventilatoren, Messdatenerfassung, Steuerung, Volumenstrommessgeräte, sonstige Sensoren). Dieser Wert bleibt im gesamten Betriebsbereich nahezu konstant. Verglichen mit bereits existierenden Demonstrationsanlagen (siehe auch Beispiele in Kap. 1.1.2) zur solaren Kühlung ist der Elektroenergieverbrauch sehr hoch und im Hinblick auf zukünftige technische Anwendungen kaum akzeptabel.

Beim Aufbau der Anlage im Labor wurde nicht auf die Energieeffizienz der Zusatzverbraucher geachtet. Um eine möglichst hohe Flexibilität bei den Messungen zu haben, wurden leistungsstarke Pumpen und Ventilatoren eingesetzt. Bei einem realen Kühlsystem muss deshalb auf eine genaue Auslegung der Hilfsenergieverbraucher Wert gelegt werden. Zusätzlich sollten Pumpen und Ventilatoren drehzahlregelt werden. Eine Halbierung der Hilfsenergie auf ca. 1 kW ist mit den genannten Maßnahmen möglich. Um mit der vorgestellten Kälteanlage einen energiewirtschaftlichen Vorteil gegenüber der konventionellen Kompressionskältetechnik zu erreichen, ist eine höhere Ausnutzung der Einzelkomponenten zwingend erforderlich. Im Winter müssen Kollektorfeld und Eisspeicher (als Wärmespeicher) der Heizungsunterstützung und Trinkwarmwasserbereitung dienen. Die sinnvolle Nutzung der Absorptionskältemaschine als Absorptionswärmepumpe stellt hohe Anforderungen an die Regelung des Gesamtsystems. Diesbezüglich besteht zusätzlicher Forschungsbedarf.

6.2.3. Kühlkomfort

Der Betrieb der Kältemaschine ist bei optimalen Strahlungsverhältnissen zwischen 7 und 7,5 Stunden pro Tag möglich. Durch Einsatz des Eisspeichers konnte die Kälteversorgung über 10 Stunden pro Tag erfolgen. Jedoch kann die permanente Verfügbarkeit der Kälteenergie nicht sichergestellt werden. Der erreichbare Kühlkomfort hängt im hohen Maße von der Übereinstimmung der Betriebszeit der Kältemaschine und des zeitlichen Kältebedarfs ab. Die solare Kühlung ist somit insbesondere für die Kühlung von tagsüber genutzten Räumen (z.B. Arbeitsräume, Büros) geeignet. Der Einsatz eines Eisspeichers eröffnet neue Möglichkeiten bei der solaren Kühlung, da ein höherer Komfort erreicht werden kann. In einem solar *unterstützten* Kühlsystem kann der Eisspeicher den Anteil der solar erzeugten Kälteenergie deutlich steigern. Eine hundertprozentige Deckung des Kältebedarfs sollte trotzdem bei einer ausschließlich solar angetriebenen Kälteanlage nicht angestrebt werden. Dafür ist die zeitliche Überschneidung von Strahlungsangebot und Kältebedarf nicht ausreichend. Auch mit einer deutlichen Vergrößerung der Kollektorfläche und der Speichervolumina kann keine vollständige Deckung des Kältebedarfs erzielt werden. Somit muss bei einem ausschließlich solar angetriebenen Kühlsystem mit einer gewissen Überhitzung der Räume gerechnet werden. Die Erfahrung bei der Vermessung der Kälteanlage zeigte jedoch behagliche Raumtemperaturen in Folge der Kühlung.

6.3. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine messtechnisch untersucht. Schwerpunkt der Messungen und Optimierung war das Finden einer Regelstrategie um die Anlage für die solare Kühlung einzusetzen. Der Tiefdruck wurde als die entscheidende Regelgröße identifiziert. Auf Grundlage von zahlreichen Messungen wurde eine Korrelation entwickelt, die den Sollwert für den Tiefdruck in der Anlage errechnet. Wird der Tiefdruck passend zu den externen Betriebstemperaturen geregelt, kann die Kältemaschine mit einer hohen Leistungszahl ($COP = 0,5 - 0,7$) betrieben werden. Die Regelung hat sich bei vielfältigen Betriebstemperaturen und plötzlichen Schwankungen stets als stabil erwiesen. Der Tiefdruck in der Kältemaschine wird über das Expansionsventil für das Kältemittel und das Expansionsventil für die arme Lösung geregelt. Ein wichtiges Ergebnis der Untersuchungen ist, dass das Lösungsmittelventil nicht geregelt werden muss, sondern auf einen festen Durchflusskennwert eingestellt werden kann. Nur das Kältemittelventil muss geregelt werden und muss deshalb mit einem Stellantrieb ausgeführt werden. Die Regelung des Kältemittelventils erfolgte mit einer SPS in der die Korrelation für den Sollwert des Tiefdrucks programmiert wurde. Als Eingangsgrößen für die Berechnung des Tiefdrucks sind nur die externen Temperaturen am Austritt des Verdampfers und am Eintritt des Austreibers erforderlich. Zur Druckregelung wurden zwei grundsätzlich verschiedene Bauformen von Expansionsventilen erfolgreich eingesetzt.

Die Wärmerückgewinnung insbesondere durch das Zusammenwirken von Austreiber, Dephlegmator und Kältemittelwärmeübertrager führt zu einer Ausweitung des Betriebsbereiches hin zu sehr niedrigen Verdampfungstemperaturen bis -10°C . Damit kann die Speicherung von Kälteenergie in einem Eisspeicher erfolgen. Bei höheren Verdampfungstemperaturen (bis $+15^\circ\text{C}$) könnte zur Senkung der Herstellungskosten der externe Dephlegmator im Kältemittelkreislauf eingespart werden. Weiterhin gibt es sowohl im Heiz- als auch im Rückkühlkreislauf kaum Betriebsbeschränkungen, so dass die Regelung der jeweiligen Eintrittstemperaturen nicht erforderlich ist.

Mit der Kältemaschine wurde ein System zur solaren Kühlung aufgebaut und vermessen. Die Zufuhr von Antriebswärme erfolgte einem Kollektorfeld (30 m^2 Aperturfläche) aus doppelt verglasten Flachkollektoren. Die Kältemaschine wurde mit Trockenkühlern rückgekühlt. In fünf Räumen des Institutsgebäudes wurden Kühldecken für die Raumkühlung installiert.

Zur Kälteversorgung wurde eine Regelstrategie entwickelt, die eine möglichst vollständige Versorgung der Räume mit Kälteenergie vorsieht. Das Kältemittelreservoir der Absorptionskältemaschine ermöglicht eine Überbrückung von kurzen Bewölkungsphasen (ca. 20 Minuten). Während dieser Zeit kann die Kältemaschine trotz fehlender Antriebsleistung Kälteleistung bereitstellen. Erstmals wurde ein Kühlsystem vermessen, welches solar angetrieben wird und einen Eisspeicher enthält. Der Eisspeicher ist aufgrund seiner hohen Speicherfähigkeit für Kälteenergie in dem solar angetriebenen System von großem Vorteil. Er kann selbst bei stark wechselhafter Bewölkung vereist werden. Die Entladung des Speichers erfolgte in den Morgen- und Abendstunden, wenn die Antriebsleistung des Kollektorfelds (südliche Ausrichtung) nicht mehr zum Anlagenbetrieb ausreicht. Um mit dem Eisspeicher und der Kältemaschine einen lückenlosen Kühlbetrieb zu erreichen, ist der Einsatz eines zusätzlichen Kaltwasserspeichers als Pufferspeicher erforderlich. Ein Wärmespeicher wird nicht benötigt.

Mit einer gekoppelten Gebäude- und Anlagensimulation wurde die Verfügbarkeit der Kälteenergie für die Raumkühlung untersucht. Ergebnis war, dass ein deutlicher Komfortgewinn im Raum erzielt werden kann. Jedoch ist eine vollständige Deckung des Kühlbedarfs nicht anzustreben und kann auch mit deutlich höherer Anlagenleistung und Speicherkapazität nicht erzielt werden.

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine für die solare Kühlung optimiert und im Kühlbetrieb erprobt. Das Betriebsverhalten der Absorptionskältemaschine im Zusammenhang mit dem solaren Antrieb und der Eisspeicherung kann als sehr positiv bewertet werden. Da die gesamte Anlage den Charakter einer Laboranlage hat, ist mit den Messergebnissen im Kühlbetrieb eine energetische Bewertung im Vergleich zur existierenden Technik nicht möglich. Insbesondere das Wetter, aber auch das Nutzerverhalten haben immensen Einfluss bei einer energetischen/energiewirtschaftlichen Bewertung. Dahingehend sind weitere Untersuchungen z.B. in Form von Simulationsstudien und Feldtests nötig. Aufbauend auf der Arbeit von SAFARIK (2003 [60], 2003), der Tests und Simulationen mit einem vergleichbaren System durchgeführt hat, kann ein deutlicher Fortschritt in der Technologie aufgezeigt werden. Die Leistungsfähigkeit der Absorptionskältemaschine ist deutlich höher. Die Anlagenperipherie kann kleiner ausgelegt und effizienter betrieben werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Gesetz zu dem Montrealer Protokoll vom 16. September 1987 über Stoffe, die zu einem Abbau der Ozonschicht führen (Montreal-Protokoll). *Bundesgesetzblatt Jahrgang 1988, Teil II, S. 1014, Nr. 39*
- [2] Gesetz zu dem Protokoll von Kyoto vom 11. Dezember 1997 zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen (Kyoto-Protokoll). *Bundesgesetzblatt Jahrgang 2002, Teil II, S. 966, Nr. 16*
- [3] ADNOT, J. ; ARMINES, F.: Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners (EECCAC)-Final Report / D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U. 2003
- [4] AJIB, S. ; SAFARIK, M. ; RICHTER, L. ; KUHN, M. ; GUENTHER, W. ; WEIDNER, G.: Development of a 5kW absorption chiller for solar cooling installations. *3rd International Conference Solar Air-Conditioning, Palermo, Italy (2009)*
- [5] APPLE, L.S. C. ; CHOW, Tin-Tai ; FONG, Square K. ; LIN, John Z.: Performance evaluation of district cooling plant with ice storage. *Energy 31, S. 2750-2762 (2006)*
- [6] BRENDDEL, T. ; KOLLER, T. ; ZETZSCHE, M.: *Offenlegungsschrift DE 10 2010 023 150 A1*. Deutsches Patent- und Markenamt, 2010
- [7] BRENDDEL, T. ; SPINDLER, K. ; MÜLLER-STEINHAGEN, H.: Aufbau einer Versuchs- und Demonstrationsanlage zur solaren Kühlung am Insitut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart. *Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV), AA.II.1.12/II.2.12 (2004)*
- [8] BUX, K.: *Klima am Arbeitsplatz Stand arbeitswissenschaftlicher Erkenntnisse - Bedarfsanalyse für weitere Forschungen Forschung Projekt F 1987*. Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2006

- [9] CABEZA, L.F. ; CASTELL, A. ; BARRENECHE, C. ; DE GRACIA, A. ; FERNANDEZ, A.I.: Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, S. 1675-1695 (2011)
- [10] CHIDAMBARAM, L.A. ; RAMANA, A.S. ; KAMARAJ, G. ; VELRAJ, R.: Review of solar cooling methods and thermal storage options. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, S. 3220-3228 (2011)
- [11] DALIBARD, A. ; PIETRUSCHKA, D. ; EICKER, U. ; SCHUHMACHER, J.: Performance analysis and optimisation through system simulations of renewable driven adsorption chillers. *2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona, Spain* (2007)
- [12] DANFOSS: *Technische Broschüre: Elektrisch betriebene Expansionsventile*, 2005
- [13] DEANTONELLIS, S. ; JOPPOLO, C. M. ; PASINI, A. ; ROMANO, F.: Effects of desiccant wheel revolution speed control on performances of solar desiccant cooling systems. *3rd International Conference Solar Air-Conditioning, Palermo, Italy* (2009)
- [14] DIN Deutsches Institut für Normung, e. V. Berlin: *DIN EN 12975-2: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren - Teil 2: Prüfverfahren*. Juni 2006
- [15] DKV: Statusbericht Nr. 22: Energiebedarf für die technische Erzeugung von Kälte / Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein. 2002
- [16] D.S. KIM, D.S. ; INFANTE FERREIRA, C.A.: Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration* 31, S. 3-15 (2008)
- [17] EICKER, U.: *Solare Technologien für Gebäude*. B.G. Teubner, Stuttgart/Leipzig/Wiesbaden, 2001
- [18] EICKER, U. ; SCHNEIDER, D. ; TEUSSER, A. ; BIESINGER, A. ; PÄSSLER, T.: Optimierung einer Diffusions-Absorptionskältemaschine mittlerer Leistung, Bundesministerium für Bildung und Forschung (FKZ: 0327351A) / Zentrum für angewandte Forschung an Fachhochschulen, Hochschule für Technik Stuttgart. 2007
- [19] FERNÁNDEZ-SEARA, J. ; SIERES, J.: The importance of the ammonia purification process in ammonia-water absorption systems. *Energy Conversion & Management* 47, S. 1975-1987 (2006)

- [20] GANTNER: *E.Con.* ADL-MX, E.con 4.30. Gantner Instruments Test and Measurement GmbH, Meier-NT, 2009
- [21] GLASER, H.: *Beiträge zur Betriebsoptimierung solarthermisch betriebener Adsorptionskälteanlagen*, TU Berlin, Dissertation, 2005
- [22] HELD, H. ; SCHNELL, H.: *Kühlwasser: Verfahren und Systeme der Aufbereitung, Behandlung und Kühlung von Süßwasser - Brackwasser - Meerwasser zur industriellen Nutzung*. Vulkan Verlag, 2000, 5. Auflage
- [23] HENNING, H. M.: Solar assisted air conditioning of buildings - an overview. *Applied Thermal Engineering* 27, 1734-1749 (2007)
- [24] HENNING, H. M.: Solare Kühlung und Klimatisierung. *Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV), Tagungsband AA II.1.2* (2007)
- [25] HENNING, H.M.: *Task 38: Solar Air-Conditioning and Refrigeration*. International Energy Agency, Heating and Cooling Programme, 2006-2010
- [26] HILLIGWEG, A. ; HOFMANN, P.: Vordimensionierung von Eisspeichern: Die Größe der Kälteanlage minimieren. *TGA Fachplaner 6-2003, S. 29-35* (6-2003)
- [27] IBRAHIM, O. M. ; KLEIN, S. A.: Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures. *ASHRAE Transactions, Paper CH-93-21* (1993)
- [28] IZQUIERDO, M. ; VENEGAS, M. ; RODRÍGUEZ, P. ; LECUONA, A.: Crystallization as a limit to develop solar air-cooled LiBr-H₂O absorption systems using low-grade heat. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 81, S. 205-216 (2004)
- [29] JAEHNIG, D. u. a.: *Task 38, Solar Air-Conditioning and Refrigeration: Market Available Components for Systems for Solar Heating and Cooling with a Cooling Capacity < 20 kW*. International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Programme, 2009
- [30] JAKOB, U.: Kleine Kältemacher. *Sonne, Wind und Wärme, S. 154-159* (8-2010)
- [31] JAKOB, U. u. a.: Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications. *Applied Thermal Engineering* 28, Seite 1138-1150 (2008)

- [32] JARADAT, M. ; HEINZEN, R. ; JORDAN, U. ; VAJEN, K.: A Novel Generator Design for a Liquid Desiccant Air Conditioning System-444. *Eurosun 2008: 1st International Congress on Heating, Cooling, and Buildings* (2008)
- [33] JAWAHAR, C.P. ; RAJA, B. ; SARAVANAN, R.: Thermodynamic studies on NH₃-H₂O absorption cooling system using pinch point approach. *International Journal of Refrigeration* 33, S. 1377-1385 (2010)
- [34] JUNGNICHEL, H. ; AGSTEN, R. ; KRAUS, E.: *Grundlagen der Kältetechnik*. Verlag Technik GmbH Berlin, 1990
- [35] KAHN, R.: *Ein Ammoniak-Wasser Absorptionskreislauf für hohen Temperaturhub*, Insitut für Festkörperphysik und Technische Physik, Technische Universität München, Dissertation, 1995
- [36] KLEIN, S. A.: *EES- Engineering Equation Solver*. Academic Commercial. fChart-Software, 2010
- [37] KOHLENBACH, P. ; ROSSINGTON, D. ; WEIGAND, A.: A novel material for desiccant wheels: Performance testing results-128. *Eurosun 2008: 1st International Congress on Heating, Cooling, and Buildings* (2008)
- [38] KOLLER, T. ; ZETZSCHE, M. ; BRENDDEL, T. ; MÜLLER-STEINHAGEN, H.: Entwicklung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit einem Eisspeicher, FZ0327397A / Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart. 2010
- [39] KOLLER, T. ; ZETZSCHE, M. ; MÜLLER-STEINHAGEN, H.: Simulation und Betrieb eines Eisspeichers. *Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV), AA.II.1.11* (2008)
- [40] KOZAWA, Y. ; AIZAWA, N. ; TANINO, M.: Study on ice storing characteristics in dynamic-type ice storage system by using supercooled water. Effects of the supplying conditions of ice-slurry at deployment to district heating and cooling system. *Energy Conversion and Management* 48, S. 2996-3000 (2007)
- [41] KRETSCHMANN, J.: Gebäude- und Anlagensimulation zur Auslegung des Kollektorfeldes und des Eisspeichers für eine solar angetriebene Absorptionskältemaschine - nicht veröffentlicht. *Studienarbeit 2006-9, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart* (2006)

-
- [42] KRETZSCHMAR, H. ; STOECKER, I. ; KUNICK, M. ; ELSCHNER, F.: *FluidEES (LibAmWa) for Engineering Equation Solver*. 2010. Zittau/Goerlitz University of Applied Sciences, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Technical Thermodynamics, 2010
- [43] KÜHN, A. ; BUCHIN, O. ; SEILER, M. ; SCHWAB, P. ; ZIEGLER, F.: Ionic liquids - a promising solution for solar absorption chillers? *3rd International Conference Solar Air-Conditioning, Palermo, Italy* (2009)
- [44] KÜHN, A. ; CIGANDA, J.: Comparison of Control Strategies of Solar Absorption Chillers-350. *Eurosun 2008: 1st International Congress on Heating, Cooling, and Buildings* (2008)
- [45] LACHNER, B. ; NELLIS, G. ; REINDL, D.: The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration 30, S. 699-708* (2007)
- [46] LEIBFRIED, U. ; FASSNACHT, T.: Vom Standardgebäude zum Aktiv-Solarhaus mit SOLAERA. *2. Symposium Thermische Solarenergie, Luzern* (2010)
- [47] LIAO, X. ; RADERMACHER, R.: Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. *International Journal of Refrigeration 30, S. 904-911* (2007)
- [48] MARC, O. ; LUCAS, F. ; SINAMA, F. ; MONCEYRON, E.: Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system und tropical climate. *Energy and Buildings 42, S. 774-782* (2010)
- [49] MATLAB: *Matlab R2008*. Version 7.6.0.324, 2008
- [50] MENDES, J.F. ; RODRIGUES, R. ; PÉREZ, I. V.: Results of DEC Unit Assissted by Solar Energy in Lisbon. *3rd International Conference Solar Air-Conditioning, Palermo, Italy* (2009)
- [51] MENDES, L.F. ; COLLARES-PEREIRA, M. ; ZIEGLER, F.: A rich solution spray as a refining method in a small capacity, single effect, solar assisted absorption machine with the pair NH₃/H₂O: Experimental results. *International Journal of Refrigeration 28, S. 73-82* (2005)
- [52] MITTELBACH, W. ; OBLIN, W.: Solar cooling in residential, small scale commercial and industrial applications with adsorption technology. *3rd International Conference Solar Air-Conditioning, Palermo, Italy* (2009)

- [53] MONNÉ, C. ; ALONSO, S. ; PALACÍN, F. ; SERRA, L.: Monitoring and simulation of an existing solar powered cooling absorption system in Zaragoza (Spain). *Applied Thermal Engineering* 31, S. 28-35 (2011)
- [54] NIEBERGALL, W.: Die Rektifikation bei Ammoniak-Austreibern von Absorptions-Kälteanlagen. *Chemie-Ingenieur-Technik*, 26. Jahrgang, Nr.12, Seite 649-660 (1954)
- [55] NIEBERGALL, W. ; PLANK, R.: *Handbuch der Kältetechnik, Siebenter Band Sorptions-Kältemaschinen*. Springer-Verlag Berlin / Göttingen / Heidelberg, 1959
- [56] PETER, T. ; SANDER, H. ; STECK, A. ; TREFFINGER, P.: *Offenlegungsschrift DE 196 37 821 A1*. Deutsches Patent- und Markenamt, 1998
- [57] RECKNAGEL ; SPRENGER ; SCHRAMEK: *Taschenbuch für Heizung+Klimatechnik*. 73. Auflage. Oldenbourg Industrieverlag, München, 2007
- [58] RICHTER, L. ; ZÜRICH, S.: Aufbau und Anwendung der Ammoniak-Wasser-Absorptionskälteanlage Typ congelato mit Fusionsplattenwärmeübertrager. *Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV), Tagungsband AA II.1.17* (2008)
- [59] RIETSCHEL, H. ; FITZNER, K.: *Raumklimatechnik, Band 2: Raumluft- und Raumkühltechnik*. 16. Auflage Springer, Berlin Heidelberg New York, 2008
- [60] SAFARIK, M.: *Solare Klimakälteerzeugung - Technologie, Erprobung und Simulation*, Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2003
- [61] SAFARIK, M. ; RICHTER, L. ; KUHN, M.: Betriebserfahrungen mit der Kleinabsorptionskältemaschine Wegracal SE 15 unter verschiedenen Randbedingungen. *Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV), AA.II.1.8* (2007)
- [62] SCHAAL, F.: *Membranabsorber für die Absorptionskältetechnik*, Institut für Technische Thermodynamik und Thermische Verfahrenstechnik, Universität Stuttgart, Dissertation, 2008
- [63] SCHMID, F.: Entwicklung und Erprobung eines Steuer- und Regelprogramms für eine solarbetriebene Absorptionskältemaschine mittels speicherprogrammierbarer Steuerung (SPS) - nicht veröffentlicht. *Studienarbeit 2008-19, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart* (2008)

- [64] SCHMID, F. ; ZETZSCHE, M. ; SPINDLER, K.: Entwicklung einer direkt solar angetriebenen Kälteanlage auf Basis des Diffusions-Absorptions-Kälteprozesses. *Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV), AA.II.1.13* (2011)
- [65] SCHWAB, T.: Konzeption und Inbetriebnahme einer Absorptionskältemaschine zur solaren Kühlung - nicht veröffentlicht. *Diplomarbeit 2003-11, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart* (2003)
- [66] SCHWEIGLER, C. u. a.: *Task 38, Solar Air-Conditioning and Refrigeration: Collection of selected systems schemes -Generic Systems-*. International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Programme, 2009
- [67] Solar Energy Laboratory University of Wisconsin, Madison 2006: *TRNSYS a transient system simulation program, Vers. 16.1*
- [68] SPARBER, W. u. a.: *Task 38, Solar Air-Conditioning and Refrigeration: State of the art on existing solar heating and cooling systems*. International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Programme, 2009
- [69] SPARBER, W. ; NAPOLITANO, A. ; MELOGRANO, P.: Overview on world wide installed Solar Cooling Systems. *2nd International Conference Solar Air-Conditioning (D7), Tarragona/Spain* (2007)
- [70] STEIU, S. ; SALAVERA, D. ; BRUNO, J. ; CORONAS, A.: A Basis for the Development of new Ammonia-Water-Sodium Hydroxide Absorption Chillers. *International Journal of Refrigeration 32, S. 577-587* (2009)
- [71] SUN, D.-W.: Computer Simulation and Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems. *Energy Sources 19, S. 677-690* (1996)
- [72] SWAGELOK: *Swagelok Herstellerunterlagen: Dosierventile*, 2010
- [73] THORIN, E.: *Power Cycles with Ammonia-Water Mixtures as Working Fluid - Analysis of Different Applications and the Influence of Thermophysical Properties*, Department of Chemical Engineering and Technology Energy Processes, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, Dissertation, 2000

- [74] TILLNER-ROTH, R. ; FRIEND, D.: A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture Water + Ammonia. *National Institute of Standards and Technology, Physical and Chemical Properties Division, Ref. Data, Vol. 27, No.1* (1998)
- [75] TILLNER-ROTH, R. ; ROTH, G.: *AWMix-Dynamic Link Library for the Engineering Equation Solver (EES)*. Version 1.0. AwMix, 1998
- [76] TREFFINGER, P. ; SANDER, H. ; PETER, T. ; WIELAND, D. ; MOHRLOK, K.: IB 403 Entwicklung und Test eines Funktionsmodells einer leistungsgeregelten Absorptionswärmepumpe für Hausheizung / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR). 1997
- [77] TYFOCOR: *Tyfozor L: Frost- und Korrosionsschutz für Heiz- und Kühlsysteme im Trinkwasserbereich, für thermische Solaranlagen und Wärmepumpen*, 2011
- [78] VDI: *VDI Wärmeatlas*. Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [79] VDI Verein Deutscher Ingenieure. Düsseldorf: *VDI 2078: Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume*. Juni 1996
- [80] VENTAS, R. ; LECUONA, A. ; ZACARÍAS, A. ; VENEGAS, M.: Ammonia-Lithium Nitrate Absorption Chiller with an integrated Low-Pressure Compression Booster Cycle for low Driving Temperatures. *Applied Thermal Engineering 30, S. 1351-1359* (2010)
- [81] WEISE, A.: Regelung der Absorptionskältemaschinen. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Band 4/Heft 6, S. 315-322* (1933)
- [82] WEISE, A.: Versuche an einer geregelten Absorptionskältemaschine. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Band 11/Heft 5, S. 267-275* (1940)
- [83] ZETZSCHE, M. ; KOLLER, T. ; BRENDDEL, T. ; SPINDLER, K.: Entwicklung einer Ammoniak/Wasser Kälteanlage zur solaren Kühlung - Abschließende Bewertung. *Kälte Klima Aktuell (KKA)* (2-2011)
- [84] ZETZSCHE, M. ; KOLLER, T. ; MÜLLER-STEINHAGEN, H.: Solare Kühlung mit einer 10 kW Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine. *Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV), AA.II.1.3* (2007)

- [85] ZETZSCHE, M. ; KOLLER, T. ; MÜLLER-STEINHAGEN, H.: Solare Klimatisierung mit einer 10 kW Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine. *HLH, Springer VDI-Verlag* (6-2007)
- [86] ZETZSCHE, M. ; SEIFERT, S. ; RÖSLER, M.: Einflüsse verschiedener Verglasungsarten auf die thermischen und energetischen Verhältnisse im Raum. *TAB Technik am Bau Fachzeitschrift für Technische Gebäudeausrüstung* (9-2006)
- [87] ZHAO, Zongchang ; ZHANG, Xiaodong ; MA, Xuehu: Thermodynamic performance of a double-effect absorption heat-transformer using TFE/E181 as the working fluid. *Applied Energy* 82, S. 107-116 (2005)
- [88] ZIEGLER, F.: *Sorptionswärmepumpen*. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV), 1997

A. Messinstrumente und Komponenten

Bezeichnung	Typ	Hersteller
<i>Komponenten der Absorptionskältemaschinen Prototyp 1 und 2</i>		
Austreiber PT1	Eigenkonstruktion ITW Heizleistung: ca. 20 kW Druckfestigkeit 25 bar	ITW, Uni Stuttgart
Austreiber PT2	Eigenkonstruktion ITW Heizleistung: ca. 20 kW Druckfestigkeit 25 bar	ITW, Uni Stuttgart
Pattenwärmeübertrager PT1	Sigmawig ST3	API Schmidt-Bretten, Bretten
Plattenwärmeübertrager PT2	AlfaNova 27	Alfa Laval, Lund, SWE
Membranpumpe PT1	LEWA-GCH-Gr3	LEWA, Leonberg
Membranpumpe PT2	LEWA-GCH-Gr21	LEWA, Leonberg
Expansionsventil Kältemittel PT1	Dosierventil Serie M	Swagelok, Solon (OH), USA
Expansionsventil Kältemittel PT2	AKVA10-2 und AKVA10-3	Danfoss, Nordborg, DEN
Expansionsventil Lösungsmittel PT1 und PT2	Dosierventil Serie L	Swagelok, Solon (OH), USA
Regulierventil PT1 und PT2	Regulier- und Absperr- nadelventil SS18RF6	Swagelok, Solon (OH), USA
<i>Geräte</i>		
Heizung Heizkreis	Temperiergerät Regloplas P141 Temperaturbereich: bis 140 °C Heizleistung: 30 kW	Regloplas, München
Heizung Kältekreis	Temperiergerät Single TKN5 Temperaturbereich: bis 90 °C Heizleistung: 18 kW	Single, Hochdorf

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung aus vorheriger Seite

Bezeichnung	Typ	Hersteller
Kühlung Rückkühlkreis	Trockenkühler Güntner GFH 052A/2-L(D)-F6/12P	Güntner, Fürstenfeldbruck
<i>Sensoren und Messgeräte in der Ammoniaklösung</i>		
Temperaturmessung in der Ammoniaklösung	Mantelthermoelement Typ K (NiCr-Ni) Klasse B Element: \varnothing 1,5 mm, Inconel	Rössel Messtechnik, Werne
Hochdruck	Drucktransmitter 0-30 bar Typ: PX225 Fehler: \pm 1,5 %	Newport Omega, Deckenpfronn
Tiefdruck	Drucktransmitter 0-10 bar Typ: PAA21-Y-V-25 Fehler: \pm 1,5 %	Newport Omega, Deckenpfronn
Massenstrom und Dichte Kältemittel	Coriolis-Durchflussmessgerät CMF 010 Messbereich Massenstrom: 0-0,02 kg/s Fehler Massenstrom: \pm 0,1 % Messbereich Dichte: bis 600 – 700 kg/m ³ Fehler Dichte: \pm 0,5 kg/m ³	Emerson Micro Motion, Wessling
Massenstrom und Dichte arme Lösung	Coriolis-Durchflussmessgerät CMF 025 Messbereich Massenstrom: 0,03-0,07 kg/s Fehler Massenstrom: \pm 0,1 %	Emerson Micro Motion Wessling
<i>Sensoren und Messgeräte in externen Kreisläufen</i>		
Temperaturmessung externer Kreislauf	Mantelwiderstandsthermometer PT100 Klasse 1/3 B Element: \varnothing 1,5 mm, Inconel	Rössel Messtechnik, Werne
Erfassung Temperatur- differenz	Mantelthermoelement Klasse B Element: \varnothing 1,0 mm, Inconel	Rössel Messtechnik, Werne
Erfassung Raum- temperatur	Hygrothermogeber-Raumausführung Typ 907021/11-2-34-065/793	Jumo, Fulda
Volumenstrom Austreiber	MID IFC 090, Messbereich: 0-3500 l/h Fehler: \pm 0,3 %	Krohne, Duisburg

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung aus vorheriger Seite

Bezeichnung	Typ	Hersteller
Volumenstrom Verdampfer	MID Aquaflux 090, Messbereich: 0-3000 l/h Fehler: $\pm 0,3$ %	Krohne, Duisburg
Volumenstrom Verdampfer	Coriolis-Durchflussmessgerät Promass 83F Messbereich: 0-2200 l/h Fehler: $\pm 0,05$ %	Endress+Hauser, Weil am Rhein
Volumenstrom Rückkühlung (Kond.+Abs.)	MID Aquaflux 090, Messbereich: 0-4000 l/h Fehler: $\pm 0,3$ %	Krohne, Duisburg
Volumenstrom Absorber	MID Aquaflux 090, Messbereich: 0-3000 l/h Fehler: $\pm 0,3$ %	Krohne, Duisburg
Solarstrahlung Absorber	Pyranometer CM11 Fehler: ± 3 %	Kipp & Zonen, Delft, NED
<i>Regelung und Steuerung</i>		
Messdatenerfassung	Agilent 34970A Klasse B	Agilent Technologies Santa Clara (CA), USA
Prototyp 1	Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) Siemens S7-300	Siemens, München
Regelung Prototyp 2	Datenerfassung und Steuerung ADL-MX, ADL-MXE	Meier-NT, Zwönitz
Regelung Raumtemperatur	Raumtemperaturregler RCW112-L	Kieback+Peter, Berlin

Tabelle A.1.: Verwendete Bauteile, Geräte und Sensoren

A.1. Kollektorfeld

Daten Kollektor (SCHÜCO SOL DG)

	Wert
Abmessungen ($L \times B \times H$)	2152 mm \times 1252 mm \times 108 mm
Kollektorfläche	2,69m ²
Aperturfläche	2,51m ²
Wirkungsgrad η_{a0}	0,80
Wärmeverlustkoeffizienz k_1	2,41W/m ² K
Wärmeverlustkoeffizienz k_2	0,015W/m ² K ²
Verschaltung	6 Stück in Reihe, 2 Felder parallel
Gesamtfläche	32,28m ²

Tabelle A.2.: Daten zum eingesetzten Kollektor

A.2. Auslegungsdaten Kühldeckeninstallation

Hersteller: Fa. Lindner, Arnstorf

Produkt: Metallkühldecke LMD PLAFOTHERM B

Technische Daten:

	Wert
Nennkühlleistung nach DIN EN 14240	107,2W/m ²
Aktiver Deckenanteil	85%
Raumtemperatur	26°C
Kühlwasservorlauf	16°C
Kühlwasserrücklauf	19°C
Kühlleistung bei Auslegungsbedingungen	91W/m ²

Tabelle A.3.: Auslegungsdaten Kühldecken

B. Messreihen Prototyp 1

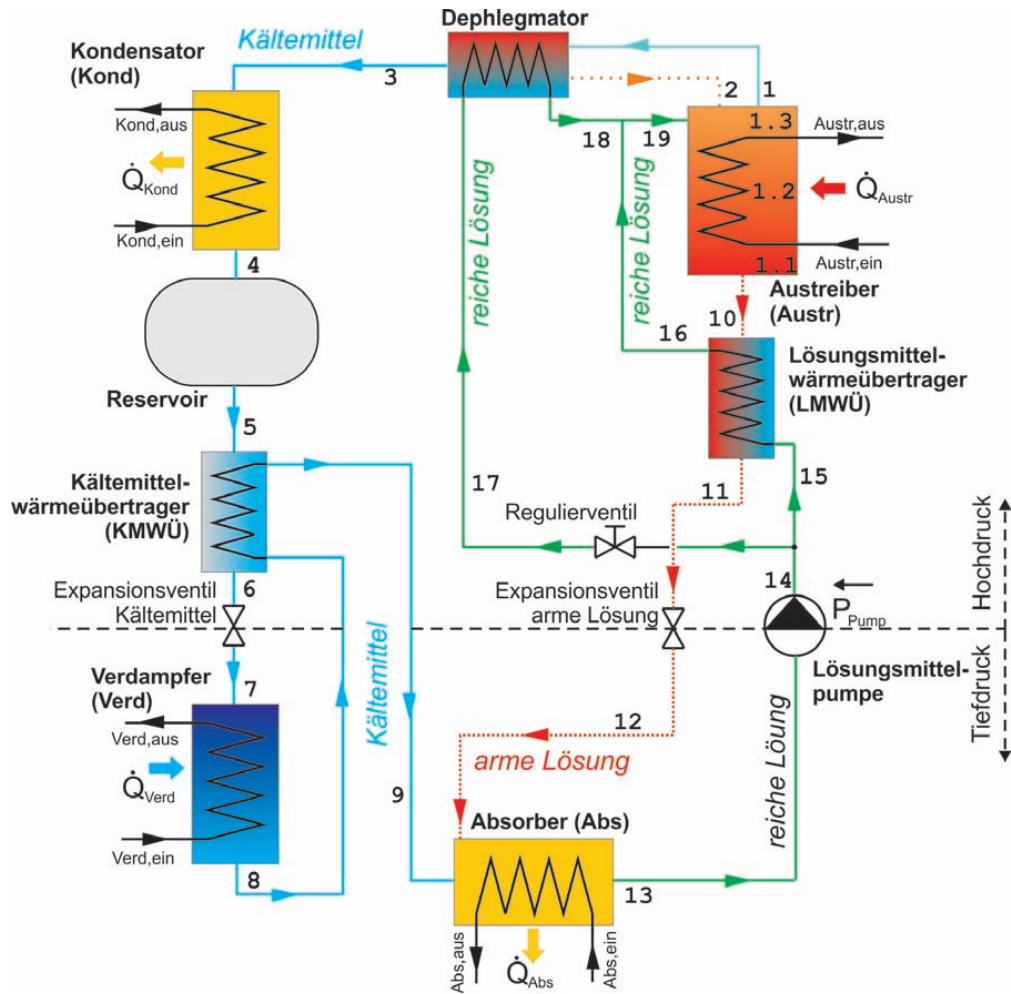


Abbildung B.1.: Schematischer Aufbau von Prototyp 1 und 2

B.1. 90 °C Heizung ; 27 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C/-10 °C Kälteträger

Pos.	Messgröße	Einheit	Messreihe 1	Messreihe 2	Messreihe 3
<i>Interne Messgrößen</i>					
1.1	ϑ Austr, Fuß	°C	80,86	83,38	86,43
1.2	ϑ Austr, Mitte	°C	79,59	82,63	85,79
1.3	ϑ Austr, Kopf	°C	68,52	73,68	79,32
3	ϑ Deph, aus	°C	33,53	28,86	27,16
4	ϑ Kond, aus	°C	29,68	27,88	26,29
5	ϑ Reservoir, aus	°C	29,91	27,54	26,11
6	ϑ KMWÜ, aus, liq	°C	29,54	10,23	2,78
9	ϑ KMWÜ, aus, gas	°C	29,31	25,33	22,82
7	ϑ Verdampfer, ein	°C	7,63	-1,47	-7,68
18	ϑ Deph. rL, aus	°C	64,91	68,94	71,83
16	ϑ LMWÜ rL, aus	°C	65,22	70,80	75,71
10	ϑ Austr aL, aus	°C	66,32	71,13	77,97
11	ϑ LMWÜ aL, aus	°C	41,43	45,63	39,27
12	ϑ Abs, aL, ein	°C	41,66	45,87	39,46
2	ϑ Austr, ein (Deph)	°C	64,33	65,53	73,98
3	p Hochdruck	bar	11,97	11,54	11,07
8	p Tiefdruck	bar	4,92	3,32	2,42
12	\dot{m} , aL	g/s	37,97	38,65	40,05
6	\dot{m} , KM	g/s	6,62	2,91	1,50
6	ρ , KM	kg/m ³	598,74	638,60	650,18
6	ξ , KM	—	0,9938	0,9675	0,9641
<i>Externe Messgrößen</i>					
Austr	ϑ Austr, ein	°C	89,96	90,69	90,61
Austr	ϑ Austr, aus	°C	79,01	82,47	85,37
Abs	ϑ Abs, ein	°C	26,85	26,92	26,50
Abs	ϑ Abs, aus	°C	32,16	30,79	28,97
Kond	ϑ Kond, ein	°C	26,85	26,92	26,50
Kond	ϑ Kond, aus	°C	29,96	28,97	27,68
Verd	ϑ Verd, ein	°C	21,37	3,01	-8,75
Verd	ϑ Verd, aus	°C	14,53	-0,56	-10,70
Austr	\dot{V} Austr	l/h	912,53 (Wa)	909,60 (Wa)	935,45 (Wa)
Abs	\dot{V} Abs	l/h	1894,56 (Wa)	1737,56 (Wa)	1742,11 (Wa)
Kond	\dot{V} Kond	l/h	1805,14 (Wa)	1679,32 (Wa)	1671,42 (Wa)
Verd	\dot{V} Verd	l/h	1929,99 (Et)	1923,72 (Et)	1901,76 (Et)
Pump	P Pumpe	W	285	285	285
Austr	\dot{Q} Austr	kW	11,30	8,45	5,53
Abs	\dot{Q} Abs	kW	11,73	7,85	5,01
Kond	\dot{Q} Kond	kW	6,55	4,01	2,29
Verd	\dot{Q} Verd	kW	6,82	3,43	1,82
	COP	-	0,59	0,39	0,31

Tabelle B.1.: Mittelwerte für Messreihen 1, 2 und 3 / 90°C Heiztemperatur, 27°C Rückkühltemperatur, 15°C/0°C/-10°C Kälteträgertemperatur

B.2. 100 °C Heizung ; 27 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C/-10 °C Kälte­träger

Pos.	Messgröße	Einheit	Messreihe 4	Messreihe 5	Messreihe 6
<i>Interne Messgrößen</i>					
1.1	ϑ Austr, Fuß	°C	85,70	91,33	93,60
1.2	ϑ Austr, Mitte	°C	83,12	90,88	93,12
1.3	ϑ Austr, Kopf	°C	68,79	79,58	84,05
3	ϑ Deph, aus	°C	35,20	36,32	28,26
4	ϑ Kond, aus	°C	30,49	30,08	27,09
5	ϑ Reservoir, aus	°C	30,97	29,44	26,59
6	ϑ KMWÜ, aus, liq	°C	20,49	0,62	-12,62
9	ϑ KMWÜ, aus, gas	°C	30,02	15,43	15,23
7	ϑ Verdampfer, ein	°C	10,30	0,73	-7,02
18	ϑ Deph, rL, aus	°C	62,61	70,89	75,50
16	ϑ LMWÜ rL, aus	°C	62,96	73,51	79,07
10	ϑ Austr aL, aus	°C	64,31	77,10	81,81
11	ϑ LMWÜ aL, aus	°C	38,30	37,95	39,66
12	ϑ Abs, aL, ein	°C	38,50	38,19	39,92
2	ϑ Austr, ein (Deph)	°C	62,53	75,11	77,99
3	p Hochdruck	bar	12,86	12,03	11,58
8	p Tiefdruck	bar	5,88	3,54	2,54
12	\dot{m} , aL	g/s	34,13	40,79	40,09
6	\dot{m} , KM	g/s	9,89	5,33	2,99
6	ρ , KM	kg/m ³	621,22	661,20	672,32
6	ξ , KM	—	0,9742	0,9449	0,9594
<i>Externe Messgrößen</i>					
Austr	ϑ Austr, ein	°C	99,00	99,49	100,40
Austr	ϑ Austr, aus	°C	83,81	89,68	92,78
Abs	ϑ Abs, ein	°C	27,03	27,08	27,09
Abs	ϑ Abs, aus	°C	34,57	32,02	30,64
Kond	ϑ Kond, ein	°C	27,03	27,08	27,09
Kond	ϑ Kond, aus	°C	32,09	30,31	29,09
Verd	ϑ Verd, ein	°C	24,88	5,33	-7,27
Verd	ϑ Verd, aus	°C	14,50	-0,61	-10,73
Austr	\dot{V} Austr	l/h	908,13 (Wa)	908,16 (Wa)	904,12 (Wa)
Abs	\dot{V} Abs	l/h	1826,08 (Wa)	1697,79 (Wa)	1752,59 (Wa)
Kond	\dot{V} Kond	l/h	1739,56 (Wa)	1652,73 (Wa)	1686,17 (Wa)
Verd	\dot{V} Verd	l/h	1932,63 (Et)	1919,84 (Et)	1900,20 (Et)
Pump	P Pumpe	W	285	285	285
Austr	\dot{Q} Austr	kW	15,56	10,04	7,75
Abs	\dot{Q} Abs	kW	16,06	9,80	7,25
Kond	\dot{Q} Kond	kW	10,26	6,24	3,93
Verd	\dot{Q} Verd	kW	10,37	5,69	3,23
	COP	-	0,65	0,55	0,40

Tabelle B.2.: Mittelwerte für Messreihe 4, 5 und 6 / 100°C Heiztemperatur, 27°C Rückkühltemperatur, 15°C/0°C/-10°C Kälte­trägertemperatur

B.3. 110 °C Heizung ; 27 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C/-10 °C Kälteträger

Pos.	Messgröße	Einheit	Messreihe 7	Messreihe 8	Messreihe 9
<i>Interne Messgrößen</i>					
1.1	ϑ Austr, Fuß	°C	96,08	105,19	101,87
1.2	ϑ Austr, Mitte	°C	92,66	102,52	100,77
1.3	ϑ Austr, Kopf	°C	76,44	88,32	90,19
3	ϑ Deph, aus	°C	39,71	40,27	30,57
4	ϑ Kond, aus	°C	31,89	28,71	27,89
5	ϑ Reservoir, aus	°C	32,14	28,52	27,47
6	ϑ KMWÜ, aus, liq	°C	19,12	1,51	-9,43
9	ϑ KMWÜ, aus, gas	°C	28,91	15,01	5,07
7	ϑ Verdampfer, ein	°C	11,03	0,32	-7,28
18	ϑ Deph. rL, aus	°C	66,29	78,52	80,95
16	ϑ LMWÜ rL, aus	°C	-	79,85	83,23
10	ϑ Austr aL, aus	°C	72,40	84,38	87,15
11	ϑ LMWÜ aL, aus	°C	32,19	38,58	40,04
12	ϑ Abs, aL, ein	°C	32,45	38,85	40,26
2	ϑ Austr, ein (Deph)	°C	71,13	82,46	83,92
3	p Hochdruck	bar	13,08	12,22	11,83
8	p Tiefdruck	bar	5,69	3,35	2,44
12	\dot{m} , aL	g/s	40,19	38,33	43,27
6	\dot{m} , KM	g/s	10,17	7,21	4,08
6	ρ , KM	kg/m ³	630,97	664,22	669,56
6	ξ , KM	-	0,9566	0,9350	0,9562
<i>Externe Messgrößen</i>					
Austr	ϑ Austr, ein	°C	108,17	114,48	109,02
Austr	ϑ Austr, aus	°C	92,19	101,74	99,60
Abs	ϑ Abs, ein	°C	27,07	26,67	27,03
Abs	ϑ Abs, aus	°C	34,90	32,86	31,50
Kond	ϑ Kond, ein	°C	27,07	26,67	27,03
Kond	ϑ Kond, aus	°C	32,70	30,72	29,65
Verd	ϑ Verd, ein	°C	25,58	7,02	-6,15
Verd	ϑ Verd, aus	°C	14,46	-0,62	-10,74
Austr	\dot{V} Austr	l/h	908,48 (Wa)	897,28 (Wa)	922,59 (Wa)
Abs	\dot{V} Abs	l/h	1778,16 (Wa)	1770,94 (Wa)	1752,21 (Wa)
Kond	\dot{V} Kond	l/h	1705,70 (Wa)	1706,33 (Wa)	1690,08 (Wa)
Verd	\dot{V} Verd	l/h	1940,57 (Et)	1912,22 (Et)	1895,98 (Et)
Pump	P Pumpe	W	285	285	285
Austr	\dot{Q} Austr	kW	16,32	12,79	9,74
Abs	\dot{Q} Abs	kW	16,25	12,78	9,12
Kond	\dot{Q} Kond	kW	11,20	8,06	5,16
Verd	\dot{Q} Verd	kW	11,16	7,30	4,28
	COP	-	0,67	0,56	0,43

Tabelle B.3.: Mittelwerte für Messreihe 7, 8 und 9 / 110°C Heiztemperatur, 27°C Rückkühltemperatur, 15°C/0°C/-10°C Kälteträgertemperatur

B.4. 110 °C Heizung ; 40 °C/45 °C Rückkühlung ; 15 °C/0 °C Kälteträger

Pos.	Messgröße	Einheit	Messreihe 10	Messreihe 11	Messreihe 12
<i>Interne Messgrößen</i>					
1.1	ϑ Austr, Fuß	°C	106,03	101,86	103,87
1.2	ϑ Austr, Mitte	°C	105,68	100,99	102,97
1.3	ϑ Austr, Kopf	°C	97,53	90,05	95,55
3	ϑ Deph, aus	°C	41,15	47,18	47,63
4	ϑ Kond, aus	°C	40,00	42,97	46,92
5	ϑ Reservoir, aus	°C	38,81	42,74	-
6	ϑ KMWÜ, aus, liq	°C	-1,82	21,01	31,96
9	ϑ KMWÜ, aus, gas	°C	10,23	12,42	44,71
7	ϑ Verdampfer, ein	°C	1,66	12,61	12,95
18	ϑ Deph. rL, aus	°C	86,73	81,33	88,15
16	ϑ LMWÜ rL, aus	°C	91,42	82,82	90,46
10	ϑ Austr aL, aus	°C	94,64	86,39	93,31
11	ϑ LMWÜ aL, aus	°C	50,87	49,70	55,89
12	ϑ Abs, aL, ein	°C	51,30	50,01	56,23
2	ϑ Austr, ein (Deph)	°C	91,43	84,43	89,94
3	p Hochdruck	bar	16,37	17,36	19,24
8	p Tiefdruck	bar	3,78	5,70	6,25
12	\dot{m} , aL	g/s	29,48	36,14	39,84
6	\dot{m} , KM	g/s	1,74	5,72	3,58
6	ρ , KM	kg/m ³	656,89	625,51	605,87
6	ξ , KM	-	0,9636	0,9637	0,9717
<i>Externe Messgrößen</i>					
Austr	ϑ Austr, ein	°C	109,62	108,97	109,35
Austr	ϑ Austr, aus	°C	104,74	99,57	102,06
Abs	ϑ Abs, ein	°C	40,14	39,96	45,22
Abs	ϑ Abs, aus	°C	42,30	45,15	48,85
Kond	ϑ Kond, ein	°C	40,14	39,96	45,22
Kond	ϑ Kond, aus	°C	41,46	43,45	47,43
Verd	ϑ Verd, ein	°C	1,32	20,68	18,45
Verd	ϑ Verd, aus	°C	-0,62	14,51	14,48
Austr	\dot{V} Austr	l/h	922,90 (Wa)	922,86 (Wa)	923,58 (Wa)
Abs	\dot{V} Abs	l/h	1685,70 (Wa)	1629,77 (Wa)	1704,98 (Wa)
Kond	\dot{V} Kond	l/h	1641,10 (Wa)	1629,27 (Wa)	1659,44 (Wa)
Verd	\dot{V} Verd	l/h	1922,85 (Et)	1943,48 (Et)	1947,84 (Et)
Pump	P Pumpe	W	285	285	285
Austr	\dot{Q} Austr	kW	5,04	9,73	7,55
Abs	\dot{Q} Abs	kW	4,25	9,87	7,23
Kond	\dot{Q} Kond	kW	2,54	6,63	4,28
Verd	\dot{Q} Verd	kW	1,86	6,21	4,00
	COP	-	0,35	0,62	0,51

Tabelle B.4.: Mittelwerte für Messreihe 10, 11 und 12 / 110°C Heiztemperatur, 40°C/45°C C Rückkühltemperatur, 15°C/0°C/ Kälteträgertemperatur

B.5. Einfluss des Dephlegmators

Pos.	Messgröße	Einheit	Messreihe 13	Messreihe 14	Messreihe 15	Messreihe 16
			mit Deph.	ohne Deph.	mit Deph.	ohne Deph.
<i>Interne Messgrößen</i>						
1.1	ϑ Austr, Fuß	°C	101,87	99,75	96,08	94,31
1.2	ϑ Austr, Mitte	°C	100,77	98,17	92,66	92,35
1.3	ϑ Austr, Kopf	°C	90,19	87,81	76,44	75,89
3	ϑ Deph, aus	°C	30,57	82,09	39,71	68,46
4	ϑ Kond, aus	°C	27,89	27,42	31,89	32,08
5	ϑ Reservoir, aus	°C	27,47	26,93	32,14	32,48
6	ϑ KMWÜ, aus, liq	°C	-9,43	-10,29	19,12	18,64
9	ϑ KMWÜ, aus, gas	°C	5,07	-0,95	28,91	29,32
7	ϑ Verdampfer, ein	°C	-7,28	-7,29	11,03	12,48
18	ϑ Deph. rL, aus	°C	80,95	75,76	66,29	59,01
16	ϑ LMWÜ rL, aus	°C	83,23	75,87	-	59,17
10	ϑ Austr aL, aus	°C	87,15	85,80	72,40	70,73
11	ϑ LMWÜ aL, aus	°C	40,04	32,28	32,19	29,03
12	ϑ Abs, aL, ein	°C	40,26	32,50	32,45	29,29
2	ϑ Austr, ein (Deph)	°C	83,92	83,53	71,13	68,74
3	p Hochdruck	bar	11,83	11,43	13,08	13,11
8	p Tiefdruck	bar	2,44	2,36	5,69	5,78
12	\dot{m} , aL	g/s	43,72	44,60	40,64	39,77
6	\dot{m} , KM	g/s	4,08	4,23	10,17	10,67
6	ρ , KM	kg/m ³	669,56	681,44	630,97	631,14
6	ξ , KM	-	0,9562	0,9299	0,9566	0,9578
<i>Externe Messgrößen</i>						
Austr	ϑ Austr, ein	°C	109,02	109,01	108,17	108,84
Austr	ϑ Austr, aus	°C	99,61	96,98	92,19	91,16
Abs	ϑ Abs, ein	°C	27,03	26,86	27,07	26,97
Abs	ϑ Abs, aus	°C	31,49	30,21	34,90	34,50
Kond	ϑ Kond, ein	°C	27,03	26,86	27,07	26,97
Kond	ϑ Kond, aus	°C	29,65	29,59	32,70	33,34
Verd	ϑ Verd, ein	°C	-6,51	-6,64	25,58	26,05
Verd	ϑ Verd, aus	°C	-10,74	-10,76	14,46	14,41
Austr	\dot{V} Austr	l/h	922,59 (Wa)	696,72 (Wa)	908,48 (Wa)	901,78 (Wa)
Abs	\dot{V} Abs	l/h	1752,21 (Wa)	1880,77 (Wa)	1778,16 (Wa)	1889,75 (Wa)
Kond	\dot{V} Kond	l/h	1690,09 (Wa)	1791,51 (Wa)	1705,70 (Wa)	1804,27 (Wa)
Verd	\dot{V} Verd	l/h	1895,98 (Et)	1892,98 (Et)	1940,57 (Et)	1930,89 (Et)
Pump	P Pumpe	W	285	285	285	285
Austr	\dot{Q} Austr	kW	9,74	9,41	16,32	17,92
Abs	\dot{Q} Abs	kW	9,12	7,35	16,25	16,60
Kond	\dot{Q} Kond	kW	5,16	5,70	11,20	13,41
Verd	\dot{Q} Verd	kW	4,28	3,83	11,16	11,63
	COP	-	0,43	0,40	0,67	0,64

Tabelle B.5.: Vergleich Einfluss des Dephlegmators, Messungen 13,15 mit Dephlegmator und 14, 16 ohne Dephlegmator

C. Fehlerbetrachtung

Der Prüfstand für die Vermessung wurde im Rahmen der Diplomarbeit von SCHWAB [65] aufgebaut. Messfehler resultieren aus systematischen und zufälligen Abweichungen. Zufällige Abweichungen sind nicht an eine Richtung gebunden und sind nicht reproduzierbar. Systematische Abweichungen können mit durch die Angabe einer Messunsicherheit, die für Sensoren und Messdatenerfassungssystem bekannt ist, angegeben werden. Nachfolgend gelten folgende Definitionen für die Messabweichung:

- x - Messwert (Temperatur, Volumenstrom, Druck, usw.)
- Δx - absolute Messabweichung in der Einheit des Messwertes
- $\frac{\Delta x}{x}$ - relative Abweichung in % (bezogen auf den Messwert)

Die systematischen Fehler können durch eine Kalibrierung kompensiert werden. Diese Kalibrierung wurde für die Temperaturmessung durchgeführt. Bei der Kalibrierung wurde die gesamte Messkette, bestehend aus Sensor, Übergangsstellen, Messdatenerfassung, PC im Kalibrierlabor des Insituts aufgebaut und es wurde die durchschnittliche Messabweichung der Temperaturmesskette ermittelt. Das Referenzthermometer ist ein hochgenaues Widerstandsthermometer (Isotech 909/25, $R=25\ \Omega$, Kalibrierzertifikat von 2002). Damit wurde die systematische Abweichung Δx der Thermoelemente und Widerstandsthermometer ermittelt. (Kritisch anzumerken ist, dass die Umgebungsbedingungen wie Temperatur, Luftfeuchte usw. im Kalibrierlabor nicht den Bedingungen am späteren Aufstellungsort entsprechen.) Die systematische Messabweichung aller direkt gemessenen Größen ist in Tabelle C.1 dargestellt. In Tabelle C.1 sind die Fehler der unterschiedlichen Messgrößen angegeben.

Messgröße	Sensor	Δx	Berechnungsgröße	Δx
Temperatur	Thermoelement	0,07 K	\dot{Q}_{Austr}	0,15 kW
Temperatur	Widerstandsthermometer	0,6 K	\dot{Q}_{Abs}	0,15 kW
Druck	Drucksensor Hochdruck	0,05 bar	\dot{Q}_{Verd}	0,10 kW
Druck	Drucksensor Tiefdruck	0,0625 bar	\dot{Q}_{Kond}	0,10 kW
Volumenstrom	MID	15 l/h		
Massenstrom	Coriolis DFM	0,25 kg/h		
Dichte	Coriolis DFM	0,5 kg/m ³		

Tabelle C.1.: Absolute Messabweichungen

D. Messungen

D.1. Vergleich Handsteuerung - automatische Steuerung

Die Messdaten der automatisch geregelten Kältemaschine stammen aus dem Solarbetrieb der Kältemaschine. Gegenüber gestellt sind Messwerte, die durch manuelle Vermessungen unter Laborbedingungen erzielt wurden. Alle Messungen wurden mit Prototyp 1 durchgeführt.

	COP	$\vartheta_{Verd,aus}$ °C	$\vartheta_{Austr,ein}$ °C	$\vartheta_{RK,ein}$ °C	ΔT_{Hub} K
07.07.2008; 13:50-15:24	0,57	-8,67	99,04	25,25	33,92
Handsteuerung	0,48	-5,65	100,56	27,65	33,30
14.07.2008; 10:00-12:17	0,58	14,06	84,55	23,33	9,27
Handsteuerung	0,34	14,52	82,00	26,70	12,18
31.07.2008; 13:30-14:30	0,67	10,70	113,33	36,79	26,09
Handsteuerung	0,51	14,56	108,93	44,45	29,90
21.08.2008; 12:05-13:30	0,69	9,91	96,63	27,64	17,73
Handsteuerung	0,63	14,54	95,07	27,50	12,96

Tabelle D.1.: Vergleich Messdaten Handsteuerung - automatische Druckregelung (Prototyp 1)

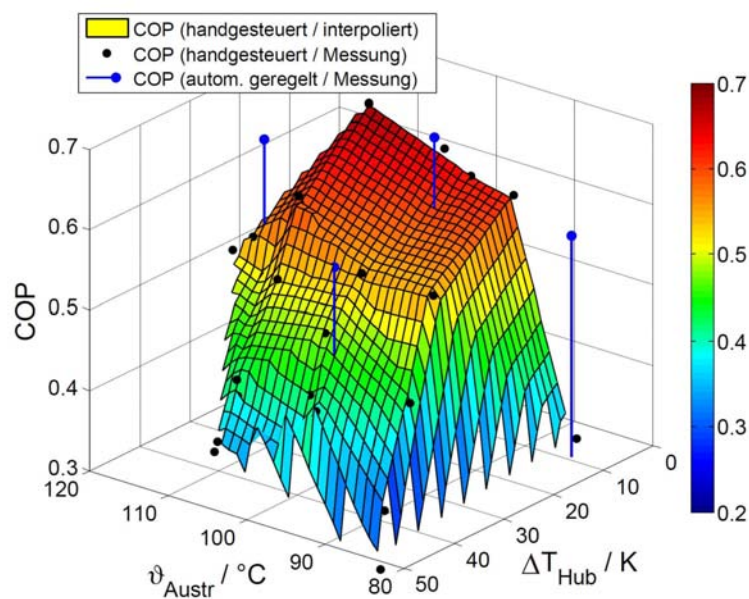


Abbildung D.1.: Vergleich Messdaten Handsteuerung - automatische Druckregelung (Prototyp 1)

D.2. Beladung des Eisspeichers

Es wurde der Eisspeicher beladen. Zwischen dem Start des Kältemaschinenbetriebs bis 12 Uhr wird das flüssige Wasser im Speicher abgekühlt. Die Verdampfungstemperatur sinkt. Ab 12 Uhr beginnt das Vereisen und es wird die Erstarrungsenthalpie aus dem Speicher abgeführt.

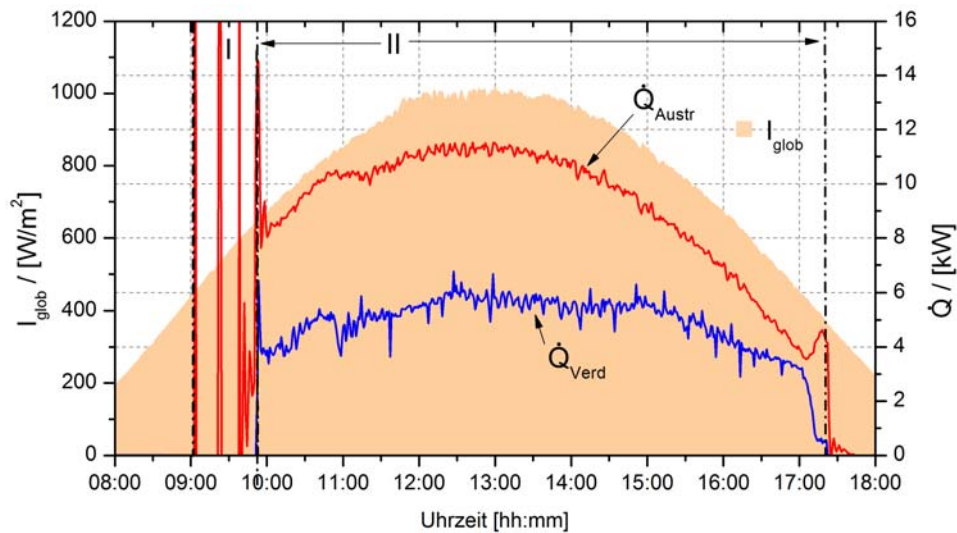


Abbildung D.2.: Leistungsdaten am 30.08.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

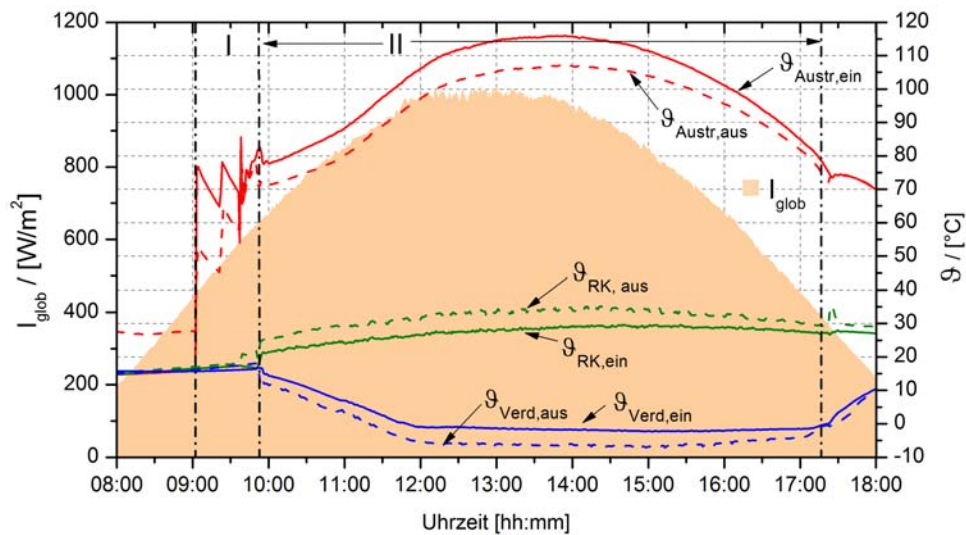


Abbildung D.3.: Temperaturverlauf am 30.08.2008, I- nur Heizkreispumpe in Betrieb, II- Kältemaschine in Betrieb

E. Grundriss, Schema

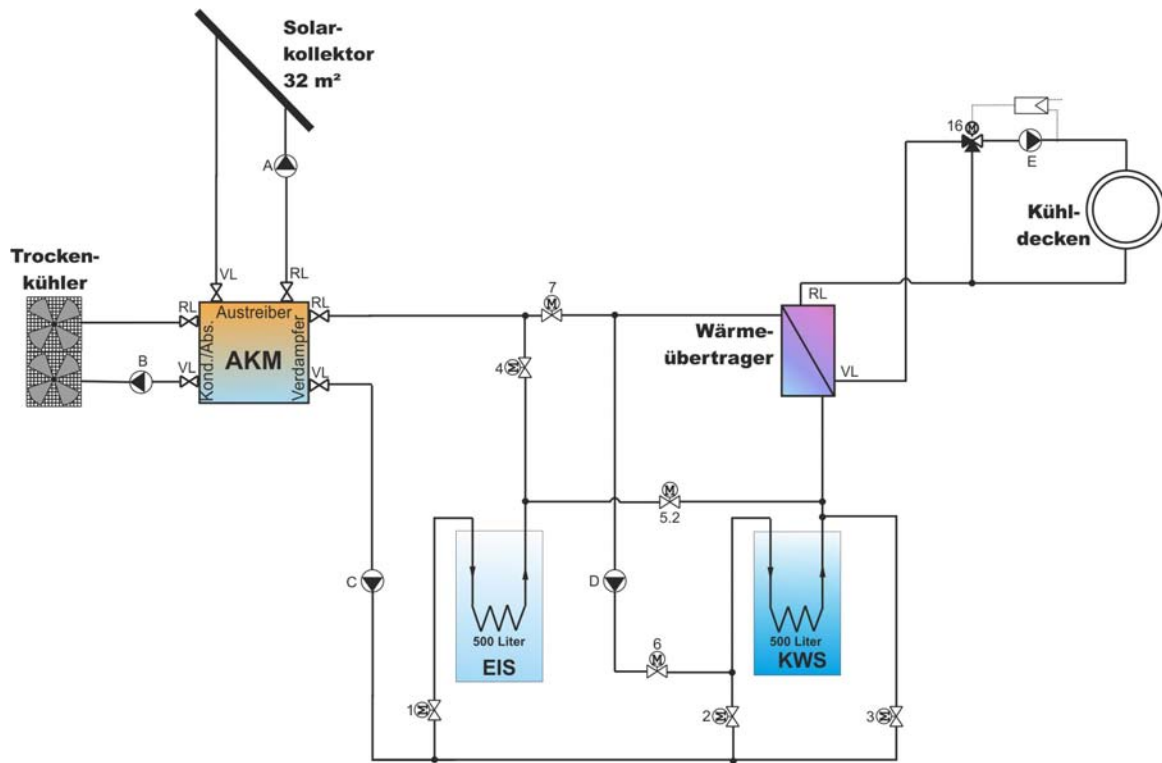


Abbildung E.1.: Hydraulikschaubild der Kälteversorgung 2009

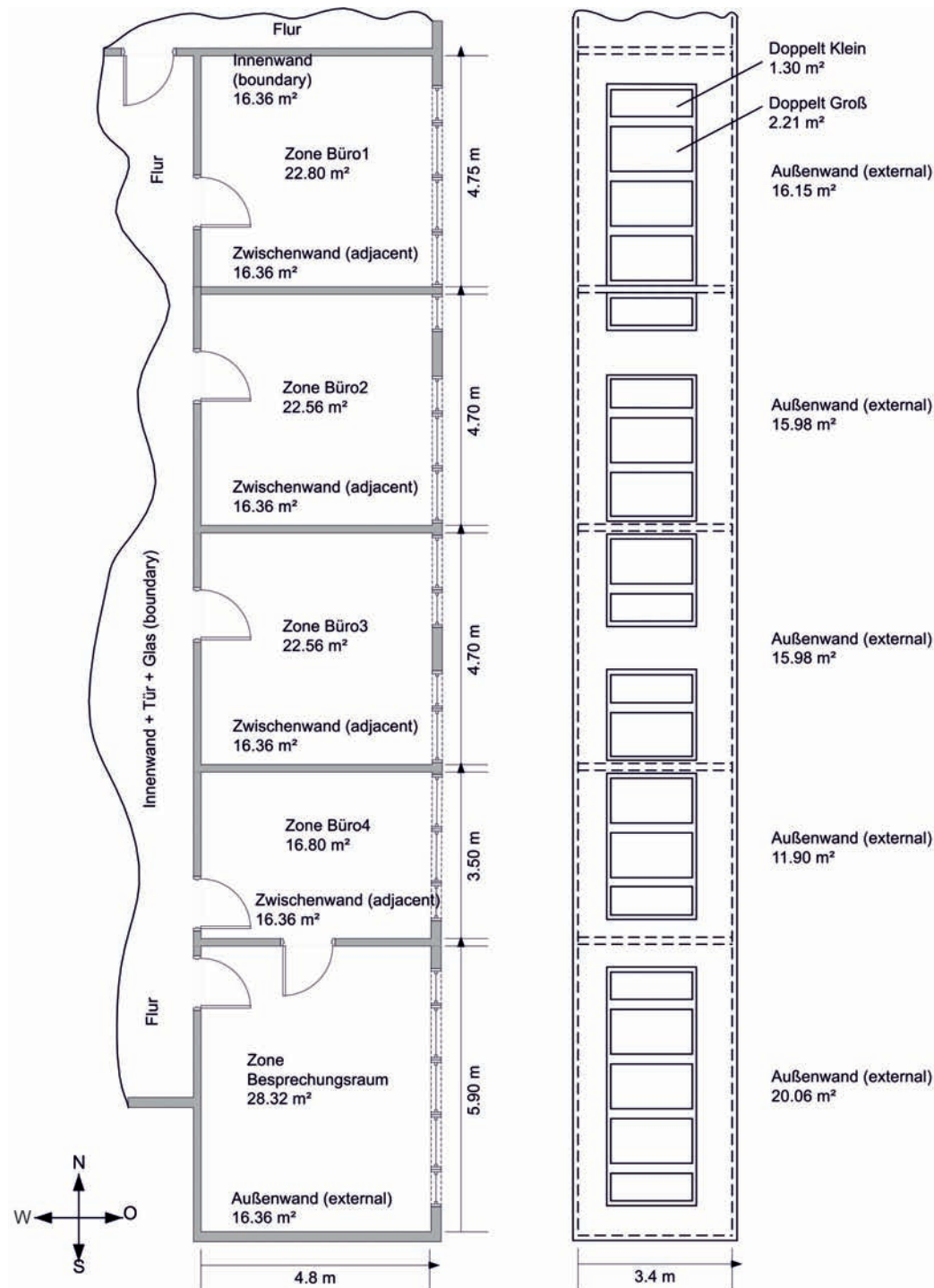


Abbildung E.2.: Grundriss der gekühlten Räume am ITW

F. Regelung der Kälteversorgung

Solarkreispumpe

Bei Überschreitung einer Kollektortemperatur von $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ wird die Solarkreispumpe zugeschaltet. Die Einschaltbedingung von $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist gewählt worden, um die Anlage vorzuheizen. Kälteleistung kann bei dieser Temperatur allerdings noch nicht generiert werden. Um mehrmalige An- und Ausschaltvorgänge der Solarkreispumpe zu verhindern, ist bei den Schaltbedingungen eine Hysterese programmiert. Das heißt, das Ausschalten der Solarkreispumpe erfolgt erst bei einer Temperatur von $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dies geschieht, indem der Ausgang der SPS auf "0" geschalten wird.

Membranpumpe, Kühlerpumpe, Verdampferpumpe und Ventilatoren

Die Einschaltbedingung ist eine Austreibervorlauftemperatur von $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sie wird mit einem Widerstandsthermometer am Eintritt in den Austreiber gemessen. Neben der Austreibertemperatur ist eine zusätzliche Einschaltbedingung, dass die Solarkreispumpe schon seit mindestens 3 Minuten läuft. Die Ausschaltbedingung für die Pumpen ist eine Unterschreitung der Austreibertemperatur von $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ (vgl. Abb. F.1).

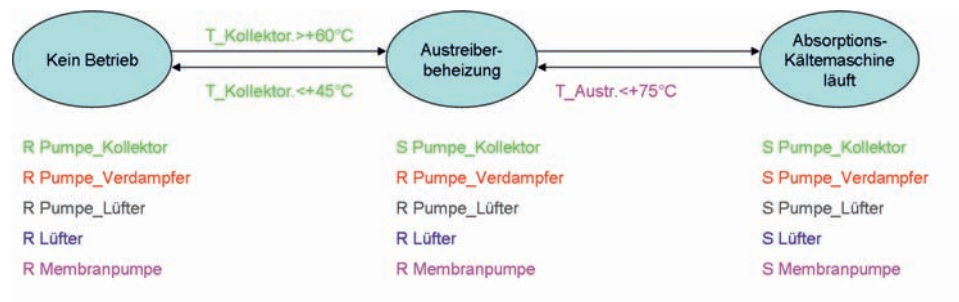


Abbildung F.1.: Ein- und Ausschaltbedingungen für die Heizkreispumpe

Kältenetz

In der Bezeichnung "Anlage" sind folgende Bauteile der Kältemaschine zusammengefasst: Membranpumpe, Verdampferpumpe, Kühlerpumpe und Trockenkühler. (vgl. SCHMID [63])

Das 3-Wege-Ventil am Eisspeichers regelt die Umschaltung der Volumenströme vom Eisspeicher auf die Kühldecken/Kaltwasserspeicher und die Rückschaltung auf den Eisspeicher. Als Umschaltbedingung dient die Temperatur des Kaltwassers vor der Vorlauftemperaturregelung. Diese Temperatur wird mit einem Widerstandsthermometer an der SPS eingelesen. Steigt die Kaltwassertemperatur über $+15^{\circ}\text{C}$, wird das 3-Wege-Ventil des Eisspeichers so geschaltet, dass der Eisspeicher nicht mehr durchströmt wird, da in den Räumen Kühlbedarf herrscht. Die Umschaltung von den Kühldecken auf den Eisspeicher erfolgt, wenn die Temperatur des Wasser-Glykol-Gemisches am Verdampferaustritt unter $+3^{\circ}\text{C}$ sinkt. Durch die Befüllung des Kühldeckenkreislaufs mit Wasser besteht die Gefahr, dass der Wärmeübertrager einfriert. Die Umschaltbedingung ist durch ein "AND-Gatter" mit der Forderung verknüpft, dass die Kaltwassertemperatur kleiner als $+10^{\circ}\text{C}$ sein muss. Nur so kann verhindert werden, dass nach einem Umschalten auf die Kühldecken sofort wieder auf den Eisspeicher zurückgeschaltet wird, da die Verdampferaustrittstemperatur bei der Eisspeicherbeladung kleiner 0°C ist. Wenn die Kaltwassertemperatur aber größer $+10^{\circ}\text{C}$ ist, besteht keine Gefahr eines Einfrierens des Wärmeübertragers auf der Wasserseite. Die Bedingung, dass die Kaltwassertemperatur kleiner $+10^{\circ}\text{C}$ ist, wird auch nicht als alleinige Umschaltbedingung verwendet. Nur so kann die Kapazität des Kaltwasserspeichers bestmöglich ausgenutzt werden. Die Kaltwassertemperatur kann unter $+10^{\circ}\text{C}$ sinken, ohne Umschaltung auf den Eisspeicher. Erst wenn die Temperatur am Verdampferaustritt zusätzlich unter $+3^{\circ}\text{C}$ sinkt besteht die Gefahr, dass der Hauptwärmeübertrager einfriert.

In dem Programm für das 3-Wege-Ventil des Eisspeichers ist zusätzlich noch mit einem externen Zeitsignal eine "ODER-Verknüpfung" realisiert. Das bedeutet, dass immer auf den Eisspeicher geschaltet wird, wenn das Zeitsignal am Eingang eine "1" anliegen hat. Dies ist wochentags zwischen 18.00 Uhr und 8.00 Uhr und am Wochenende ganztags der Fall. Zu diesen Zeiten werden die Räume nicht gekühlt und es findet eine reine Eisspeicherbeladung statt. Die Zeitschaltuhr ist nicht in der SPS integriert. An ihr können die Zeiträume, an denen keine Raumkühlung stattfindet, manuell verändert werden, ohne dass eine Änderung des SPS-Programms nötig ist. Die Ansteuerung des 3-Wege-Ventils erfolgt über ein Relais. Im Ventil selbst wird, wenn der Stromkreis geschlossen ist, ein Gas erhitzt. Durch dessen Ausdehnung und die daraus resultierende Druckerhöhung wird das Ventil betätigt.

Dies hat zur Folge, dass das Ventil eine Totzeit hat. Diese beträgt bei der verwendeten Variante eine Minute. Nach weiteren drei Minuten ist das Ventil dann völlig geöffnet oder geschlossen. Die daraus resultierende Trägheit musste bei den Umschaltbedingungen beachtet werden. Deshalb ist der Wert für die Umschaltung von den Kühldecken auf den Eisspeicher auf eine Verdampferaustrittstemperatur von $+3^{\circ}\text{C}$ festgesetzt worden und nicht auf 0°C . Durch das 3-Wege-Ventil kann der Kaltwasserspeicher entweder in Reihe mit den Kühldecken zugeschaltet oder über einen Bypass weggeschaltet werden. Der Kaltwasserspeicher wird mit gleitender Temperatur betrieben. Er wird zugeschaltet, wenn die Kaltwassertemperatur kleiner als $+12^{\circ}\text{C}$ ist. Bei einer Unterschreitung von ca. $+13^{\circ}\text{C}$ beginnt der Vorlauftemperaturregler wärmeres Wasser aus dem Kühldeckenrücklauf beizumischen. Dadurch sinkt die Kaltwassertemperatur im massestromvariablen Teil noch schneller ab. Da ein Überangebot an Kälteleistung vorhanden ist kann der Kaltwasserspeicher zugeschaltet und beladen werden. Die Bedingung für das Wegschalten des Kaltwasserspeichers ist eine Überschreitung der Kaltwassertemperatur von $+18^{\circ}\text{C}$.

Die Steuerung der externen Eisspeicherentladung erfolgt über ein An- und Ausschalten der Zirkulationspumpe. Die primäre Anschaltbedingung der Eisspeicherentladepumpe ist eine Überschreitung der Kaltwassertemperatur von $+18^{\circ}\text{C}$. Ab diesen Vorlauftemperaturen können die Räume nicht mehr ausreichend gekühlt werden. Mit Hilfe eines Timers wurde die zusätzliche Bedingung umgesetzt, welche fordert, dass das 3-Wege-Ventil des Kaltwasserspeichers schon seit vier Minuten so geschaltet ist, dass der Kaltwasserspeicher nicht durchströmt wird. Das verwendete 3-Wege-Ventil hat eine Totzeit von einer Minute und braucht weitere drei Minuten um den Kaltwasserspeicher vollständig vom Kühldeckennetz zu trennen. Durch den vierminütigen Timer wird demnach verhindert, dass der Eisspeicher entladen wird und mit dieser Kälteenergie der Kaltwasserspeicher beladen wird. Dieser Vorgang wäre nicht sinnvoll, da eine als Eis (bei 0°C) gespeicherte Kältemenge exergetisch wertvoller ist als dieselbe Kältemenge bei einer Temperatur des Kaltwasserspeichers von $+18^{\circ}\text{C}$. Eine dritte Bedingung ist, dass die externe Zeitschaltuhr eine "1" als Eingangssignal sendet. Dadurch wird sichergestellt, dass am Wochenende und in der Nacht keine Eisspeicherentladung stattfindet. Bei einer Unterschreitung der Kaltwassertemperatur von $+13^{\circ}\text{C}$ wird die Pumpe ausgeschaltet, weil die Kältemaschine zu diesem Zeitpunkt keine Unterstützung durch den Eisspeicher benötigt.

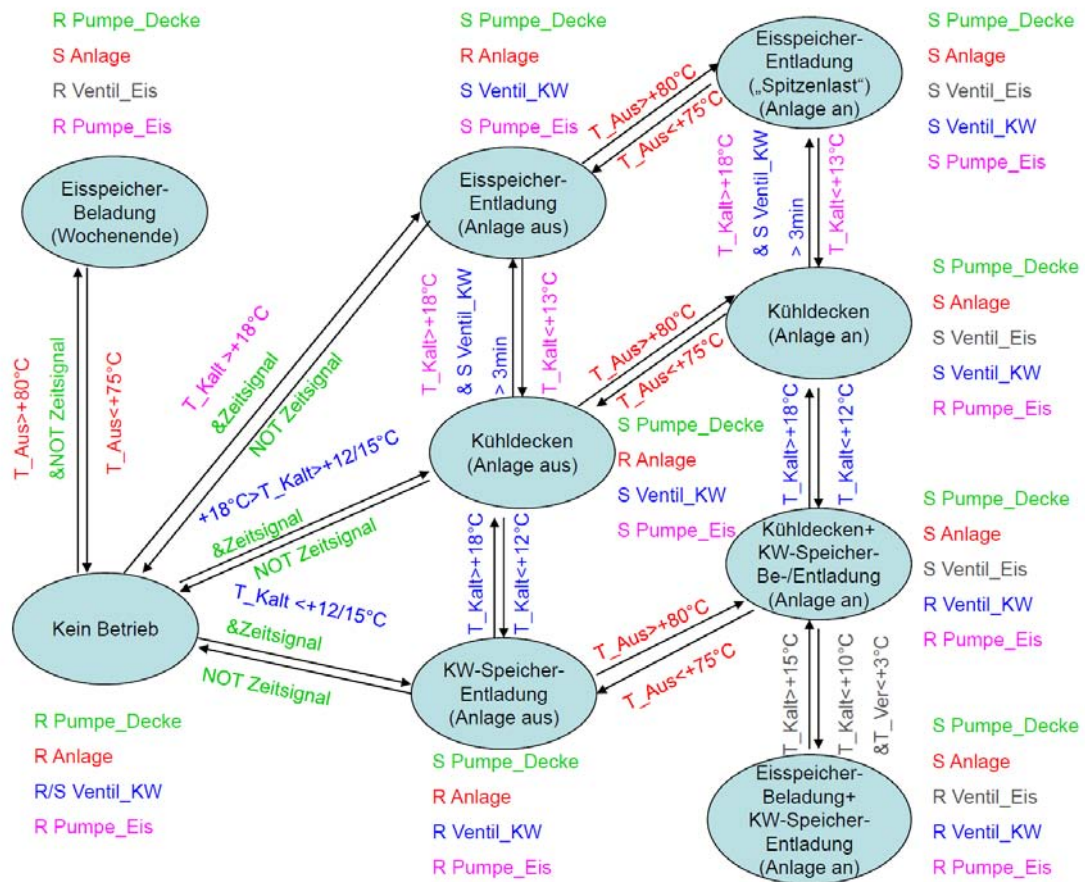


Abbildung F.2.: Regelung der Kälteversorgung