

UNIVERSITÄT STUTT GART
INSTITUT FÜR THERMODYNAMIK UND WÄRMETECHNIK
Kommissarischer Leiter: Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler



Abschlussbericht zum Projekt:

Effizienzsteigerung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit Eisspeicher

Laufzeit:

01.04.2011 bis 31.07.2013

Autoren:

Thomas Brendel
Fabian Schmid
Marius Müller
René Hahn

Universität Stuttgart
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler
Pfaffenwaldring 6
70550 Stuttgart

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0327898A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	V
Symbolverzeichnis	VI
Abkürzungsverzeichnis	VII
Teil I Randbedingungen	- 1 -
I. Aufgabenstellung	- 1 -
II. Voraussetzungen des Vorhabens.....	- 3 -
III. Planung und Ablauf des Vorhabens.....	- 3 -
IV. Wissenschaftlicher und technischer Stand	- 4 -
IV.I Solare Kühlung.....	- 4 -
IV.II Die ITW-Absorptionskältemaschine vor der Effizienzsteigerung	- 5 -
IV.III Eisspeicher.....	- 8 -
V. Zusammenarbeit mit anderen Stellen	- 10 -
Teil II Darstellung der Ergebnisse	- 11 -
1 Untersuchung der direkten Luftkühlung.....	- 11 -
1.1 Konzeptidee	- 11 -
1.2 Fazit	- 14 -
2 Neukonzipierung der Anlage mit Plattenaustreiber	- 15 -
2.1 Prinzip des Plattenaustreibers	- 16 -
2.2 Entwicklungsstufen des Plattenaustreibers.....	- 18 -
2.2.1 Erste Tests zum Funktionsprinzip	- 18 -
2.2.2 Optimierung des Vorlagebehälters	- 20 -
2.2.3 Neukonstruktion der Absorptionskältemaschine.....	- 20 -
2.3 Fazit zur Entwicklung des Plattenaustreibers	- 26 -
3 Weitere Optimierungsmaßnahmen.....	- 29 -
3.1 Untersuchung kontinuierlich arbeitender Expansionsventile	- 29 -

3.1.1	Vergleich von taktenden mit kontinuierlichen arbeitenden Ventilen	- 29 -
3.1.2	Einbau des kontinuierlich arbeitenden Expansionsventils im Lösungsmittelkreislauf.....	- 31 -
3.2	Integration von Mehrfach-Wärmeübertragern	- 32 -
3.2.1	Kombinierter Kondensator und Dephlegmator.....	- 32 -
3.2.2	Kombinierter Verdampfer und Kältemittelvorkühler	- 33 -
4	Konfiguration der Anlage bei Projektende.....	- 37 -
5	Zusammenfassung	- 40 -
6	Anhang	- 41 -

Abbildungsverzeichnis

Abbildung I.1:	Schematische Darstellung einer Absorptionskältemaschine.....	- 2 -
Abbildung I.2:	Schematische Darstellung der ITW-AKM vor der Effizienzsteigerung	- 6 -
Abbildung I.3:	Die ITW-AKM vor Projektbeginn	- 7 -
Abbildung I.4:	Eisspeicher aus ITW-Entwicklung	- 9 -
Abbildung 1.1:	Prinzip der direkt luftgekühlten AKM	- 12 -
Abbildung 1.2:	Konstruktionszeichnung der luftgekühlten AKM	- 13 -
Abbildung 2.1:	Schematische Darstellung des Behälter-Austreibers.....	- 15 -
Abbildung 2.2:	Verschaltung der Komponenten des Plattenaustreibers am Ende des Projekts.....	- 16 -
Abbildung 2.3:	Schematische Darstellung der Funktionsweise des Plattenaustreibers bei Projektende	- 17 -
Abbildung 2.4:	Schematische Darstellung des Plattenaustreibers der ersten Version... -	18 -
Abbildung 2.5:	Vergleich der zweiten Anlage mit Plattenaustreiber und der Anlage mit Behälterausreiber.....	- 19 -
Abbildung 2.6:	Neukonstruktion des Plattenaustreibers.....	- 21 -
Abbildung 2.7:	Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertragers mit 48 Platten	- 22 -
Abbildung 2.8:	Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertrages mit 80 Platten	- 23 -
Abbildung 2.9:	Strömungsführung der Absorptionskälteanlagen im Vergleich	- 24 -
Abbildung 2.10:	Vergleich der Reihen- und Parallelschaltung beim Betriebspunkt 100/5/30.....	- 25 -
Abbildung 2.11:	Kennfeld Anlage nach Optimierung mit Plattenaustreiber	- 27 -
Abbildung 2.12:	Vergleich der Kälteleistung Plattenaustreiber (PWÜ) und Behälterausreiber (Beh).....	- 28 -
Abbildung 3.1:	Prinzip der Druckregelung mit taktenden Ventilen.....	- 30 -
Abbildung 3.2:	Schematischer Durchfluss des kombinierten Dephlegmators/Kondensators.....	- 32 -
Abbildung 3.3:	Modellvorstellung der Verdampfung in eingängigem und zweigängigem Verdampfer	- 33 -

Abbildung 3.4:	Vergleich der Kälteleistungen eines 1-gängigen und eines 2-gängigen Verdampfers für eine Rückkühltemperatur von 30 °C	- 34 -
Abbildung 3.5:	Aufbau des kombinierten Verdampfer / Kältemittelvorkühlers	- 35 -
Abbildung 3.6	Verschaltung Mehrfach-Wärmeübertrager als Verdampfer und Kältemittelvorkühler	- 36 -
Abbildung 4.1:	Aufbau der Konfiguration der ITW-AKM bei Projektende.....	- 38 -
Abbildung 4.2:	Neukonstruktion der Plattenaustreiberanlage.....	- 39 -
Abbildung 6.1:	Entwicklungsschritte der ITW-AKM	- 42 -
Abbildung 6.2:	Kennfeld der ITW-AKM im Dezember 2012 mit optimalen Konzentrationen.....	- 43 -

Tabellenverzeichnis

Tabelle I.1:	Übersicht der Komponenten der ITW-AKM zu Projektbeginn	- 8 -
Tabelle 3.1:	Vergleich von taktenden und kontinuierlich arbeitenden Ventilen.....	- 31 -
Tabelle 4.1:	Übersicht der Komponenten der Anlagenkonfiguration bei Projektende	- 37 -

Symbolverzeichnis

Symbol	Erläuterung	Dimension
\dot{m}_{aL}	Massenstrom der armen Lösung	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
\dot{Q}_{Abs}	Abgeführter Wärmestrom am Absorber	kW
\dot{Q}_{Austr}	Zugeführter Wärmestrom am Austreiber	kW
\dot{Q}_{Kond}	Abgeführter Wärmestrom am Kondensator	kW
\dot{Q}_{max}	Maximal übertragbarer Wärmestrom	kW
\dot{Q}_{mittel}	Mittler abgeführter Wärmestrom am Verdampfer	kW
\dot{Q}_{soll}	Angestrebter abgeführter Wärmestrom am Verdampfer	kW
\dot{Q}	Wärmestrom	kW
$\eta_{wü}$	Wirkungsgrad des Lösungsmittelwärmeübertragers (LMWÜ)	–
$T_{aL,aus}$	Austrittstemperatur der armen Lösung aus den LMWÜ	K
$T_{aL,ein}$	Eintrittstemperatur der armen Lösung in den LMWÜ	K
$T_{rL,ein}$	Eintrittstemperatur der reichen Lösung in den LMWÜ	K
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\frac{\text{J}}{(\text{kgK})}$
p_{hoch}	Hochdruck	bar
p_{mittel}	Mittlerer Druck	bar
P_{Pump}	Zugeführte elektrische Leistung der Pumpe	kW
p_{soll}	Solldruck	bar
p_{tief}	Tiefdruck	bar
t	Zeit	s

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
Abs	Absorber
AKM	Absorptionskältemaschine
aL	Arme Lösung
Austr	Austreiber
Beh	Behälter austreiber
BHKW	Blockheizkraftwerk
COP	Coefficient of Performance
DAKM	Diffusionsabsorptionskältemaschine
FKZ	Förderkennzeichen
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
KMVK	Kältemittelvorkühler
Kond	Kondensator
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
PWÜ	Plattenwärmeübertrager
rL	Reiche Lösung
Verd	Verdampfer

Teil I Randbedingungen

I. Aufgabenstellung

Bisher gibt es nur wenige Firmen weltweit, die sich mit Ammoniak-Wasser-Absorptionsanlagen im Kälteleistungsbereich bis 15 kW beschäftigen. Eine Forschungsgruppe des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart (ITW) hat sich nach mehreren Jahren intensiver Forschung eine große Kompetenz im Umgang mit Ammoniak-Wasser-Absorptions- und Ammoniak-Wasser-Diffusions-Absorptionssystemen erarbeitet.

Aus den positiven Ergebnissen des Projektes „Entwicklung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage / Wärmepumpe mit einem Eisspeicher“ (FKZ 0327397A) ergaben sich weitere, viel versprechende Forschungsansätze zur Vergrößerung des Anwendungsgebietes, der Steigerung der Leistungszahl sowie der Betriebssicherheit der solar angetriebenen Absorptionskälteanlage. Die Untersuchung und anschließende Integration dieser Ansätze mit dem Ziel der Entwicklung einer Anlage mit gesteigerter Effizienz war Aufgabenstellung des Forschungsvorhabens. Dabei war insbesondere die Verbesserung der Rückkühlung ein Erfolg versprechender Ansatz.

Für nahezu alle verfügbaren Ad- und Absorptionskälteanlagen kleiner Leistung wird der Einsatz eines Nasskühlturms zur Gewährleistung der Betriebssicherheit von den Herstellern empfohlen. Dieser zieht jedoch einen hohen Wartungsaufwand nach sich und stellt ein enormes Hindernis bei der Verbreitung der Anlagen dar. Die Kältemaschine am ITW wurde von Beginn an für den Betrieb mit einem Trockenkühlturm entwickelt. Dabei wurden gute Resultate erzielt und die Betriebssicherheit der Anlage wurde nachgewiesen. Eine weitere Verbesserung wurde durch die direkte Integration des Rückkühlsystems in die Kälteanlage angestrebt. Bei dieser direkten Luftkühlung entfällt ein Zwischenkreislauf, wodurch der Trockenkühlturm und die Kühlwasserpumpe eingespart werden könnten. Dies würde die Investitionskosten und die Betriebskosten für das System beträchtlich senken. Die direkte Luftkühlung ist zudem effizienter, da der Wärmeübergang zwischen Kältemittel und dem Kühlwasserkreislauf entfällt.

Ein weiterer Ansatz zur Effizienzsteigerung der Anlage betraf speziell den Austreiber der Anlage. Die klassischen Bauteile einer Absorptionskältemaschine (siehe Abbildung I.1) werden in Großanlagen in der Regel in Behälterbauweise realisiert. Auch bei kleinen

Anlagen ließ sich dies bisher für Absorber und Austreiber kaum vermeiden. Daraus resultieren hohe spezifische Kosten der Kleinstanlagen, da diese Behälter in der Regel nicht als Serienprodukte erhältlich sind und durch das große Volumen hohe Materialkosten entstehen.

Infolgedessen stellt der Einsatz von serienmäßigen Plattenwärmeübertragern (PWÜ) ein signifikantes Einsparpotential dar. Gleichzeitig bieten sich Plattenwärmeübertrager durch ihre Anpassungsfähigkeit als grundlegender und universeller Baustein der Anlage an. Daher sollte im Verlauf des Projekts der Einsatz eines Plattenwärmeübertragers als Austreiber untersucht und getestet werden.

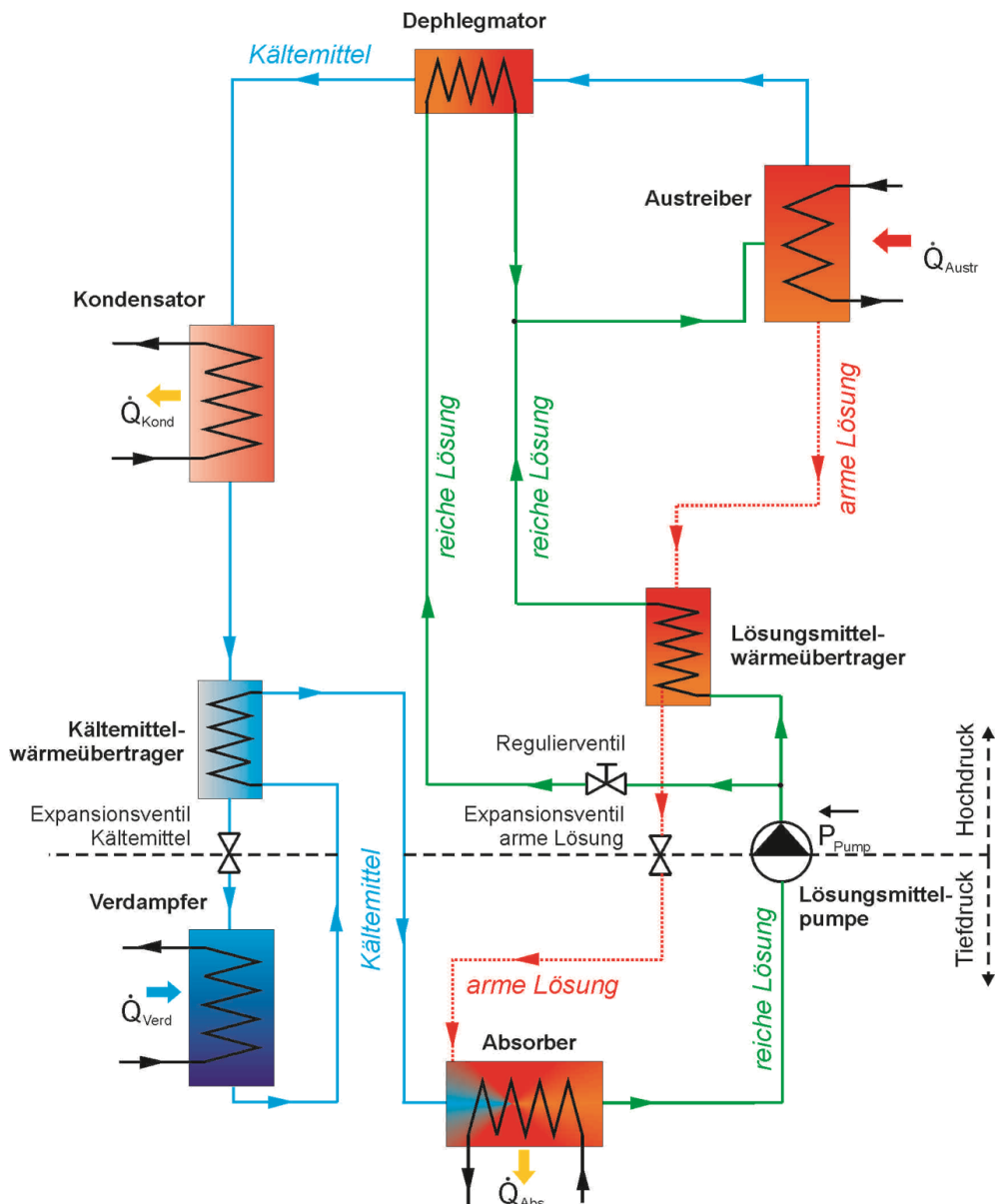


Abbildung I.1: Schematische Darstellung einer Absorptionskältemaschine

II. Voraussetzungen des Vorhabens

Grundlegendes Ziel der Forschung im Bereich solarer Kälteerzeugung ist die Einsparung von Primärenergie. Damit kann diese Technologie zur geforderten Verminderung des Ausstoßes von Kohlendioxid (CO₂) beitragen.

Ein möglicher Weg zur Realisierung ist die Substitution von elektrisch betriebenen Kältemaschinen durch thermisch angetriebene Kälteanlagen. Diese werden primär durch Wärme angetrieben und benötigen nur für die Lösungsmittelpumpe, Umwälzpumpen und Lüfter einen geringen Anteil an elektrischer Energie. Für Kälteleistungen von über 50 kW stehen hierzu erprobte und in Serie hergestellte Ad- und Absorptionskälteanlagen zur Verfügung. Um diese Anlagen solar zu betreiben, sind jedoch relativ große Kollektorfelder erforderlich. Die Größe des Kollektorfeldes hängt von der Einstrahlung, der Leistungszahl der Kälteanlage sowie dem Wirkungsgrad der Kollektoren ab.

Um eine Kälteanlage in einem Leistungsbereich bis zu 10 kW zu realisieren sind sowohl Ad- als auch Absorptionsverfahren geeignet. Neben dem Antrieb durch Solarenergie kann zudem auch Wärmeenergie aus verschiedensten Quellen (BHKW, Prozessabwärme etc.) genutzt werden, wodurch das entwickelte System vielfältig einsetzbar ist.

III. Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Projekt wurde zunächst für eine Dauer von 2 Jahren geplant. Projektbeginn war am 01.04.2011. Die Arbeiten konnten pünktlich begonnen werden.

Im ersten Jahr des Forschungsvorhabens wurden Untersuchungen zur direkt luftgekühlten Anlage durchgeführt. Forschungsgegenstand waren dabei Berechnung, Auslegung und Konstruktion der notwendigen Komponenten. Die Marktsituation für die direkt luftgekühlten Bauteile, Kondensator und Absorber, hatte sich zwischen Antrag und Umsetzung nachteilig entwickelt. Auf Angebotsanfragen folgten meist Absagen aus technischer Sicht oder die Fertigungskapazitäten waren nicht vorhanden. Da der Wärmeübertrager komplett aus Edelstahl gefertigt werden muss, waren die Kosten zudem hoch. Gegenüber dem Angebot bei Projektantrag steigerten sich die Kosten um 4200 Euro. Diese Entwicklung führte zu einer Änderung des Ansatzes zur Erreichung der Projektziele. So wurde ab dem 01.04.2012 die Entwicklung und Erprobung eines Plattenwärmeübertrages als Austreiber zum zentralen Ziel zur Erreichung der angestrebten Effizienzsteigerung.

Diese neue Form des Austreibers wurde in verschiedenen Prototypen konstruktiv umgesetzt, am Prüfstand getestet und anschließend verbessert. Dabei wurden unterschiedliche Verschaltungen der Komponenten sowie die Anordnung in der Anlage variiert.

Durch einen technischen Defekt beider Heizthermostate sowie einer notwendigen Nachrüstung eines weiteren Rückkühlwerks verzögerte sich die Bearbeitung des Projekts im weiteren Verlauf. Des Weiteren konnte die Firma AlfaLaval für den Bau eines Prototyps (Dreifach-Wärmeübertrager) gewonnen werden, welcher die Effizienz der Anlage verbessern sollte. Infolgedessen wurde eine kostenneutrale Laufzeitverlängerung bis zum 31.07.2013 beantragt. Durch diese Verlängerung gelang es alle gesteckten Ziele zu erreichen und neben dem Plattenaustreiber auch verschiedene Prototypen von Dreifach-Wärmeübertragern sowie kontinuierlich arbeitende Expansionsventile praktisch zu untersuchen. Die Effizienzsteigerung der Anlage war damit aus verschiedenster Sicht erfolgreich.

IV. Wissenschaftlicher und technischer Stand

IV.I Solare Kühlung

Infolge gesteigener Komfortansprüche, des Klimawandels in den letzten Jahrzehnten und des weltweiten Wirtschaftswachstums steigt der Klimatisierungsbedarf stark an. Die konventionellen Kompressionskältemaschinen erfordern einen hohen Strombedarf und gerade in Spitzenlastzeiten kann dies zur Überlastung bis hin zum Zusammenbruch von Stromnetzen führen. Deshalb wird vermehrt an Konzepten mit thermisch angetriebenen Kältemaschinen geforscht. Es ist naheliegend die Sonnenenergie als thermischen Antrieb zu nutzen, da das Angebot an Solarstrahlung und der Bedarf an Kälteleistung nahezu zeitgleich vorhanden sind. Großes Potenzial besteht bei Anlagen für die Kühlung von Ein- oder Zweifamilienhäusern sowie kleinen Gewerbeflächen im Kälteleistungsbereich von 5-20 kW. Die Verfahren z.B. für die Absorptionskälteanlagen sind bekannt und Anlagen größerer Leistungen (50-200 kW) sind am Markt verfügbar. Anlagen kleinerer Leistungen sind aufgrund der hohen spezifischen Kosten bislang wenig am Markt etabliert. Solar angetriebene Absorptionskältemaschinen wurden bislang meist nur im Rahmen von Pilot- und Demonstrationsprojekten realisiert. Es besteht weiterhin ein großer Bedarf zur Optimierung dieser Anlagen, um die Kosten zu senken und die Verfügbarkeit an Kälteleistung sicherzustellen. Weiterhin muss die Rückkühlung der Kältemaschine Beachtung finden. Übliche Konzepte wie z.B. ein Nasskühlturm haben große Nachteile und sind für den Einsatz in kleinen Wohnhäusern nicht geeignet. Mit Trockenkühlern wiederum kann nicht unter Umgebungstemperatur gekühlt werden. Deshalb sind für den Betrieb von

solar angetriebenen Kältemaschinen kleiner Leistungen neue Regelstrategien und Speicherkonzepte zu entwickeln und zu erproben. Ein weiteres Ziel ist die Senkung der Anlagenkosten durch den Einsatz von günstigen Serienprodukten wie z.B. Plattenwärmeübertrager.

Besonders häufig wird die Absorption mit flüssigen Sorbentien, die einen kontinuierlichen Betrieb ermöglichen, angewandt. Die üblichen Stoffpaare sind dabei entweder Wasser/Lithiumbromid oder Ammoniak/Wasser. In den letzten Jahren gab es eine große Anzahl von Entwicklungen von Absorptionskälteanlagen kleiner Leistung mit diesen Stoffpaaren. Am bekanntesten sind die Anlagen des ZAE Bayern/TU Berlin und des ILK Dresden die mit Wasser/Lithiumbromid arbeiten. An der HFT Stuttgart wurde eine Diffusions-Absorptions-Kälteanlage mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser und dem Hilfsgas Helium entwickelt.

IV.II Die ITW-Absorptionskältemaschine vor der Effizienzsteigerung

Eine Absorptionskältemaschine unterscheidet sich von einer Kompressionskältemaschine im Wesentlichen durch den Antriebsteil. Anders als bei der Kompression wird dieser nicht durch elektrische Energie, die im Verdichter benötigt wird, angetrieben, sondern thermische Energie genutzt. Im Antriebsteil, dem Hochdruckbereich einer Absorptionskältemaschine wird, wie in Abbildung I.2 dargestellt, die reiche Lösung (hoher Ammoniakmassenanteil) im Austreiber in Ammoniak und arme Lösung (niedriger Ammoniakmassenanteil) aufgetrennt. Der Ammoniakdampf wird im Dephlegmator durch Abkühlung weiter aufkonzentriert und in den Kondensator geleitet. Die arme Lösung wird über den Lösungsmittelwärmeübertrager und die Drossel in den Absorber geleitet, wo sie das gasförmige Ammoniak, welches aus dem Verdampfer strömt, absorbiert. Die dadurch entstehende reiche Lösung wird mit einer Pumpe auf das hohe Druckniveau des Austreibers gehoben und über den Lösungsmittelwärmeübertrager in den Austreiber gefördert. Da diese Pumpe nur Flüssigkeit auf ein höheres Druckniveau fördert, ist ihr Energieverbrauch deutlich geringer als der eines Verdichters.

Die Expansionsventile der Anlage waren die einzigen Teile der Maschine, die geregelt werden mussten. Die eingesetzten Kältemittel- und Lösungsmittlexpansionsventile waren vom Hersteller Danfoss (Typ AKVA-Magnetventile). Dabei wurden jeweils zwei Ventile unterschiedlicher Größe verwendet. Sie sind entweder vollständig geöffnet oder geschlossen. Die Regelung nimmt daher nur Einfluss auf die Öffnungszeit der Ventile. Damit wurden die Kältemittelmenge, die in den Verdampfer strömt und dadurch der dort vorherrschende Druck variiert. Bereits in einem Vorgängerprojekt (FKZ 0327397A) wurde für

verschiedene Austreiber und Verdampfertemperaturen der optimale Verdampfendruck als Funktion der Austreibereintritts- und Verdampferaustrittstemperatur ermittelt. Diese Funktion war in der Regelung der Maschine hinterlegt und wird im Folgenden als Druckformel bezeichnet.

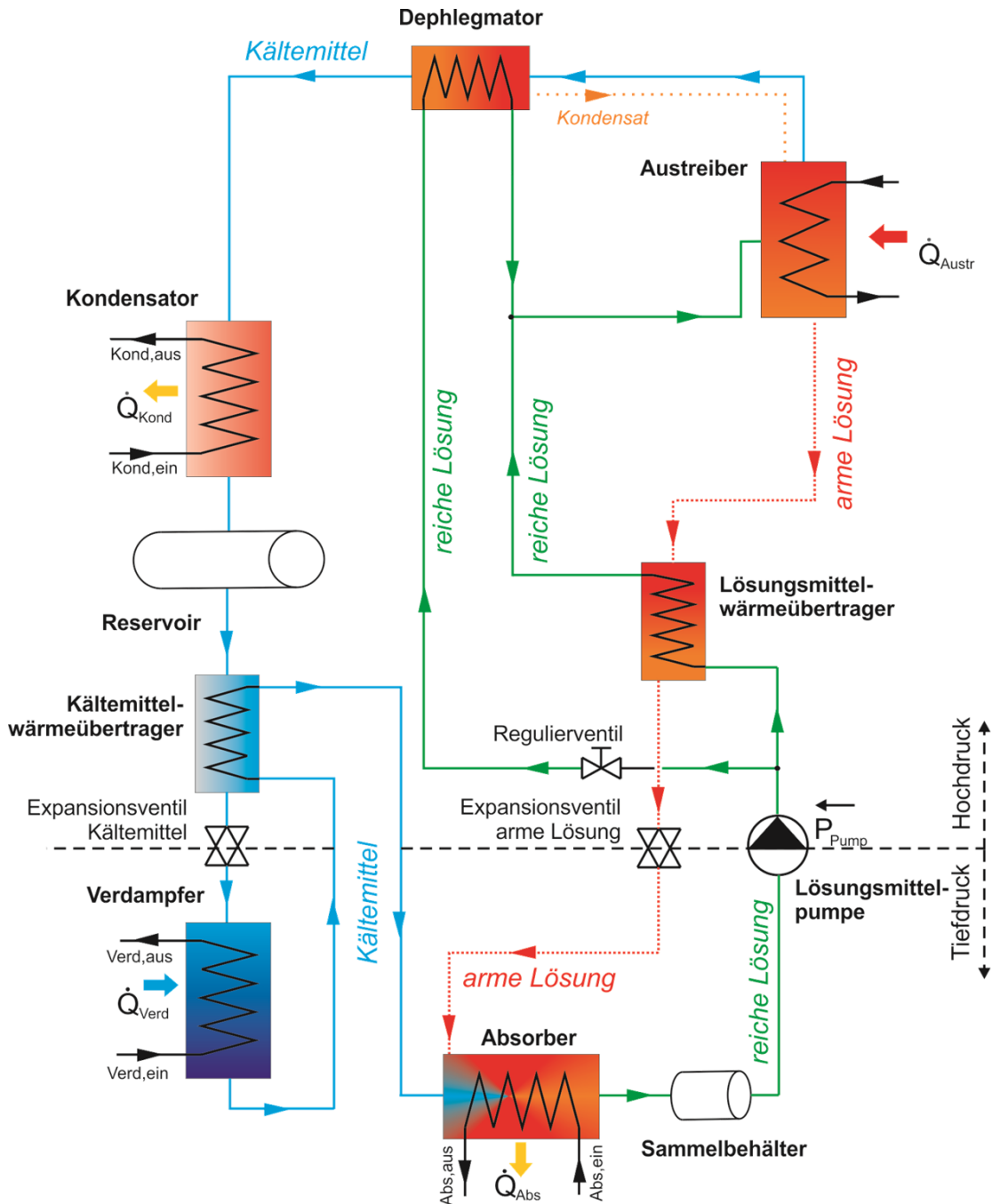


Abbildung I.2: Schematische Darstellung der ITW-AKM vor der Effizienzsteigerung

Die Temperatur des Absorbers, die im Wesentlichen durch die Rückkühltemperatur festgelegt ist, hat den größten Einfluss auf die Leistung der Kältemaschine. Steigt die Temperatur im Absorber, kann bei dem durch die Expansionsventile geregelten Druck

weniger Ammoniak absorbiert werden. Also strömt auch weniger Ammoniak aus dem Verdampfer in den Absorber, die Öffnungszeit der Ventile wird verringert um den optimalen Verdampferdruck zu halten, wodurch die Kälteleistung sinkt.

Die Wärmeübertrager in der Absorptionskältemaschine des ITW waren, abgesehen vom Austreiber, Plattenwärmeübertrager vom Hersteller ALfaLaval. Das Unternehmen fertigt die Edelstahl-Wärmeübertrager im Diffusionsschweißverfahren, wodurch sie in ihrer Kompaktheit und ihrem Preis derzeit marktführend sind. Die eingesetzte Lösungsmittelpumpe war aus dem Programm der Firma Verder. Es handelt sich um eine Membrankolbenpumpe mit Teflonmembranen. Diese hermetische Bauart ist unverzichtbar im Umgang mit Ammoniak. Alle Sammelbehälter (und bis zu Beginn des Projektes auch der Austreiber) wurden von einem lokalen Edelstahlschweißbetrieb (Raff und Grund) gefertigt. Abbildung I.3 zeigt eine Aufnahme der Kälteanlage vor Projektbeginn.



Abbildung I.3: Die ITW-AKM vor Projektbeginn

Tabelle I.1 fasst sämtliche technische Komponenten zusammen und gibt zusätzlich Detailinformationen.

Tabelle I.1: Übersicht der Komponenten der ITW-AKM zu Projektbeginn

Bauteil	Beschreibung	Bemerkung
Kondensator	HP 27 – 40H	1 gängig
Dephlegmator	HP 27 – 24H	1 gängig
Austreiber	Behälter austreiber	
Lösungsmittel-WÜ	HP 27 – 48H	3 gängig
Absorber	HP 27 – 64H	2 gängig
Verdampfer	HP 27 – 64H	2 gängig
KM-Vorkühler	HP 27 – 48H	1 gängig
Membran -Kolben- Pumpe	Hydra-Cell - G03xdsjhfema	$\dot{V} = 288 \text{ l/h}$; 0,55 kW
KM-Reservoir	$V = \text{ca. } 10 \text{ l}$	Raff & Grund
Pumpenvorlagebehälter	$V = 2 \text{ l}$	Raff & Grund
Kältemittelventil	2 Magnetventile getaktet Danfoss AKVA 2 & 3	
Lösungsmittelventil	2 Magnetventile getaktet Danfoss AKVA 2 & 7	

IV.III Eisspeicher

Da die Antriebsquelle, die Sonne, nicht permanent zur Verfügung steht, lässt sich ein ständiger Kühlungskomfort nur mit Hilfe von Wärme- bzw. Kältespeichern gewährleisten. Die Erzeugung von Temperaturen unter 0 °C und damit die Erzeugung von Eis ist in der Absorptionstechnik nur mit Ammoniak als Kältemittel möglich. Der Volumenbedarf eines Eisspeichers ist bedingt durch die beim Phasenübergang zu- bzw. abgeführte Wärme erheblich platzsparender als ein herkömmlicher Wasserspeicher. Dies kommt besonders zum Tragen, wenn der Speicher nur in einem begrenzten Temperaturbereich auf Niveau des Gefrierpunktes betrieben wird. Dies ist beim Einsatzzweck der solaren Kühlung der Fall. Nur mit Eisspeichern ist es praktikabel, einen Kühlbetrieb nur über den Eisspeicher zu ermöglichen ohne zusätzliche Kälteanlagen als Backup-System zu benötigen. Am ITW wurde in Vorgängerprojekten bereits ein Eisspeicher entwickelt und in der Praxis erfolgreich

getestet. Im Verlauf des aktuellen Projekts wurde jedoch ausschließlich die Kälteanlage selbst weiterentwickelt. Eine Anpassung des Speichers war daher nicht notwendig. Abbildung I.4 zeigt zwei baugleiche Eisspeicher aus der ITW-Entwicklung in offener und geschlossener Darstellung.



Abbildung I.4: Eisspeicher aus ITW-Entwicklung

V. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Durch die kurzfristige Entscheidung der Firma Schüco, die gemeinsame Forschung nicht fortzuführen und die bereits gegebene Finanzierungszusage zurückzuziehen, ergab sich nach der Antragsstellung noch vor Projektbeginn eine völlig neue Situation für das geplante Vorhaben. Da es kaum Aussicht gab, kurzfristig einen Partner zu finden, der Schüco komplett ersetzt, wurde beschlossen während des Projekts nach einem geeigneten Industriepartner zu suchen. Die Zwischenfinanzierung sollte aus Eigenmitteln des ITW's erfolgen. Bisher konnte trotz aktiver Suche kein Industriepartner gefunden werden, weshalb diese Finanzierung aus Institutsmitteln erfolgte.

Eine Zusammenarbeit auf wissenschaftlichem Gebiet war zunächst nicht geplant, da das Forschungsthema absolutes Neuland darstellt und somit kaum auf Erfahrungen anderer zurückgegriffen werden konnte. Die für die erfolgreiche Durchführung des Projekts erforderliche Erfahrung war am Institut bereits vorhanden.

Teil II Darstellung der Ergebnisse

1 Untersuchung der direkten Luftkühlung

1.1 Konzeptidee

Nach dem erfolgreichen Abschluss des Projekts „Entwicklung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage / Wärmepumpe mit einem Eis-Speicher“ (FKZ 0327397A) am ITW im Jahr 2010, wurde die Kältemaschine selbst in den Fokus der Forschung gerückt und Überlegungen zur Effizienzsteigerung der Maschine angestellt. Die Abfuhr der Wärme von Kondensator und Absorber bot dabei eine gute Möglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung. Bei der vorhandenen Anlage wurde die Abwärme der Anlage mit Hilfe eines Plattenwärmeübertragers über einen externen Wasser-Glykol-Kreislauf abgeführt, der die Wärme mittels Trockenrückkühlwerk an die Umgebung abgibt.

Bei diesem Prinzip existieren an zwei verschiedenen Stellen Temperaturgrädigkeiten aufgrund von Wärmeübertragungsvorgängen. Zum einen herrscht an den Plattenwärmeübertragern der Anlage eine Grädigkeit von etwa 5 K und zum anderen ergibt sich am Rückkühlwerk der gleiche Effekt. Um diese zu minimieren, ist es prinzipiell möglich die wärmeübertragenden Flächen sowohl in der Anlage als auch im Rückkühlwerk so groß wie möglich auszulegen. Dies ist jedoch mit erhöhten Kosten verbunden. Eine weitere Möglichkeit ist die direkte Wärmeabfuhr an die Umgebung über einen Luft-„Ammoniak-Wasser“-Wärmeübertrager. Dadurch entfällt die Grädigkeit am Rückkühlwerk, was zu einer erheblichen Effizienzsteigerung der Anlage führt.

In Abbildung 1.1 ist das Prinzip der direkt luftgekühlten Absorptionskältemaschine dargestellt: In der oberen Abdeckung der Maschine ist ein Ventilator eingebaut. Die Umgebungsluft wird vom Ventilator durch Lamellenwärmeübertrager von Absorber und Kondensator angesaugt und die Abluft an der Oberseite ausgeblasen.

Bei der Auslegung der Lamellenwärmeübertrager wurde mit der Firma Kühner Wärmetauscher GmbH & Co. KG zusammengearbeitet. Die vorherrschenden Temperaturen und abzugebenden Leistungen ergaben eine Lamellenaustauschfläche von ca. 10 m² beim Absorber und etwa 6 m² beim Kondensator.

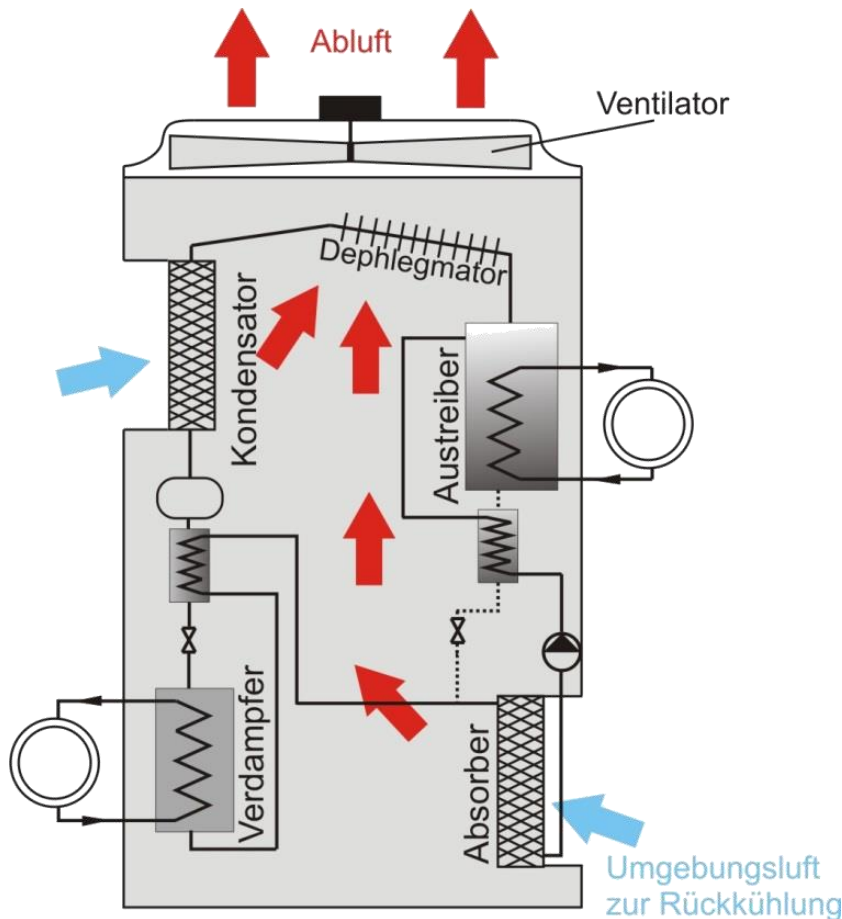


Abbildung 1.1: Prinzip der direkt luftgekühlten AKM

Abbildung 1.2 zeigt die Konstruktionszeichnung für die direkt luftgekühlte Absorptionskältemaschine. Um den oberen Teil des Gehäuses wird der luftgekühlte Kondensator angeordnet. Der darunter liegende Lamellenwärmeübertrager ist der Absorber. Diese Aufteilung ist notwendig für den Kondensatablauf aus dem Kondensator in das Kältemittelreservoir.

Ein entscheidender Gesichtspunkt bei der Auslegung der Lamellenwärmeübertrager ist der Materialpreis. Der zu konstruierende Luft-„Ammoniak-Wasser“-Wärmeübertrager muss aus Gründen der Korrosion aus Edelstahl gefertigt werden. Gleichzeitig muss er bis zu 30 bar druckfest konstruiert werden, wodurch die Wandstärke der eingesetzten Rohre erhöht werden muss. Im Gegensatz dazu ist das klassische Rückkühlwerk aus Kupfer gefertigt und muss nur bis zu 6 bar druckfest sein. Dadurch ergibt sich aufgrund der Materialkosten ein klarer Vorteil der Methode mit zweifacher Wärmeübertragung.

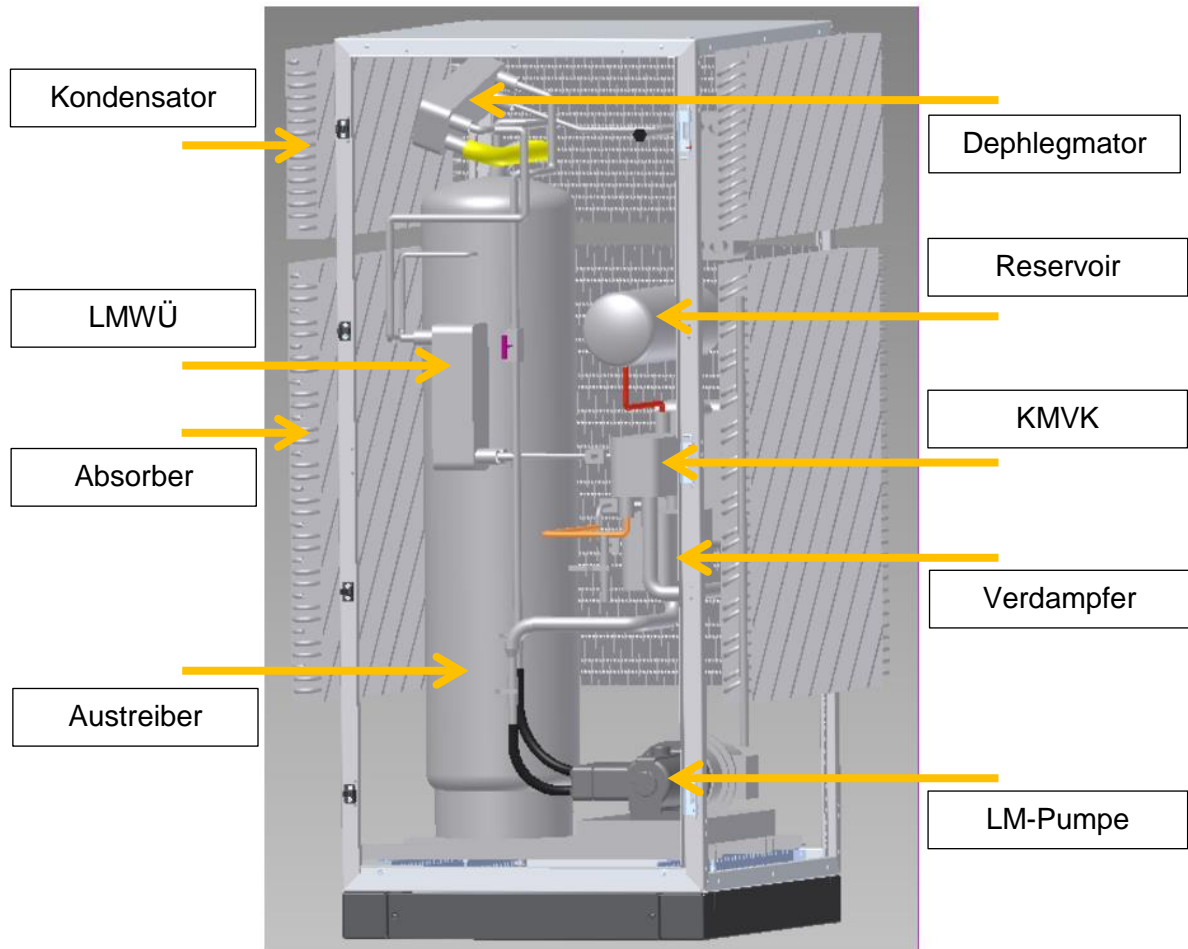


Abbildung 1.2: Konstruktionszeichnung der luftgekühlten AKM

Die neben der Leistungssteigerung erhoffte Kosteneinsparung durch Verringerung des Anlagenaufwands konnte durch die aufwändige Konstruktion (und den Materialpreis) nicht erfüllt werden. Der Preis für die beiden Lamellenwärmeübertrager hätte etwa 9400 € betragen.

Das Angebot bei Projektantrag und die daraus resultierende Position im Projektbudget betrug lediglich 5200 €.

1.2 Fazit

Die Optimierung der Absorptionskältemaschine durch Verwendung von Luft-„Ammoniak-Wasser“-Wärmeübertragern war aufgrund hoher Materialkosten und konstruktivem Aufwand nicht zielführend. Die thermodynamischen Verbesserungen sind nach wie vor vorhanden, jedoch stehen diese infolge der Kostenentwicklung nicht mehr im Verhältnis zu den Kosten. Des Weiteren wäre die Absorptionskältemaschine in ihren Abmaßen angewachsen, da die Wärmeübertrager um die Anlage herum hätten angeordnet werden müssen. Zur Erreichung der gesteckten Projektziele wurden daher andere Ansätze näher in Betracht gezogen. Dabei stellte insbesondere die Entwicklung eines Plattenwärmeübertragers für die Verwendung als Austreiber ein großes Einsparpotential dar.

2 Neukonzipierung der Anlage mit Plattenaustreiber

Der Austreiber der Absorptionskältemaschine wurde bisher in Behälterbauweise realisiert. Abbildung 2.1 zeigt diese Komponente im Querschnitt.

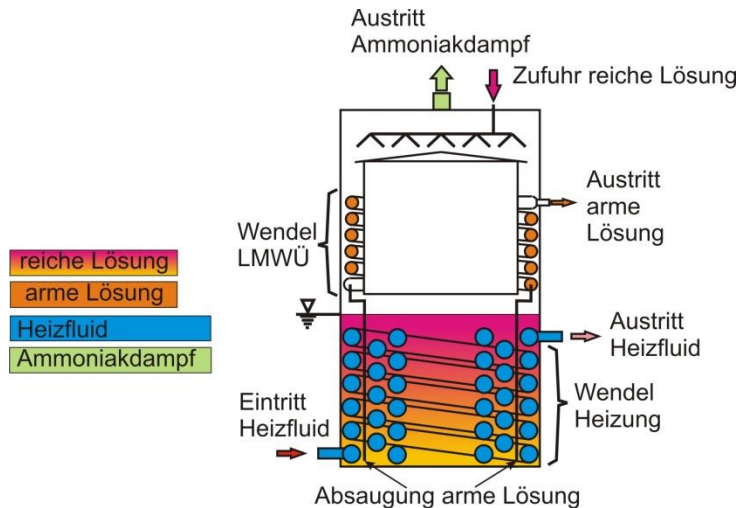


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung des Behälter-Austreibers

Diese Bauweise stellt bereits eine in Bezug auf Druckverlust und Fertigungsaufwand optimierte Variante dar. Das Heizfluid strömt durch einen Rohrwendel-Wärmeübertrager im unteren Teil des Behälters. Dabei wird die dort befindliche Ammoniaklösung aufgetrennt in arme Lösung (niedrige Konzentration) und Ammoniakdampf. Der Dampf steigt im Behälter nach oben, wo mit Hilfe des über die Fläche verteilten Einspritzens der reichen Lösung eine Rektifikation stattfindet. Die arme Lösung wird aus dem unteren Teil des Behälters abgesaugt und durch eine Rohrwendel geführt, bevor sie den Austreiber verlässt. Dieser Wärmeübertrager stellt somit Lösungsmittelwärmeübertrager und Rektifikator dar. Ursprünglich sollte dies einen nachgeschalteten Lösungsmittelwärmeübertrager überflüssig machen. In der Praxis zeigte sich jedoch, dass dies nicht ausreichend ist. Somit wurde zu diesem Zweck ein Plattenwärmeübertrager nachgeschaltet.

Der Behälter war als vollverschweißter Behälter ausgeführt. Die Masse des Austreibers samt den Wellrohrbauten lässt sich überschlägig aus den Materialvolumina und der Dichte von Edelstahl berechnen. Insgesamt ergibt sich ein Gesamtgewicht des Austreibers von circa 170 kg.

Aufgrund seines Volumens war das Bauteil mit einer großen Menge Ammoniak-Wasser-Lösung gefüllt. Der Austreiber war eine Sonderanfertigung, musste also eigens konstruiert und von Hand geschweißt werden, wodurch die Kosten pro Stück etwa 3000-4000 € betragen.

Die im April 2012 eingereichte Mittelumwidmung im Projekt zielte daher darauf ab, den Austreiber durch einen serienmäßigen Plattenwärmeübertrager zu ersetzen. Sie wurde nach Voruntersuchungen zum Förderverhalten des Austreibers, die den Erfolg des Vorhabens in Aussicht stellten, eingereicht. Der „Plattenaustreiber“ besteht aus einem Plattenwärmeübertrager (ca. 700 €), einem Vorlagebehälter und einem nachgeschalteten Abscheidebehälter (je ca. 600 €). Die Kosten belaufen sich daher auf etwa 1900 €, wodurch eine erhebliche Einsparung erzielt wird.

Die vorher im Austreiberbehälter integrierte Rektifikation kann nicht in den Plattenwärmeübertrager integriert werden. Infolgedessen kommt anderen Bauteilen, wie dem Lösungsmittelwärmeübertrager und dem Dephlegmator größere Bedeutung zu. Dies gilt insbesondere für tiefe Verdampfertemperaturen, da hier im Kondensat enthaltenes Wasser die Verdampferleistung vermindert.

2.1 Prinzip des Plattenaustreibers

Das am ITW entwickelte Konzept zur Verwendung eines Plattenwärmeübertragers als Austreiber sah von Beginn an die Verwendung der zusätzlichen Komponenten Vorlage- und Abscheidebehälter vor, um die Funktionalität zu sichern. Diese Erkenntnis wurde aus dem laufenden ITW-Projekt „Konzeptstudie einer direkt solarthermisch angetriebenen Kälteanlage“ (FKZ: 0325965A) auf die AKM übertragen. Das Arbeitsprinzip des Plattenaustreibers wird im Folgenden erläutert.

Abbildung 2.2 zeigt die Verschaltung der Endkonfiguration. In Abbildung 2.3 wird die Funktionsweise schematisch dargestellt. Die einzelnen Entwicklungsschritte bis zu dieser Version werden in Kapitel 2.2 behandelt.

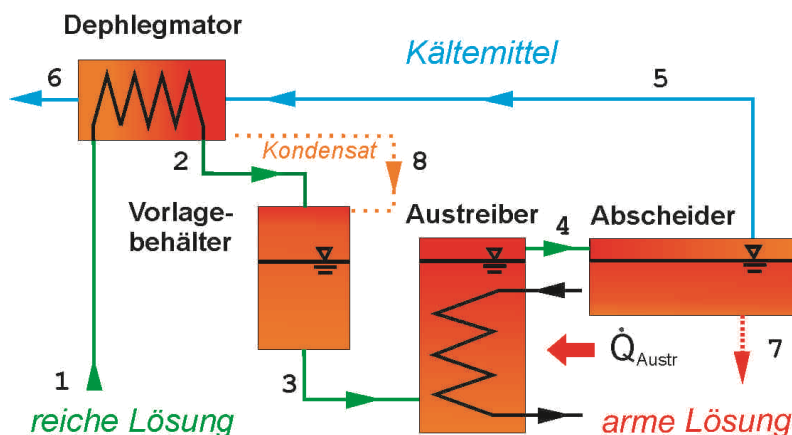


Abbildung 2.2: Verschaltung der Komponenten des Plattenaustreibers am Ende des Projekts

Entscheidend ist, dass es sich bei der Verschaltung um ein System ohne Zwangsdurchströmung handelt, welches sich selbst reguliert. Die Lösungsmittelpumpe fördert die reiche Lösung durch Lösungsmittelwärmeübertrager und Dephlegmator in den Vorlagebehälter (Punkt 1 → Punkt 2), wo die Lösung gesammelt wird. Die vom Lösungsmittelwärmeübertrager kommende reiche Lösung dient dazu den Dephlegmator zu kühlen. Das im Austreiber mitverdampfte Wasser kondensiert dadurch aus und gelangt über einen Bypass direkt zurück in den Vorlagebehälter (Punkt 8). Dadurch kann die Kälteleistung besonders bei niedrigen Verdampfertemperaturen gesteigert werden. Auf die Option der Parallel- und Reihenschaltung von Lösungsmittelwärmeübertrager und Dephlegmator wird in Kapitel 2.2.3 ausführlich eingegangen. Der Kältemitteldampf durchströmt den Dephlegmator und wird anschließend in den Kondensator geleitet (Punkt 5 → Punkt 6). Wie in der Zeichnung zu erkennen ist, kann es je nach Konzentration und Austreibertemperatur bereits im LMWÜ und Dephlegmator zu einer Kältemittel-Austreibung kommen. Durch den Bypass kann dieser Dampf bereits vor der Durchströmung des Austreibers direkt in die Kältemittelseite des Dephlegmators aufsteigen. Dadurch tritt in den Austreiber stets gerade gesättigte Lösung ein (Punkt 3). Der Austreiber arbeitet nach dem Prinzip einer Zwei-Phasen-Thermosiphon-Pumpe. Durch die Blasenbildung wird die Lösung zum Abscheider gefördert. Das Gemisch aus Kältemitteldampf und armer Lösung wird im Abscheider getrennt. Dabei handelt es sich um einen mit Raschigringen gefüllten Behälter. Am Eintritt ist zudem ein Prallblech angebracht, um die Strömungsgeschwindigkeit zu verringern (Punkt 3 → Punkt 5 bzw. Punkt 7). Die arme Lösung strömt nun aus dem Abscheider in den Absorber. Der Kältemitteldampf wird über den Dephlegmator dem Kondensator zugeführt.

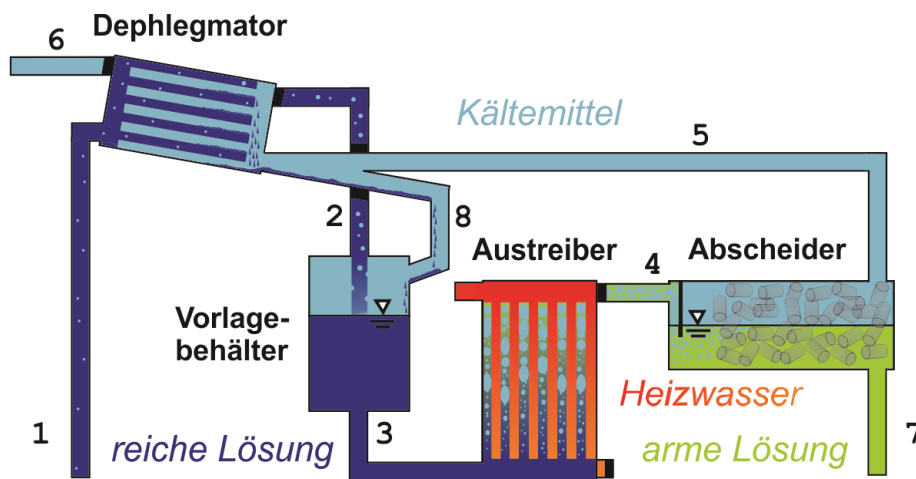


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der Funktionsweise des Plattenaustreibers bei Projektende

Auf die Dimensionierung und Anordnungsspezifikationen wird im Folgenden ausführlich eingegangen. Dabei werden die einzelnen Entwicklungsstufen und die sich daraus ergebenden Erkenntnisse eingehend betrachtet.

2.2 Entwicklungsstufen des Plattenaustreibers

2.2.1 Erste Tests zum Funktionsprinzip

Zum Test der generellen Funktionalität des Systems wurde dieses in eine bestehende Anlage integriert (im Folgenden V1 genannt). Dazu wurde der Behälter-austreiber durch das beschriebene Plattensystem ersetzt. Die anderen Kernkomponenten der Anlage wurden dabei nicht verändert. Wie im Anlagenschema in Abbildung 2.4 zu sehen ist, war die Verschaltung dabei noch unterschiedlich zur in Kapitel 2.1 beschriebenen Endkonfiguration. Die zwei wesentlichen Unterschiede waren zum einen die Zuführung der reichen Lösung auf der Unterseite des Vorlagebehälters und zum anderen war der Zulauf in den Abscheidebehälter mittig angeordnet.

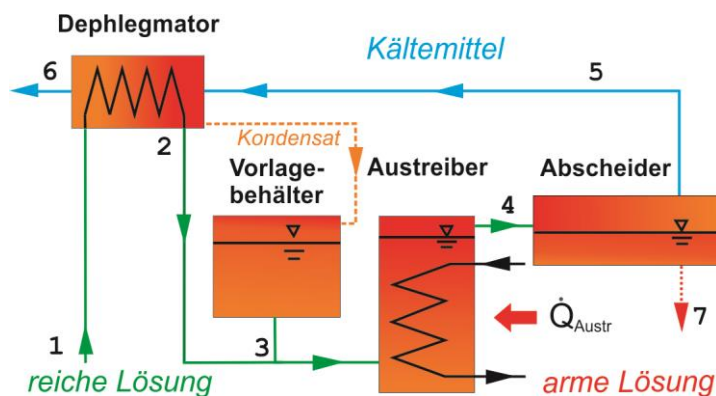


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des Plattenaustreibers der ersten Version

Die ersten Versuche zeigten, dass die Austreibung im PWÜ prinzipiell funktioniert. Die reiche Lösung konnte in Kältemitteldampf und arme Lösung getrennt werden. Jedoch war der Betrieb der Absorptionskältemaschine instabil. Die Ursache hierfür wurde beim mittig angeordneten Zulauf des Abscheidebehälters vermutet. Dadurch war die Eintrittsöffnung in den Abscheider teilweise unterhalb des Flüssigkeitspegels, was die Strömung im Austreiber erschwert hat. Zur Stabilisierung des Prozesses wurde dieser Zulauf in den oberen Teil des Abscheiders versetzt, was den gewünschten Erfolg nach sich zog. Die prinzipielle Funktionalität konnte somit nachgewiesen werden.

Des Weiteren zeigte sich, dass die Wärmerückgewinnung im Lösungsmittelwärmeübertrager zu gering ist. Dies kann dadurch erklärt werden, dass beim Behälter-Austreiber ein Lösungsmittelwärmeübertrager integriert ist (siehe Kapitel 2). Durch den Einsatz des Platten-

Austreibers entfällt diese interne Wärmerückgewinnung. Um das Problem zu lösen, wurde der Lösungsmittelwärmeübertrager vergrößert, was zu den gewünschten Ergebnissen führte. Abbildung 2.5 vergleicht die Kälteleistung dieser zweiten AKM mit Plattenaustreiber mit derjenigen mit dem Behälter-Austreiber bei 5 °C und 15° C Verdampferaustrittstemperatur für steigende Austreiber- und Rückkühltemperaturen. Bei beiden Austreibervarianten steigt die Kälteleistung mit zunehmender Austreibertemperatur und sinkt mit steigender Rückkühltemperatur. Die Kurve der Anlage mit Plattenaustreiber verläuft jedoch steiler als die des Behälters. Dessen Kälteleistung ist bei tiefen Austreibertemperaturen kleiner, steigert sich jedoch zunehmend und liegt bei hohen Austreibertemperaturen über der Leistung der Anlage mit Behälterbauweise.

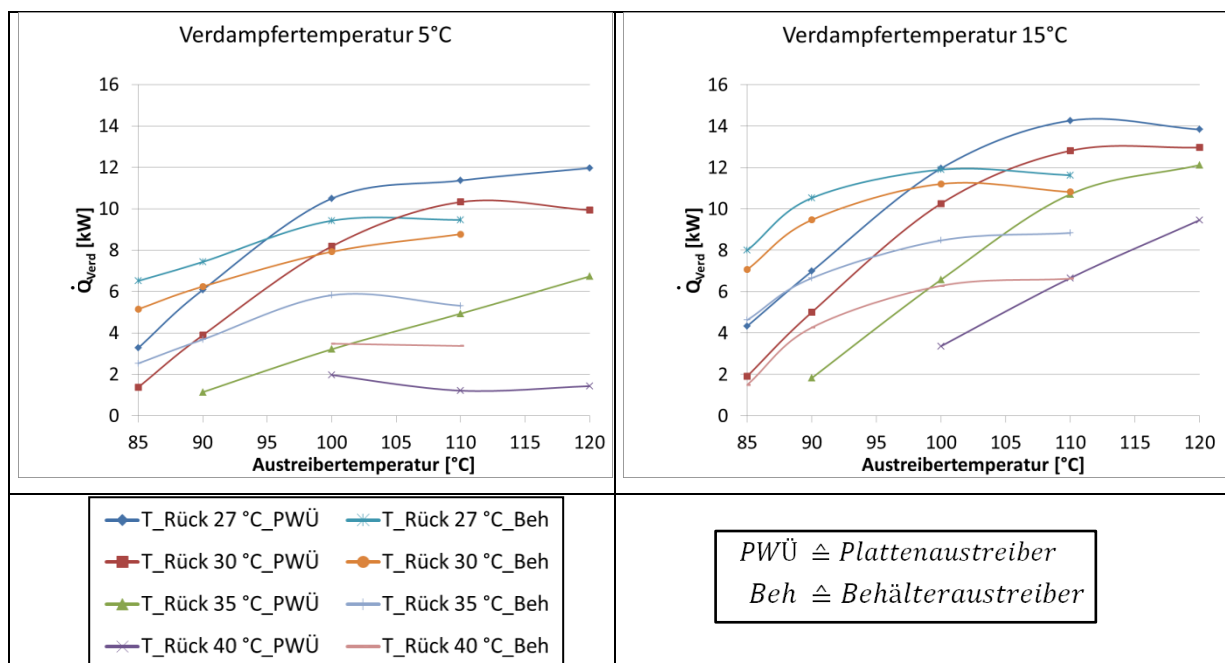


Abbildung 2.5: Vergleich der zweiten Anlage mit Plattenaustreiber und der Anlage mit Behälteraustreiber

Wie die Diagramme zeigen, konnte die Funktionalität des neuen Austreiberprinzips bewiesen werden. Es bestand jedoch weiteres Optimierungspotential hinsichtlich eines stabileren Betriebs sowie der Kälteleistung bzw. Leistungszahl. Neben Verbesserungen der Strömungsführung und der Wärmerückgewinnung, muss ebenfalls die Konzentration in der Anlage beachtet werden. Diese hat einen signifikanten Einfluss auf die Austreibung von Ammoniak. Bei einer konstant angenommenen Menge an Ammoniak im Kältekreislauf, aber einer geringeren Gesamtfüllmenge der Plattenaustreiberanlage, sind die Ammoniakmenge und damit auch die Konzentration im Lösungsmittelkreislauf kleiner als in der Behälteranlage. Daraus resultieren insbesondere bei niedrigen Austreibertemperaturen eine geringere ausgetriebene Kältemittelmenge und damit eine geringere Kälteleistung. In den folgenden Anlagengenerationen des Plattenaustreibers wurde dies korrigiert.

2.2.2 Optimierung des Vorlagebehälters

Ein weiteres Optimierungspotential zeigte sich am Vorlagebehälter des Austreibers. So wurde mit Hilfe der installierten Schaugläser festgestellt, dass es bei verschiedenen Betriebspunkten zu einer Überfüllung kam. Die Folge einer solchen Überfüllung ist, dass die reiche Lösung in den Bypass steigt und schließlich vom Ammoniakdampf mit in den Dephlegmator gerissen wird. Das somit in den Kältemittelkreislauf gelangende Wasser führt schlagartig zum Zusammenbrechen des Prozesses. Begründet lag das Überfüllen in der Geometrie des Behälters. Der durch den Thermosiphoneffekt im Austreiber gepumpte Massenstrom steht stets in Konkurrenz zum von der Lösungsmittelpumpe geförderten Massenstrom an reicher Lösung. Der Massenstrom der Thermosiphonpumpe ist abhängig vom Druckverlust im Austreiber, sowie der Differenz der geodätischen Höhen von Austreiber zu Vorlagebehälter. Dabei beeinflussen sich diese Größen gegenseitig. Ein größerer Massenstrom führt zu einem höheren Druckverlust. Zu dessen Überwindung muss die Höhe des Flüssigkeitspegels im Vorlagebehälter steigen. Das bedeutet, dass bei größerem geförderten Massenstrom der Lösungsmittelpumpe der Flüssigkeitspegel im Vorlagebehälter so lange ansteigt, bis der geförderte Massenstrom der Thermosiphonpumpe dem der Lösungsmittelpumpe entspricht. Dabei kann der Füllstand im Vorlagebehälter je nach Betriebszustand oberhalb und unterhalb des Füllstands im Austreiber liegen. Überträgt man diese Abhängigkeiten auf die Geometrie des Vorlagebehälters ergeben sich verschiedene Konstruktionsrichtlinien. Der erste eingesetzte Behälter wies einen relativ großen Durchmesser bei geringer Höhe auf. Da aber insbesondere der Füllstand variiert und ein möglichst großer Betriebsbereich angestrebt wurde, wurde ein höherer Vorlagebehälter installiert. Dadurch konnte vermieden werden, dass der Vorlagebehälter im Betriebsbereich überfüllte.

2.2.3 Neukonstruktion der Absorptionskältemaschine

Da mit den beschriebenen Versuchen die Funktionalität des Plattenaustreibers bewiesen werden konnte, wurde im nächsten Schritt eine neue Anlage konstruiert, die deutlich kompakter ausgelegt wurde. Zudem wurde der Lösungsmittelwärmeübertrager nochmals größer dimensioniert, um die interne Wärmerückgewinnung weiter zu steigern. In Abbildung 2.6 kommt die kompaktere Bauweise deutlich zur Geltung. Mit dem Einsatz des Plattenwärmeübertragers als Austreiber konnte die Füllmenge an Ammoniak von 18 kg auf 3,5 kg gesenkt werden. Die Anlagenhöhe konnte um 30 % reduziert und das Gewicht um 50 % verringert werden.

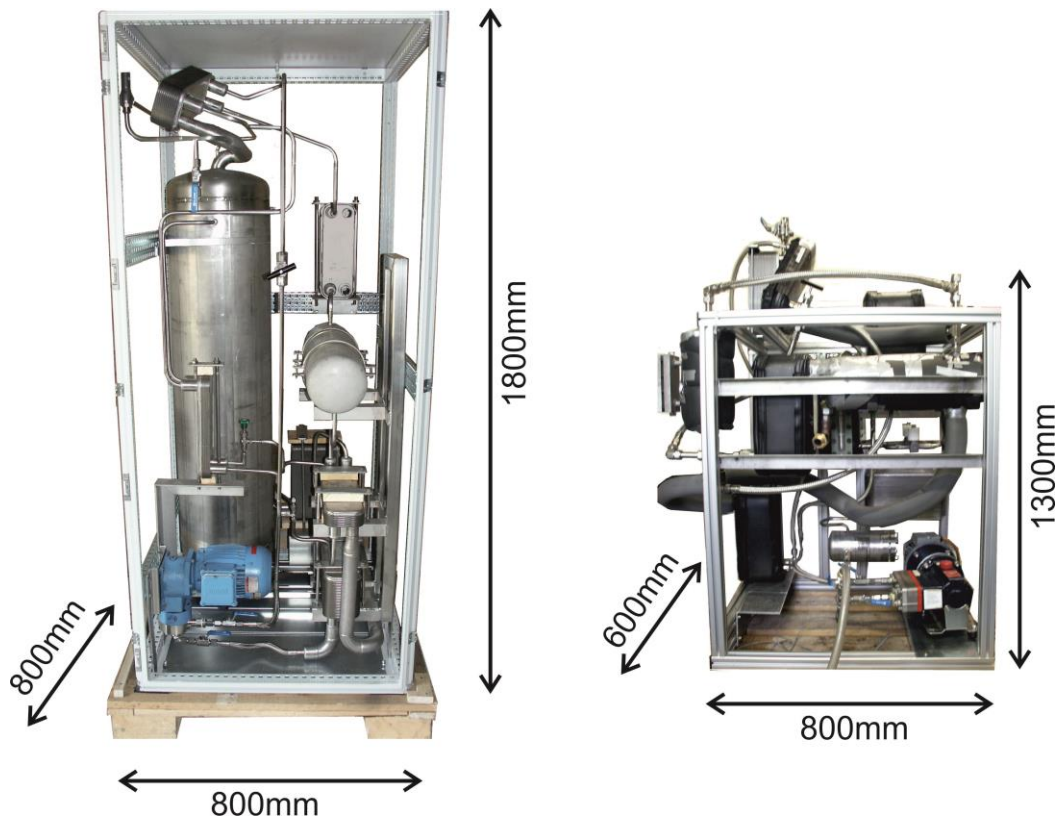


Abbildung 2.6: Neukonstruktion des Plattenaustreibers

Bei den Messungen mit der neu konstruierten Anlage wurde deutlich, dass die Wärmerückgewinnung trotz der Größensteigerung des Lösungsmittelwärmeübertrages weiter verbessert werden kann. Abbildung 2.7 zeigt den Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertragers mit 48 Platten bei einer Verdampferaustrittstemperatur von 5 °C für unterschiedliche Austreibertemperaturen.

Der Gütegrad wird folgendermaßen definiert:

$$\eta_{wü} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_{aL} \cdot c_p \cdot (T_{aL,ein} - T_{aL,aus})}{\dot{m}_{aL} \cdot c_p \cdot (T_{aL,ein} - T_{rL,ein})} = \frac{T_{aL,ein} - T_{aL,aus}}{T_{aL,ein} - T_{rL,ein}} \quad (4.1)$$

Der Verlustwärmestrom des Lösungsmittelwärmeübertragers an die Umgebung wird dabei vernachlässigt.

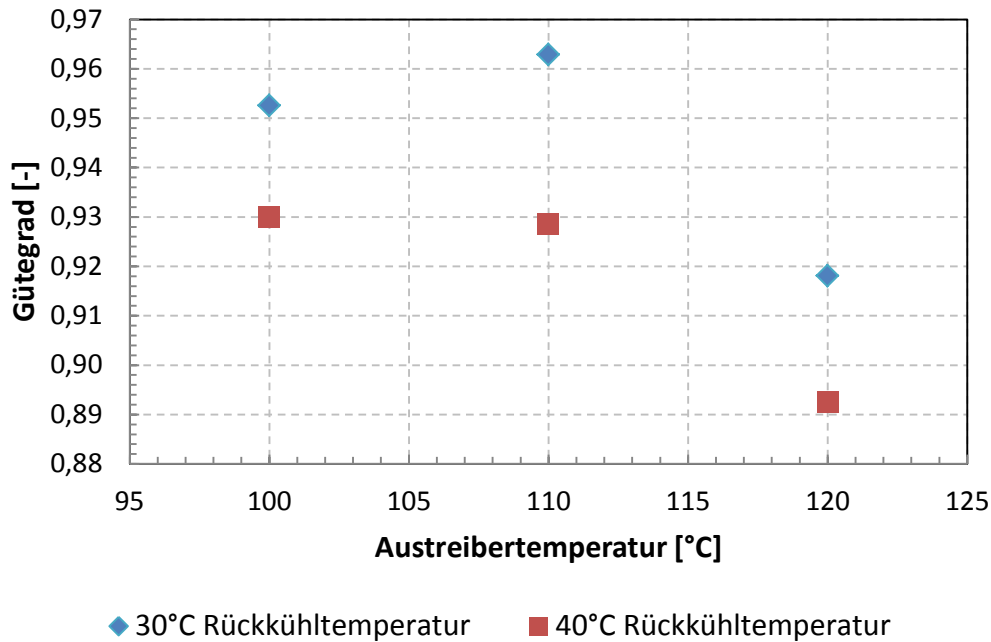


Abbildung 2.7: Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertragers mit 48 Platten

Es wird deutlich, dass der Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertragers mit steigender Austreibertemperatur sinkt. Der Grund hierfür ist, dass bei nahezu konstanter Eintrittstemperatur der reichen Lösung (aufgrund der konstanten Rückkühltemperatur) und steigender Eintrittstemperatur der armen Lösung der zu übertragende Wärmestrom zunimmt. Der sinkende Gütegrad zeigt, dass der maximal übertragbare Wärmestrom des Wärmeübertragers erreicht ist.

Bei der Betrachtung von Abbildung 2.7 muss beachtet werden, dass die Werte auf Messdaten basieren, welche mit Temperaturanlegefühlern gemessen wurden. Dabei können insbesondere äußere Einflüsse zu Messungenauigkeiten führen. Die deutliche Tendenz lässt die beschriebenen Schlüsse jedoch zu.

Abbildung 2.8 zeigt den Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertragers über der Austreibertemperatur für die Rückkühltemperaturen 30 °C und 40 °C. Man erkennt, dass der Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertragers bei einer Rückkühltemperatur von 30 °C konstant 0,95 beträgt. Bei einer Rückkühltemperatur von 40 °C steigt er hingegen mit zunehmender Austreibertemperatur. Zur Erklärung dieses Verlaufs ist es notwendig, die zugrunde liegenden Messdaten detailliert zu analysieren. So wird deutlich, dass bei einer Rückkühltemperatur von 40 °C und einer sehr hohen Wärmerückgewinnung eine Restgrädigkeit der Temperaturdifferenz $T_{al,aus}$ zu $T_{rL,ein}$ von etwa 3,5 K besteht. Steigt nun die Austreibertemperatur, wird diese Restgrädigkeit im Vergleich zur Temperaturdifferenz $T_{al,ein}$ zu $T_{al,aus}$ prozentual geringer. Dadurch steigt der Gütegrad. Bei einer Rückkühltemperatur

von 30° C nimmt diese Restgrädigkeit jedoch mit steigender Austreibertemperatur leicht zu. Der Lösungsmittelwärmeübertrager ist also an seiner Leistungsgrenze und kann nicht mehr Wärme übertragen. Um den Gütegrad noch weiter zu steigern, müsste der Lösungsmittelwärmeübertrager weiter vergrößert werden. Aus wirtschaftlicher Sicht ist dies jedoch nicht sinnvoll.

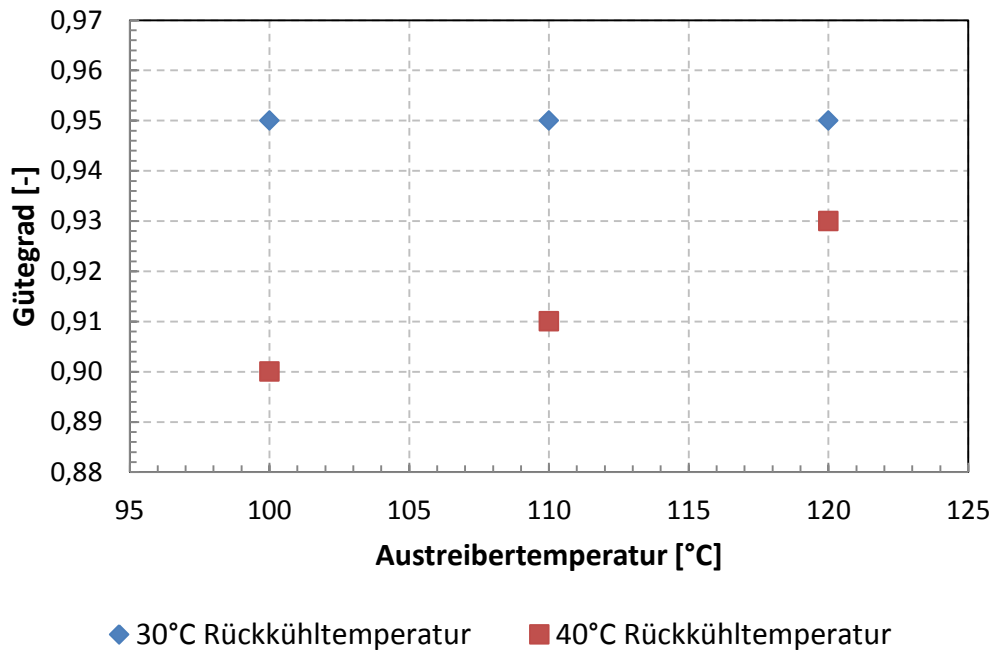


Abbildung 2.8: Gütegrad des Lösungsmittelwärmeübertrages mit 80 Platten

Der letzte Entwicklungsschritt, welcher den Austreiber jedoch nur teilweise betrifft, ist die Strömungsführung der reichen Lösung durch Lösungsmittelwärmeübertrager und Dephlegmator. Im Austreiber in Behälterbauweise war eine Wellrohrwendel für die Beheizung und Vorwärmung der vom LMWÜ kommenden reichen Lösung eingebaut. Außerdem war im oberen Bereich eine Vorrichtung zum Einrieseln der vom Dephlegmator kommenden reichen Lösung integriert. Des Weiteren war der Austreiber mit Raschigringen für die Verbesserung der Stoffübertragungsfläche gefüllt. Diese Kombination von integrierter Wärmerückgewinnung und Rektifikation ist in einem Plattenaustreiber nicht realisierbar. Daraus folgt, dass beim Plattenaustreiber der dem Austreiber nachgeschalteten Wärmerückgewinnung größere Bedeutung zukommt als bei Behälter-Bauweise. Ebenfalls kommt der Dephlegmation beim Plattenaustreiber mehr Bedeutung zu. In vorhergehenden Anlagengenerationen wurde der Massenstrom der reichen Lösung zwischen Lösungsmittelwärmeübertrager und Dephlegmator mit Hilfe eines Strangreguliertventils aufgeteilt, wobei der deutlich kleinere Massenstrom durch den Dephlegmator geführt wurde. Grund hierfür war zum einen die Bedeutung der Wärmerückgewinnung im

Lösungsmittelwärmeübertrager, zum anderen aber auch die Gefahr bei zu hoher Durchströmung des Dephlegmators Kältemittel zu kondensieren, welches dem Verdampfer anschließend nicht zur Kälteerzeugung zur Verfügung gestanden hätte.

Bei der Neukonstruktion der Absorptionskältemaschine wurde diese Verschaltung ebenfalls gewählt. Es zeigte sich jedoch, dass bei vollständiger Öffnung des Strangregulierventils der Druckverlust zu hoch war, um den Dephlegmator ausreichend zu durchströmen. Die Folge war eine geringe Kälteleistung bei Verdampfertemperaturen unter 15 °C. Dieser Zusammenhang deutet auf einen zu hohen Wasseranteil im Kältemittel hin: Bei einem Druck von 5 bar verdampft reines Ammoniak etwa bei einer Temperatur von 5 °C. Steigt der Wasseranteil in der Lösung, so steigt auch die Verdampfungstemperatur. So beginnt die Verdampfung einer Lösung mit 20 % Wasseranteil beispielsweise erst bei einer Temperatur von etwa 10 °C.

Um eine ausreichende Durchströmung des Lösungsmittelwärmeübertragers bei gleichzeitig verbesserter Dephlegmation des Kältemitteldampfes zu gewährleisten, wurde die Strömungsführung geändert. Hierzu wurden Lösungsmittelwärmeübertrager und Dephlegmator in Reihe geschaltet. Die vorgeheizte reiche Lösung aus dem Lösungsmittelwärmeübertrager wurde also durch den Dephlegmator geführt (siehe Abbildung 2.9).

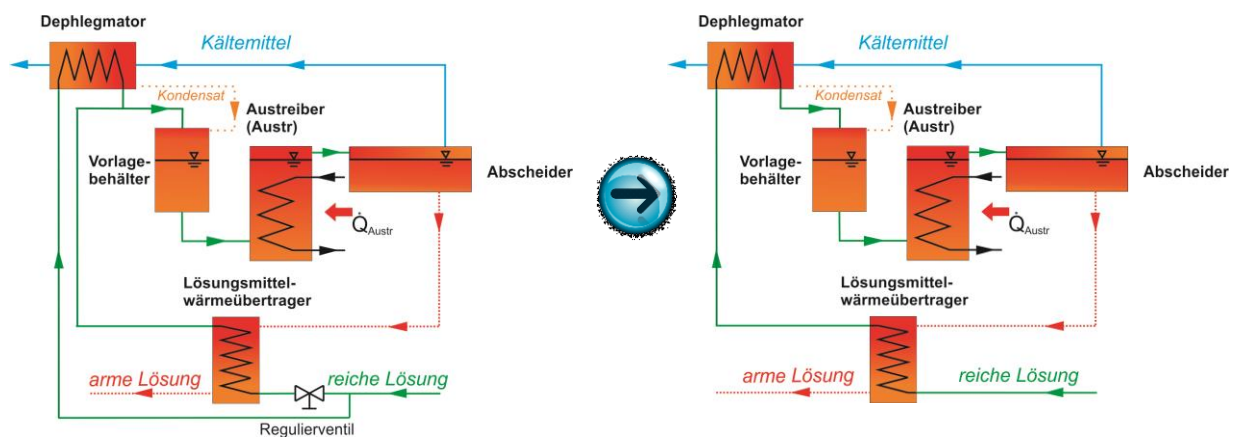


Abbildung 2.9: Strömungsführung der Absorptionskälteanlagen im Vergleich

Man erkennt, dass sich durch diese Maßnahme die Strömungsführung vereinfacht und damit auch der apparative Aufwand verringert wird. Um sicherzustellen, dass die neue Art der Verschaltung die Kälteleistung und die Leistungszahl nicht vermindert, wurden vergleichende Messungen durchgeführt.

Dabei wurde die Durchlassöffnung des Strangregulierventils von 2 Umdrehungen (nahezu geschlossen) bis hin zu 6 Umdrehungen (komplett geöffnet) variiert. Zusätzlich wurde bei

komplett geöffnetem Ventil der Dephlegmatorstrang mit einem Hahn weiter gedrosselt. Dies wird im Folgenden als „6+x“-Umdrehungen bezeichnet (Einstellung: 45 °). Diese zusätzliche Drosselung war notwendig, da sich im Verlauf der Messung herauskristallisierte, dass das Maximum der Kälteleistung im Bereich von 6 Umdrehungen liegt. Ohne ein weiteres Drosseln des Stranges hätte dies nicht verifiziert werden können.

Abbildung 2.10 zeigt die Ergebnisse der durchgeführten Messungen. Es wird deutlich, dass die Absorber-Eintrittstemperatur der armen Lösung und die Dephlegmator-Austrittstemperatur der reichen Lösung gegenläufig verlaufen. Bei geringem Massenstrom durch den LMWÜ wird die arme Lösung weniger abgekühlt, während der größere Massenstrom durch den Dephlegmator zu einer niedrigeren Austrittstemperatur führt. Wird der Massenstrom durch den Dephlegmator zu stark gedrosselt, arbeitet dieser nicht mehr ausreichend, wodurch der Wasseranteil im Kältemittel ansteigt. Dies resultiert in einer geringeren Kälteleistung (siehe „6+x“ Umdrehungen). Da bei der Reihenschaltung der komplette Massenstrom durch den Lösungsmittelwärmeübertrager strömt, ergibt sich hierbei die minimal mögliche Absorber-Eintrittstemperatur.

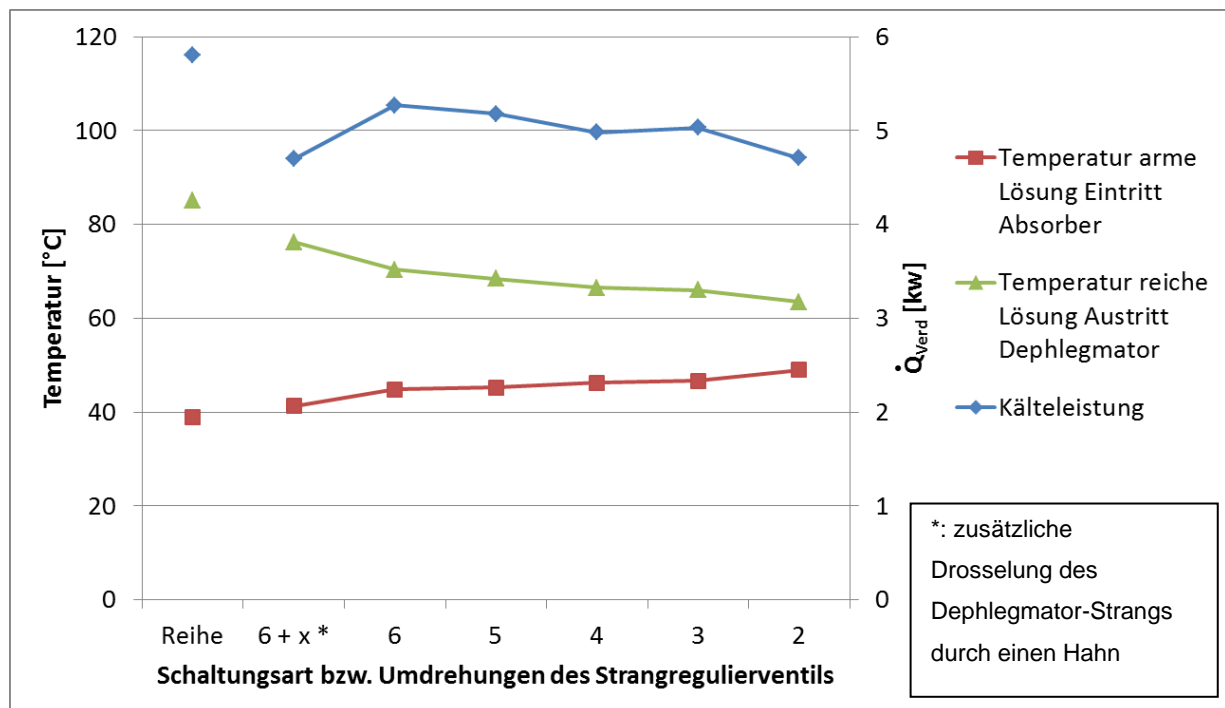


Abbildung 2.10: Vergleich der Reihen- und Parallelschaltung beim Betriebspunkt 100/5/30

Die trotzdem größere Kälteleistung im Vergleich zum maximalen Wert bei der Parallelschaltung zeigt, dass die Dephlegmation ausreichend gut funktioniert. Dies ist insbesondere auf den großen Massenstrom zurückzuführen. Es wird jedoch vermutet, dass bei sehr geringen Verdampfertemperaturen (< -10° C), welche eine besonders hohe Reinheit

des Ammoniakdampfes erfordern, das Temperaturniveau der reichen Lösung zu hoch ist, um eine ausreichende Dephlegmation zu gewährleisten. Da dies jedoch nicht der Betriebsbereich der Anlage ist, stellen der geringe konstruktive Aufwand sowie die höhere Kälteleistung im Betriebsbereich der Anlage klare Vorteile der Reihenschaltung dar. Aufgrund der Ergebnisse der Untersuchungen wurde diese in den kommenden Anlagenvarianten umgesetzt.

2.3 Fazit zur Entwicklung des Plattenaustreibers

Mit dem Einsatz des Plattenwärmeübertragers als Austreiber konnte die Füllmenge an Ammoniak von 18 kg auf 3,5 kg gesenkt werden. Des Weiteren konnte durch den kompakteren Aufbau sowohl die Anlagenhöhe um 30 % als auch das Gewicht um 66 % verringert werden. Daraus resultieren nicht nur geringere Kosten für das Arbeitsmittel, sondern insbesondere geringere Materialkosten. Die Funktionalität konnte durch die erläuterten Entwicklungs- und Optimierungsschritte gewährleistet werden.

Die Kälteleistung und Leistungszahl der Anlage mit Platten-Austreiber wird nachfolgend mit denen der Behälter-Anlage verglichen. Hierzu wurde ein umfangreiches Kennfeld der Anlage aufgenommen.

Abbildung 2.11 zeigt das Kennfeld der neu konstruierten Plattenaustreiberanlage. Für verschiedene Rückkühltemperaturen sind für Verdampfertemperaturen von -5 °C bis 15 °C und Austreibertemperaturen von 90 °C bis 120 °C die Kälteleistung und der COP der Absorptionskältemaschine aufgetragen.

Es wird deutlich, dass die Kälteleistung mit zunehmender Austreibertemperatur zunimmt. Grund hierfür ist die größere Menge an ausgetriebenem Kältemittel. Ab ca. 13 kW steigt die Leistung der Maschine trotz zunehmender Austreibertemperatur nicht weiter an. Der Verdampfer scheint an seiner Leistungsgrenze zu sein. Der COP der Anlage steigt zwar anfangs mit zunehmender Austreibertemperatur aufgrund der Kälteleistungssteigerung, fällt jedoch bei hohen Austreibertemperaturen wieder leicht ab. Dies ist auf die zunehmenden thermischen Wärmeverluste zurückzuführen. Mit zunehmender Rückkühltemperatur sinkt die Kälteleistung ebenfalls, da insbesondere die Absorption und damit indirekt auch der Verdampfer von der Rückkühltemperatur stark beeinflusst werden. Mit zunehmender Verdampfertemperatur steigt die Kälteleistung, da mehr Kältemittel verdampft und mit dem steigenden Tiefdruck auch die Absorption begünstigt wird.

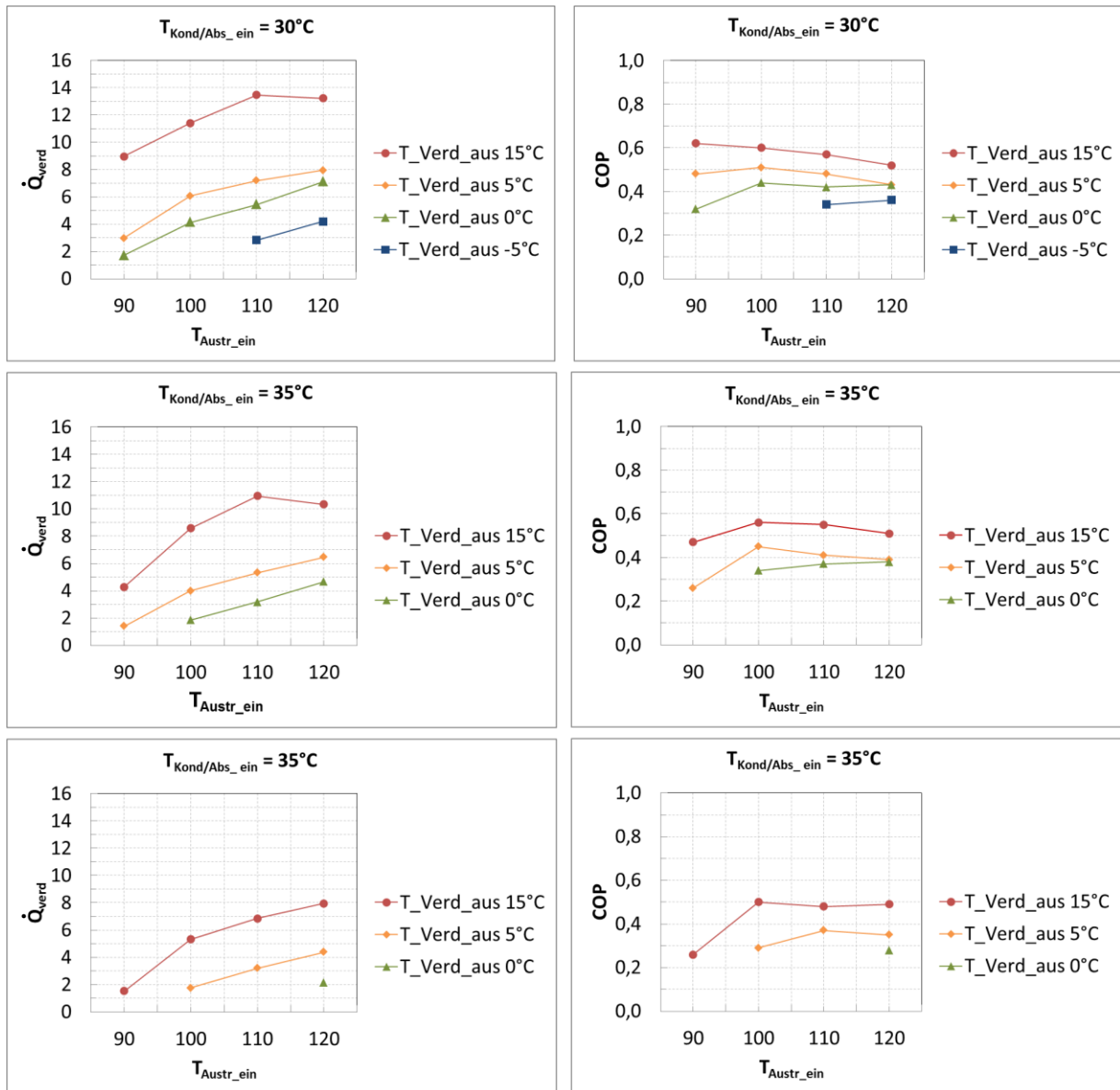


Abbildung 2.11: Kennfeld Anlage nach Optimierung mit Plattenaustreiber

Abbildung 2.12 vergleicht die Leistung der Plattenaustreiberanlage mit der der Anlage in Behälterbauweise, für eine Rückkühltemperatur von 30 °C, für Verdampfertemperaturen von -5 °C bis 15 °C und Austreibertemperaturen von 90 °C bis 120 °C. Die Leistung der Plattenaustreiberanlage hebt sich bei hohen Verdampfertemperaturen mit zunehmender Austreibertemperatur zwar deutlich von der der Behälter-Anlage ab, bei Verdampfertemperaturen unter 5 °C liegt sie jedoch darunter. Es muss beachtet werden, dass die Verdampferleistung stark von der hinterlegten Druckformel abhängt. Das bedeutet, dass die Abhängigkeit des Tiefdrucks von Verdampfer- und Austreibertemperatur großen Einfluss auf die Kälteleistung und Leistungszahl der Anlage hat. Da sich die Strömungsführung in der Anlage verändert hat, haben sich auch die Druckverhältnisse in der

Anlage verändert. Daher kann mit einer Optimierung der Druckformel die Leistung der Anlage noch gesteigert werden.

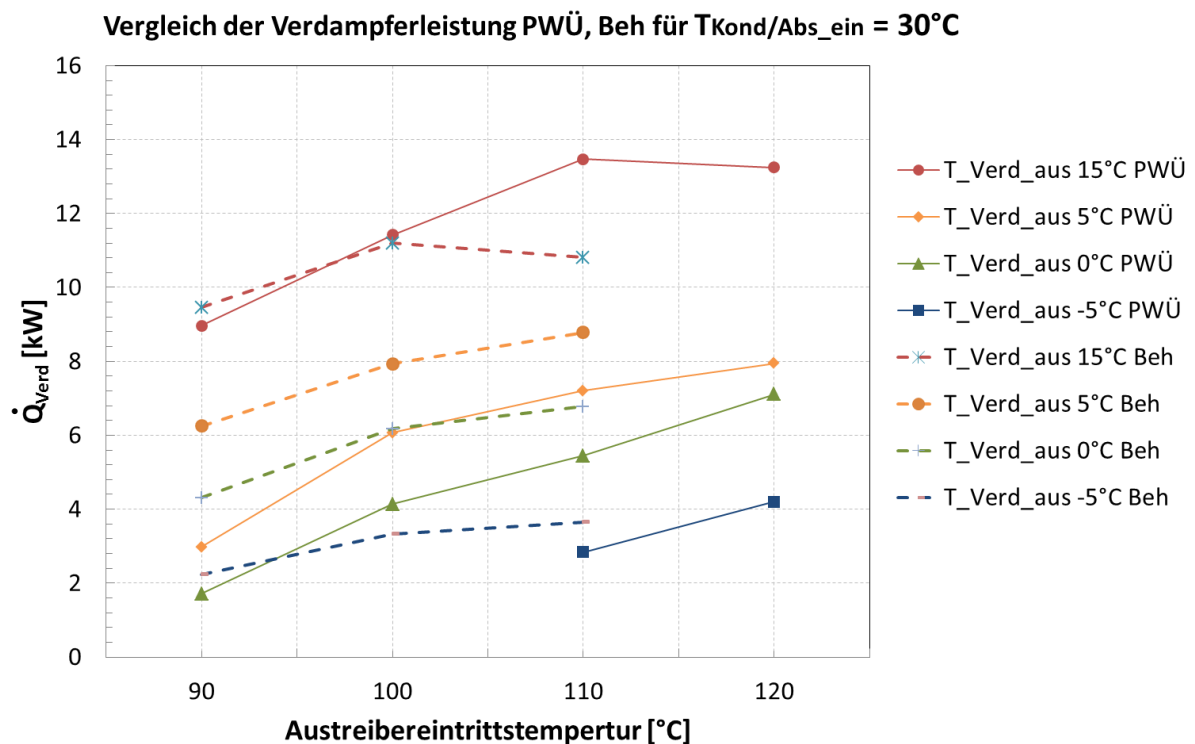


Abbildung 2.12: Vergleich der Kälteleistung Plattenaustreiber (PWÜ) und Behälter austreiber (Beh)

Zusammenfassend stellt der Einsatz des Plattenaustreibers eine erfolgreiche Weiterentwicklung dar, welche sowohl aus prozesstechnischer, als auch aus fertigungstechnischer Sicht erhebliche Vorteile gegenüber der Behälter-Bauweise aufweist.

3 Weitere Optimierungsmaßnahmen

3.1 Untersuchung kontinuierlich arbeitender Expansionsventile

Kältemittelventile gibt es in hermetischer Ausführung oder als abgedichtete Ventile. Zu ersteren gehören beispielsweise Membranventile, Faltenbalgventile oder Magnetventile. Das Arbeitsmedium ist hierbei vollständig von der Umgebung abgeschlossen. Das Ventil wird über einen Faltenbalg oder eine Membran direkt bewegt oder im Ventilkopf durch einen Elektromagneten betätigt. Faltenbalgventile werden elektronisch oder pneumatisch angesteuert. Sie sind jedoch nicht stufenlos regelbar. Sie stellen daher im Vergleich zu den bisher eingesetzten Ventilen der Firma Danfoss keine Verbesserung dar. Membranventile können von außerhalb betätigt werden, wodurch sie in ihrer Funktionsweise Faltenbalgventilen ähneln. Eine weitere Bauweise sind selbststeuernde Membranventile (thermostatisches Expansionsventil). Die thermostatischen Ventile können in Absorptionskältemaschinen nicht eingesetzt werden, da der Tiefdruck durch das Zwei-Stoff-Gemisch neben der Verdampferaustrittstemperatur auch von der Austreibereintrittstemperatur abhängt. Die bisherige Absorptionskältemaschine des ITW besaß zwei parallel geschaltete, taktende Magnetventile als Kältemittel-Expansionsventil. Es sind jedoch auch Magnetventile auf dem Markt, die mit einem proportional ansteuerbaren Elektromagnet ausgestattet sind. Diese Art von Ventilen ist von der Firma Danfoss verfügbar. Die Durchflussmenge ist jedoch deutlich zu hoch. Proportionalventile der Firma ACSO wären eine mögliche Option. Eine weitere Möglichkeit stellen Ventile der Firma Carel dar, die gegen Ammoniak beständig sind. Neben den hermetischen Ventilen gibt es auch abgedichtete Spindel oder Nadelventile, die mit einem Stellmotor ebenfalls für die Regelung in Frage kommen. Aufgrund des Arbeitsmittels Ammoniak, das unter keinen Umständen in die Umgebung entweichen darf, wird hier an die Abdichtung eine besonders hohe Anforderung gestellt. Ein solches Nadelventil der Firma Swagelok war in den ersten Konfigurationen der ITW-Plattenaustreiberanlage als Lösungsmittel-Expansionsventil eingesetzt.

3.1.1 Vergleich von taktenden mit kontinuierlichen arbeitenden Ventilen

Die in den früheren Konfigurationen der Absorptionskältemaschine des ITW eingesetzten AKVA-Ventile der Firma Danfoss genügen den Anforderungen zur Abdichtung und Zuverlässigkeit im Betrieb der Anlage. Die Magnetköpfe sind nicht für den Dauerbetrieb geeignet und müssten daher beim Einsatz in einem Demovorhaben möglicherweise gewartet und getauscht werden. Ein Nachteil dieser Ventile ergab sich infolge der Regelstrategie. Der Durchfluss der Ventile und damit der Tiefdruck der Anlage werden geregelt, indem ihre Öffnungszeit variiert wird. Ein Ventil arbeitet dabei mit einer Taktdauer von 6 Sekunden. Die

Öffnungszeit variiert zwischen 0 und 6 Sekunden. Die Zeit, die das Ventil geschlossen ist entspricht 6 Sekunden minus der Öffnungszeit. Ist das Ventil geöffnet, fließt der maximale Massenstrom durch das Ventil. Der Druck hinter dem Ventil steigt dadurch infolge des Druckausgleichs an. Ist das Ventil geschlossen, sinkt demnach der Druck. Es ergibt sich ein Druckprofil im Verdampfer, wie in Abbildung 3.1 exemplarisch dargestellt. Es wird sichtbar, dass die Kälteleistung mit höherem Verdampferdruck so lange ansteigt, bis der Maximaldruck überschritten ist und kein Ammoniak mehr verdampfen kann. Wie zu erkennen ist, ergibt sich aufgrund des niedrigeren Druckes eine geringere mittlere Kälteleistung.

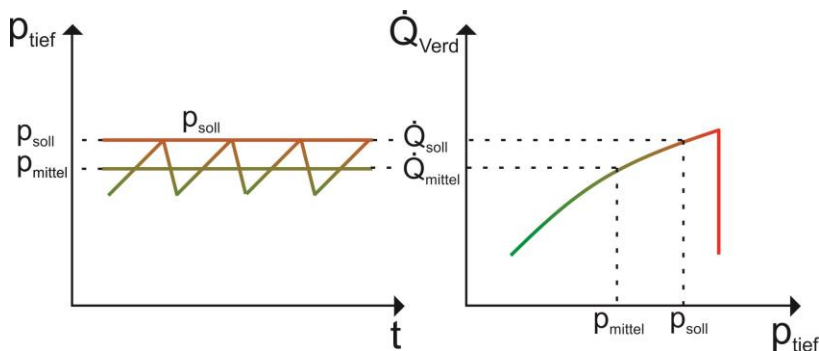


Abbildung 3.1: Prinzip der Druckregelung mit taktenden Ventilen

Der Solldruck im Verdampfer wird nur während der Druckspitzen erreicht. Aus Sicherheitsgründen muss außerdem ein Abstand zum maximalen Druck eingehalten werden. Wenn dieser überschritten wird, bricht die Kälteleistung ein, da kein Kältemittel mehr verdampfen kann. Dies muss in jedem Fall verhindert werden.

Mit Hilfe eines kontinuierlich arbeitenden Ventils könnte der Druck konstant auf den Sollwert geregelt werden, wodurch die Leistung des Verdampfers gesteigert werden könnte. In früheren Entwicklungen am ITW konnte kein kontinuierlich arbeitendes Ventil gefunden werden, welches mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser ohne Leckagen arbeiten konnte. Die Firma Carel hat jedoch auf Nachfrage ihre ammoniakbeständigen Ventile modifiziert und dem ITW zwei E2V09-Ventile als Prototyp zur Verfügung gestellt. Diese wurden in die Plattenaustreiberanlage eingebaut und auf ihre Beständigkeit getestet. Die Untersuchungen zeigten, dass bezüglich der Dichtigkeit bisher volle Funktionalität vorliegt. Zur Langzeitentwicklung der Ventildichtigkeit kann jedoch noch keine Aussage getroffen werden. Die Ergebnisse der Leistungsmessungen sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Der Betriebspunkt bezieht sich dabei auf die wasserseitige Austreibereintritts-/Verdampferaustritts- und Rückkühlungseintrittstemperatur. Der Istwert bei der Messung mit taktenden Ventilen wurde zur besseren Vergleichbarkeit als Sollwert bei der Messung mit kontinuierlichen Ventilen verwendet. Zur Regelung wird ein PID-Regler verwendet, welcher als Zielgröße den nach der Druckformel berechneten Sollwert verwendet und als

Ausgangsgröße die Steuerspannung des Ventils ausgibt. Es zeigt sich, dass die Solldrücke bei den kontinuierlich arbeitenden Ventilen den Istdrücken entsprechen. Die Ventile regeln folglich sehr exakt. Bei den taktenden Ventilen tritt hingegen infolge der notwendigen Sicherheitsdifferenz zum Optimaldruck und durch die Regelabweichung infolge der Druckschwankungen eine Differenz von etwa 0,3 bar auf. Bei einer optimal angepassten Druckformel könnte die Anlage somit mit den kontinuierlich arbeitenden Ventilen mit einer höheren Leistungszahl betrieben werden. Diese Regelformel wurde im Zuge der zahlreichen Umbauten nicht neu bestimmt, da dies sehr zeitaufwendig ist. Die exakte Druckregelung zeigt aber, dass die Carel-Ventile ihren Zweck erfüllen. Daher wurden sie auch in den folgenden Anlagen-Konfigurationen beibehalten.

Tabelle 3.1: Vergleich von taktenden und kontinuierlich arbeitenden Ventilen

	Betriebspunkt 100 / 15 / 30		Betriebspunkt 100 / 5 / 30	
	taktend	kontinuierlich	taktend	kontinuierlich
$p_{\text{tief, soll}}$ [bar]	6,55	6,05	4,53	4,23
$p_{\text{tief, ist}}$ [bar]	6,05	6,05	4,23	4,23
p_{hoch} [bar]	14,1	14,0	13,6	13,6
\dot{Q}_{Verd} [kW]	8,3	8,2	5,3	5,2
COP [-]	0,49	0,48	0,44	0,43

3.1.2 Einbau des kontinuierlich arbeitenden Expansionsventils im Lösungsmittelkreislauf

Als Expansionsventil im Lösungsmittelkreislauf wurde in den vorigen Anlagenkonfigurationen ein manuell verstellbares Nadelventil der Firma Swagelok verwendet. Da die Untersuchungen der Carel-Ventile als Kältemittel-Expansionsventil erfolgreich waren, wurde in Betracht gezogen ein solches Ventil ebenfalls als Lösungsmittel-Expansionsventil einzusetzen. Damit einhergehend sollte die Regelung mit Hilfe eines Füllstandssensors im Pumpen-Vorlagebehälter umgesetzt werden. Grund für diese Änderung war, dass sich in den Messungen eine steigende Abhängigkeit des Lösungsmittelmassenstroms vom Betriebspunkt der Anlage abzeichnete. So konnte bei vorangehenden Konfigurationen meist dieselbe Einstellung für alle Betriebspunkte verwendet werden. Bei den neuen Konfigurationen führte dies jedoch dazu, dass entweder der Pumpenvorlagebehälter leer lief oder überfüllt war. Die Folge war, dass das Ventil manuell nachgeregelt werden musste, um einen stationären Betrieb zu gewährleisten. Die Umsetzung mit dem Carel-Ventil und einem Füllstandssensor sollte den Betrieb automatisieren. Die Integration des Ventils konnte im Projektverlauf erfolgreich durchgeführt werden. Die Regelung mit dem Füllstandssensor

konnte jedoch nicht mehr getestet werden. Daher wurde das Ventil vorerst, wie das vorherige Swagelok-Ventil, manuell geregelt.

3.2 Integration von Mehrfach-Wärmeübertragern

Zur Steigerung der Kompaktheit der Anlage und um die Kosten zu senken, wurden in die Anlage zwei Mehrfach-Wärmeübertrager integriert. Diese wurden speziell als Prototyp für die ITW-Anlage von der Firma AlfaLaval hergestellt. Im Folgenden werden diese Wärmeübertrager ausführlich beschrieben.

3.2.1 Kombiniertes Kondensator und Dephlegmator

Der aus dem Austreiber austretende Kältemitteldampf durchströmt Dephlegmator und Kondensator in Reihe. Bei bisherigen Anlagen-Konfigurationen wurden hierzu zwei separate Bauteile verwendet. Zur Steigerung der Kompaktheit und Minimierung der Wärmeverluste, wurden diese Wärmeübertrager in einem kompakten Bauteil zusammengefasst. Abbildung 3.2 zeigt den schematischen Aufbau dieses Bauteils.

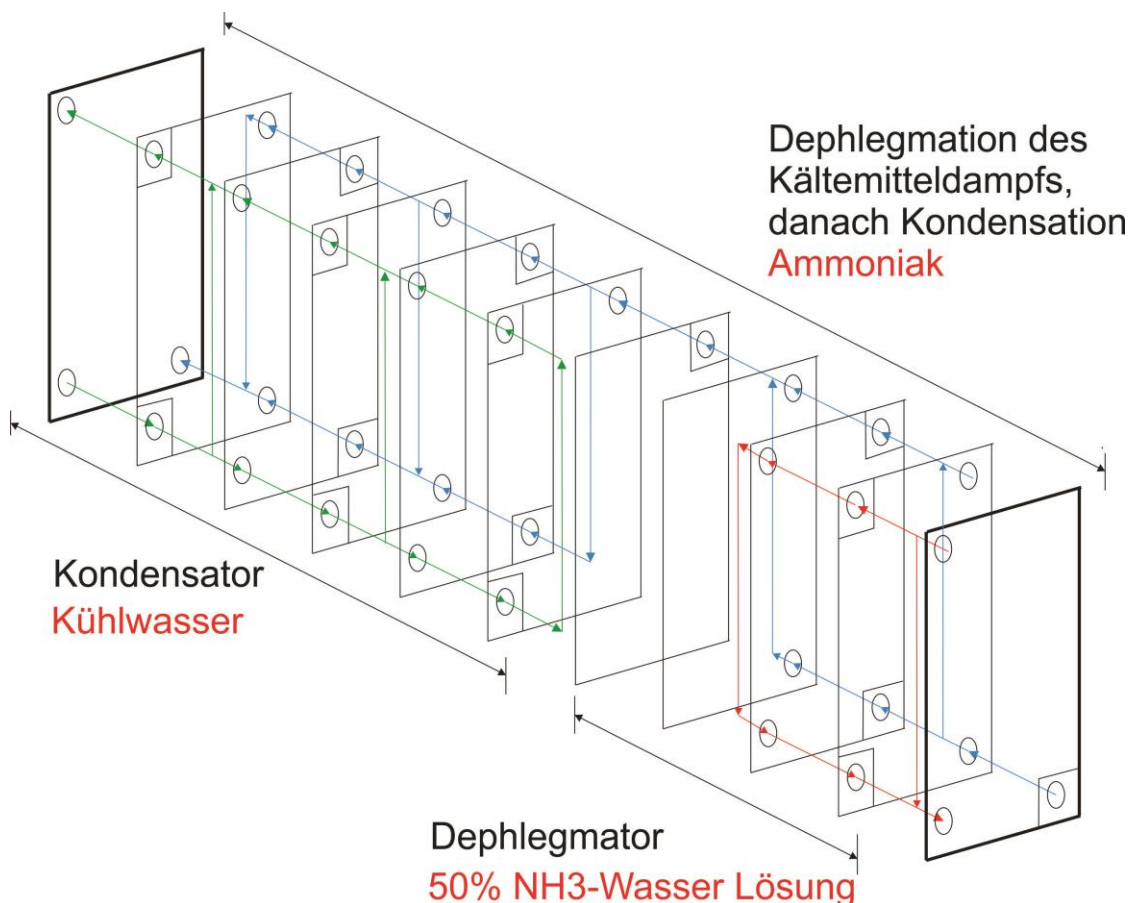


Abbildung 3.2: Schematischer Durchfluss des kombinierten Dephlegmators/Kondensators

Die anschließend durchgeführten Messungen zeigten, dass sowohl die Kälteleistung als auch die Leistungszahl mit dem neuen Bauteil minimal unterhalb der Werte vor dem Umbau lagen. Die Abweichungen lagen jedoch im Bereich der Messungenauigkeit. Des Weiteren kann der minimale Leistungsverlust durch die erheblich erhöhte Kompaktheit aufgewogen werden.

3.2.2 Kombiniertes Verdampfer und Kältemittelvorkühler

In einem ersten Entwicklungsschritt wurden das Kältemittelreservoir und der Kältemittelvorkühler in einer Einheit zusammengefasst, indem der Kältemittelvorkühler etwas größer ausgelegt wurde. Der Plattenwärmeübertrager wird vertikal angeordnet und dient so gleichzeitig als Reservoir. Bei großer Kälteleistung ist das Reservoir leer, bei kleiner Leistung gefüllt, womit sich die wärmeübertragende Fläche ändert. Dies korreliert jedoch mit der verdampften Ammoniakmenge, die bei niedrigen Verdampfertemperaturen gering und bei hohen Verdampfertemperaturen groß ist.

In einem nächsten Schritt wurde eine weitere Idee zur thermodynamischen Optimierung des Verdampfers untersucht. Dieser wurde in den vorhergehenden Anlagengenerationen in zweigängiger Ausführung mit 64 Platten umgesetzt. Im zweiten Gang strömt dabei hauptsächlich verdampftes Kältemittel (siehe Abbildung 3.3). Bei der Verwendung eines eingängigen Verdampfers würde es zwar eventuell zu Flüssigkeitstropfen am Ausgang des Verdampfers kommen, diese könnten jedoch im nachgeschalteten Kältemittelvorkühler komplett verdampfen. Der Vorteil eines eingängigen Verdampfers ist, dass dadurch der Einsatz eines Mehrfach-Wärmeübertragers zur Kombination von Verdampfer und Kältemittelvorkühler möglich wird.

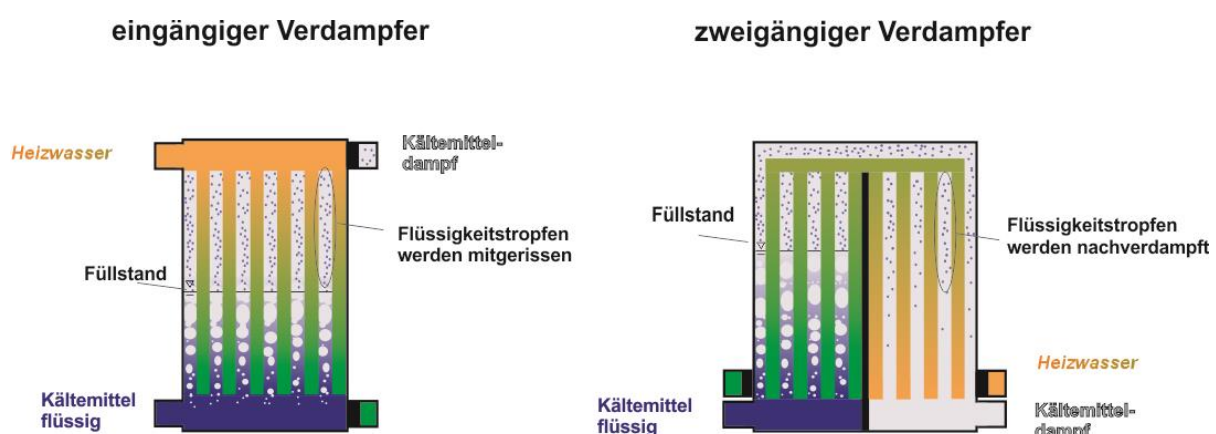


Abbildung 3.3: Modellvorstellung der Verdampfung in eingängigem und zweigängigem Verdampfer

Zum Testen der Funktionalität wurde der eingängige Verdampfer in eine bestehende Anlage mit Behälter-Bauweise eingebaut. So konnte die Funktionsweise des eingängigen

Verdampfers überprüft und die Leistung des Verdampfers in den Anlagen direkt verglichen werden. Abbildung 3.4 stellt die Kälteleistungen der beiden Konfigurationen für unterschiedliche Verdampfer- und Austreibertemperaturen gegenüber.

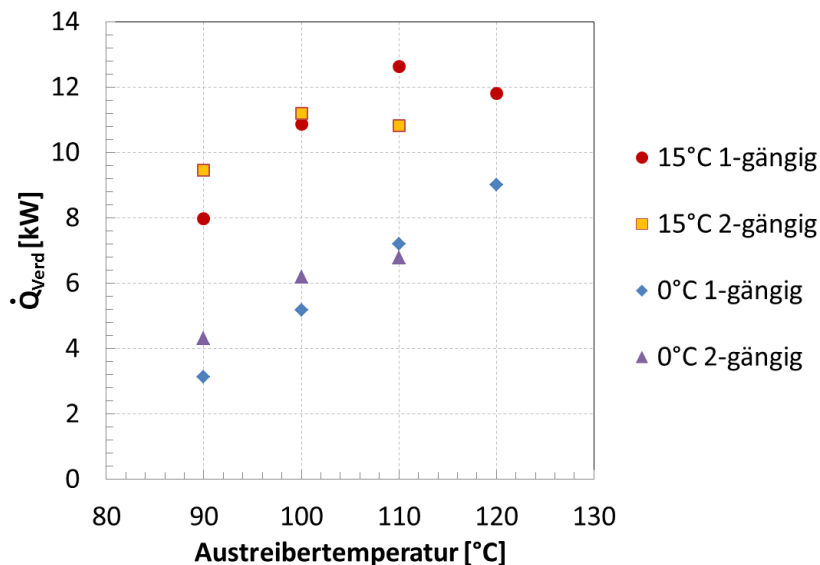


Abbildung 3.4: Vergleich der Kälteleistungen eines 1-gängigen und eines 2-gängigen Verdampfers für eine Rückkühltemperatur von 30 °C

Man erkennt, dass die Leistungen der beiden Verdampfertypen vergleichbar sind. Die Leistung des eingängigen Verdampfers ist bei 15 °C Verdampfer- und 110 °C Austreibertemperatur sogar deutlich größer. Beim Erstellen des Kennfelds wurde darauf Wert gelegt, die Funktionalität des eingängigen Verdampfers zu zeigen. Deshalb wurde die Druckformel verwendet, die mit dieser Anlage in vorhergehenden Versuchen erstellt wurde. Da die Verdampfergeometrie aber stark verändert wurde, ist die Leistung des eingängigen Verdampfers aus Abbildung 3.4 nicht optimiert. So ergab sich mit dem optimierten Druck für den Betriebspunkt 100/0/30 beispielsweise eine Kälteleistung von 6,43 kW anstelle von 5,17 kW (Steigerung um 24 %). Die Ergebnisse der Untersuchung zeigen, dass der zweite Gang des Verdampfers kaum an der Kälteerzeugung beteiligt ist. Es erscheint sinnvoller den ersten Gang des Verdampfers leicht zu vergrößern.

Es bleibt die Frage offen, wieso die Leistung des eingängigen Verdampfers beim Punkt $T_{\text{Austreiber}} = 110 \text{ °C}$, $T_{\text{Verdampfer}} = 15 \text{ °C}$ auch ohne Druckoptimierung deutlich besser ist als der zweigängige Verdampfer. Dies könnte mit dem Druckverlust im Wärmeübertrager zusammenhängen. Der Strömungsweg des zweigängigen Verdampfers ist länger als der des eingängigen. Zudem ist die Plattenanzahl geringer. Daraus resultiert ein höherer Druckverlust, der die Leistung des Verdampfers beeinflusst. Dafür spricht auch die

Verdampfer Temperatur, denn bei 15 °C wird mehr Kältemittel verdampft als bei 0 °C. Durch den größeren Massenstrom müsste auch die Druckabhängigkeit größer sein.

Nach der erfolgreichen Untersuchung des eingängigen Verdampfers war es möglich analog zu Kondensator und Dephlegmator einen Mehrfach-Wärmeübertrager als Verdampfer und Kältemittelvorkühler/Reservoir einzusetzen.

In Abbildung 3.6 ist der schematische Aufbau dieses Bauteils dargestellt. Das vom Kondensator kommende Ammoniak wird im Kältemittelvorkühler (KMVK) vorgekühlt, und anschließend demselben Wärmeübertrager nach der Expansion am Verdampfer wieder zugeführt. Der zweite Abschnitt des KMVK erfüllt den gleichen Zweck, wie der zweite Abschnitt des vorher eingesetzten Verdampfers: Noch flüssiges Kältemittel wird nachverdampft.

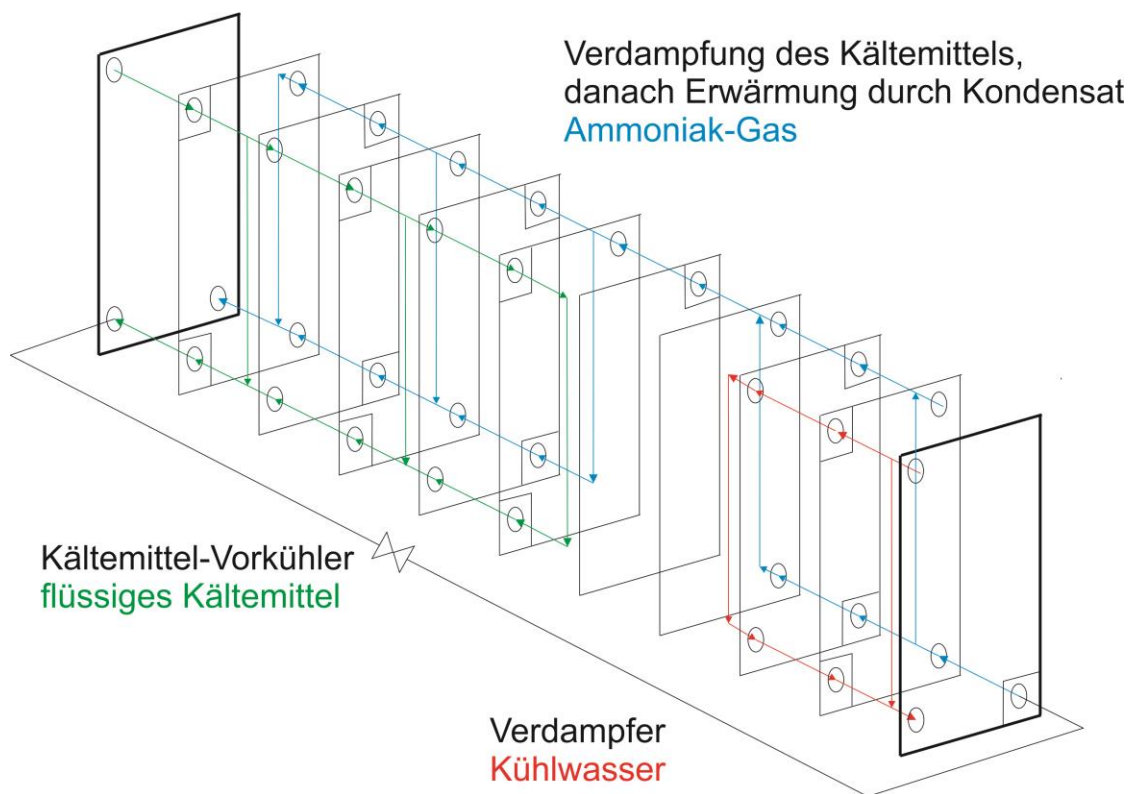


Abbildung 3.5: Aufbau des kombinierten Verdampfer / Kältemittelvorkühlers

In Abbildung 3.6 ist der Durchfluss des Wärmeübertragers schematisch dargestellt. Deutlich wird dabei auch die Reservoir-Wirkung des Kältemittelvorkühlers.

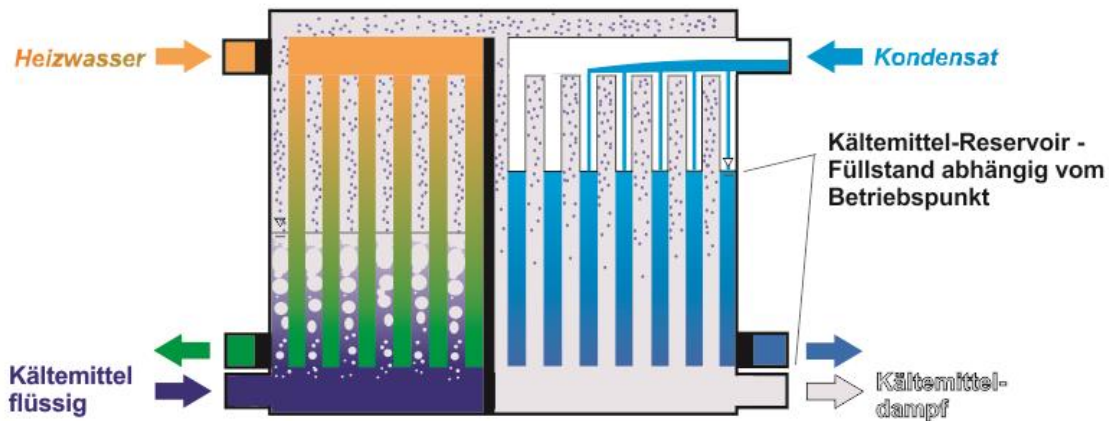


Abbildung 3.6: Verschaltung Mehrfach-Wärmeübertrager als Verdampfer und Kältemittelvorkühler

Diese Umsetzung hat den Vorteil, dass die Wärmeverluste reduziert werden und der apparative Aufwand sinkt. Darüber hinaus führt die geringere Anzahl an Anschlüssen und Anschlussplatten gegenüber zwei einzelnen Wärmeübertragern zu einer Kostenreduktion. Während der Messungen zeigte sich, dass durch den Zulauf zum KMKV noch nicht kondensierter Ammoniakdampf in diesen einströmen kann und dort kondensiert. Dies führte zu einem massiven Kälteleistungs- und Leistungszahlverlust. Die Folge ist, dass eine Integration des Kältemittelreservoirs direkt in den Kältemittelvorkühler nicht möglich ist. Um dieses Problem zu lösen, wurde ein Kältemittel-Reservoir mit einem Volumen von 2 l vorgeschaltet. So konnte durch die Flüssigkeit im Reservoir eine Dampfsperre erfolgen und das Problem beseitigt werden.

4 Konfiguration der Anlage bei Projektende

Insgesamt ist es gelungen die Kosten für die Laboranlage unter 1000 €/kW zu senken. Im Folgenden wird der Aufbau der Anlage bei Projektende detailliert erläutert.

Die in den vorangehenden Kapiteln beschriebenen Optimierungen wurden in der letzten Anlage sämtlich umgesetzt. So verfügt die Anlage über kontinuierlich arbeitende Expansionsventile sowohl im Kältemittel- als auch im Lösungsmittelkreislauf. Des Weiteren wurden Dephlegmator und Kondensator in Reihe geschaltet. Beide in Kapitel 3.2 beschriebenen Mehrfach-Wärmeübertrager waren Bestandteil dieser Konfiguration. Infolge der zahlreichen Optimierungen wurde die Anlage sehr kompakt. Tabelle 4.1 führt die Komponenten einzeln auf.

Tabelle 4.1: Übersicht der Komponenten der Anlagenkonfiguration bei Projektende

Bauteil	Beschreibung	Bemerkung
Kondensator / Dephlegmator	Mehrfach-WÜ HP 27 – 54H Kond.: 40, Deph.: 14	Beide 1-gängig
Austreiber	HP 27 – 50H	1-gängig
Lösungsmittel-WÜ	HP 27 – 80H	5 gängig
Absorber	HP 27 – 64H	2 gängig
Verdampfer / KM-Vorkühler	Mehrfach-WÜ HP 27 – 90H Verd.: 90, KMK: 50	Beide 1-gängig
Membran -Kolben- Pumpe	Hydra-Cell - G03xdsjh fema	$\dot{V} = 260 \text{ l/h}$; 0,55 kW
KM-Reservoir	V = ca. 2 l	Raff & Grund
Pumpenvorlagebehälter	V = 2 l	Raff & Grund
Kältemittelventil	Carel E2V11 kont. Ventil	
Lösungsmittelventil	Carel E2V24 kont. Ventil	

In Abbildung 4.1 wird eine Übersicht über die Verschaltung der einzelnen Komponenten gegeben.

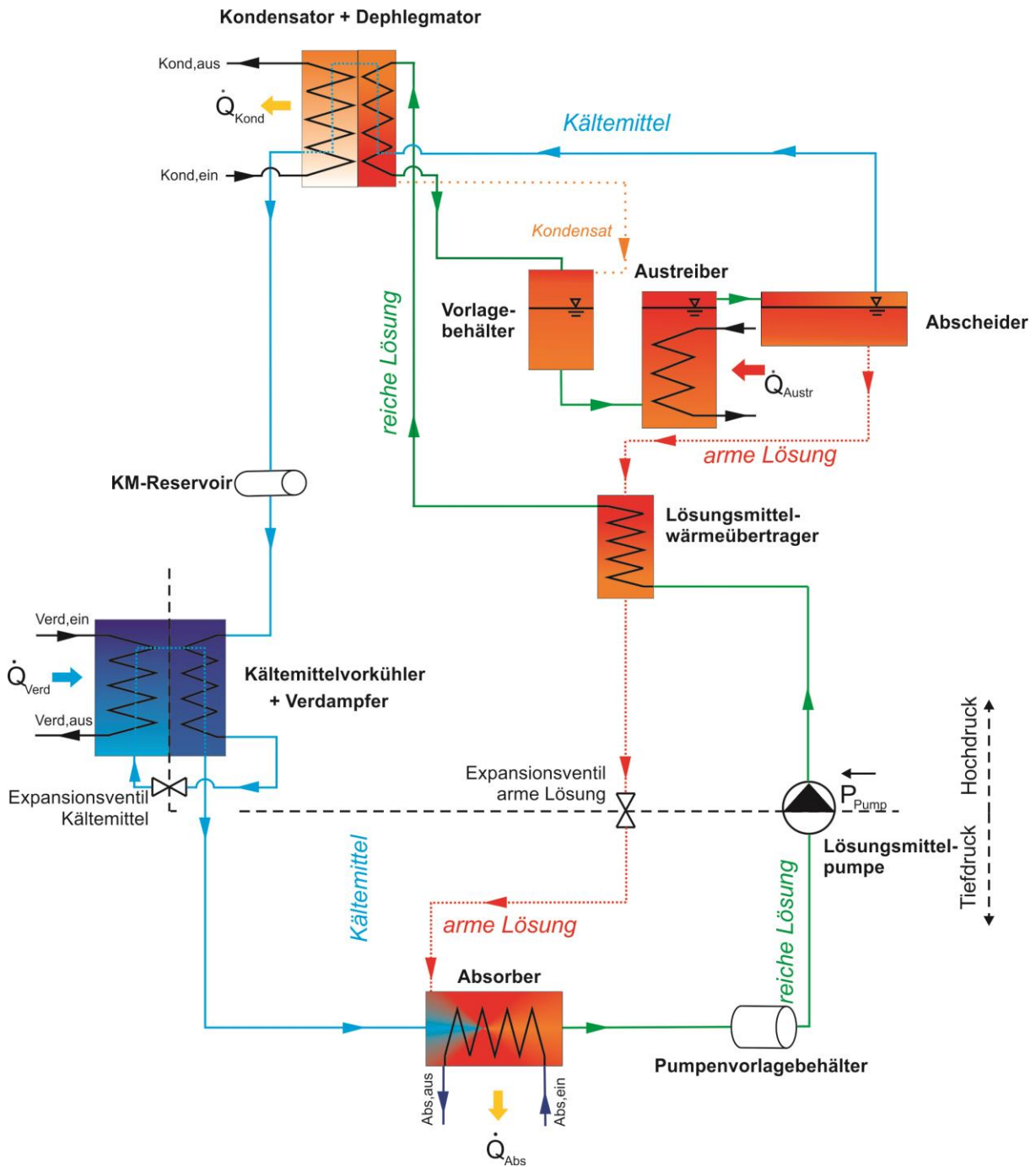


Abbildung 4.1: Aufbau der Konfiguration der ITW-AKM bei Projektende

Abbildung 4.2 zeigt eine Zeichnung der optimierten Endkonfiguration der ITW-Absorptionskältemaschine.

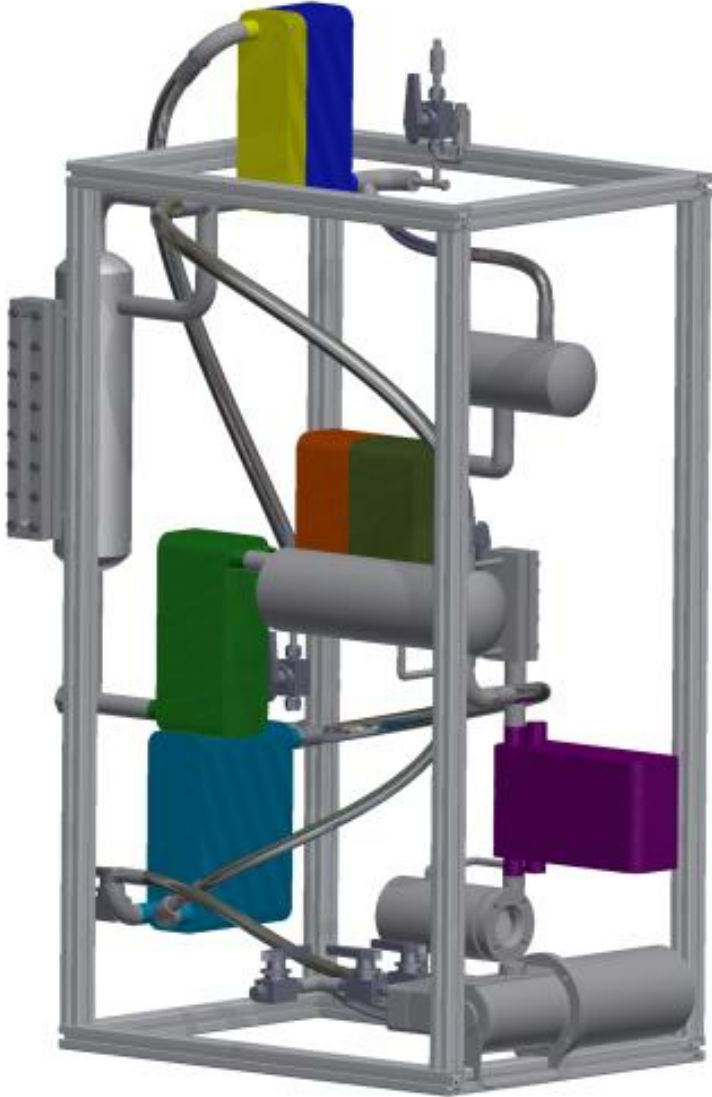


Abbildung 4.2: Neukonstruktion der Plattenaustreiberanlage

5 Zusammenfassung

Das Projekt „Effizienzsteigerung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit Eisspeicher“ hatte das Ziel die bereits am ITW vorhandene Ammoniak-Wasser Absorptionskälteanlage in Bezug auf Leistung, Kompaktheit und Kosten zu optimieren. Dazu wurden verschiedene Lösungsansätze untersucht.

In einem ersten Schritt wurde geprüft ob die bis dahin wassergekühlte Anlage hin zu einer direkt luftgekühlten Anlage umkonstruiert werden konnte. Das Wegfallen des Wasser-Glykol-Kreislaufes vermindert die Grädigkeiten an den Wärmeübertragern und sollte somit zu einer Effizienzsteigerung der Anlage führen. Im Verlauf der Untersuchungen stellte sich jedoch heraus, dass die Größe der Lamellenwärmeübertrager die Kompaktheit der Anlage wenig verringert und auch die Kosten deutlich ansteigen würden. Somit wurden andere Maßnahmen zur Effizienzsteigerung der Anlage in Betracht gezogen.

Das Hauptaugenmerk fiel dabei auf die Entwicklung und praktische Untersuchung eines neuen Austreiber-Konzepts. So wurde ein Plattenwärmeübertrager eingesetzt um den bisherigen Behälter-Austreiber zu ersetzen. Mit dem Einsatz des Plattenwärmeübertragers als Austreiber konnte die Füllmenge an Ammoniak von 18 kg auf 3,5 kg gesenkt werden. Des Weiteren konnte durch den kompakteren Aufbau sowohl die Anlagenhöhe um 30 % als auch das Gewicht um 66 % verringert werden.

Darüber hinaus wurden weitere Optimierungsmaßnahmen entwickelt und im Labor getestet. So wurden anstelle der bisher verwendeten taktenden Expansionsventile kontinuierlich arbeitende Ventile der Firma Carel getestet. In Messungen konnte gezeigt werden, dass damit der Tiefdruck erheblich genauer geregelt werden kann. Dies führt zum einen zu einem konstanteren Betrieb und zum anderen zu einer erhöhten Kälteleistung sowie Leistungszahl. Ein Ventil der gleichen Bauart wurde ebenfalls als Lösungsmittel-Expansionsventil in die Anlage integriert. Dies bietet darüber hinaus die Möglichkeit die Lösungsmittel-seite der AKM mit Hilfe eines Füllstandssensors im Pumpenvorlagebehälter zu regeln.

Eine weitere Optimierungsmaßnahme betrifft den Einsatz von Mehrfach-Wärmeübertragern. Darunter werden bei der ITW-Anlage Wärmeübertrager verstanden, welche die Funktion von zwei Komponenten in einem Bauteil vereinen. Diese wurden zum einen zur Kombination von Kondensator und Dephlegmator und zum anderen zur Kombination von Kältemittelvorkühler und Verdampfer eingesetzt. Dies steigert einerseits die Kompaktheit der Anlage und andererseits die Kälteleistung, da die Wärmeverluste reduziert werden können.

6 Anhang

Projektverlauf



Plattenaustre iber August 2013	beide 1 gängig	3-media HP 27 - 54H Kond 40 Platten Dephl. 14 Platten	1 gängig	5 gängig	Dephl. Und LMWÜ in Reihe verschaltet	2 gängig	beide 1 gängig	3-media HP 27 - 90H Kond 40 Platten, KM-VK 50 Platten
	beide 1 gängig	3-media HP 27 - 54H Kond 40 Platten Dephl. 14 Platten	1 gängig	5 gängig		2 gängig		
Plattenaustre iber Juli 2013	beide 1 gängig	3-media HP 27 - 54H Kond 40 Platten Dephl. 14 Platten	1 gängig	5 gängig	Dephl. Und LMWÜ in Reihe verschaltet	2 gängig	beide 1 gängig	3-media HP 27 - 90H Kond 40 Platten, KM-VK 50 Platten
	beide 1 gängig	3-media HP 27 - 54H Kond 40 Platten Dephl. 14 Platten	1 gängig	5 gängig		2 gängig		
Plattenaustre iber Dez. 2012	1 gängig	1 gängig	1 gängig	5 gängig	Dephl. Und LMWÜ in Reihe verschaltet	2 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	5 gängig		2 gängig		
Plattenaustre iber Dez. 2012	1 gängig	1 gängig	1 gängig	5 gängig	Dephl. Und LMWÜ in Reihe verschaltet	2 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	5 gängig		2 gängig		
Plattenaustre iber in "TTW- Anlage" bis Mai 2012	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Plattenaustre iber in "TTW- Anlage" Nov 2011	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Plattenaustre iber in "TTW- Anlage" Sept 2011	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Kondensator	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Dephlegmator	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Austreiber	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Lösungsmitt el-WÜ	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Absorber	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
Verdampfer	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		
KM-Vorkühler	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig	Dephl. Und LMWÜ Parallel verschaltet	3 gängig	2 gängig	1 gängig
	1 gängig	1 gängig	1 gängig	3 gängig		3 gängig		

V_dot= 260 l/h, 0,55 KW	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Carel E2V11 kont. Ventil	Carel E2V24 kont. Ventil	Plattenaustr iber August 2013
Hydra-Cell - G03EDSTHHEMA	Vol = 21	Vol = 21	Vol = ca. 10 l lang	Vol = ca. 10 l Einlauf oben	2 Magneten getaktet Dantoss AKVA 2&3	Handverst. Nadelventil Swagelok Serie L max. 0,16 Cv	Plattenaustr iber Juli 2013	Plattenaustr iber Juli 2013	
V_dot= 260 l/h, 0,55 KW	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund					
Hydra-Cell - G03EDSTHHEMA	Vol = 21	Vol = 21	Vol = ca. 10 l lang	Vol = ca. 10 l Einlauf oben	2 Magneten getaktet Dantoss AKVA 2&3	Handverst. Nadelventil Swagelok Serie L max. 0,16 Cv	Plattenaustr iber April 2013	Plattenaustr iber April 2013	
V_dot= 260 l/h, 0,55 KW	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund					
Hydra-Cell - G03EDSTHHEMA	-	Vol = 21	Vol = ca. 10 l lang	Vol = ca. 10 l Einlauf oben	2 Magneten getaktet Dantoss AKVA 2&3	Handverst. Nadelventil Swagelok Serie L max. 0,16 Cv	Plattenaustr iber Dez. 2012	Plattenaustr iber Dez. 2012	
V_dot= 260 l/h, 0,55 KW	-	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund					
Hydra-Cell - G03EDSTHHEMA	-	Vol = 21	Vol = ca. 10 l lang	Vol = ca. 10 l Einlauf oben	2 Magneten getaktet Dantoss AKVA 2&3	Handverst. Nadelventil Swagelok Serie L max. 0,16 Cv	Plattenaustr iber Dez. 2012	Plattenaustr iber Dez. 2012	
V_dot= 260 l/h, 0,55 KW	-	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund					
Hydra-Cell - G03EDSTHHEMA	Vol = ca. 10 l	Vol = 21	Vol = ca. 6 l zu kurz	Vol = ca. 10 l Einlauf oben	2 Magneten getaktet Dantoss AKVA 2&3	Handverst. Nadelventil Swagelok Serie L max. 0,16 Cv	Plattenaustr iber in "ITW- Anlage" bis Mai 2012	Plattenaustr iber in "ITW- Anlage" Nov 2011	
V_dot= 260 l/h, 0,55 KW	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund					
Hydra-Cell - G03EDSTHHEMA	Vol = ca. 10 l	Vol = 21	Vol = ca. 10 l kurz und dick	Vol = ca. 10 l Einlauf mittig	2 Magneten getaktet Dantoss AKVA 2&3	Handverst. Nadelventil Swagelok Serie L max. 0,16 Cv	Plattenaustr iber in "ITW- Anlage" Sept 2011	Plattenaustr iber in "ITW- Anlage" Sept 2011	
V_dot= 260 l/h, 0,55 KW	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund	Raff & Grund					
Membran -Kolben- Pumpe	KM- Reservoir	Pumpenvorlagebehälter	Vorlagebehälter Austr.	Abscheider Austr.	Kältemittelventil	Lösungsmittelventil			



Projektverlauf

Abbildung 6.1: Entwicklungsschritte der ITW-AKM

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	30	90	8,96	0,62
5	30	90	2,97	0,48
0	30	90	1,71	0,32
-5	30	90	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	30	100	11,42	0,60
5	30	100	6,07	0,51
0	30	100	4,14	0,44
-5	30	100	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	30	110	13,47	0,57
5	30	110	7,20	0,48
0	30	110	5,45	0,42
-5	30	110	2,84	0,34

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	30	120	13,24	0,52
5	30	120	7,95	0,43
0	30	120	7,11	0,43
-5	30	120	4,20	0,36

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	35	90	4,27	0,47
5	35	90	1,40	0,26
0	35	90	X	X
-5	35	90	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	35	100	8,59	0,56
5	35	100	4,00	0,45
0	35	100	1,85	0,34
-5	35	100	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	35	110	10,95	0,55
5	35	110	5,31	0,41
0	35	110	3,18	0,37
-5	35	110	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	35	120	10,34	0,51
5	35	120	6,45	0,39
0	35	120	4,66	0,38
-5	35	120	n.g.	n.g.

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	40	90	1,52	0,26
5	40	90	X	X
0	40	90	X	X
-5	40	90	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	40	100	5,31	0,50
5	40	100	1,74	0,29
0	40	100	X	X
-5	40	100	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	40	110	6,84	0,48
5	40	110	3,20	0,37
0	40	110	X	X
-5	40	110	X	X

Verd aus	Kon/Abs ein	Austr ein	\dot{Q}_{Verd}	COP
15	40	120	7,95	0,49
5	40	120	4,38	0,35
0	40	120	2,15	0,28
-5	40	120	X	X

Verschiedene Konzentrationen bei Verdampfertemperaturen				
15°C und 5°C 8,7 kg 59%				
0°C 8,6 kg 58%				
-5°C 8,2 kg 56%				
n.g. nicht gemessen				

Abbildung 6.2: Kennfeld der ITW-AKM im Dezember 2012 mit optimalen Konzentrationen