

Antragsteller: Beck Technisches Büro Hannover GmbH

Kooperationspartner: Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH

## **Entwicklung eines hermetischen Ammoniak-Solekühlers kleiner Leistung zum Einsatz in der gewerblichen Kältetechnik**

Abschlußbericht über ein Forschungsvorhaben,  
gefördert unter dem Az. 11730 von der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**

Hannover, Mai 2000

**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>11730/</b>	Referat	<b>(21/0)</b>	Fördersumme	<b>493.700,00 DM</b>
<b>Antragstitel</b>	<b>Entwicklung eines hermetischen Ammoniak-Solekühlers kleiner Leistung zum Einsatz in der gewerblichen Kältetechnik</b>				
<b>Stichworte</b>	Ammoniak-Solekühler, PAG/PGP-Schmiermittel, nichthygroskopisches Flußmittel, halbhermetischer Verdichter, trockene / überflutete Verdampfung				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
<b>2 Jahre und 6 Monate</b>	<b>01.08.1997</b>	<b>31.01.2000</b>	<b>keine</b>		
Zwischenberichte	halbjährlich				
<b>Bewilligungsempfänger</b>	Beck Technisches Büro Hannover GmbH			Tel 0511/615240	
	BTB Kältetechnik			Fax 0511/6152499	
	Zeppelinstraße 4a			Projektleitung	
	30916 Isernhagen			Herr Beck	
<b>Kooperationspartner</b>	FKW GmbH			Bearbeiter	
	Dipl.-Ing. Nils P. Halm			Dipl.-Ing. Nils P. Halm	
	Weidendamm 14				
	30167 Hannover				
	Tel.: 0511 / 16 74 75 0				
	Fax: 0511 / 16 74 75 25				

### **Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens**

Ammoniak stellt ein umweltfreundliches und energetisch günstiges Kältemittel dar, welches alternativ zu den momentan vorrangig verwendeten H-FCKW und H-FKW-Kältemitteln eingesetzt werden kann. Als nachteilig gilt die Brennbarkeit und Toxizität von Ammoniak, aber ganz besonders auch dessen Unverträglichkeit mit den sonst in der Kältetechnik üblichen Materialien. Da besondere Werkstoffe eingesetzt und aufgrund der gesundheitsgefährdenden Eigenschaften zusätzliche Maßnahmen zur Sicherheit in Ammoniak-Kälteanlagen vorgesehen werden müssen, weisen diese gegenüber herkömmlichen Anlagen hohe Investitionskosten auf. Ziel dieses Projektes ist es daher, Wege für einen wirtschaftlichen und sicheren Einsatz von Ammoniak in Kälteanlagen kleiner Leistung aufzuzeigen.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

Um den wirtschaftlichen Einsatz von Ammoniak in Kälteanlagen zu gewährleisten, sind verschiedene Aufgaben zu lösen. Die hierzu notwendigen Tätigkeiten werden in insgesamt fünf Arbeitspaketen behandelt. Die Arbeitspakete beinhalten Untersuchungen zum Ölverhalten, zu den nicht hygroskopischen Flußmitteln sowie zu den verwendeten Materialien. Desweiteren werden parallel Regelmöglichkeiten zur trockenen Verdampfung sowie zur überfluteten Verdampfung untersucht, wobei der Schwerpunkt auf die trockene Verdampfung gelegt wird. Einen weiteren Schwerpunkt stellt die Entwicklung eines halbhermetischen NH<sub>3</sub>-Verdichters dar.

Zur Bearbeitung dieser Aufgabenstellungen teilen sich die an diesem Projekt beteiligten Partner in Arbeitsgruppen auf. Die experimentellen Untersuchungen der einzelnen Gruppen werden sowohl in den firmeneigenen Labors der verschiedenen Projektpartner, am FKW als auch bei der Firma BTB durchgeführt. Als Ergebnis der Entwicklungsarbeiten sollen zwei Pilotanlagen, eine mit trockener Verdampfung und eine mit überfluteter Verdampfung, bei der Firma BTB erstellt und anschließend in einem Feldversuch getestet werden.

Für die Entwicklungs- und Laborphase ist eine Bearbeitungsdauer von 18 Monaten und für die Feldversuche der Pilotanlagen ein Zeitraum von 12 Monaten vorgesehen.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Im Rahmen der Untersuchungen der Arbeitsgruppe Schmierstoffe wurde insbesondere die bei den derzeit eingesetzten mit NH<sub>3</sub> gut mischbaren **PG-Öltypen** auftretenden Probleme der sogenannten Gel-Bildung untersucht. Mit **Endgruppenverschluß** an den Molekülketten versehene PG- und PGP-Schmierstoffe wurden am FKW experimentell untersucht. Dieser Endgruppenverschluß führte jedoch zu einer Reduzierung der Mischbarkeit der PG-Öle. Weiter entwickelte Öle auf gleicher Basis wiesen eine unzureichende Stabilität auf, so daß ein sicherer Betrieb mit diesen Ölen nicht sichergestellt werden kann.

Der Einsatz von **Aluminium** als Rohrleitungsmaterial für Ammoniakanlagen und die damit verbundenen Probleme beim **Löten** wurden eingehend untersucht. Darüberhinaus wurde ein **Aluminiumventil** für den Einsatz in solchen entwickelt. Es kann zusammengefaßt werden, daß das Zusammenlöten von Aluminiumleitungen mit entsprechenden Werkzeugen möglich ist, beim Verlöten der Aluminiumrohre mit Stahlkomponenten jedoch erhebliche Schwierigkeiten auftreten. Aufgrund der geringen mechanischen Festigkeit des Aluminiums scheint ein sicherer Einsatz in Ammoniakanlagen nicht möglich.

Die Entwicklung eines **halbhermetischen Ammoniak-Verdichters** wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Bock angestrebt. Nach Fertigstellung des ersten Prototypen stellte sich im Rahmen meßtechnischer Untersuchungen jedoch heraus, daß die Drahtisolierung des mit Aluminium gewickelten Motors nicht ammoniakresistent war. Die in der Folgezeit untersuchten Alternativen mit anderen Isoliermaterialien wiesen bereits bei der Herstellung des Motors so erhebliche Probleme auf, daß zum jetzigen Zeitpunkt festgestellt werden muß, daß die Entwicklung eines hermetischer Verdichters kleiner Leistung für den Einsatz mit Ammoniak nicht möglich ist.

Zur **trockenen Verdampfung** standen primär Untersuchungen hinsichtlich verschiedener Regelmöglichkeiten der Verdampfung sowie der Einsatz von **Plattenwärmetauschern** im Vordergrund. Zum Einsatz von Plattenwärmetauschern kann zusammengefaßt werden, daß diese einen energetisch vorteilhaften Einsatz bei Reduzierung der im Kältekreis benötigten Kältemittelfüllmenge erlauben, wenn geeignete Vorrichtungen, die eine gleichmäßige Verteilung des Kältemittels auf die einzelnen Plattenkanäle sicherstellen, eingesetzt werden. Hinsichtlich der Regelung der trockenen Verdampfung wurden zwei verschiedene Expansionsventile untersucht. Beide Ventile zeigten im Rahmen eingehender meßtechnischer Untersuchungen gute Regeleigenschaften, die einen zuverlässigen und effizienten Einsatz in Ammoniakanlagen erlauben.

Zur **überfluteten Verdampfung** wurden im Rahmen einer experimentellen Untersuchung zunächst die Einflüsse verschiedener Konstruktionsparameter der für eine überflutete Verdampfung benötigten Sammler-Verdampfeinheit bezüglich ihres Einflusses auf das Betriebsverhalten und die Kälteleistung der Anlage untersucht. Basierend auf den Ergebnissen dieser Untersuchungen wurde dann eine Sammler-Verdampfeinheit entworfen. Da diese noch nicht die angestrebte Kompaktheit aufwies, wurde die Konstruktion weiter optimiert und erneut meßtechnisch untersucht. Nach erfolgreicher Erprobung konnte die so entwickelte Einheit erfolgreich in die überflutete Pilotanlage integriert werden.

Mit den in den Voruntersuchungen erzielten Ergebnissen und gewonnen Erkenntnissen wurden zwei **Pilotanlagen**, eine nach dem Prinzip der trockenen Verdampfung und eine nach dem Prinzip der überfluteten Verdampfung bei der Firma BTB konstruiert und gebaut. Aus Zeitgründen und aus Mangel an einer geeigneten Anwendungen konnten Feldversuche nicht durchgeführt werden.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Die Ergebnisse dieses Forschungsvorhabens wurden über die gesamte Projektlaufzeit auf der jährlich stattfindenden Kälte- und Klimamesse IKK durch Posterpräsentationen sowie durch Informationsbroschüren und Diskussionen am Messestand des FKW der Öffentlichkeit nahegebracht.

Eine Veröffentlichung der Forschungsergebnisse ist in einer Branchenrelevanten Fachzeitschrift (KI oder KK) geplant.

Darüberhinaus wird das Forschungsprojekt auf einer der bedeutendsten Kältefachtagungen in Purdue, USA im Sommer 2000 vorgestellt.

## **Fazit**

Die in dem Projekt erzielten Ergebnisse zeigen, daß der Bau kompakter Ammoniakanlagen kleiner Leistung durchaus möglich ist. Die erhoffte Reduzierung der Anlagenkosten durch den Einsatz von gelöteten Aluminiumrohren ließ sich nicht realisieren. Obgleich durch eine Reihe von Maßnahmen eine weitere Hermetisierung der Anlage gelungen ist, war eine Hermetisierung der Verdichter nicht möglich.

Insgesamt kann zusammengefaßt werden, daß der Einsatz solcher Anlagen in der gewerblichen Kältetechnik zu einer **Reduzierung** der den Treibhauseffekt verursachenden **direkten und indirekten CO<sub>2</sub>-Emissionen** führt. Zur Zeit findet sich jedoch in der Industrie sowie bei den Anwendern leider keine Akzeptanz für Ammoniak-Anlagen kleiner Leistung.

# Inhaltsverzeichnis

1	ZUSAMMENFASSUNG .....	1
2	EINLEITUNG .....	3
3	DAS KÄLTEMITTEL AMMONIAK .....	4
4	AUFGABENSTELLUNG .....	5
5	GEPLANTE DURCHFÜHRUNG DES FORSCHUNGSVORHABENS .....	6
6	ERGEBNISSE DER ARBEITEN .....	8
6.1	TEILLÖSLICHES ÖL.....	8
6.2	NICHT HYGROSKOPISCHES FLUßMITTEL UND ALUMINIUM-KOMPONENTEN .....	11
6.3	HALBHERMETISCHER VERDICHTER.....	16
6.4	TROCKENE VERDAMPFUNG.....	18
6.4.1	<i>Expansionsventil Typ AKV</i> .....	24
6.4.2	<i>Expansionsventil Typ ETE</i> .....	27
6.5	ÜBERFLUTETE VERDAMPFUNG.....	31
6.6	SICHERHEITSKONZEPT.....	40
6.7	AUFBAU DER PILOTANLAGEN.....	42
6.7.1	<i>Messungen an der Pilotanlage zur trockenen Verdampfung</i> .....	43
7	ÖKOLOGISCHE UND ÖKONOMISCHE BILANZIERUNG .....	46
7.1	ÖKOLOGISCHE BILANZ.....	46
7.2	ÖKONOMISCHE BILANZ.....	48
8	FAZIT.....	50
9	LITERATUR .....	51
10	ANHANG A1 .....	I
11	ANHANG A2 .....	II
12	ANHANG A3 .....	III

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Mischungslücke der PGP-Typen .....	9
Abbildung 2: Mischungslücke der PG-Typen .....	9
Abbildung 3: Lötpistole mit Löt Aufsatz der Firma Hydro Aluminium.....	12
Abbildung 4: Aluminiumventil der Firma Herl Armaturenfabrik GmbH .....	14
Abbildung 5: Schema des Wechselfestigkeitsversuchsstandes.....	14
Abbildung 6: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen und Drücke in den Ventilen.....	15
Abbildung 7: Herausgedrückte Dichtungen der Ventilteller .....	15
Abbildung 8: Halbhermetischer Verdichter HA4 der Firma Bock .....	16
Abbildung 9: Versuchsanlage mit Kalorimeterkessel im Hintergrund.....	17
Abbildung 10: Kälteleistung in Abhängigkeit der Überhitzung bei verschiedenen .....	19
Abbildung 11: Zeitlicher Verlauf verschiedener Temperaturen für eine mittlere .....	20
Abbildung 12: Zeitlicher Verlauf verschiedener Temperaturen für eine mittlere .....	20
Abbildung 13: Kälteleistung für Plattenwärmetauscher mit unterschiedlicher Anzahl an Durchgangskanälen.....	21
Abbildung 14: Kälteleistung pro Wärmetauscherkanal .....	22
Abbildung 15: Änderung der Kälteleistung als Funktion der Überhitzung für das Verteilersieb und die Einspritzlanze.....	24
Abbildung 16: Schematische Darstellung des Öffnungsverhaltens eines pulsweitenmodulierten Expansionsventils.....	25
Abbildung 17: Statisches Verhalten des AKV Ventils .....	25
Abbildung 18: Dynamisches Verhalten des AKV-Ventils .....	26
Abbildung 19: Konzept des ETE-Expansionventils .....	28
Abbildung 20: Statisches Verhalten des ETE Ventils .....	29
Abbildung 21: Dynamisches Verhalten des ETE-Ventils.....	30
Abbildung 22: Sammler / Flüssigkeitsabscheider.....	34

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Größe der untersuchten Drosselscheiben und Bohrungsdurchmesser .....	23
Tabelle 2: Systemveränderungen für dynamische Tests des AKV-Ventils .....	27
Tabelle 3: Systemveränderungen für dynamische Tests des ETE-Ventils .....	30
Tabelle 4: Änderung der Betriebsbedingungen für Untersuchungen an überflutetem Verdampfer .....	39
Tabelle 5: Maßgebliche Größen für die Berechnung des TEWI.....	47

# 1 Zusammenfassung

Im Rahmen des hier vorgestellten Forschungsvorhaben wurde der Einsatz von Ammoniak in Kälteanlagen kleiner Leistung untersucht. Dazu waren die verschiedenen Aufgaben zu lösen. Die hierzu notwendigen Tätigkeiten wurden in insgesamt sieben Arbeitspaketen behandelt. Die Arbeitspakete beinhalten Untersuchungen zum Ölverhalten, zu den nicht hygroskopischen Flußmitteln sowie zu den verwendeten Materialien. Desweiteren wurden parallel Regelmöglichkeiten zur trockenen Verdampfung sowie zur überfluteten Verdampfung untersucht. Einen weiteren Schwerpunkt stellte die Entwicklung eines halbhermetischen  $\text{NH}_3$ -Verdichters dar.

Zur Bearbeitung dieser Aufgabenstellungen teilten sich die an diesem Projekt beteiligten Partner in Arbeitsgruppen auf. Die experimentellen Untersuchungen der einzelnen Gruppen wurden sowohl in den firmeneigenen Labors der verschiedenen Projektpartner, am FKW als auch bei der Firma BTB durchgeführt. Als Ergebnis der Entwicklungsarbeiten wurden zwei Pilotanlagen, eine mit trockener Verdampfung und eine mit überfluteter Verdampfung, bei der Firma BTB erstellt. Eine Erprobung dieser Anlagen im Feld konnte zum einen aus Zeitmangel, zum anderen aber auch aus Mangel an einer geeigneten Anwendung, nicht durchgeführt werden, wie ursprünglich geplant.

Im Rahmen der Untersuchungen der Arbeitsgruppe Schmierstoffe wurde insbesondere die bei den derzeit eingesetzten mit  $\text{NH}_3$  gut mischbaren PG-Öltypen auftretenden Probleme der sogenannten Gel-Bildung untersucht. Die genauen Ursachen dieser Gel-Bildung konnten trotz intensiver Bemühungen der Firmen Fuchs Mineralölwerke und Clariant bisher nicht vollständig aufgeklärt werden. Bisherige Erfahrung eines neu entwickelten, mit Ammoniak teillöslichen PGP-Schmierstoffes und geringerer Affinität gegenüber Wasser sowie besserer Verträglichkeit mit Mineralölen lassen bisher keine Gel-Bildung erwarten. Mit Endgruppenverschluß an den Molekülketten versehene PG- und PGP-Schmierstoffe wurde durch die Firmen Fuchs und Clariant hergestellt und im Labor des FKW untersucht. Es stellte sich heraus, daß der Endgruppenverschluß der Molekülketten die Mischbarkeit des löslichen Öles deutlich heruntersetzte, so daß diese Maßnahme keine Lösung der Gel-Problematik darstellt. Es wurden daraufhin zwei weitere Öle auf Basis der Polyglykole entwickelt, welche jedoch eine nicht ausreichende Stabilität aufwiesen. Obgleich im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen mit dem teillöslichen PGP-Öl keine Probleme auftraten, wurde für die Pilotanlagen letztendlich ein Konzept auf Basis eines mit Ammoniak nicht löslichen Mineralöles entwickelt, da der Einsatz der PGP-Öle in der Industrie und bei den Kunden zur Zeit keine Akzeptanz findet.

Ein weiterentwickeltes, nichthygroskopisches Flußmittel der Firma FIRINIT (vorher Metallochemische Fabrik Dr. Rostovsky) wurde dem FKW zur Verfügung gestellt und am FKW hinsichtlich der Verarbeitbarkeit untersucht. Das Flußmittel in pulveriger Form kann in Wasser gelöst werden. Ein Nachteil des Flußmittels besteht darin, daß es, einmal aktiviert, nicht mehr von der Lötstelle zu entfernen ist, was das Reparieren mißglückter Lötungen unmöglich macht. Insgesamt konnte jedoch festgestellt werden, daß das Verlöten von Aluminiumrohren mit geeigneten Werkzeugen, wie sie von der Firma Hydro Aluminium für diese Untersuchungen zur Verfügung gestellt wurden, durchaus möglich ist. Schwierigkeiten treten jedoch dort auf, wo die Aluminiumrohre mit großen Komponenten aus Stahl

## 2 Einleitung

Ausgelöst durch die FCKW-Halon-Verbotsverordnung und das Kyoto-Protokoll steht Ammoniak nun als Alternativkältemittel auch in Anlagen kleiner Leistung wieder verstärkt zur Diskussion, da es weder ein direktes Ozonabbau- noch direktes Treibhauspotential besitzt.

Ammoniak stellt eines der ältesten Kältemittel dar. Verdrängt wurde es in nahezu allen Bereichen der Kältetechnik durch die Einführung der Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW und HFKW). Lediglich in Anlagen großer Leistung konnte sich Ammoniak als Kältemittel behaupten.

Gegen einen Einsatz von Ammoniak in Kälteanlagen kleiner Leistung sprechen derzeit insbesondere dessen Toxizität und prinzipielle Brennbarkeit. Diese Eigenschaften haben dazu geführt, daß die Verwendung von Ammoniak als Kältemittel durch eine Vielzahl von Vorschriften reglementiert wird. Gemäß der UVV, VGB 20 dürfen Kompressionskälteanlagen mit dem Kältemittel Ammoniak nur dann in öffentlich zugänglichen Bereichen aufgestellt werden, wenn sie als indirekte Systeme ausgeführt sind, wobei alle kältemittelführenden Komponenten in einem Maschinenraum untergebracht werden müssen. Direkte Ammoniak-Systeme dürfen lediglich in nicht öffentlich zugänglichen Bereichen aufgestellt werden, zu denen nur befugtes Personal Zutritt hat.

Zum anderen können die in der Kältetechnik üblichen Buntmetalle in Ammoniak-Kälteanlagen nicht verwendet werden, da sich Ammoniak bereits bei geringen Feuchtigkeitsgehalten diesen gegenüber aggressiv verhält und zur Zerstörung dieser Materialien führt. Daher werden bislang in  $\text{NH}_3$ -Anlagen in der Kältetechnik ansonsten nicht übliche Stahlwerkstoffe eingesetzt, die zum einen vom Kälteanlagenbauer ungewohnte Verarbeitungs- und Verbindungstechniken erfordern. Zum anderen werden durch weitere Vorschriften, wie der Röntgenprüfung von Schweißnähten, die Kosten solcher Anlagen erhöht. Auch die Verwendung von herkömmlichen Kältemaschinenölen, die mit Ammoniak praktisch nicht mischbar sind, führen zu einer weiteren Kostensteigerung, da zur Ölrückführung aus dem Verdampfer zum Verdichter zusätzliche konstruktive Maßnahmen notwendig sind.

Ziel dieses Forschungsvorhabens ist es, Wege für einen sicheren und wirtschaftlichen Einsatz des Kältemittels Ammoniak in Kälteanlagen kleiner Leistung bis zu 50 kW aufzuzeigen. Dabei sollen insbesondere folgende Aspekte berücksichtigt werden:

- Die Sicherheit und hermetische Dichtheit der  $\text{NH}_3$ -Anlagen, da Anlagen kleiner Leistung auch dort betrieben werden, wo Menschen leben oder arbeiten,
- ein automatischer, wartungsarmer Anlagenbetrieb, da im Gegensatz zu industriellen Anlagen die Anwender solcher Systeme im allgemeinen keine Techniker sind und
- die Wirtschaftlichkeit, um mit den konventionellen Kälteanlagen konkurrenzfähig zu sein.



## 4 Aufgabenstellung

In Hinblick auf die zuvor genannten wesentlichen Kriterien - Sicherheit und hermetische Dichtheit der Anlage, automatischer, wartungsarmer Betrieb und Wirtschaftlichkeit der Anlage -, die an eine Ammoniakanlage kleiner Leistung gestellt werden, sind eine Reihe spezifischer Problemstellungen zu lösen.

Um eine Ammoniak-Kälteanlage wirtschaftlich zu gestalten, soll eine kompakte Bauweise der Anlagenkomponenten in Betracht gezogen werden. Desweiteren können die Anlagenkosten reduziert werden, wenn an Stelle des sonst bei Ammoniakanlagen gebräuchlichen Stahls als Rohrleitungsmaterial ein leichter zu verarbeitendes Material wie zum Beispiel Aluminium verwendet wird, welches die Verwendung der sonst in der Kältetechnik üblichen Techniken wie Biegen, Lötten oder Bördeln ermöglicht. Damit bei Verwendung von Aluminiumrohren die Verbindungstechniken einfach bleiben, z.B. durch Lötten, das gegenüber dem Schweißen entsprechend derzeitiger Bestimmungen keinen weiteren Prüfungen unterliegt, sollten auch die Anlagenarmaturen aus Aluminium gefertigt sein. Gleichzeitig wird dadurch eine weitgehende Hermetisierung des Kältemittelkreislaufs möglich.

Sowohl für die trockene als auch für die überflutete Verdampfung sollen speziell für Anlagen geringer Kälteleistung ausgelegte Verfahren und Systeme zur Verdampferregelung entwickelt werden, durch die ein automatischer Anlagenbetrieb auch kostengünstig möglich wird. Zur Gestaltung einer gesicherten Ölrückführung soll neben den bislang verwendeten unlöslichen Ölen auch der Einsatz von löslichen und teillöslichen Schmierstoffen untersucht werden.

Für die Gewährleistung eines sicheren, hermetisch dichten Betriebes der Anlage soll zunächst einmal die Materialverträglichkeit von  $\text{NH}_3$  mit Aluminium geklärt werden. Dies betrifft zum einen die in der Anlage verwendeten Rohrleitungen und Armaturen und zum anderen die in hermetischen Verdichtern verwendeten Motorwicklungen. Neben dem Verdichter sollen auch die anderen Anlagenkomponenten wie Armaturen und Wärmetauscher in hermetischer Bauweise ausgeführt werden. Darüber hinaus wird eine Reduzierung der Kältemittelfüllmenge durch die kompakten Anlagenkomponenten angestrebt, sowohl für eine mit trockener Verdampfung als auch für eine im überfluteten Betrieb arbeitenden Anlage. Zusätzlich zu den Maßnahmen an der Kälteanlage soll deren sicherer Betrieb durch externe Sicherheitseinrichtungen gewährleistet werden, für die ein auf diesen Anwendungsfall angepaßtes Konzept erarbeitet werden soll.

Zum Abschluß sollen dann alle im Rahmen dieses Projektes gewonnen Erkenntnisse durch das *FKW* in Zusammenarbeit mit den Projektpartnern zusammengetragen und in Form eines Abschlußberichtes dokumentiert werden.

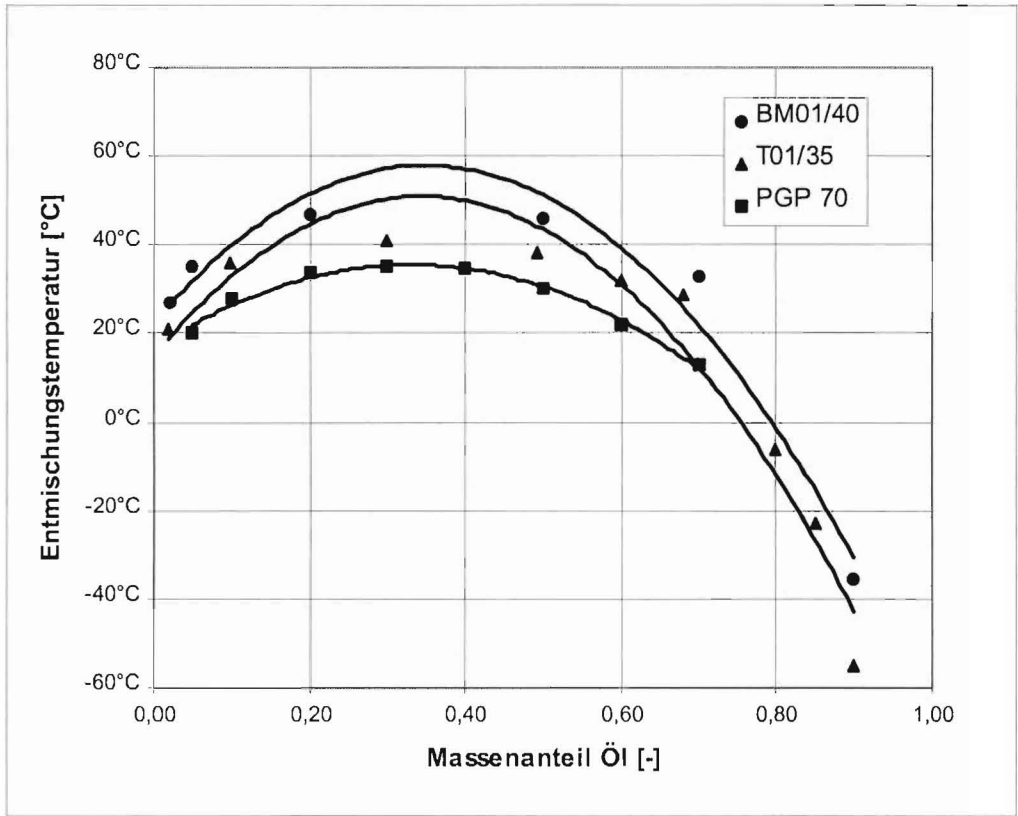


Abbildung 1: Mischungslücke der PGP-Typen

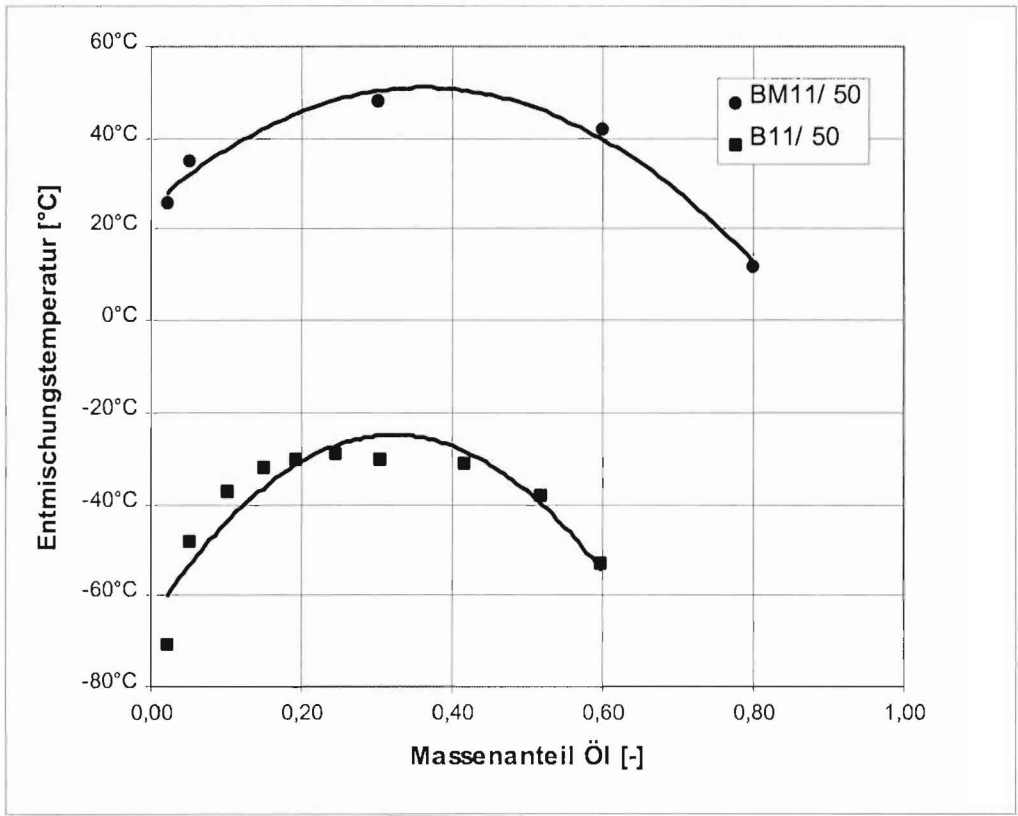


Abbildung 2: Mischungslücke der PG-Typen

an der Versuchsanlage getestet werden, und wurde somit direkt in die Pilotanlage integriert und erst dort getestet.

## 6.2 Nicht hygroskopisches Flußmittel und Aluminium-Komponenten

Ein von der Firma FIRINIT (Metallo-chemische Fabrik Rostwski) entwickeltes nicht hygroskopisches Flußmittel wurde dem *FKW* zur Verfügung gestellt. Das Flußmittel in pulveriger Form kann in Wasser gelöst werden. Nach Auftragen des Flußmittels auf die Lötstelle und Zuführen von Wärme verdampft das Wasser, ohne daß Restflüssigkeit im Flußmittel eingebunden bleibt. Ein Nachteil des Flußmittels besteht darin, daß sich das Flußmittel, nachdem es einmal aktiviert wurde, kaum mehr von der Lötstelle entfernen läßt. Dadurch sind mißglückte Lötungen nicht reparabel, ein Nachlöten ist bisher nicht möglich.

Im Rahmen eines Besuches von *FKW* Mitarbeitern bei der Firma FIRINIT wurde die Verwendungsweise des Flußmittels an verschiedenen Lötwerkteilen und zu verlötenden Materialien demonstriert. Hierbei wurden insbesondere solche, an der Versuchsanlage häufig auftretende Verbindungen wie Aluminiumrohr auf Aluminiumrohr, Aluminiumrohr auf Stahlrohr und Aluminiumrohr auf Stahlfittinge berücksichtigt.

Die praktische Anwendungsmöglichkeit des Flußmittels konnte im Rahmen von Umbauarbeiten der am *FKW* befindlichen Ammoniak-Versuchsanlage und darin enthaltenen Aluminium-Rohrelementen getestet werden. Hierbei wurde insbesondere die Verarbeitbarkeit des Flußmittels sowie das Korrosionsverhalten untersucht. Gegenüber herkömmlichen, hygroskopischen Flußmitteln, stellt sich die Verarbeitung des nicht hygroskopischen Flußmittels etwas schwieriger dar. Dies liegt in erster Linie an der sehr kurzen Reaktionszeit des Flußmittels von etwa 4-5 sec.. Innerhalb dieser Zeitspanne muß das Lot zum Schmelzen und in den Lötspalt gebracht werden. Das Flußmittel wird bei einer Temperatur von ca. 550 °C - 590 °C aktiviert, und liegt damit im Bereich des Schmelzpunkts des verwendeten Lotes AlSi12 (Schmelztemperatur 570 °C im eutektischen Punkt). Ein weiterer Nachteil des Lotes besteht darin, daß das Flußmittel, nachdem es einmal aktiviert worden ist, nicht wieder aktiviert werden kann, wodurch Reparaturen an Lötstellen nur nach gründlichem Entfernen der Flußmittelrückstände möglich sind. Dadurch geht ein ganz entscheidender Vorteil von Lötverbindungen, so wie sie üblicherweise mit Kupfer und Silberlot in der Kältetechnik ausgeführt werden, gegenüber Schweißverbindungen, die auch nur unter erheblichem Aufwand korrigiert werden können, verloren.

Deutlich vereinfacht wird das Löten mit Aluminiumwerkstoffen durch geeignete Werkzeuge, die ein gleichmäßiges Erwärmen der beiden zu verbindenden Werkstücke ermöglichen. Eine gleichmäßige Erwärmung der Werkstoffe ist beim Aluminiumlöten deutlich wichtiger als beim Kupferlöten, da das Aluminium auf eine Temperatur, die sehr nahe am Schmelzpunkt liegt, gebracht werden muß. Geringe lokale Überschreitungen der Arbeitstemperatur können daher bereits zu einem Aufschmelzen des Aluminiums führen. Die Firma Hydro Aluminium hat daher für das Löten von Aluminiumrohren eine spezielle Lötspitze als Aufsatz der Lötpistole entwickelt, mit der eine sehr gleichmäßige Erwärmung der Werkstücke auf dem Umfang und auf der Länge möglich ist. Die Lötpistole mit Aufsatz ist in Abbildung 3 dargestellt.

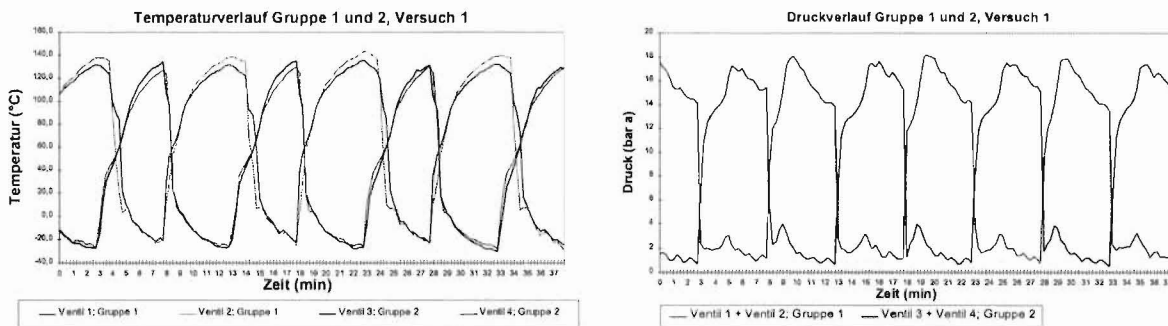
Aufgaben einer besonderen Belastung ausgesetzt war, so ist jedoch nicht auszuschließen, daß ähnlich Belastungen einer kommerziellen Anlage durch die daran durchzuführenden Wartungsarbeiten vorkommen. Das Wartungspersonal wäre somit einer relativ hohen Verletzungsgefahr durch geborstene Rohrleitungen und daraus ausströmendes Ammoniak ausgesetzt.

Darüberhinaus erlauben es Aluminiumleitungen aufgrund ihrer deutlich geringeren Stabilität nicht, das Gewicht von Anlagenkomponenten wie z.B. Plattenwärmetauschern, die lediglich an ihrer Unterseite abgestützt, sonst jedoch durch die Rohrverbindungen getragen werden, ausreichend Support zu geben. Um einer Ammoniakanlage, welche mit Aluminiumrohren ausgerüstet wird, die notwendige Stabilität gegen mechanische Belastungen zu geben, wären eine Vielzahl zusätzlicher Stützen der Rohrleitungen notwendig. Dies war der vorrangige Grund, daß man sich im Rahmen des Aufbaus der Pilotanlage für den Einsatz herkömmlicher Stahlleitungen entschloß und auf einen Einsatz der Aluminiumrohrleitungen zunächst verzichtete.

Parallel zu diesem Forschungsvorhaben wurden in einem Vorhaben des Forschungsrates Kältetechnik e. V. (FKT) Aluminiumwerkstoffe auf ihre Verwendbarkeit in Ammoniak-Kälteanlagen untersucht. Die bisherigen, noch vorläufigen Untersuchungsergebnisse lassen für die Legierung AlMn1 (welches als Rohrmaterial im Rahmen dieses Forschungsprojektes eingesetzt wird) das günstigste Verhalten gegenüber Ammoniak und den verwendeten Schmierstoffen erwarten. Dieser Werkstoff kann für Rohrleitungen und Fittings, voraussichtlich jedoch nicht für Armaturen wie Ventile verwendet werden, da er unter Last zum Kriechen neigt. Für solche Anwendungen empfiehlt es sich, formstabilere Aluminiumwerkstoffe zu verwenden. Untersuchungen mit Aluminium-Silizium-Legierungen, wie sie derzeit in der Automobilindustrie vielseitig eingesetzt werden, wurden im Rahmen des FKT-Forschungsvorhabens aufgenommen.

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde zunächst die Aluminiumlegierung AlSi5 ausgewählt und der Firma Herl für Armaturen als Ventilwerkstoff empfohlen. Dieser Werkstoff ist jedoch in Europa schwer verfügbar (häufigere Anwendung findet AlSi5 in Nordamerika), so daß alternativ die Aluminiumlegierung AlMgSi0.5 gewählt wurde. AlMgSi0.5 zählt zu den aushärtbaren Knetlegierungen und erfüllt alle Anforderungen, die an das Ventilmaterial gestellt werden, wie ausreichende Festigkeit, Schmiedbarkeit und Lötbarkeit. Nach Spezifikationen des *FKW* hat die Firma Herl Armaturenfabrik 10 Ventile des Typs Herl T5 DN 12 mit Aluminiumkörper und Lötanschlüssen gefertigt und dem *FKW* zur Verfügung gestellt. Lediglich die Spindel des Ventils ist in Stahl ausgeführt. In ersten Versuchen wurde die Lötbarkeit dieser Ventile untersucht und als gut befunden. Ein Aluminiumventil ist in Abbildung 4 dargestellt.

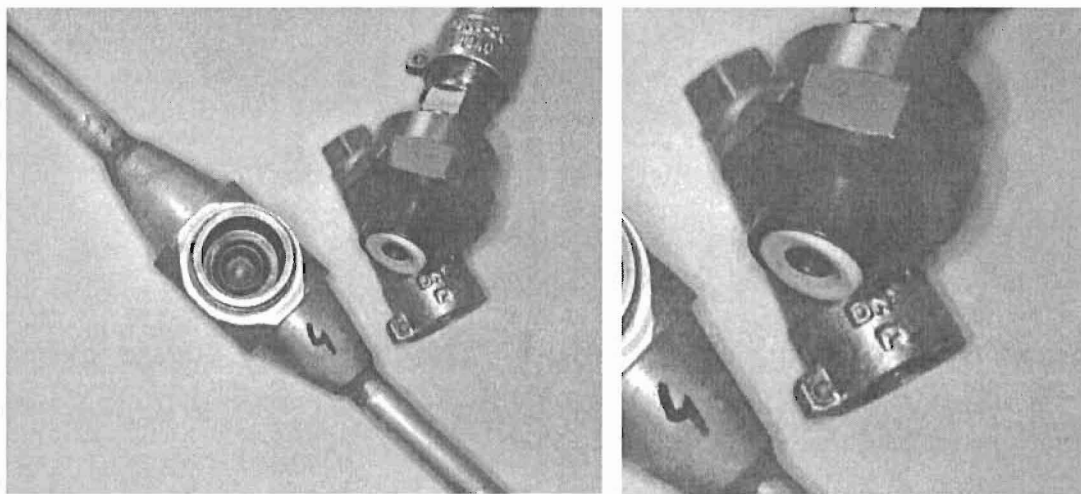
Durch abwechselndes Öffnen und Schließen der Vierwege-Ventilgruppen werden die Proben (in diesem Fall die Aluminiumventile) abwechselnd mit Heißgas unter hohem Druck und hoher Temperatur und Flüssigkeit unter niedrigem Druck und tiefer Temperatur beaufschlagt. Die Aluminiumventile sind dabei die gesamte Zeit über in geöffneter Stellung, so daß das Ammoniak die Ventile, welche in den Probestrecken eingesetzt sind, durchfließen kann. Der zeitliche Verlauf dieser Lastwechsel ist in Abbildung 6 dargestellt.



**Abbildung 6: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen und Drücke in den Ventilen**

Die Aluminiumventile wurden insgesamt mit 10000 Lastwechseln bei einer Periodenlänge von 10 min. belastet. Dabei wurde die Dichtheit der Ventile mittels Geruchtests kontrolliert. Nach ca. 2000 Lastwechseln konnten an zwei der Ventil erhöhte Leckraten festgestellt werden. Diese waren jedoch durch die Demontage der Ventile, welche zum Einlöten der Aluminiumrohre notwendig war, verursacht worden und ließen sich durch Nachziehen der Spindelmuttern beheben. Anschließend zeigte keines der insgesamt 4 getesteten Ventile eine erhöhte Leckagerate über die Spindeldichtungen.

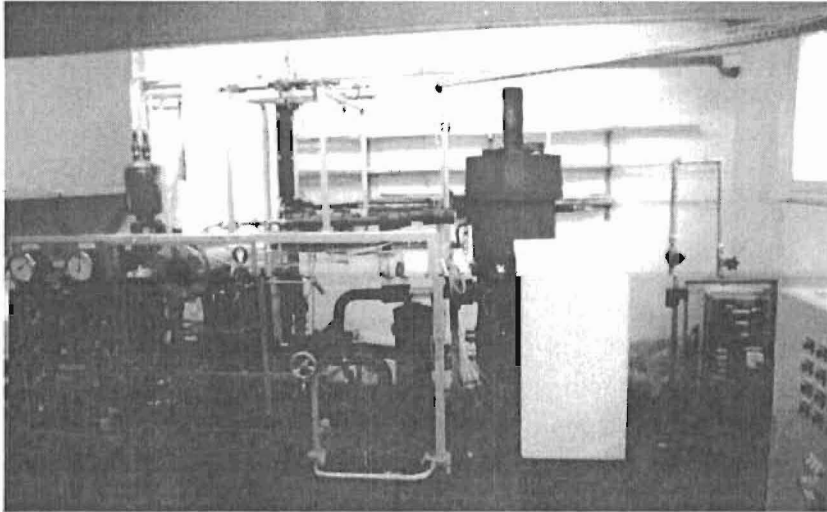
Bei der im Anschluß an die Messungen durchgeführten Demontage wurde jedoch festgestellt, daß die Dichtungen des Ventiltellers aus ihren Nuten gedrückt waren, Abbildung 7.



**Abbildung 7: Herausgedrückte Dichtungen der Ventilteller**

Dies kann dadurch erklärt werden, daß flüssiges Ammoniak hinter die Dichtung gelangt ist, welches beim nächsten Lastwechsel verdampfte und somit die Dichtung aus der Nut drückte. Im realen Betrieb ist ein derartiger Zustand so ohne weiteres nicht zu erwarten.

Um den halbhermetischen Verdichter bezüglich seiner Leistung testen zu können, wurde die Versuchsanlage des FKW erneut umgerüstet. Ein bereits bestehendes Sekundärkalorimeter wurde in die Versuchsanlage integriert, der Kalorimeterkessel dieser Anlage ist in Abbildung 9 dargestellt.



**Abbildung 9: Versuchsanlage mit Kalorimeterkessel im Hintergrund**

Der Halbhermetikverdichter wurde mit der Anlage verbunden und zunächst ohne Ammoniak noch einmal auf seine prinzipielle Funktionsfähigkeit getestet. Nachdem diese festgestellt worden war, wurde die Anlage mit Ammoniak befüllt, und der Verdichter sollte in Betrieb genommen werden. Die Inbetriebnahme konnte jedoch nicht mehr durchgeführt werden, da der Verdichter überraschenderweise nicht mehr betriebstüchtig war. Wie später nach Demontage des Verdichters durch den Hersteller Bock Kältemaschinenfabrik festgestellt wurde, hatte die kurze Zeit, in welcher die Motorwicklung dem Ammoniak ausgesetzt war, gereicht, die Isolierung der Wicklung zu zerstören und somit einen Kurzschluß zwischen den einzelnen Motorwicklungen zu verursachen.

In der darauffolgenden weiteren Entwicklung des Verdichters wurde zunächst erneut verstärkt nach einem geeigneten Isolierungsmaterial für die Motorwicklungen gesucht. Mit verschiedenen Materialien wurden bei dem italienischen Kooperationspartner der Firma Bock insgesamt vier weitere Motoren gewickelt, jedoch alle ohne Erfolg. Das größte Problem bestand hierbei darin, daß sich die für die kleine Bauform des Motors benötigten kleinen Wicklungsradien nicht ohne Brechen oder Platzen der Isolierung realisieren ließen. Es mußte letztendlich festgestellt werden, daß sich eine Hermetisierung des Verdichters auf diesem Wege zum augenblicklichen Zeitpunkt leider nicht realisieren läßt.

Alternativ wurden jedoch andere Möglichkeiten diskutiert, die eine weitere Abdichtung des Verdichters ermöglichen würden. Hierzu zählte zum einen die Hermetisierung eines AM-Verdichters. Die Verdichter der Baureihe AM der Firma Bock sind offene Hubkolbenverdichter mit angeflanschem Motor. Eine Hermetisierung dieses Verdichters könnte dadurch geschehen, daß der angeflanschte Motor mit seinem Gehäuse gegen den Verdichter und gegen die Umwelt abgedichtet wird und durch Beaufschlagung mit einem Druckgas gegen Eindringen des Ammoniaks aus dem Verdichter geschützt wird.

Zum anderen wurde die Möglichkeit des Abschließens des Motorraumes eines HG-Verdichters vom Verdichtungsraum erörtert, um den Verdichter mit einem herkömmlichen Motor betreiben zu können und diesen so vor einer ammoniakhaltigen Atmosphäre zu

sich bis auf 2 K reduzieren, wobei die Regelung bei diesen sehr geringen Überhitzungen nicht mehr stabil verlief. Die im Diagramm gezeigten Überhitzungen wurden über ein Thermoelement mit der an der Versuchsanlage befindlichen Data Aquisition aufgenommen. Die über den reglereigenen Temperatursensor (Pt 1000) aufgenommene Überhitzungstemperatur lag insbesondere im Bereich größerer Überhitzung um bis zu 2 K oberhalb der mit dem Thermoelement aufgenommenen. In Abbildung 10 ist zu erkennen, daß die Kälteleistung mit steigender Überhitzung konstant bleibt. Zu erwarten wäre ein, wenn auch geringer, Abfall der Kälteleistung. Hierfür könnten Fehlverteilungen des Kältemittels im Plattenwärmetauscher verantwortlich sein, die am Ausgang des Verdampfers eine „Pseudoüberhitzung“ liefern. Einige der Plattenkanäle werden mit mehr Kältemittel beaufschlagt als andere, so daß die Verdampfung des Kältemittels in nur einigen Plattenkanälen geschieht. In den übrigen Kanälen wird das Kältemittel stark überhitzt. Dies würde zu einer Verfälschung der am Verdampferausgang gemessenen „Überhitzung“ führen.

Diese Annahme wird weiter durch Abbildung 11 und 12 unterstützt, in denen der Temperaturverlauf der Verdampfeintrittstemperatur, der Verdampferaustrittstemperatur und der Temperatur des Kältemittels am Verdichtereingang für zwei verschiedene Überhitzungen über der Zeit dargestellt ist. In Abbildung 11 sind die Temperaturverläufe für eine mittlere Überhitzung von  $\Delta T_{\ddot{u}} = 8,73$  K dargestellt, in Abbildung 12 für eine mittlere Überhitzung von  $\Delta T_{\ddot{u}} = 2,77$  K. Deutlich sind die stärkeren Temperaturschwankungen bei kleinerer Überhitzung, die auf ein Regelverhalten nahe der Stabilitätsgrenze hinweisen, zu erkennen. Besonders interessant ist jedoch die Verdichtereintrittstemperatur. Bei einer Überhitzung von 8,73 K liegt diese mit  $T_{v1} = 12$  °C nahe der mittleren Verdampferaustrittstemperatur von  $T_{o2} = 11$  °C. Bei der kleinen Überhitzung liegt die Verdichtereintrittstemperatur bei  $T_{v1} = 10$  °C während die mittlere Verdampferaustrittstemperatur bei  $T_{o2} = 5$  °C liegt, was einer gemessenen Temperaturdifferenz von 5 K entspricht. Der Wärmeeintrag über die Saugleitung kann für diese Temperaturzunahme allein nicht verantwortlich sein, da die Saugleitung mit Armaflex gründlich isoliert war.

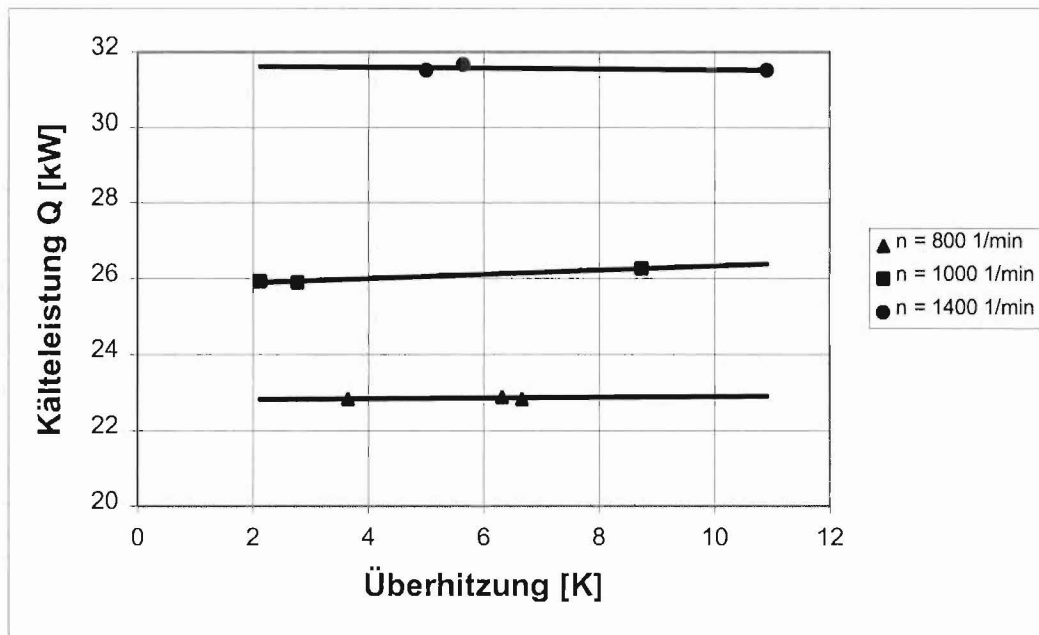


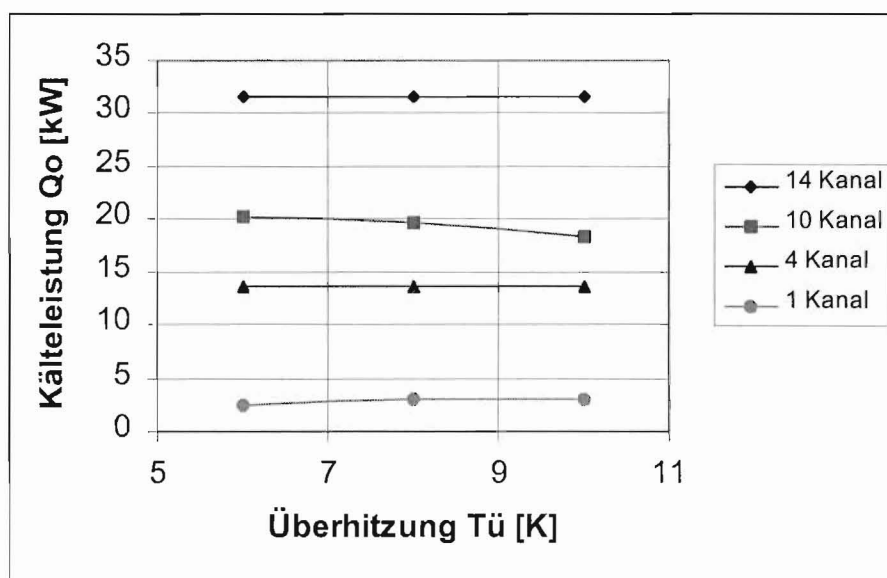
Abbildung 10: Kälteleistung in Abhängigkeit der Überhitzung bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen



Es ist vielmehr zu vermuten, daß das Kältemittel am Verdampferaustritt noch nicht vollständig verdampft ist. Es werden also im überhitzten Dampf noch kleinste Tropfen transportiert. Auf dem Weg zum Verdichtereinlaß verdampfen diese Tropfen.

Um dies genauer zu untersuchen, wurde bei einem im Mai 1998 stattgefundenen Treffen der Verdampfergruppe die Durchführung weiterer Versuche beschlossen. Dabei sollten zusätzlich zum 14 Kanal Wärmetauscher Plattenwärmeübertrager mit 1, 4 und 10 Durchgangskanälen auf der Kältemittelseite untersucht werden. Insbesondere der Vergleich mit dem 1-Kanal-Plattenwärmetauscher (in dem keine Fehlverteilung des Kältemittels vorliegen kann) sollte Aufschluß über mögliche Kältemittelfehlverteilungen zwischen den einzelnen Platten und damit verbundene Leistungsminderungen geben. Die entsprechenden Plattenwärmetauscher wurden von der Firma Gea Ecoflex gefertigt und dem *FKW* zur Verfügung gestellt.

Die im Rahmen dieser Versuche erzielten Ergebnisse sind in Abbildung 13 zusammengefaßt.



**Abbildung 13: Kälteleistung für Plattenwärmetauscher mit unterschiedlicher Anzahl an Durchgangskanälen**

Die Betriebsbedingungen an den Plattenwärmetauschern wurden jeweils so eingestellt, daß die Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei  $0^{\circ}\text{C}$  und die Ein- und Austrittstemperatur der Sole bei  $6^{\circ}\text{C}$  und  $12^{\circ}\text{C}$  gehalten wurden. Dies wurde durch entsprechende Drehzahlregelung des Verdichters bzw. Volumenstromregelung der Solepumpe (durch Bypassregelung), also durch Veränderung der durchgesetzten Kältemittelmassenströme und Solemassenströme, erreicht. Die Überhitzungen wurden mit dem AKV-Ventil eingeregelt, welches durch Austauschen der Düseneinsätze auf die unterschiedlichen Kapazitäten angepaßt wurde. Während für die Versuche mit dem 10-Kanal und dem 4-Kanal-Plattenwärmetauschern die Drehzahl des Verdichters über einen Inverter heruntergeregelt werden konnte, war dies bei dem 1 Kanal Plattenwärmetauscher nicht mehr möglich, da die hierfür benötigten geringen Drehzahlen unterhalb der unteren zulässigen Drehzahl des Verdichters gelegen hätten. Somit war für diese Versuchsreihe der Einbau eines kleineren Verdichters nötig. Jedoch war selbst mit dem kleinerem Verdichter für den 1-Kanal-Plattenwärmetauscher ein stabiler Betrieb in der Anlage nicht möglich, da diese für eine Kälteleistung von 30 – 40 kW ausgerüstet ist. Dies verursachte besonders im Bereich des

auftreten kann. Aus oben aber bereits beschriebenen Gründen ist dies jedoch eventuell auf die Probleme, die bei der Durchführung der Messungen aufgetreten sind, zurückzuführen.

Um die Problematik der möglichen Fehlverteilung des Kältemittels zwischen den Verdampferplatten weiter zu untersuchen, wurden Versuche mit verschiedenen Verteilervorrichtungen durchgeführt.

Der Standardverteiler, der mit dem Verdampfer geliefert wird, ist ein Stahlsieb, daß in den Einlaß des Verdampfers montiert wird, um das einspritzende flüssige Kältemittel zu vernebeln und es somit gleichmäßig auf die Platten zu verteilen. Zusätzlich wurden Versuche mit Drosselscheiben durchgeführt. Bei den Drosselscheiben handelt es sich um Stahlscheiben unterschiedlicher Dicke, in denen sich Durchgangsbohrungen (als Düsen) mit unterschiedlichen Durchmessern und Bohrungslängen befinden. In Tabelle 1 sind die verschiedenen untersuchten Größen aufgeführt.

**Tabelle 1: Größe der untersuchten Drosselscheiben und Bohrungsdurchmesser**

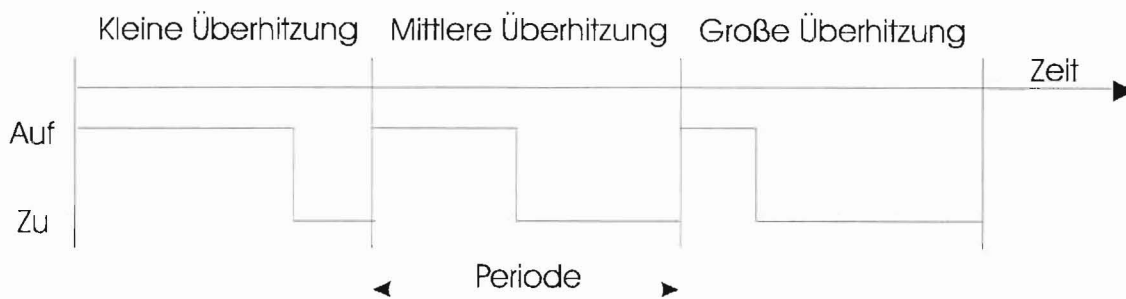
<b>Dicke der Drosselscheibe</b>	<b>Durchmesser der Bohrung</b>
4 mm	3 mm
4 mm	6 mm
20 mm	3 mm
20 mm	6 mm

Darüberhinaus wurde der Einsatz einer Einspritzlanze untersucht. Hierbei handelt es sich um ein Rohr, welches an seinem hinteren Ende verschlossen ist und auf seinem Umfang mit Schlitz versehen ist, durch die das flüssige Kältemittel austreten kann. Dieses Rohr wird so in den Eintritt des Verdampfers geführt, daß sich jeweils ein Schlitz des Rohres unterhalb der Öffnung eines Plattenkanales befindet und das Kältemittel gezielt in diesen Kanal eingespritzt wird.

Im Rahmen der mit diesen Verteilervorrichtungen durchgeführten Versuche sollten verschiedene Überhitzungen angefahren werden, und es sollte zum einen der oben bereits erwähnte Flüssigkeitsdurchtritt beobachtet werden, zum anderen sollte die (erwartete) Zunahme der Kälteleistung mit abnehmender Überhitzung gemessen werden.

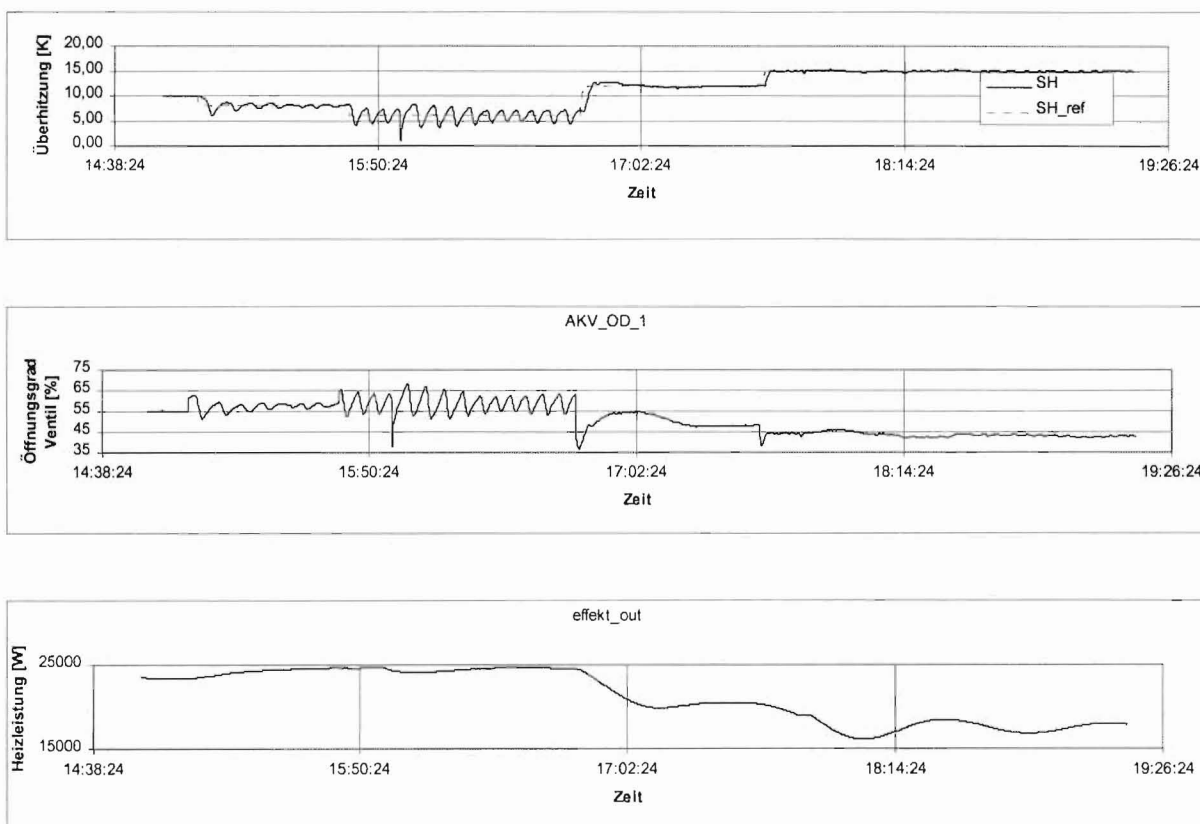
Für die Drosselscheiben konnten die Messungen jedoch nur mit einer großen Überhitzung von 10 K durchgeführt werden. Bei kleineren Überhitzungen war der Flüssigkeitsdurchtritt, der am Austritt des Verdampfers durch ein Schauglas beobachtet werden konnte, so groß, daß Flüssigkeitsschläge am Verdichter befürchtet werden mußten und die Versuche deshalb abgebrochen wurden. Die untersuchten Drosselscheiben schieden somit als geeignete Verteilervorrichtungen aus.

Bessere Ergebnisse konnten mit dem Sieb und mit der Einspritzlanze erzielt werden. Hier war das Durchspritzen von Flüssigkeit erst bei deutlich geringeren Überhitzungen zu beobachten, was auf eine bessere Verteilung und damit gleichmäßigere Verdampfung des Kältemittels hinweist. Mit diesen Verteilersystemen konnte eine Zunahme der Kälteleistung bei reduzierter Überhitzung festgestellt werden. Die Änderung der Kälteleistung in Prozent der Kälteleistung bei einer Überhitzung von 10 K ist in Abbildung 15 für das Sieb und für die Lanze dargestellt. Es ist zu erkennen, von 10 K zu 6 K Überhitzung eine Zunahme der Kälteleistung 6 % für die Lanze und von 7 % für das Sieb zu verzeichnen waren. Auffällig ist, daß für beide



**Abbildung 16: Schematische Darstellung des Öffnungsverhaltens eines pulsweitenmodulierten Expansionsventils.**

Zunächst wurde das statische Verhalten des AKV-Ventiles untersucht. In Abbildung 17 sind die geforderte ( $SH_{ref}$ ) und die eingeregelt Überhitzung ( $SH$ ), der Öffnungsgrad des AKV Ventils sowie die zum Gegenheizen der Sole benötigte elektrische Leistung (entspricht in etwa der Kälteleistung) über der Zeit dargestellt. Es ist gut zu erkennen, daß mit sinkender Überhitzung diese vom Regler nicht mehr konstant gehalten werden kann. Bei einer geringen eingestellten Überhitzung von 6 K variiert die Verdampferaustrittstemperatur des Kältemittels um ca. 4 K. Hier befindet sich die Regelung am Rande der Stabilität, ein weiteres Absenken der Überhitzung wäre nicht mehr möglich.



**Abbildung 17: Statisches Verhalten des AKV Ventils**

Neben dem statischen Verhalten der Ventile ist insbesondere auch das dynamische Verhalten der Ventile von großem Interesse. Unter dem dynamischen Verhalten der Ventile wird hier die

Magnetventil vor dem Expansionsventil nach Pump-Down Betrieb), simuliert, und ein sicherer Betrieb mit dem AKV aufgezeigt.

Die Änderung der Verdampfungstemperatur in Test 3.) ist deutlich geringer ausgeprägt, da der Verdichter während des Absperrens der Flüssigkeitsleitung ausgeschaltet wurde und damit ein Absaugen der Verdampferseite ausblieb. Dementsprechend hatte das AKV Ventil weniger Probleme, den Sollzustand wieder einzuregeln.

Im Rahmen der Tests 3.), 4.) und 5.) wurden mögliche Laständerungen und die damit verbundene Leistungsregulierung (z.B. durch Inverterbetrieb des Verdichters) simuliert. Dies sind relativ langsame Vorgänge, die dem Regler und dem Ventil keine Schwierigkeiten bereiten. Es ist deutlich zu erkennen, daß während der Durchführung dieser Versuche die Ist-Überhitzung kaum einmal von der Soll-Überhitzung abweicht.

Auch einer Veränderung der Kondensationstemperatur, wie sie bei veränderter Umgebungsbedingung (Absinken der Umgebungstemperatur) auftreten könnte, können Regler-Ventileinheit sehr schnell entgegenwirken und die geforderte (eingestellte) Überhitzung halten.

**Tabelle 2: Systemveränderungen für dynamische Tests des AKV-Ventils**

Test Nr.	Beschreibung des Versuchs
1.)	Zulauf der Flüssigkeitsleitung zum Exp. Ventil wird für drei Minuten gesperrt, dann plötzlich wieder geöffnet
2.)	Exp. Ventil wird für 2 Minuten durch Eingriff in den Regler (Ziehen der ‚Jumper‘) geschlossen, dann wird die Regelfunktion wieder freigegeben.
3.)	Wie unter 2.), gleichzeitig wird jedoch der Verdichter abgeschaltet
4.)	Reduzierung der Heizlast auf der Soleseite (von 20800 W auf 15000 W)
5.)	Verringerung der Verdichterdrehzahl von 50 Hz auf 37,5 Hz (bei noch reduzierter Heizleistung)
6.)	Erhöhen der Heizlast und Verdichterdrehzahl auf ursprüngliche Werte (20800 W und 50 Hz)
7.)	Reduzierung der Kondensationstemperatur (von 40°C auf 30°C)

#### 6.4.2 Expansionsventil Typ ETE

Bei dem Expansionsventil vom Typ ETE handelt es sich um ein über eine Heizpatrone geregeltes Ventil. Im Gegensatz zu den sonst häufig üblichen thermostatischen Expansionsventilen wird der Öffnungsgrad dieses Ventiles nicht über die aus der Saugleitung in Abhängigkeit von der Überhitzung des Kältemittels an einer mit einem Flüssigkeits-Dampfgemisch gefüllten Fühlerkapillare aufgenommenen Wärme bestimmt, sondern es wird diese Wärme über die oben erwähnte Heizpatrone der Fühlerkapillare in Abhängigkeit vom Verdampfungsdruck und der gemessenen Temperatur des Kältemittels in der Saugleitung zugeführt. Die Wärmemenge, die über die Heizpatrone zugeführt werden muß, wird durch

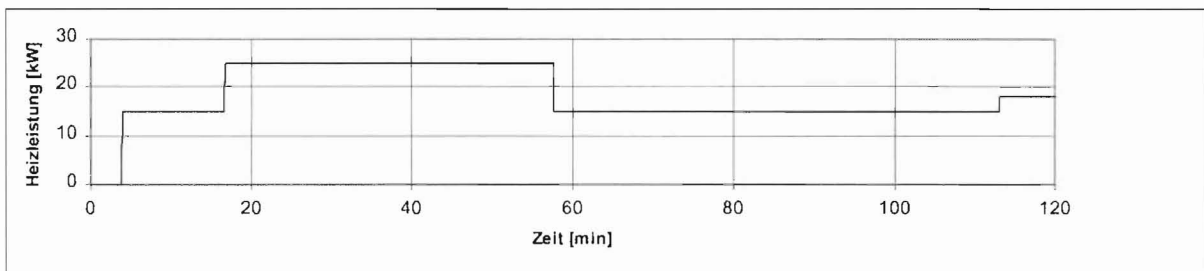
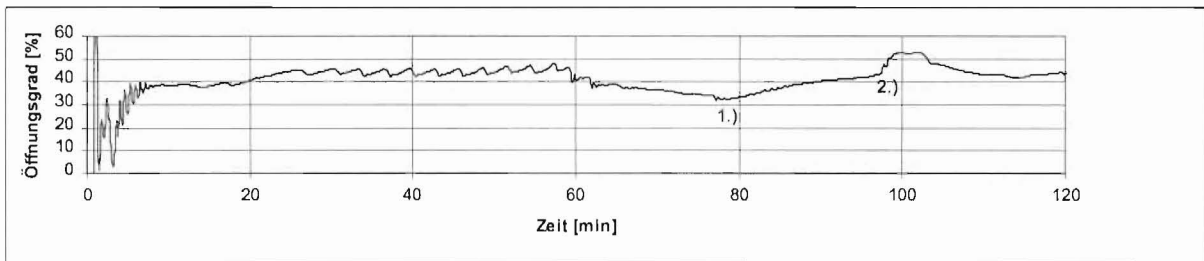
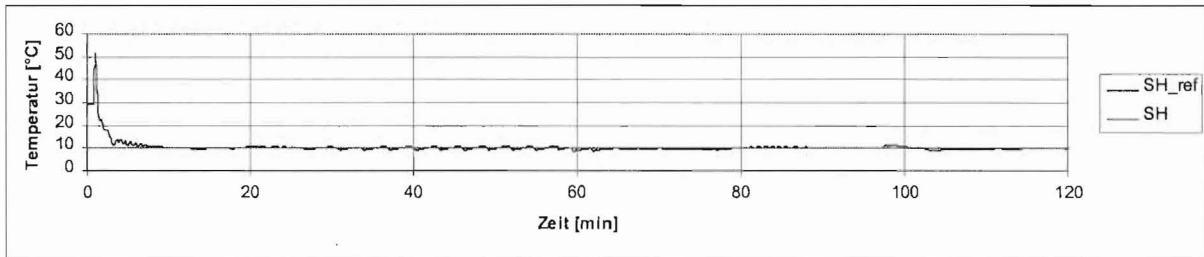


Abbildung 20: Statisches Verhalten des ETE Ventils

## 6.5 Überflutete Verdampfung

Erste Lösungsansätze zur Regelung der überfluteten Verdampfung wurden ebenfalls im Rahmen des im Oktober 1997 stattgefundenen Treffens der Verdampferarbeitsgruppe diskutiert.

Die am *FKW* durchgeführte Literaturrecherche ergab nur sehr wenig Information über Auslegungskriterien von überfluteten Anlagen [4-13]. Die Auslegungen, die ausschließlich für Anlagen größerer Leistungen dokumentiert sind, basieren in der Regel auf Erfahrungswerten der entsprechenden Anlagen- und Apparatebauer. Die herkömmlich eingesetzten Sammler weisen häufig sehr große Abmessungen und damit eine große Flüssigkeitsvorlage auf, wodurch sich eine hohe Kältemittelfüllmenge ergibt. Diese Sammler sind offenbar so ausgelegt, daß allein die Verweilzeit zur Abscheidung der einströmenden Flüssigkeitströpfchen in diesen Apparaten ausreicht.

Bei BTB wurde mit industriellen Komponenten eine Versuchsanlage zur überfluteten Verdampfung im Leistungsbereich 130 kW errichtet. Dabei wurde ein vollverschweißter Plattenverdampfer zur Selbstüberflutung in Kombination mit einem liegenden Flüssigkeitsabscheider der Fa. WITT eingesetzt. Die Einspritzung erfolgt über ein Hochdruckschwimmerventil, die Ölrückführung mit Hilfe einer Behälterdosierpumpe über einen Wärmetauscher in die Saugleitung des Verdichters. Mit dieser, dem Stand der Technik entsprechenden Anordnung, sollten Betriebserfahrungen in der Anwendung der überfluteten Verdampfung gewonnen und Ansätze für die Reduzierung der Kältemittelfüllung sowie Vereinfachungen für Kältemittelspritzung und Ölrückführung abgeleitet werden. Die Anlage zeigte bei einer Verdampfungstemperatur von +3 °C und Kaltwassertemperaturen von +12 / +6 °C ein stabiles Betriebsverhalten, das auch im Teillastbetrieb zu verzeichnen war. Desweiteren wurden beim Aufbau dieser Anlage die Möglichkeiten der Verwendung vorgefertigter Rohrleitungen untersucht. Ziel war die Reduzierung von Schweißarbeiten durch Biegen der Rohre. Abbildung 22 zeigt den Aufbau der Anlage.

Von den gewonnenen Erfahrungen ausgehend, sollte nun untersucht werden, ob eine hinreichende Abscheidung auch bei Abscheidesammlern kleinerer Bauart durch geeignete konstruktive Maßnahmen zu erreichen ist. Dementsprechend wurde zunächst ein Konzept verfolgt, das eine überflutete Verdampfung im Thermosyphonumlauf unter Verwendung eines kompakten Kältemittelsammlers und -abscheiders auf der Niederdruckseite vorsieht. Der Flüssigkeitsfüllstand sollte mit Hilfe eines Regelventils der Firma Danfoss mit thermostatisiertem Fühler konstant gehalten werden. Als Verdampfer wurde zunächst der bereits erwähnte Plattenwärmeübertrager vorgesehen. Zur Ölrückführung wurde ein separater Abscheider am Eingang des Verdampfers installiert.

Der für diese Versuche konstruierte Sammler ist in Abbildung 23 dargestellt. Dieser wurde so bemessen, daß er

- in der Lage ist, die gesamte Kältemittelfüllmenge der Anlage (ca. 6 kg) aufzunehmen,
- ausreichend Dampfraum beinhaltet, um eine genügende Flüssigkeitsabscheidung zu gewährleisten (auch bei maximaler Füllung),
- ein Druck-Volumen-Produkt von 200 bar·l nicht überschreitet und somit nach der Druckbehälterverordnung lediglich Prüfungen durch Sachkundige unterliegt (keine TÜV-Abnahme) und

Betriebspunkte ein stabiles Verhalten der Anlage einstellte. Im Bereich größerer Kälteleistungen kam es jedoch zu erheblichen Schwankungen des Flüssigkeitsfüllstandes im Sammler. Diese sind durch eine gewisse Trägheit des thermostatischen Füllstandreglers zu erklären, der zwar recht schnell bei Erreichen des Füllstandes reagierte (Schließen des Ventils), jedoch bei Abnahme des Füllstandes mit deutlicher Verzögerung auf die Erwärmung des Fühlers reagierte (Öffnen des Ventils). Durch das hinter dem Sammler in der Saugleitung angebrachte Schauglas war zu erkennen, daß sich bei allen Betriebspunkten ein sehr gutes Abscheideverhalten einstellte. Dies läßt auf eine mögliche Reduzierung des Bauvolumens des Sammlers schließen. Die Ölabscheidung in der eigens konstruierten Ölfalle funktionierte gut. Die Rückführung des abgeschiedenen Öles über eine direkte Verbindung in die Saugleitung konnte durch die Saugwirkung, die das zum Verdichter strömende Sauggas auf diese Verbindungsleitung ausübte, realisiert werden.

Durch Verringerung des Sammlervolumens wie auch durch Verringerung des Volumens des Verdampferzulaufes kann die Kältemittelfüllmenge der Anlage reduziert werden. Daher sollte auch der Einfluß der Höhendifferenz zwischen Sammler und Verdampfer sowie der Einfluß des Rohrquerschnittes der Verdampferzuleitung auf die Kälteleistung der Anlage untersucht werden. Für diesen Zweck wurde der Verdampfer und dessen zuführenden und abführenden Rohrleitung so konstruiert, daß durch einfache Umbaumaßnahmen die Höhendifferenz und der Rohrquerschnitt zwischen Sammler und Verdampfer variiert werden konnten.

In Abbildung 24 sind die gemessenen Kälteleistungen für verschiedene Höhendifferenzen zwischen Sammler und Verdampfer (das Maß H entspricht der Höhendifferenz zwischen Sammlerauslaß am Flansch und Mitte des Verdampferauslasses) und verschiedene Rohrrinnendurchmesser  $d_i$  des Verdampferzulaufes für verschiedene Verdichterdrehzahlen dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, daß eine Reduktion der Höhendifferenz zwischen Sammler und Verdampfer zu einer Abnahme der Kälteleistung führt. Gleiches gilt für eine Reduktion des Rohrdurchmessers des Verdampferzulaufes. Bei einer Verringerung der Höhendifferenz von 500 mm auf 280 mm (entspricht 44 %) nahm die Kälteleistung um durchschnittlich 2,5 kW ab. Bei einer Reduzierung des Rohrdurchmessers des Verdampferzulaufes von 26mm auf 13 mm (50 %) reduzierte sich die Kälteleistung um durchschnittlich 1,23 kW. Geht man davon aus, daß sich dieser Trend linear verhält, läßt er sich wie folgt ausdrücken:

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\Delta H} = 11,36 \text{ kW} / \text{m}$$

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\Delta d_i} = 94,61 \text{ kW} / \text{m}.$$

optimalen Konstruktionsparametern zu gelangen, die auf der einen Seite eine möglichst hohe Kälteleistung und auf der anderen Seite eine möglichst geringe Kältemittelfüllmenge der Anlage ergeben.

Die Messungen haben gezeigt, daß der Zulaufrohrdurchmesser und die Höhendifferenz zwischen Sammler und Verdampfer die Kälteleistung beeinflussen. Die Abnahme der Kälteleistung bei Reduzierung des Zulaufrohrdurchmessers und der Höhendifferenz sind auf eine Verringerung des dem Verdampfer zugeführten Kältemittelmassenstromes zurückzuführen. Um diesen Verhalt genauer zu untersuchen, wurde der Massenstrom unter Verwendung eines Ultraschallsensors gemessen. Dieser Sensor wurde gewählt, um die Strömung nicht durch zusätzliche Strömungswiderstände, die bei anderen Sensoren aufgetreten wären, zu beeinflussen.

Die Messungen sind in Abbildung 25 dargestellt. Der Massenstrom nimmt mit zunehmender Drehzahl (entspricht einer zunehmenden Kälteleistung) ab. Dies ist dadurch zu erklären, daß bei größerer Kälteleistung mehr Verdampferraum und ein größerer Volumenanteil des Verdampferücklaufes von Kältemitteldampf eingenommen wird und dadurch weniger Strömungsquerschnitt für flüssiges Kältemittel zur Verfügung steht. Während die Meßwerte für eine Höhendifferenz von 500 mm und einen Rohrqueschnitt von 26 mm nahe ihrer Regressionsgeraden liegen (gestrichelte Linie), streuen die aufgenommenen Werte für 500 mm / 13 mm und 500 mm / 26 mm erheblich. Dies ist durch die relativ hohen Meßunsicherheiten bei der Messung des Massenstromes zu erklären.

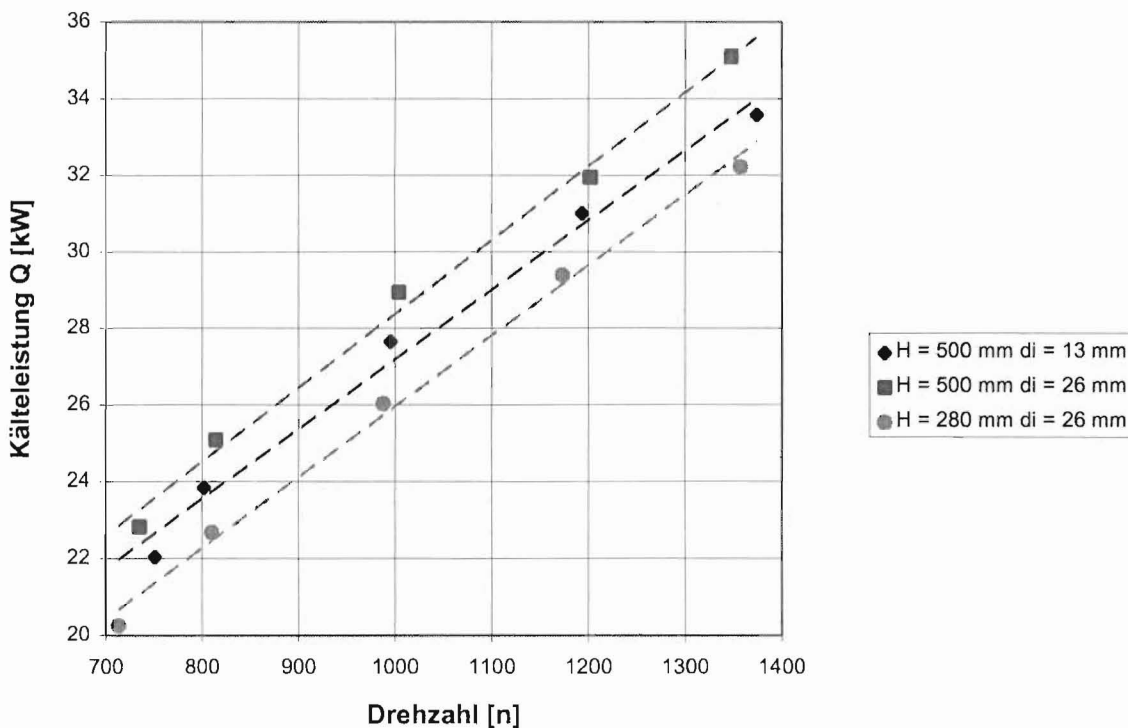
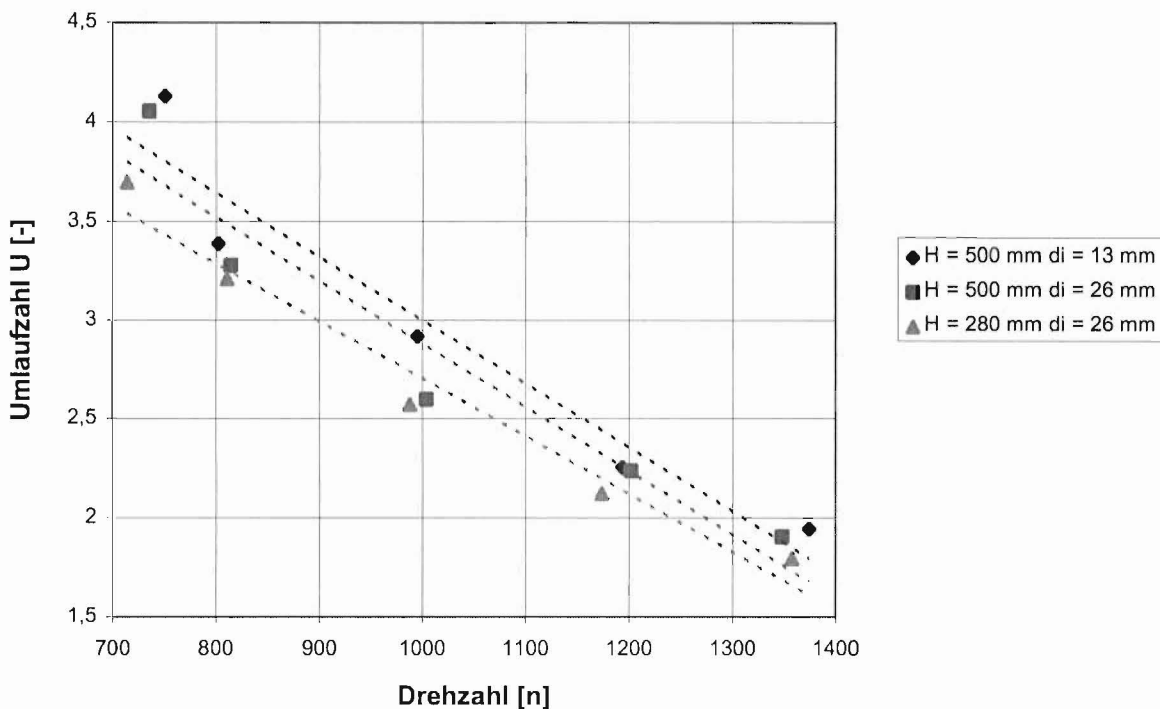


Abbildung 24: Kälteleistung in Abhängigkeit der Drehzahl sowie Höhendifferenz und Rohrdurchmesser



beaufschlagt wird, sollte die Umlaufzahl  $U=2$  nicht unterschreiten. Die Umlaufzahlen, die sich für diese Untersuchungen ergaben, sind in Abbildung 26 dargestellt.



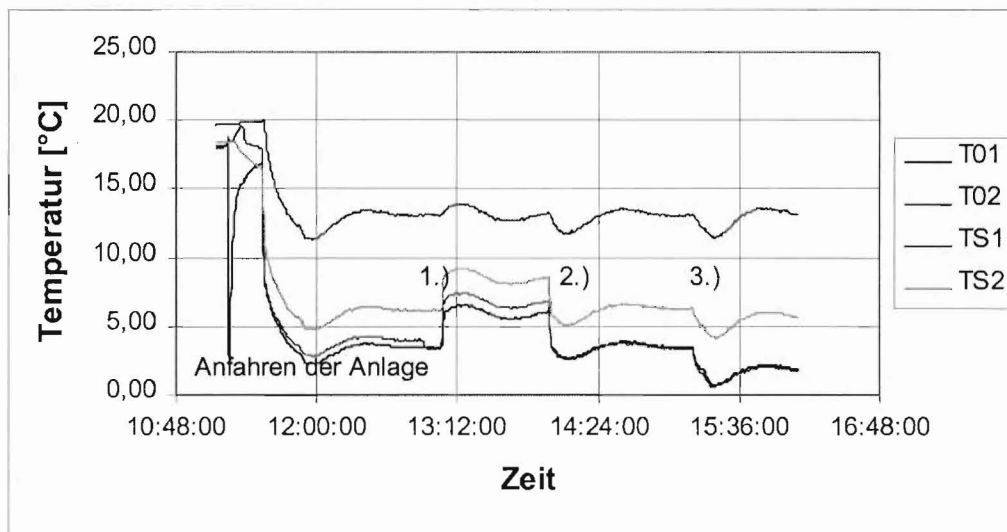
**Abbildung 26: Umlaufzahl in Abhängigkeit der Drehzahl und Höhendifferenz sowie Rohrdurchmesser**

Für die Versuchsanordnung mit  $H = 500$  mm und  $d_i = 26$  mm ergibt sich eine niedrigere Umlaufzahl als für  $H = 500$  mm und  $d_i = 13$  mm. Dies läßt sich nur durch die oben erwähnten Meßfehler erklären. Zu erwarten wäre der umgekehrte Fall. Es ist jedoch zu erkennen, daß für hohe Drehzahlen, also im Bereich höherer Kälteleistungen, die Umlaufzahlen bereits knapp unter 2 liegen. Selbst unter der günstigsten Annahme, daß diese Werte aufgrund der erwähnten Meßfehler zu tief liegen, ergibt sich nach Korrektur ein Umlaufverhältnis von nur  $U = 1,95$  für  $H = 280$  mm und  $d_i = 26$  mm. Es kann also davon ausgegangen werden, daß diese Anordnung der Elemente Sammler und Verdampfer bereits eine untere Grenze für die konstruktive Gestaltung darstellen.

Das zunächst auf Basis der oben beschriebenen Erkenntnisse erarbeitete Anlagenkonzept erwies sich als nicht praktikabel, da es zu einer zu hohen Bauweise führte, die einer angestrebten kompakten Bauweise nicht entsprach. Es wurde daher ein alternatives Konzept erarbeitet. Die verschiedenen Bauformen sind in Abbildung 27 dargestellt. Die links dargestellte Bauform entspricht dem auf Basis der vorangegangenen Untersuchungen erstellten Konzept, die rechte Bauform der letztendlich realisierten. In dieser Ausführungsvariante wird das Kältemittel nun nicht mehr in den Sammler eingespritzt und aus diesem über ein Thermosyphonumlauf dem Verdampfer zugeführt, vielmehr wird das Kältemittel direkt in den Verdampfer eingespritzt, flüssiges Kältemittel aus dem Sammler wird zusätzlich so zugeführt, daß der Verdampfer im gefluteten Betrieb arbeitet. Das direkte Einspritzen des Kältemittels hat eine Verstärkung des Kältemittelumlaufes zur Folge, so daß eine geringere Zulaufhöhe aus dem Verdampfer und damit eine kompaktere Bauweise

Diese Anordnung der Verdampfer-Sammler-Einheit wurde von der Firma BTB gebaut und in der Versuchsanlage des FKW integriert. In der Versuchsanlage wurde diese Einheit dann zunächst hinsichtlich ihrer Funktionalität getestet. Es bestanden Bedenken bezüglich des Verhaltens der Anlage insbesondere bei Lastschwankungen, und daß die in der Anlage nicht regelbare Drossel in diesem Fall den Füllstand des Sammlers unter Umständen nicht auf Mindesthöhe halten würde.

In Abbildung 28 sind die Temperaturverläufe des Kältemittels am Verdampferein- und austritt (T01; T02) sowie die Ein- und austrittstemperaturen der Sole (TS1; TS2) für verschiedenen Betriebsbedingungen dargestellt. Die Änderungen der Betriebsbedingungen an den durch 1.), 2.) und 3.) markierten Stellen sind in Tabelle 4 erläutert.

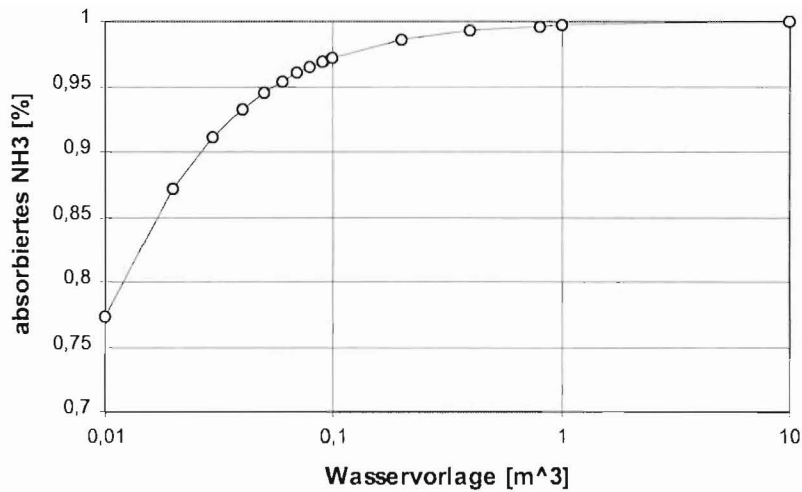


**Abbildung 28: Temperaturverläufe des Kältemittels und der Sole bei veränderten Betriebsbedingungen an der Überfluteten Anlage**

**Tabelle 4: Änderung der Betriebsbedingungen für Untersuchungen an überflutetem Verdampfer**

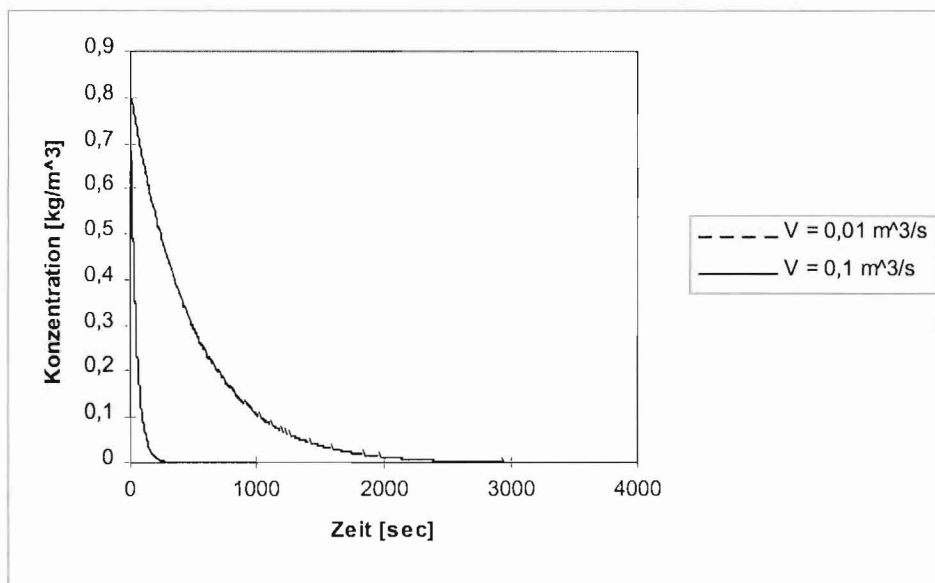
Test Nr.	Beschreibung des Versuchs
1.)	Reduzierung der Verdichterdrehzahl von 50 Hz auf 25 Hz bei gleichzeitiger Reduzierung der Soleheizleistung von 25,2 kW auf 12,6 kW
2.)	Erhöhung der Verdichterdrehzahl von 25 Hz auf 50 Hz bei gleichzeitiger Erhöhung der Soleheizleistung von 12,6 kW auf 25,2 kW
3.)	Erhöhung der Verdichterdrehzahl auf 60 Hz

Es ist gut zu erkennen, daß sich insgesamt ein sehr stabiles Betriebsverhalten auch bei plötzlich veränderten Betriebszuständen einstellt. Bei Reduzierung der Verdichterdrehzahl 1.) und dem damit simulierten Teillastverhalten stellt sich schnell ein neuer stabiler Betriebszustand bei höheren Verdampfungstemperaturen und damit auch höheren Soletemperaturen ein. Über ein Schauglas, daß am Sammler der Verdampfer-Sammler-Einheit angebracht war, konnte der aktuelle Füllstand des Verdampfers beobachtet werden. Nach



**Abbildung 29: Absorbierbare Menge NH<sub>3</sub> in Abhängigkeit der Wasservorlage**

Die für ein vollständiges Abbinden benötigte Menge CO<sub>2</sub> läßt sich aus den Reaktionsgleichungen berechnen, setzt man einen stöchiometrischen Reaktionsablauf voraus. Demnach werden für das Abbinden von 4 kg NH<sub>3</sub> 10,35 kg CO<sub>2</sub> benötigt. Wird das Ammoniak aus einem geschlossenen Maschinengehäuse abgesaugt und durch einen 'CO<sub>2</sub>-Wäscher' geführt, hängt die Dauer des vollständigen Waschvorganges von der Fördermenge des Ammoniaks ab. In Abbildung 30 ist die benötigte Zeit bis zum vollständigen Abbinden einer Menge von 4 kg NH<sub>3</sub> für zwei Fördervolumenströme  $V = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$  und  $V = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$  aufgetragen. Konsequenter Weise bedarf es bei 1/10 der Fördermenge zehnmal so lange bis das gesamte Ammoniak abgebunden ist. Ließe es sich realisieren, die zugeführte Menge CO<sub>2</sub> so zu dosieren, daß zu jedem Zeitpunkt gerade die stöchiometrisch benötigte Menge in den Wäscher eingeleitet wird, werden für beide Prozesse die oben erwähnte Menge von 10,35 kg CO<sub>2</sub> benötigt.



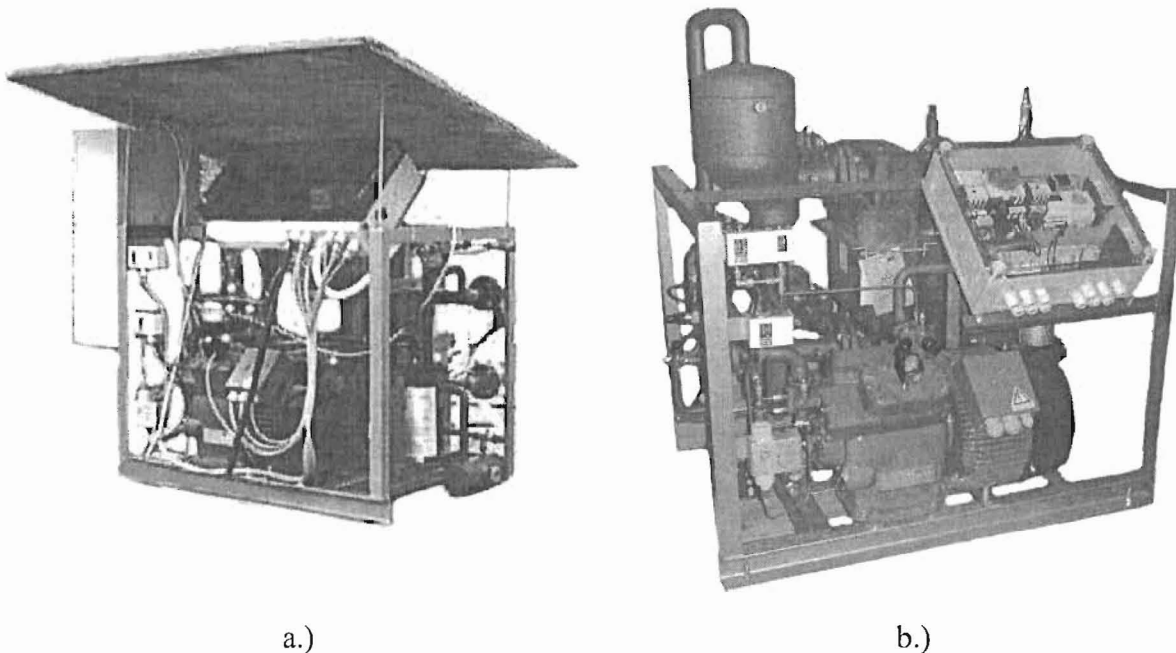
**Abbildung 30: Dauer des Waschvorganges für zwei verschiedene Fördermengen NH<sub>3</sub>**

Hier mußte letztendlich auf eine aufwendige Hilfskonstruktion zurückgegriffen werden, da die Apparate bei der Montage in einem Flüssigkeitskühler den Fixpunkt für den Anschluß externer Rohrleitungen bilden. Zum Zeitpunkt der Montage wurde bekannt, daß die Fertigung dieser Plattenwärmetauscherbaureihe eingestellt wurde. So mußte für den Verflüssiger für die Anlage mit der trockenen Verdampfung ein anderes Fabrikat mit abweichenden Abmessungen eingesetzt werden.

Die Verdichtermontage erfolgt starr auf dem Grundrahmen, der auf Schwingelementen aufgestellt wird.

Der Verdichter ist mit einem polumschaltbaren Motor ausgestattet. Die Polumschaltung wird zur Realisierung einer Leistungsregelung herangezogen. Zusätzlich ist noch ein Magnetventil zur Zylinderabschaltung vorgesehen. Damit sind drei Leistungsstufen realisierbar. Die Ansteuerung erfolgt über einen elektronischen Thermostaten.

In Abbildung 31 sind die beiden aufgebauten Anlagen zur trockenen Verdampfung (mit Regenschutz bei der Firma Danfoss) und zur überfluteten Verdampfung dargestellt.



**Abbildung 31: Pilotanlagen zu a.) trockener Verdampfung b.) überfluteter Verdampfung**

### **6.7.1 Messungen an der Pilotanlage zur trockenen Verdampfung**

Nach Inbetriebnahme der Pilotanlage zur trockenen Verdampfung bei der Firma BTB wurde diese für erste meßtechnische Untersuchungen zur Firma Danfoss nach Dänemark transportiert. Dort wurde die Anlage mit der notwendigen Meßtechnik ausgestattet, um das Verhalten der Pilotanlage unter verschiedenen Betriebsbedingungen experimentell untersuchen zu können.

Neben allgemeinen Betrachtungen des Betriebsverhaltens der Anlage stand wiederum das Regelverhalten der Anlage in Hinblick auf die Überhitzung des Kältemittels im Vordergrund

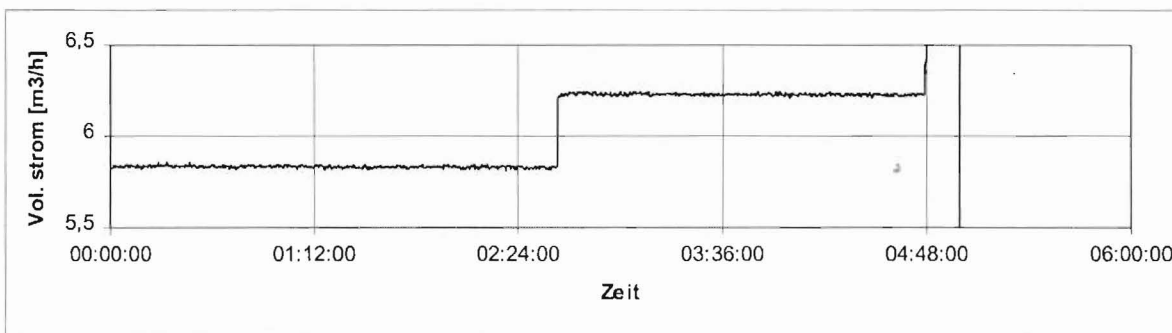
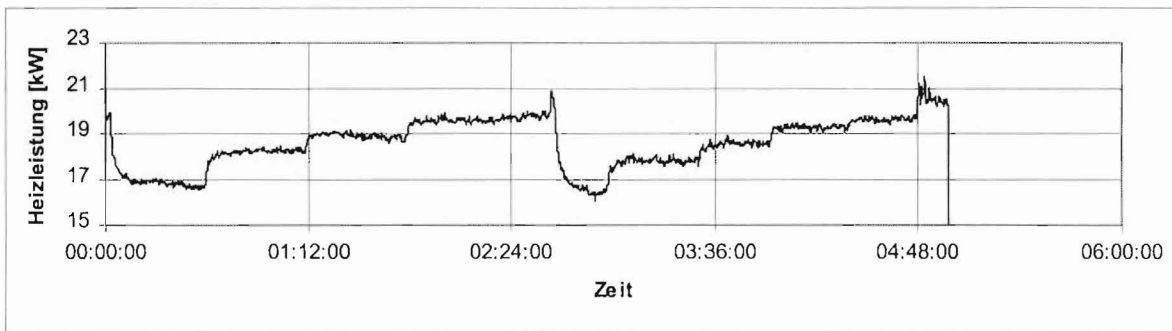
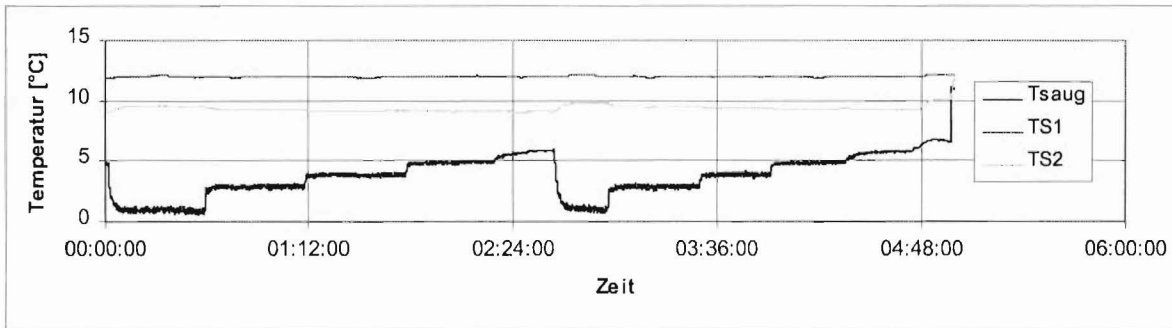
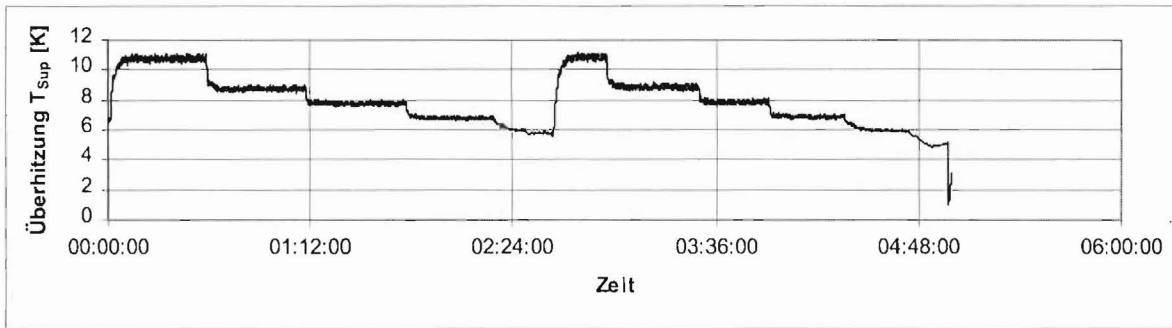


Abbildung 32: Meßergebnisse zu Untersuchungen an der trockenen verdampfenden Pilotanlage

Wirkungsgrad und der Art des Kraftwerkes),  $\varepsilon_k$  die Kälteleistungszahl und  $Q_0$  die Kälteleistung darstellen.

Im folgenden soll der TEWI für die im Rahmen dieses Projektes entwickelten Ammoniakanlagen berechnet werden und mit einer für entsprechende Anwendungen üblichen Kälteanlage mit dem H-FKW Kältemittel R407C verglichen werden. Die für die Berechnung des TEWI maßgeblichen Größen sind für diese Anlagen in Tabelle 5 einander gegenübergestellt.

**Tabelle 5: Maßgebliche Größen für die Berechnung des TEWI**

Größe	R407C	NH <sub>3</sub> -trockene Verdampfung	NH <sub>3</sub> -überflutete Verdampfung
GWP [-]	1609	0	0
mittlere jährliche Leckrate $\mu_L$ [%]	0.1	0.25	0.25
Kältemittelfüllmenge [kg]	6.6	3	5.5
<b>Direkter TEWI Beitrag [kg CO<sub>2</sub> / a]</b>	<b>1061.94</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
jährliche Betriebsstunden [h/a]	3000	3000	3000
Konversionsfaktor [kg CO <sub>2</sub> /kWh]	0.460	0.460	0.460
Kälteleistung $Q_0$ [kW]	30	30	30
Kälteleistungszahl [-]	3.8	4.01	4.13
<b>Indirekter TEWI Beitrag [kg CO<sub>2</sub> / a]</b>	<b>10894.73</b>	<b>10324.19</b>	<b>10024</b>
<b>TEWI [kg CO<sub>2</sub> / a]</b>	<b>11956.67</b>	<b>10324.19</b>	<b>10024</b>

Bei dieser Betrachtung wurden für die Kälteleistungszahlen der Ammoniakanlagen mittlere, an der Versuchsanlage aufgenommene Werte verwendet (Werte für die Pilotanlagen lagen zum Zeitpunkt dieser Betrachtung noch nicht vor). Die Kälteleistungszahl der überflutet arbeitenden Maschine ist etwas höher, da sich bei gleichen Sole-Temperaturen eine etwas höhere Verdampfungstemperatur einstellte. Die Kälteleistungszahl der R407C Anlage wurde aus Verdichterdaten theoretisch errechnet (es kann davon ausgegangen werden, daß die tatsächliche Kälteleistungszahl noch etwas niedriger liegt). Für die Leckraten der R407C Anlage wurde ein 2.5 mal kleinerer Wert als für die Ammoniakanlagen angenommen, da hier ein hermetischer Verdichter eingesetzt werden kann, was sich jedoch für die Ammoniakanlagen nicht realisieren ließ.

eine Amortisierungszeit der Ammoniakanlagen von ca.  $n_a = 10$  Jahren (in obiger Gleichung sind  $K_{\text{NH}_3}$ ,  $K_{\text{R407}}$  die Anlagenkosten der Ammoniak- bzw. der R407-Anlage,  $Q_0$  die Kälteleistung (35 kW),  $\varepsilon_{\text{NH}_3}$  und  $\varepsilon_{\text{R407}}$  die Kälteleistungszahlen und  $n_B$  die Betriebsstunden pro Jahr (6500 h)).

Nimmt man eine gesamte Lebensdauer der Anlagen von ca 15 Jahren an, haben sich die Ammoniakanlagen also nach 2/3 ihrer Lebensdauer amortisiert.

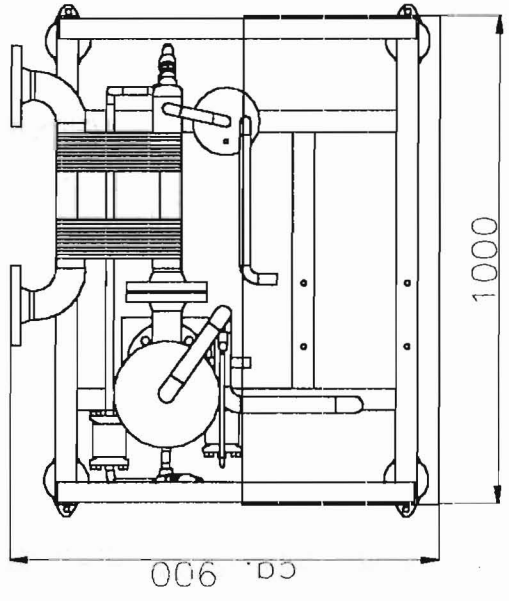
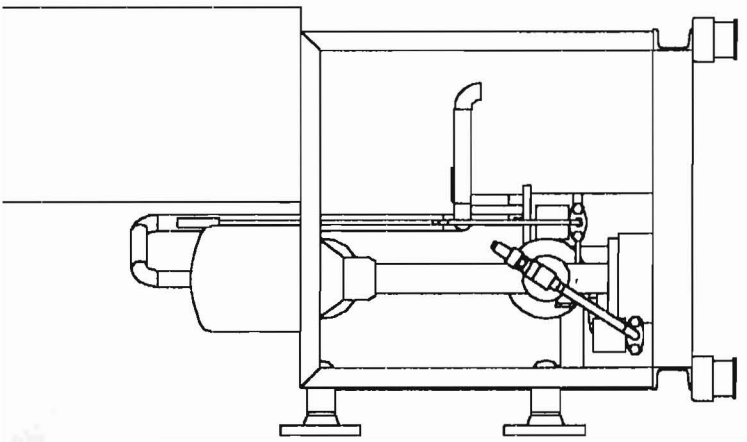
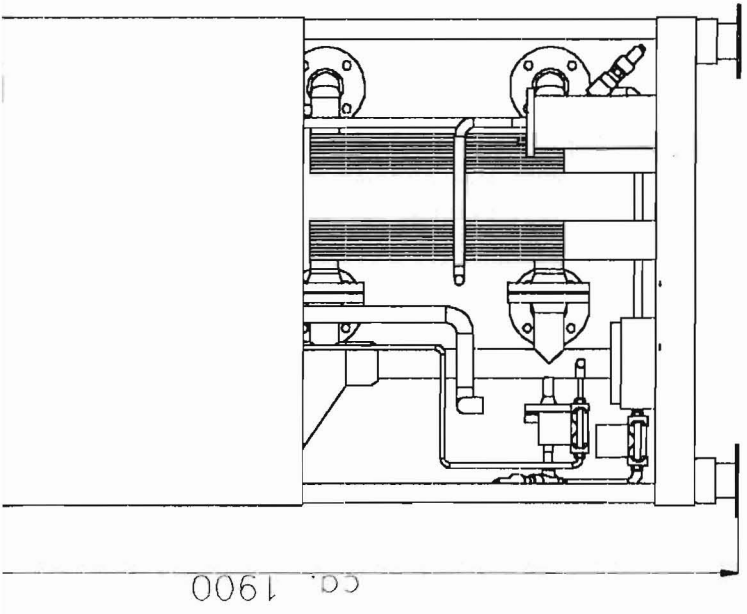
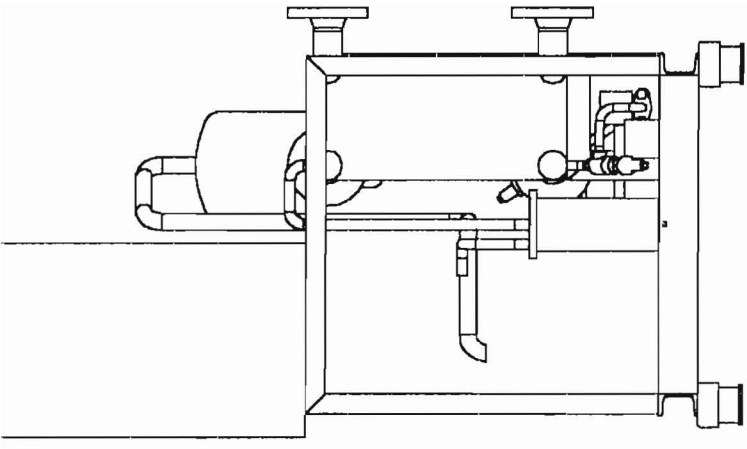
## 9 Literatur

- [1] Dölz, H.; Otto D.: Ammoniak-Verdichter-Kälteanlagen. Band I. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe, 1992.
- [2] Boldvig, F. V.: Ammonia as Refrigerant: International Institute of Refrigeration, Paris 1993.
- [3] NH<sub>3</sub>-Hubkolbenverdichter halbhermetisch, einstufig, ILKA Mafa Firmenunterlagen, DOK 01 20 01 02 D/12.96
- [4] Renz, H. : Kriterien für die Ausführung von gewerblichen NH<sub>3</sub>-Kälteanlagen. Die Kälte und Klimatechnik, Nr. 2/1995; S. 90-95
- [5] Mooz, W.: Was man über Ammoniak-Kälteanlagen wissen sollte. Die Kälte und Klimatechnik, Nr. 9/1996; S. 664-667
- [6] Kolberg, P.: Ammoniak-Flüssigkeitskühlsätze zur Erzeugung von Kaltsole. Luft- und Klimatechnik, Nr. 2/1995; S. 65-70
- [7] Raicevic, R.; Slipcevic, B.: Vereinfachtes Verfahren für die Berechnung von überfluteten Verdampfern. Klima-Kälte-Heizung, Nr. 10/1984; S. 393-397
- [8] Wiencke, B.: Richtlinien für die Dimensionierung von Schwerkraftflüssigkeitsabscheidern in Kälteanlagen. Die Kälte- und Klimatechnik, Nr. 9/1993; S. 496-508
- [9] McIntosh, R.D u.a.: Small-scale evaluation of dump tank sizing methods. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Nr. 3/1995; S. 185-196
- [10] Lorentzen, G.: On the Dimensioning of Liquid Separators for Refrigeration Systems. Kältetechnik – Klimatisierung, Nr. 3/1966; S. 89-97
- [11] Wendelborn, H.: Regelungstechnik und Zentrale Leittechnik für Ammoniak-Kälteanlagen. Luft- und Kältetechnik, Nr. 4/1996; S. 165-167
- [12] Born, G.: Möglichkeiten der Automatisierung von NH<sub>3</sub>-Verdampferstationen zentraler Kältestationen in chemischen Großbetrieben. Luft- und Kältetechnik, Nr. 6/1976; S. 321-323
- [13] Döhlinger, M.: Ölabscheider: Wann, wie, wo? Mit unerwünschtem Schmieröl im Kältekreis umgehen. Die Kälte- und Klimatechnik, Nr. 1/1991, S. 50-54
- [14] Cosjin, E.A., Sturies, H.: Der quasi-ölfreie Ammoniak Kreislauf. DKV-Tagungsbericht 17. Jahrgang (1990), DKV, Heidelberg, Band 2, S. 459-471

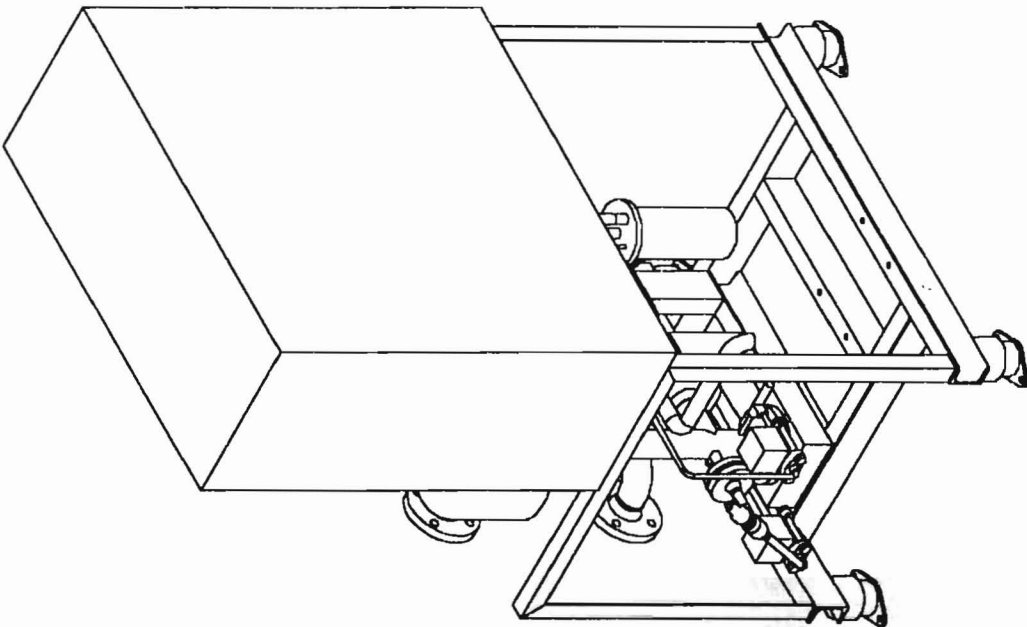
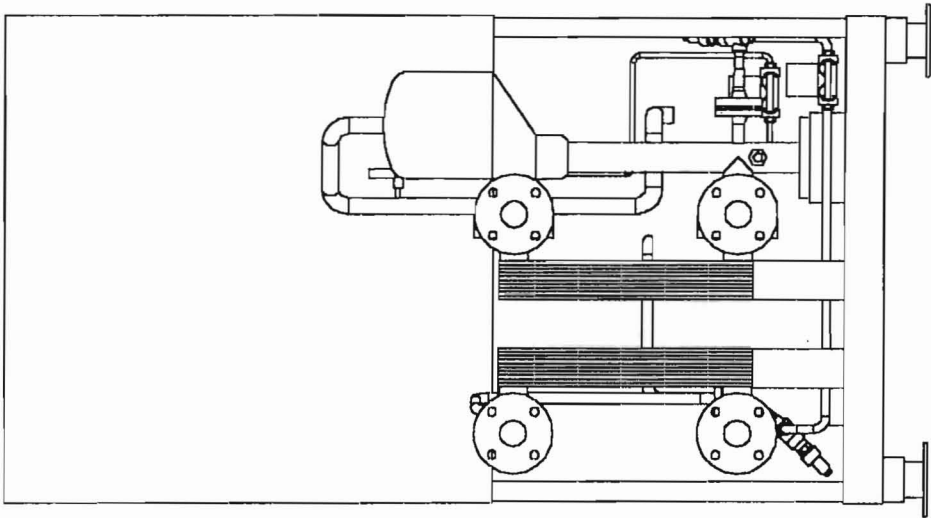
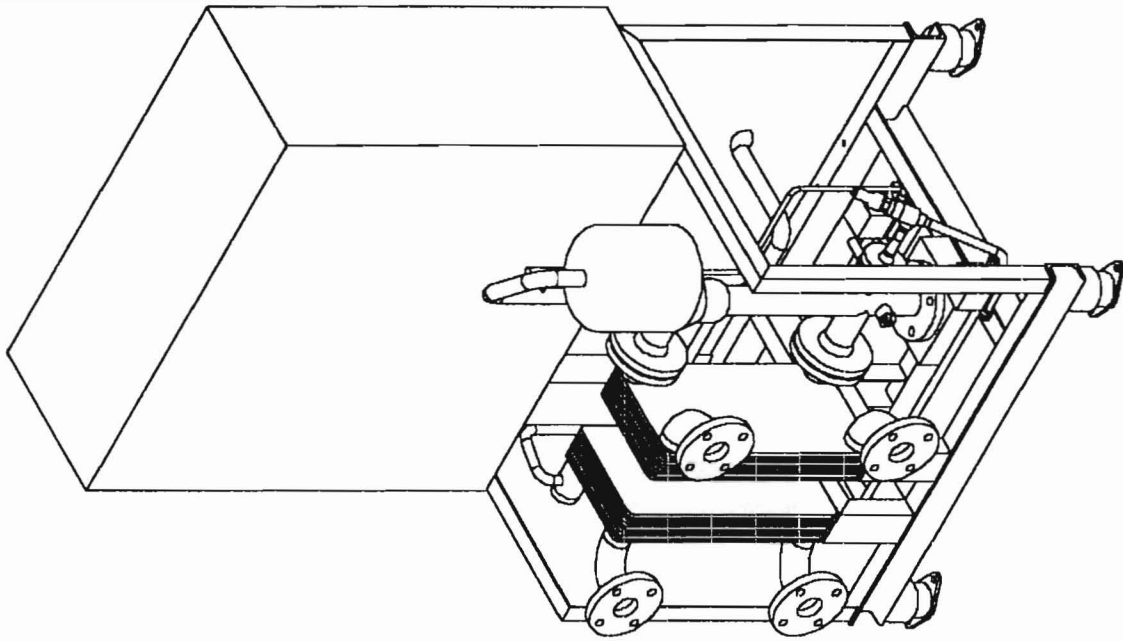


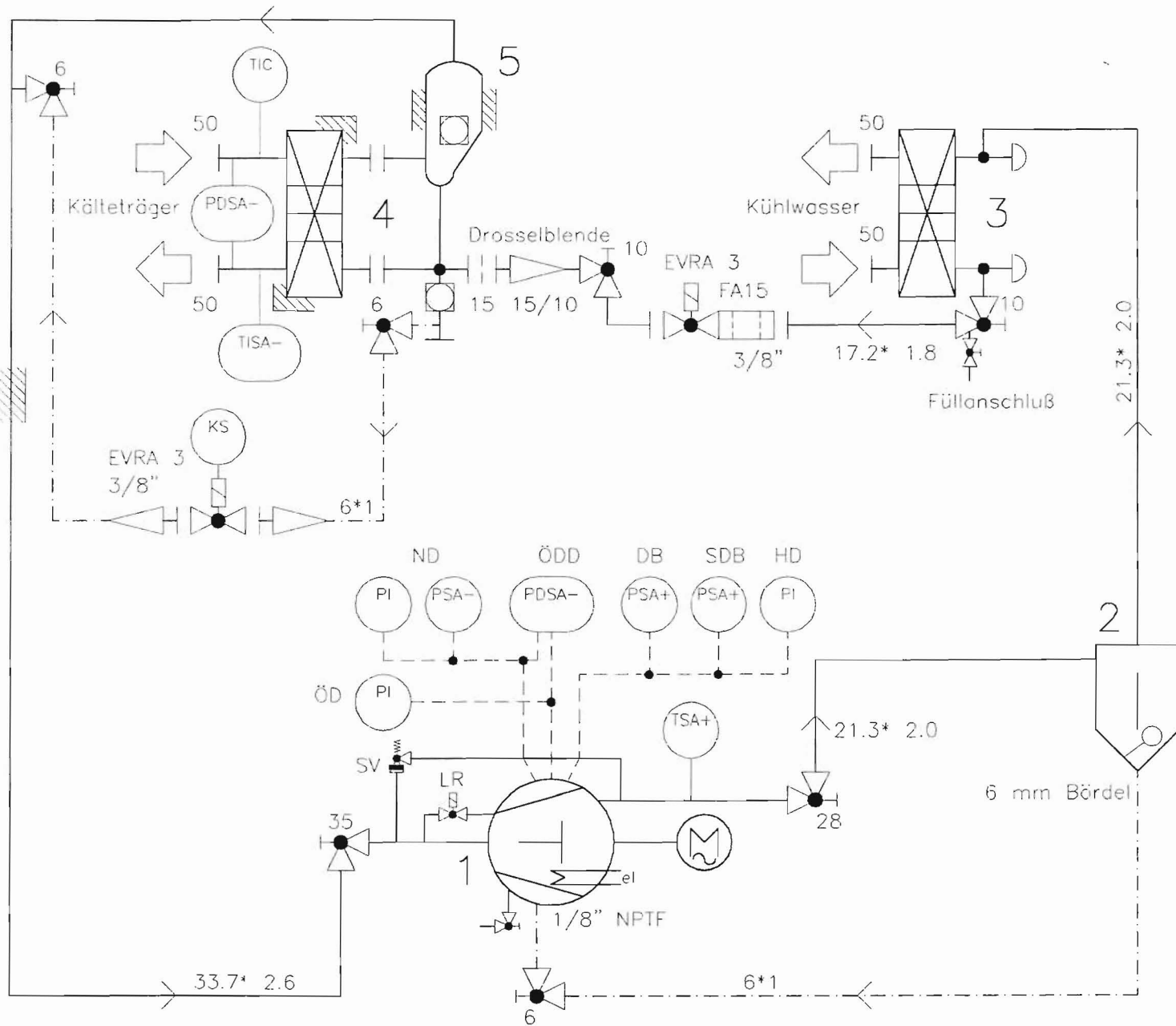
## 10 Anhang A1

- Ammoniak-Flüssigkeitskühler, überflutet (Entwurfszeichnung)
- Ammoniak-Flüssigkeitskühler, überflutet (Kältemittelschema)



Ammoniak-Flüssigkeitskühler 30 kW, überflutet (Entwurfszeichnung)





- 1 - BOCK-Motorverdichter AM4/466
- 2 - Ölabscheider TEMPRITE 923
- 3 - Plattenverflüssiger GEA ECOFLEX
- 4 - Plattenverdampfer GEA ECOFLEX
- 5 - Flüssigkeitsabscheider (BTB)

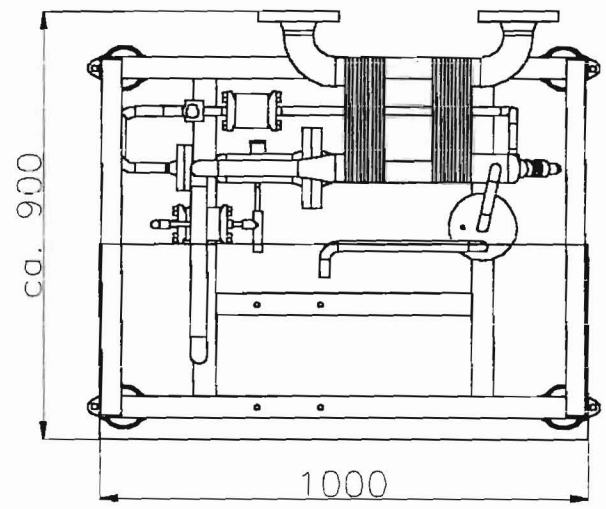
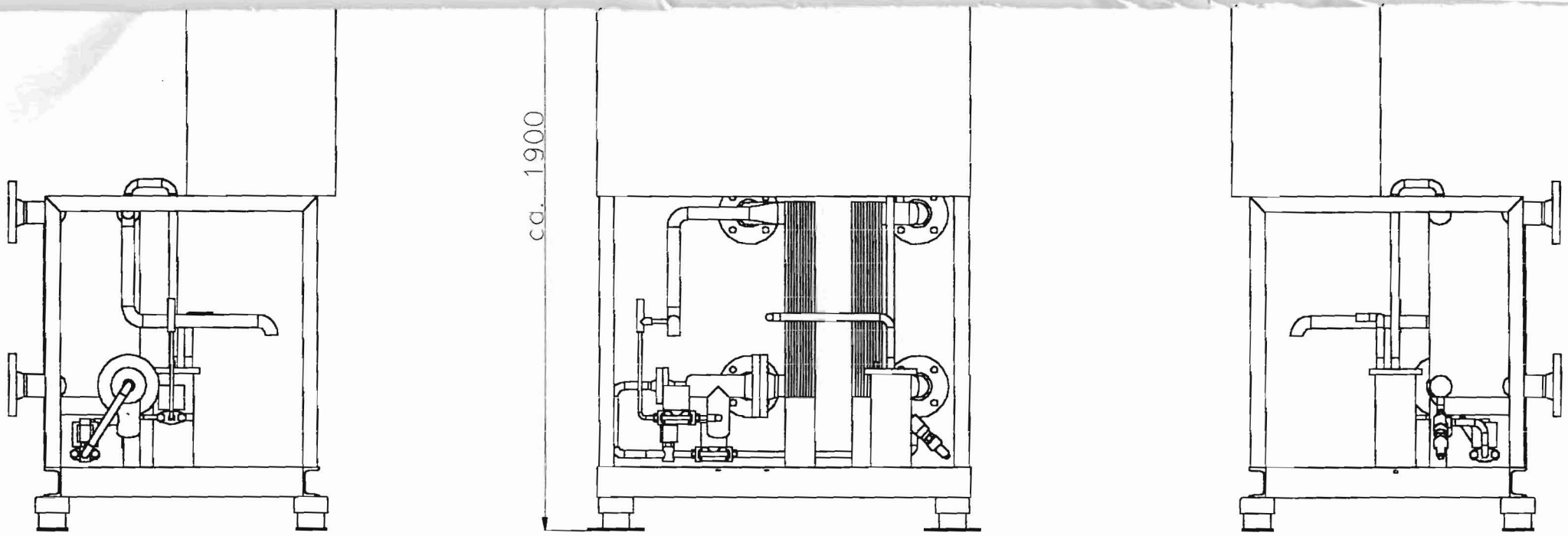
Im Lieferumfang des Verdichters enthalten:

- LR, Magnetventil Leistungsregelung
- SV, Überströmventil

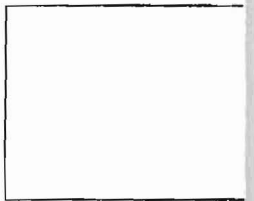
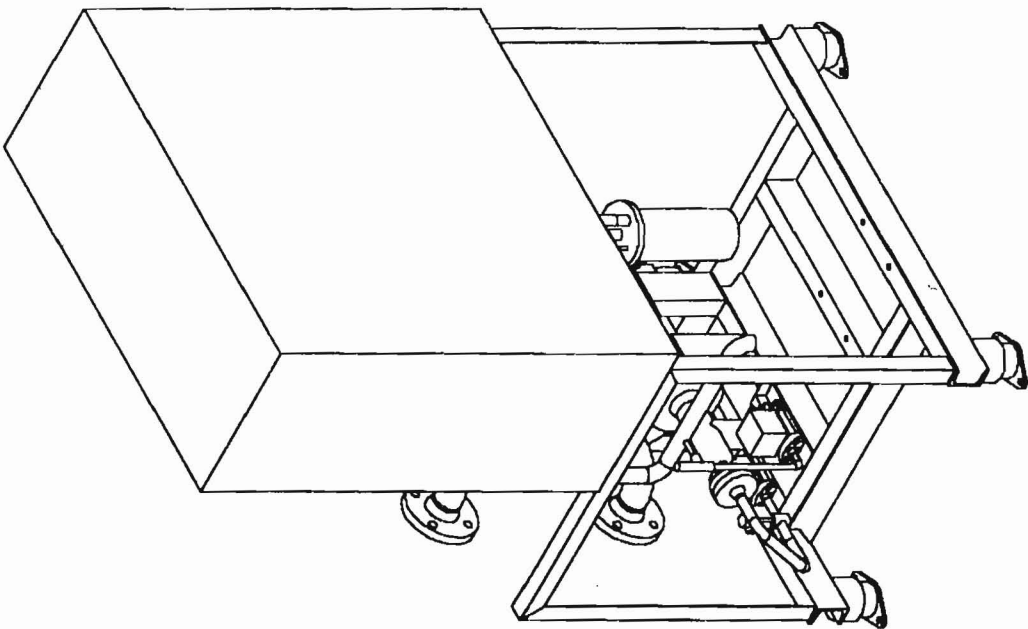
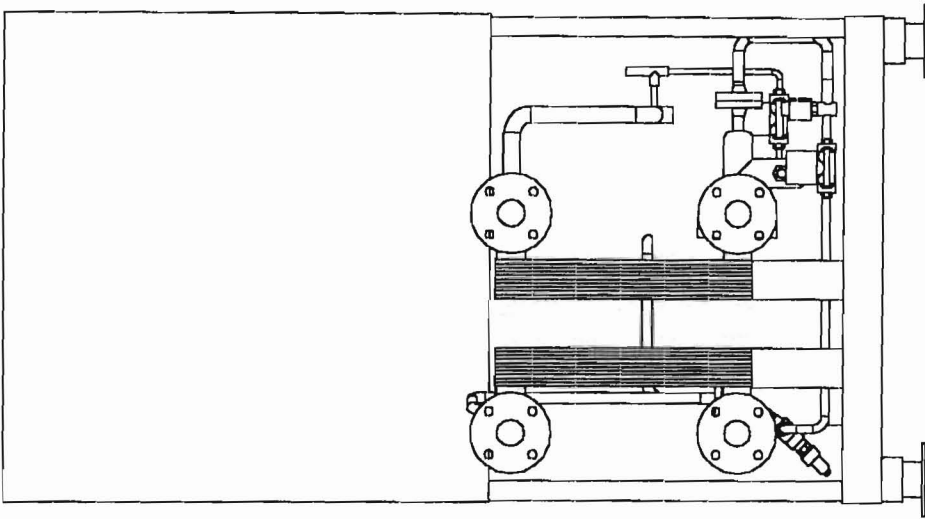
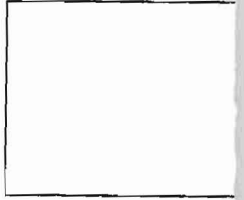
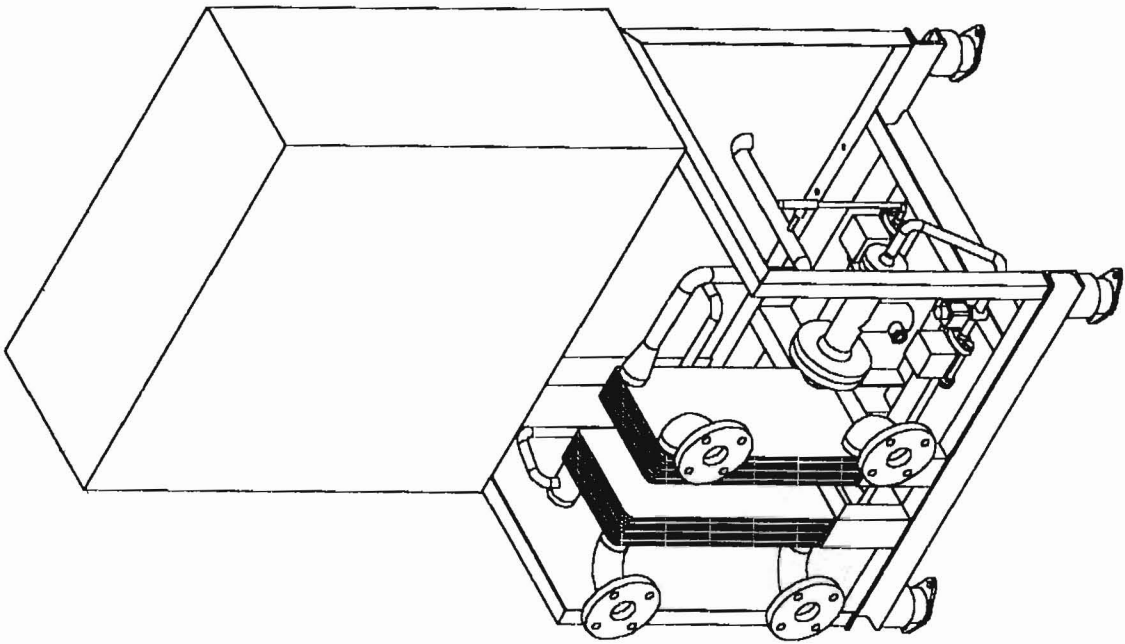
Kältemittelschema Ammoniak-Flüssigkeitskühler, überflutet

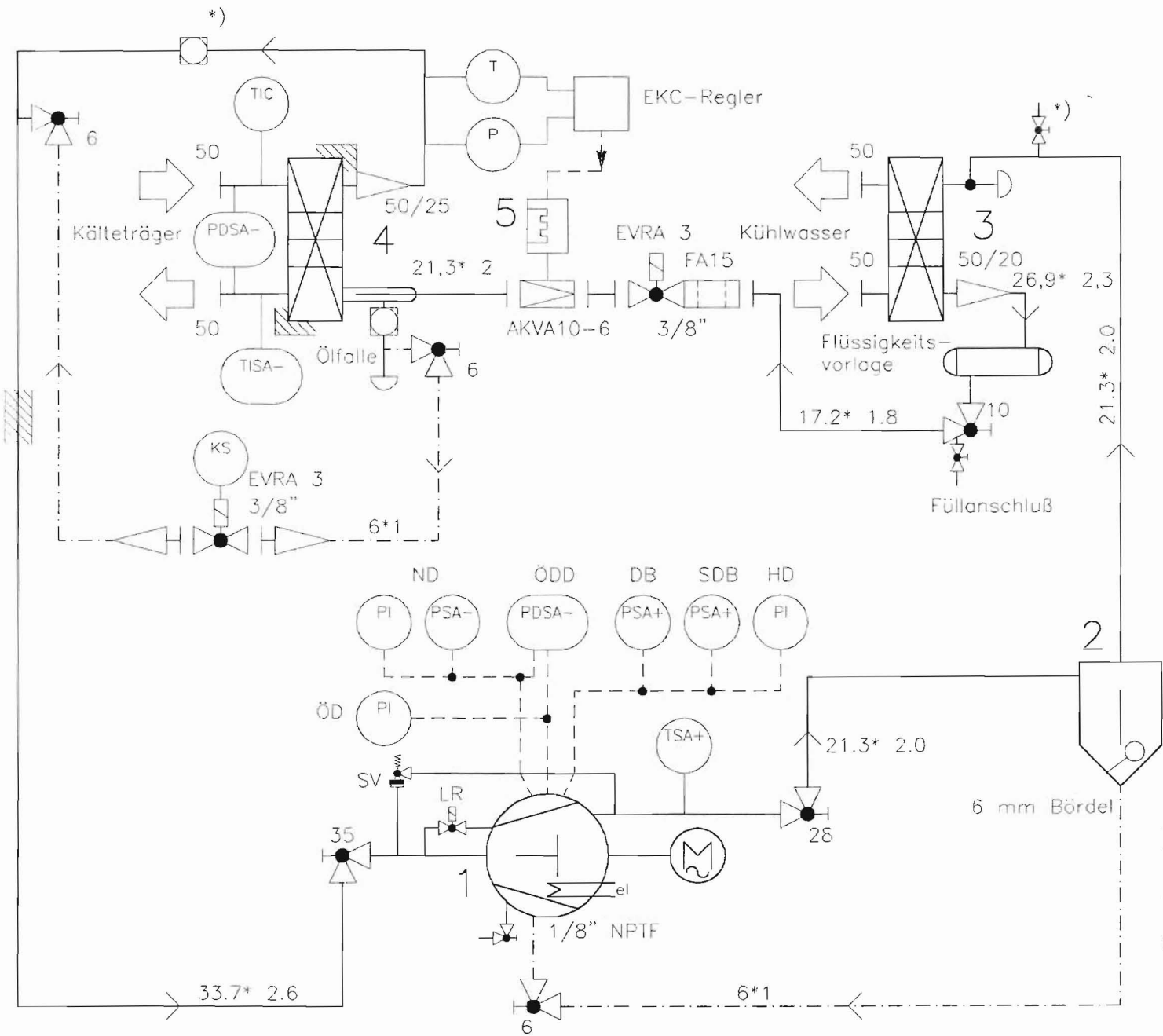
## 11 Anhang A2

- Ammoniak-Flüssigkeitskühler, trocken (Entwurfszeichnung)
- Ammoniak-Flüssigkeitskühler, trocken (Kältemittelschema)



Ammoniak-Flüssigkeitskühler 30 kW, trockene Verdampfung (Entwurfszeichnung)





- 1 - BOCK-Motorverdichter AM4/466
  - 2 - Ölabscheider TEMPRITE 923
  - 3 - Plattenverflüssiger GEA ECOFLEX
  - 4 - Plattenverdampfer GEA ECOFLEX
  - 5 - elektronisches Einspritzventil
- \*) - für Test Danfoss
- Im Lieferumfang des Verdichters enthalten:
- LR, Magnetventil Leistungsregelung
  - SV, Überströmventil

Kältemittelschema Ammoniak-Flüssigkeitskühler, trockene Verdampfung

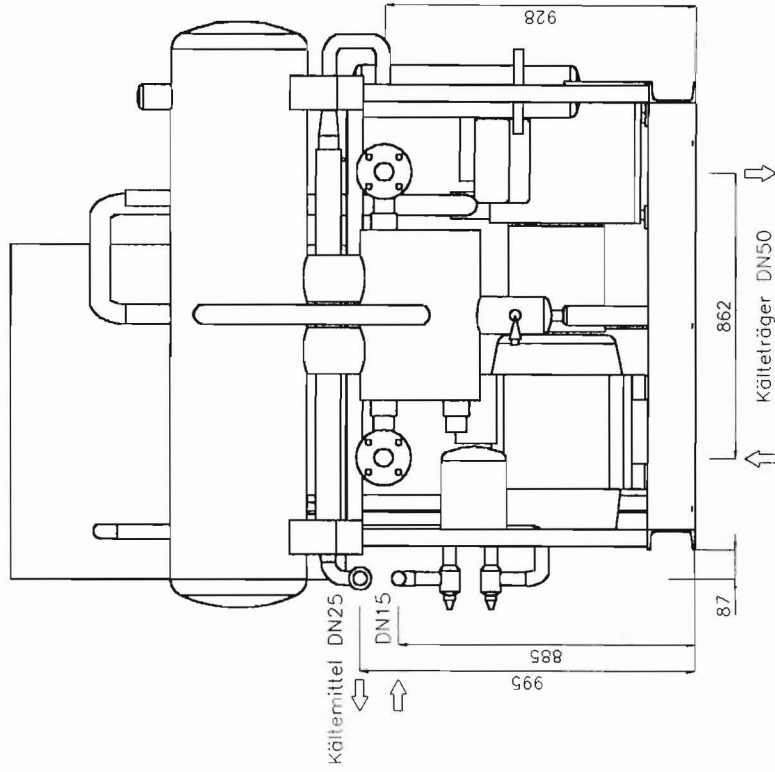
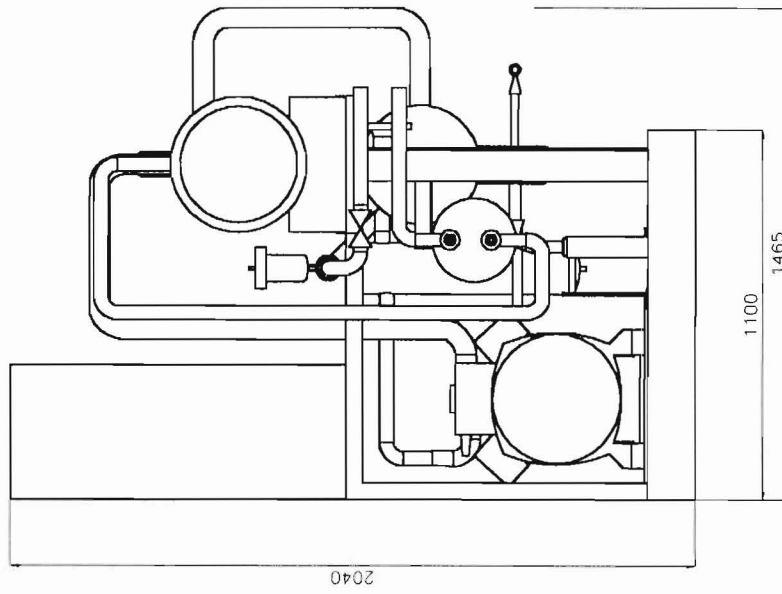
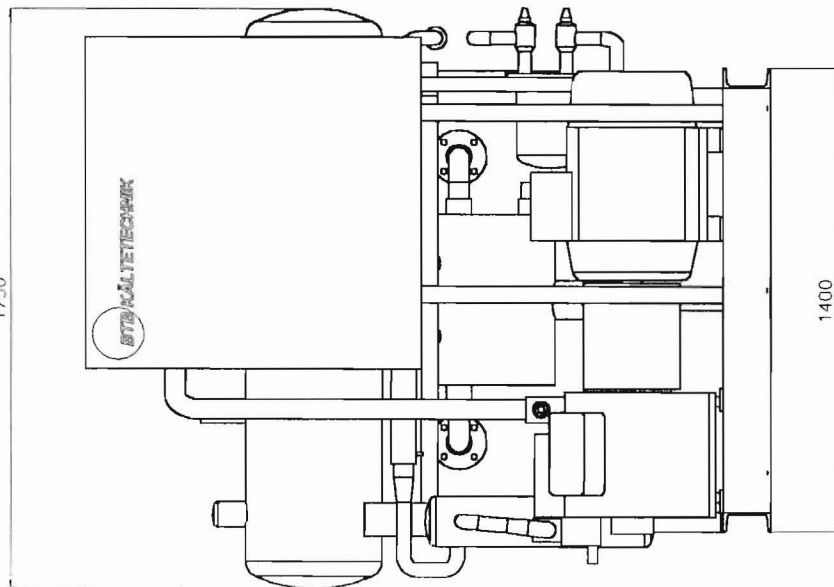


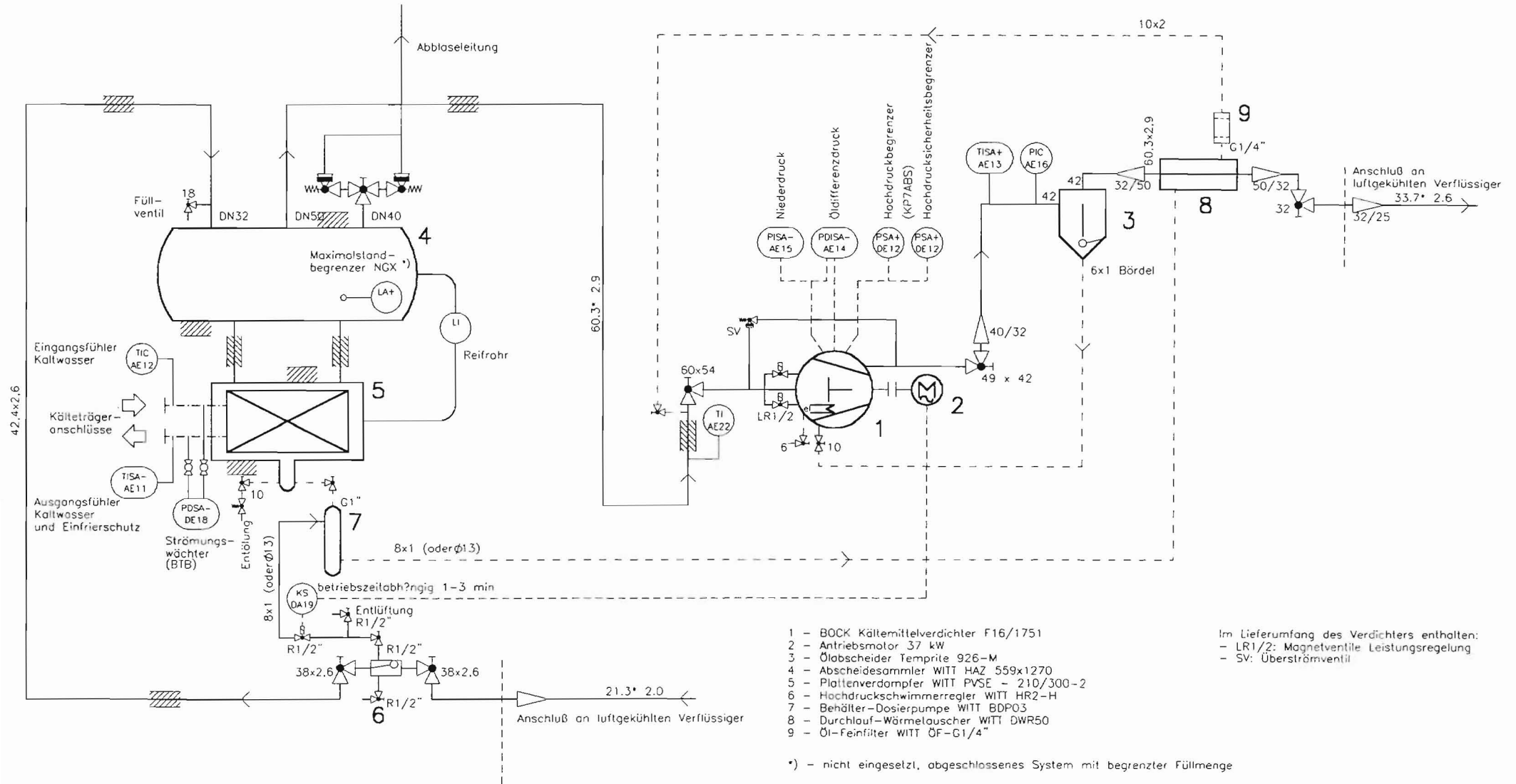
## 12 Anhang A3

- Ammoniak-Flüssigkeitskühler, überflutet 130 kW (Entwurfszeichnung)
- Ammoniak-Flüssigkeitskühler, überflutet 130 kW (Kältemittelschema)

# Hauptabmessungen und Anschlußmaße

1750





- 1 - BOCK Kältemittelverdichter F16/1751
- 2 - Antriebsmotor 37 kW
- 3 - Ölabscheider Temprite 926-M
- 4 - Abscheidesammler WITT HAZ 559x1270
- 5 - Plattenverdampfer WITT PVSE - 210/300-2
- 6 - Hochdruckschwimmerregler WITT HR2-H
- 7 - Behälter-Dosierpumpe WITT BDPO3
- 8 - Durchlauf-Wärmetauscher WITT DWR50
- 9 - Öl-Feinfilter WITT ÖF-G1/4"

Im Lieferumfang des Verdichters enthalten:  
 - LR1/2: Magnetventile Leistungsregelung  
 - SV: Überströmventil

\* - nicht eingesetzt, abgeschlossenes System mit begrenzter Füllmenge

