
**Forschungsprogramm
Umgebungswärme, Kälte, Abwärme**

Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2

ausgearbeitet durch
Prof.Dr.Th.Kopp
Hochschule Rapperswil
Institut für Energietechnik
Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil
tkopp@hsr.ch
Arbeitsgemeinschaft
HSR, NEK Umwelttechnik AG, Kapag AG, Ecopac AG

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Zusammenfassung

Im vorliegenden Forschungsprojekt wird in einer 1. Etappe eine einstufige Kompressionswärmepumpe mit einem Economizer-Kreislauf und einem drehzahlvariablen Vielzellenverdichter für das Arbeitsmedium Ammoniak aufgebaut und in Bezug auf die Leistungsdaten des Kompressors und der Wärmepumpen-Leistungszahl ausgemessen. Die Heizleistung soll ca. 17 kW_{therm} betragen. Der Extremzustand soll in einer Verdampfungstemperatur von -20 °C und einer Hezwasseraustrittstemperatur von 65 °C bestehen. Zudem sollen verschiedene Betriebszustände gemäss EN255 ausgemessen und mit in einer Projektphase 1 erarbeiteten theoretischen Berechnungen verglichen werden.

Der Bau der Anlage und der nachfolgende Betrieb erwiesen sich als sehr schwierig, da der eingesetzte Vielzellenverdichter einen sehr grossen Ölstrom fordert. Es wurde das nicht-lösliche Mineralöl Clavus G68 von Shell eingesetzt.

Die im Moment vorliegenden Versuchsresultate zeigten nach einer Hochrechnung der Versuche gemäss Kapitel 6 in einem 3. Prototypen teilweise interessante Möglichkeiten des Vielzellenverdichters, die bei Verdampfertemperatur -16 °C und Kondensationstemperatur 51.5 °C mit 2.4 (Versuch 10) einen erfreulichen COP2 Werte versprechen. Jedoch erfordert die Konstruktion des Verdichters einen hohen Ölmassenstrom für Schmierung und Kühlung, der viel grösser ist als der geförderte Gasmassenstrom. Der mit einem Coriolis-Massenstrom-Messgerät maximal gemessene Ölstrom betrug 400 kg/h. Dies bedingt eine sehr gute Ölabscheidung des nicht-löslichen Öles. Erst in einem 4. Prototypen konnte die Ölabscheidung mit einem Zentrifugalabscheider als 1. Stufe und einem Koagulationsabscheider als 2. Stufe befriedigend gelöst werden. Der im 4. Prototyp eingebaute, neue Verdichter wies jedoch zu Beginn eine schlechte Gasfördermenge auf. Auch ein sehr schnell gelieferter Ersatzverdichter zeigte nicht wesentlich erhöhte Gasfördermengen. Erst nach Zufuhr einer geringen Menge von Öl in den Saugstutzen konnte die gleiche Fördermenge erreicht werden wie im 3. Prototypen.

Ein Dauerversuch der Anlage über 4000 h konnte nicht mehr durchgeführt werden.

Der eingesetzte Verdichter zeigt theoretisch ein Potential für eine Verbesserung des COP. Obwohl er einstufig hohe Druckverhältnisse fahren kann, ist die benötigte Ölabscheidung sehr aufwendig. In einer 3. Phase werden mit dem vorhandenen Prototypen weitere Messungen durchgeführt, die auch den Economizer-Betrieb umfassen.

Die Untersuchungen wurden vom Bundesamt für Energiewirtschaft (BFE) lanciert und unterstützt, in Zusammenarbeit mit den Firmen NEK Umwelttechnik AG 8033 Zürich, KAPAG AG 8126 Zumikon, Ecopac AG 8704 Herrliberg sowie der Hochschule für Technik Rapperswil HSR 8640 Rapperswil.

Summary

In this investigation, a heat pump was built with a one-stage Rotovane compressor and an economizer loop. As refrigeration media ammonia was used. The compressor EUROVANE 140 was an eight cell sliding vane rotary compressor manufactured by MCC (Mobile Climate Control, Canada). The electrical motor was equipped with a frequency controller. The aim was to measure the performance data of the compressor and the COP value of the whole plant. Heating capacity should be $17 \text{ kW}_{\text{therm}}$, minimum evaporation temperature -20°C and maximum condensation temperature 65°C . The measured data should be compared with theoretical results of a phase 1.

Construction and the running of the heat pump was very difficult, for lubrication of the compressor needs a very high oil flow. As oil, the nonmiscible mineral oil Clavus G68 (Shell) was used. Up to now 4 prototypes had to be built until the oil management was working properly.

At the moment results from the 3rd prototype show interesting possibilities of the compressor. Having an evaporation temperature of -16°C and a condensation temperature of 51.5°C , a COP2 of 2.4 could be realized, resulting from a calculation of the heat flows of oil and cooling water of the electrical motor.

The oil flow through this compressor is very high, since a maximum oil flow over 400 kg/h was measured with a mass flow meter (type coriolis). Therefore a good oil separation from the hot gas is needed. Finally in the 4th prototype a sufficient oil separation principle could be realised consisting in a centrifugal oil separator on 1st stage (manufactured by HSR) and a coalescing separator (Temprite) as a 2nd stage.

In the 4th prototype oil separation was so good that no oil was returned into the ammonia loop and also back to the compressor by the gas suction port. This led to a decrease in gas flow and in heating capacity too because the blades were lubricated and therefore sealed insufficiently. Only a small amount of oil given into the suction port could increase the gas capacity to a similar level as reached in the 3rd prototype.

An earlier planned long term test could not be run any more due to the mentioned problems. Also the behaviour of the economizer loop could not be examined in the running phase 2.

Since the Rotovane compressor is able to run a very high compression ratio with reasonable COP-values it was decided to continue this project by adding a phase 3. The aim of phase 3 is to run sufficient measurements with the existing plant to prove the capabilities of this compressor type including the effect of the economizer loop.

The investigation was initiated and supported by the Swiss Federal Department of Energy (BFE) and the companies NEK Umwelttechnik AG CH-8033 Zürich, KAPAG AG CH-8126 Zumikon, Ecopac AG CH-8704 Herrliberg and the University of applied Science HSR CH-8640 Rapperswil.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort.....	6
1 Projektziele.....	7
2 Chronologische Darstellung der Arbeiten.....	8
2.1 Planung und Bau des 1. Prototypen.....	8
2.2 Planung und Bau des 2. Prototypen.....	12
2.3 Planung und Bau des 3. Prototypen.....	17
2.4 Planung und Bau des 4. Prototypen.....	25
3 Beschreibung der Hauptkomponenten und der Messeinrichtungen	38
3.1 Anlagekomponenten	38
3.2 Messgeräte	45
4 Messresultate und Auswertung.....	49
4.1 2. Prototyp.....	49
4.2 3. Prototyp.....	53
4.3 4. Prototyp.....	55
5 Leistungsfähigkeit des Vielzellenverdichters (3. Prototyp).....	57
6 Hochgerechnete Leistungszahlen einer Wärmepumpe aus den Messdaten des 3. Prototypen.....	60
7 Löslichkeitsmessungen von Ammoniak in Mineralöl.....	64
7.1 Ziel	64
7.2 Versuchsaufbau.....	64
7.3 Versuchsablauf.....	66
7.4 Berechnungen.....	68
7.5 Ergebnisse.....	69
8 Ammoniakfalle	70
8.1 Einführung	70
8.2 Absorption.....	71
8.3 Adsorption.....	71
9 Fehlerrechnung COP.....	74
10 Ausblick	77
11 Verzeichnisse	79
11.1 Literaturverzeichnis	79
11.2 Abbildungsverzeichnis	81
11.3 Diagrammverzeichnis	82

11.4 Tabellenverzeichnis	82
12 Anhang	83
12.1 Stoffdaten Ammoniak, ln p-h Diagramm (Mollier-Diagramm)	83
12.2 Stoffdaten Mineralöl	84
12.3 Diagramm c_p von Mineralöl	86
12.4 Stoffdaten Glykolmischung ([L19])	86
12.5 Versuchsresultate.....	87

Vorwort

Die vorliegende Forschungsarbeit ist im Zeitraum Juli 1998 bis Dezember 2001 durch die Arbeitsgemeinschaft Hochschule Rapperswil, NEK Umwelttechnik AG und Kapag AG und Ecopac AG entstanden. Obwohl die Arbeit verschiedene Dämpfer und Rückschläge zu verzeichnen hatte, möchte der Projektleiter den beteiligten Personen herzlich für den grossen Einsatz und die vielen interessanten Gespräche danken.

Namentlich erwähnen möchte der Autor folgende Firmen und Personen:

NEK Umwelttechnik AG: Herren A. Flück und Th. Schmid

Kapag AG: Herren H. U. Weiss, P. Doufas, H. Albrecht, A. Hug, P. Staub, Frau Brandenberger

Ecopac AG: Herrn St. Kollbrunner

Doufas AG: Herren P. Doufas, Baggeritz, Frau Schönenberger

Hochschule Rapperswil, Institut für Energietechnik: Technologietransfer-Assistenten Herren

P. Frei, M. Aepli, M. Deller

Hochschule Rapperswil, mechanische und elektrische Werkstatt: Herren R. Ryffel, K. Schoch

Hochschule Rapperswil, Abteilung Maschinenbau: den Studenten Chr. Deiss, P. Nauer und E. Geisser

Hochschule für Technik Zürich: dem Diplomanden M. Kessler

Fachhochschule Köthen, Sachsen-Anhalt: der Diplomandin N. Bliedung

Interstaatliche Fachhochschule Buchs: Prof. Dr. M. Ehrbar und Herrn A. Zingerli

Firma Hans Bühler GmbH in Gossau ZH: Herrn M. Maag

Firma Sibold AG in Zollikerberg: Herren S. Scheidegger und R. Schöpflin

Herrn E. Stark von Sulzer Escher Wyss Kältetechnik A-6923 Lauterach

Herrn P. Auer von AXIMA Refrigeration AG in Winterthur

Herrn Prof. Dr. A. Reller, Lehrstuhl für Festkörperchemie, Universität Augsburg

Den Mitgliedern der Begleitgruppe

Herrn G. Reiner, AXIMA Refrigeration AG in Sursee

Herrn A. Steiner, Wettstein AG in Münsingen

Herrn D. Trüssel, Kälte Wärme Technik AG in Belp

Herrn Prof. Dr. T. Boymann, HTA Horw, Projektleiter der Phase 1

Dem Bundesamt für Energie und dem Programmleiter UAW Herrn Prof. Dr. M. Zogg

1 Projektziele

Das Ziel der Phase 2 in diesem Forschungsprojekt kann in 3 Tätigkeitsbereiche aufgegliedert werden, die in Zusammenarbeit mit dem Bundesamt für Energie in 2 Etappen gegliedert wurden. Die Ziele 2 und 3 sind in einer 2. Etappe der Projektphase 2 enthalten und können erst nach Erreichen des Ziels der 1. Etappe begonnen werden.

1. Ziel: Aufbau einer Versuchswärmepumpe mit einer thermischen Leistung von ca. 17 kW Heizleistung und einem drehzahlvariablen Vielzellenverdichter der Firma Eurovane AG. Durch Messung auf dem Prüfstand der Firma Kapag AG in Zumikon soll das Verdichterverhalten quantifiziert werden. Dies in Abhängigkeit der Drehzahl, des Economizer-Betriebsverhaltens und des Öldurchsatzes. Aus den Messungen kann auch der COP bei verschiedenen Quell- und Heiztemperaturen nach Vorschriften des WPZ Töss bestimmt werden. Als Vergleich zur Phase 1 des Projektes [L1] sollen die zu erwartenden COP einer Anlage mit diesem Verdichter über den in Phase 1 eingeschlagenen Rechnungsgang berechnet werden.
2. Ziel: Betrieb des Prototypen über eine Betriebsdauer von 4000 h nach einer vorgegebenen Belastungsverteilung.
3. Ziel: Messtechnische Überprüfung und Verbesserung einer adsorptiven Ammoniak-Auffang-Einrichtung, die allenfalls austretendes Ammoniak im Leckage- und im Havariefall binden kann. Die theoretische Funktionsweise einer solchen Ammoniakfalle wurde ebenfalls in der Projektphase 1 unter Leitung von Prof. Dr. A. Reller (Universität Augsburg) bearbeitet.

2 Chronologische Darstellung der Arbeiten

2.1 Planung und Bau des 1. Prototypen

2.1.1 Vorbereitung

Innerhalb der Entwicklung und dem Aufbau des 1. Prototypen wurden im Zeitraum 1.7.98 bis 4.12.98 neun Projektgruppensitzungen und zwei Begleitgruppensitzungen durchgeführt. Nachdem durch die beteiligten Firmen auch die Spezialgebiete und das Spezialisten-Know-How klar verteilt sind, war die gemeinsame Erarbeitung des RI-Fliessbildes und die Auslegung der Komponenten eine interessante und zielgerichtete Tätigkeit.

2.1.2 Beschreibung der Anlage

Die Prototypanlage 1 (vgl.: Prototyp-Photo und Abbildung 2: RI-Schema, S.9f) ist eine einstufige Kompressionswärmepumpe mit einem Economizer-Kreislauf. Der Vielzellenverdichter (C1) ist ölgeschmiert. Das Öl wird mit einem Ölabscheider abgeschieden. Ein Ölwärmetauscher (WT1) transferiert die Wärme aus dem Öl an den Heizkreislauf. Der Kompressor wird mit einem wassergekühlten, frequenzvariablen Antriebsmotor (E1) angetrieben. Die Motorabwärme kann ebenfalls an den Heizkreislauf übertragen werden. Durch die mögliche Serieschaltung der Wärmetauscher Enthitzer/Kondensator (WT K1) und Ölkühler kann eine höhere Heizungsvorlauftemperatur erreicht werden.

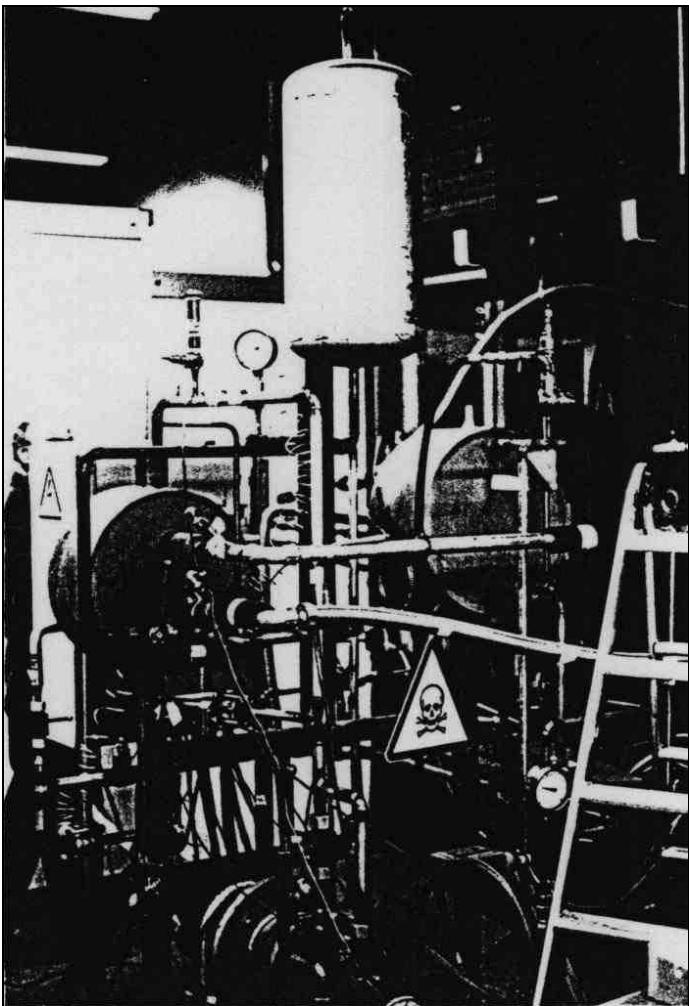


Abbildung 1: Ansicht des 1. Prototypen der NH₃-Wärmepumpe HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2]

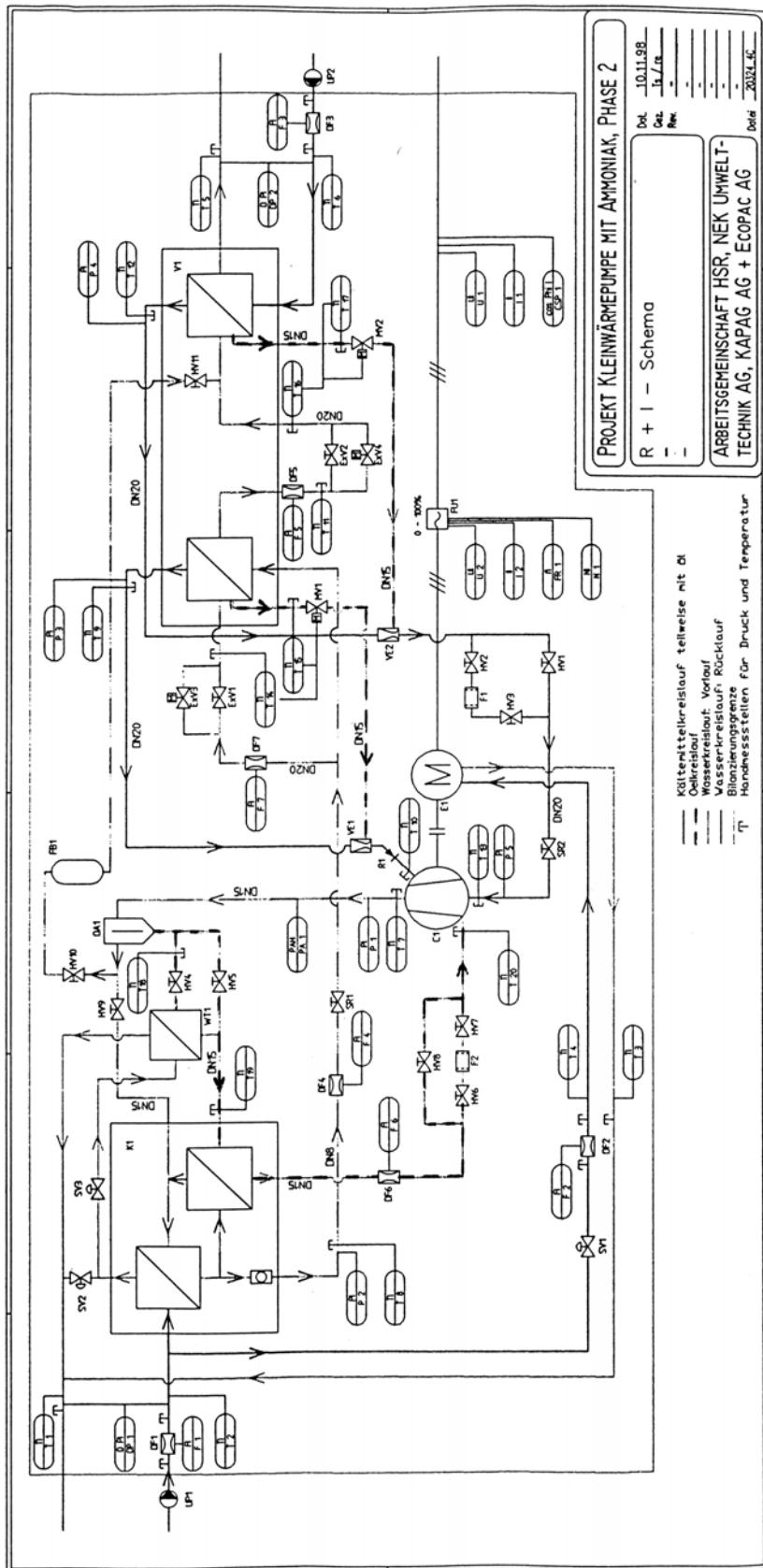


Abbildung 2: RI-Schema des 1. Prototypen der NH₃-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2]

Der Ammoniak wird nach der Kondensation in zwei Teilströme getrennt, den Hauptstrom und den Nebenstrom. Im Nebenstrom erfolgt die Expansion auf den Mitteldruck durch die Expansionsventile ExV1 oder ExV3. Im Economizer-Wärmetauscher (Teilbereich des Verdampfer-Wärmetauschers V1) wird durch Verdampfung des Nebenstromes der Hauptstrom unterkühlt. Der Hauptstrom wird nach der Unterkühlung über die Expansionsventile ExV2 oder ExV4 auf den Niederdruck entspannt und verdampft im zweiten Wärmetauscher-Bereich des Verdampfers V1. Das allenfalls aus dem Kondensator mitgeschleppte Öl wird durch die temperaturgesteuerten Magnetventile MV1 und MV2 wieder in den Ansaugstrom zurückgeführt. Die Verdampfungsenergie für den Hauptstrom wird einem Solestrom entnommen.

2.1.3 Aufgetretene Schwierigkeiten

Leider konnten mit dem gebauten Prototypen Nr.1 keine aussagekräftigen Messungen durchgeführt werden, da während der Inbetriebsetzungsphase verschiedene Schwierigkeiten auftraten:

- Unvollständige Entlüftung
- Vormodell des Verdichters mit für Ammoniak ungeeignetem Kleinfilter, Lieferverzug des Herstellers mit dem richtigen Verdichtermodell
- Zersetzung des Öles
- Zu grosser Falschwärmefluss zwischen Verdampfer und Economizer, als Folge davon Einbau eines separaten Economizer als Plattenwärmetauscher
- Unzuverlässige Ölabscheidung mit einem Ölabscheider vom Typ ESK Schultze (OS16-12)
- Überhitzung des Verdichters

Aus den bisherigen Erkenntnissen muss geschlossen werden, dass vor allem der Ölkreislauf bisher nicht so funktioniert wie geplant.

2.2 Planung und Bau des 2. Prototypen

2.2.1 Einführung

Für die Entwicklung, den Aufbau und des Betriebes des 2. Prototypen wurden im Zeitraum 1.1.99 bis 25.2.00 zwölf Projektgruppensitzungen durchgeführt. Nachdem die Versuche am Prototypen Nr.1 im Dezember 1998 nicht erfolgreich waren und dabei der eingesetzte Kompressor zu Schaden kam, wurde ein Anlagenumbau beschlossen. Der Bau des Prototypen Nr.2 erfolgte unter Mithilfe der Firma Doufas in Rüti bei Winkel. Als sehr zeitraubend erwies sich das Detail-Engineering. Das Finden von ammoniaktauglichen Armaturen für kleine Massenströme ist nicht einfach. Informationen zum Ölkreislauf waren vom Kompressorhersteller fast nicht zu bekommen. Schlussendlich musste der Ölkreislauf nach eigenem Gutdünken geplant werden. Auch für die Niveauregelung des Verdampfers und des Economizers waren eigene Lösungen zu erarbeiten. In der 2. Prototypenanlage wurden NEK-Compadisc-Wärmetauscher und parallel schaltbare Plattentauscher von Alfa-Laval eingebaut.

2.2.2 Beschreibung der Anlage

Die Versuchsanlage des 2. Prototypen (vgl. Abbildung 3: Photo des 2. Prototypen und Abbildung 4: RI-Schema des 2. Prototypen) ist eine einstufige Kompressionswärmepumpe mit einem Economizer-Kreislauf, der nach Herstellerangaben auf einem Mitteldruck von ca. 1.3 bis 1.5 mal Verdampferdruck arbeiten soll. Der Vielzellenverdichter (C1) ist ölgeschmiert. Das Öl wird mit einem Tropfenabscheider-Ölabscheider 2-stufig abgeschieden. Ein Ölwärmetauscher (WT1) transferiert die Wärme aus dem Öl an den Heizkreislauf. Der Kompressor wird mit einem wassergekühlten, frequenzvariablen Antriebsmotor (E1) angetrieben. Die Motorabwärme kann ebenfalls an den Heizkreislauf übertragen werden. Durch die mögliche Serieschaltung der Wärmetauscher Enthitzer/Kondensator (WT K1) und Ölkühler kann eine hohe Heizungs-Vorlaufttemperatur erreicht werden. Der Ammoniak wird nach der Kondensation in zwei Teilströme, den Hauptstrom und den Nebenstrom, getrennt. Im Nebenstrom erfolgt die Expansion auf den Mitteldruck durch die Expansionsventile ExV2, ExV4 oder ExV5. Im Economizer-Wärmetauscher (Teilbereich des Verdampfer-Wärmetauschers V1) wird durch Verdampfung des Nebenstromes der Hauptstrom unterkühlt. Der Hauptstrom wird nach der Unterkühlung über die Expansionsventile ExV1 oder ExV3 auf den Niederdruck entspannt und verdampft im zweiten Wärmetauscher-Bereich des Verdampfers V1. Das allenfalls aus dem Kondensator mitgeschleppte Öl wird während der Versuchsphase periodisch entölt. Die Verdampfungsenergie für den Hauptstrom wird einem Solestrom entnommen. Alternativ kann die Unterkühlung des Hauptstromes in einem Plattentauscher von Alfa-Laval (WT2) erfolgen.

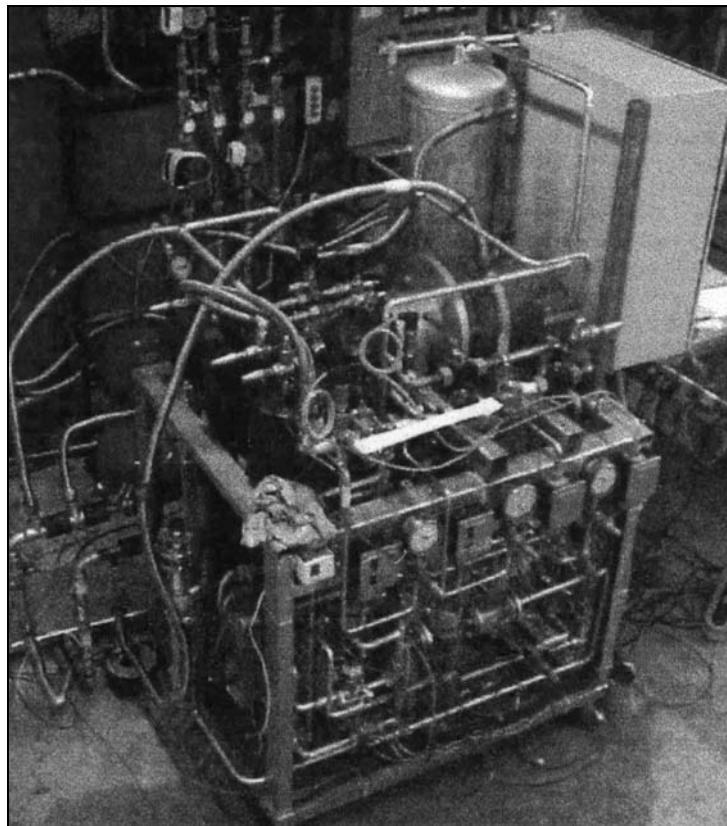
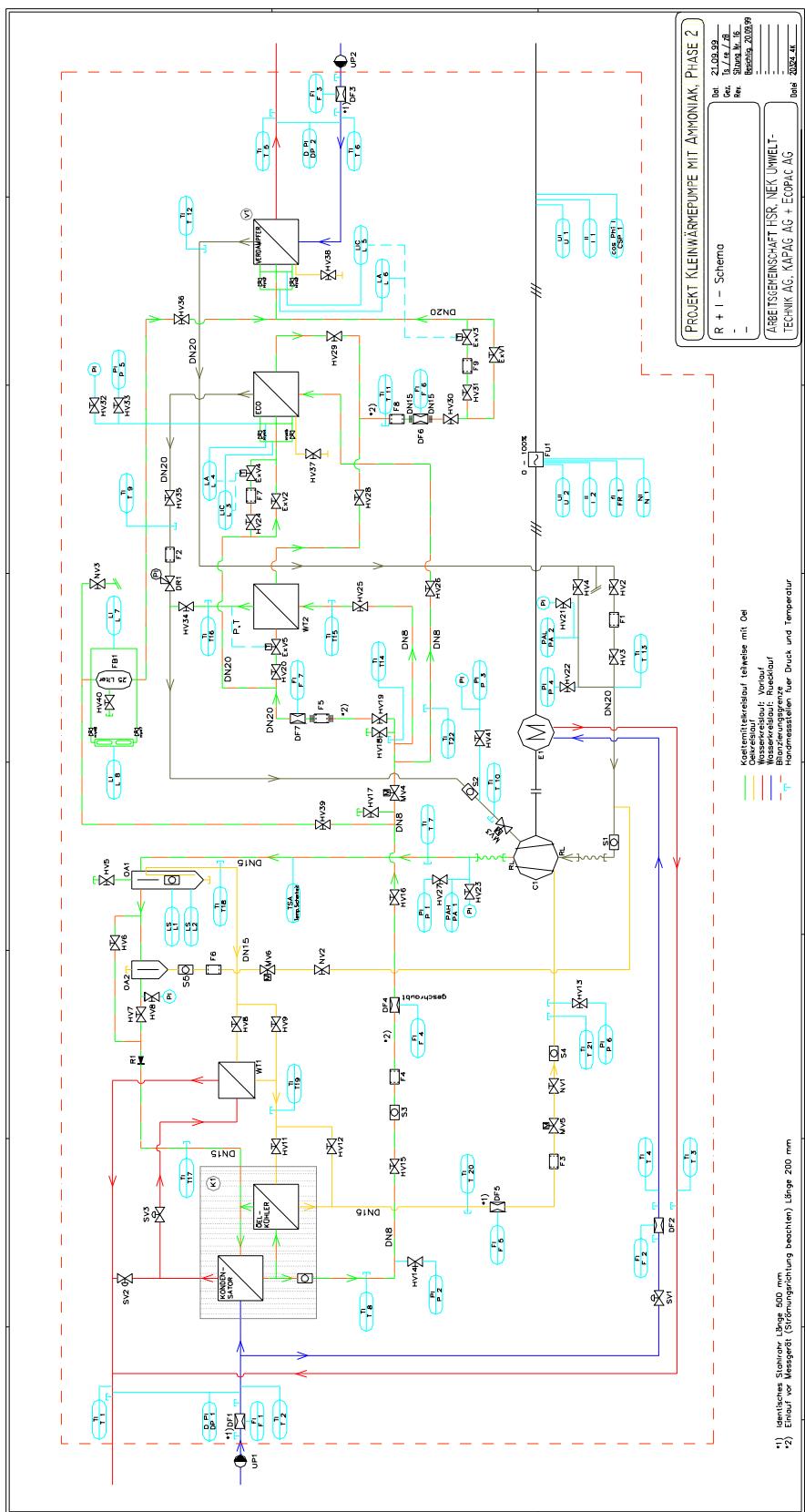


Abbildung 3: Ansicht des 2. Prototypen der NH₃-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3]

Abbildung 4: RI-Schema des 2. Prototypen der NH₃-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3]

Im 2. Prototyp wurden nun Durchflussmesser eingebaut: Im Economizerstrom ein Ovalradzähler von Bopp&Reuther, im Hauptstrom ein Turbinenmesser von Krämer und im Verdampferstrom ein KRAL-Schraubenspindel-Volumeter. Leider konnten im 2. Prototypen mit keinem Messgerät vernünftige Messungen gemacht werden.

Der Ovalradzähler wurde für den Ammoniak-Teilstrom vorgesehen. Nach Abschluss der Messphase des 2. Prototypen wurde festgestellt, dass sich von der Dichtung zwischen Messgerät und vorgesetztem Filter ein Stückchen gelöst hatte (aufgrund Verquetschung bei der Montage) und die Ovalräder blockierte. Dadurch wurde auch die Drehwelle des einen Ovalrades verbogen, sodass der Messer revidiert werden musste. In der Diskussion mit dem Importeur hat sich dann zusätzlich herausgestellt, dass dieser Typ Messgerät nicht geeignet ist für Stoss-Belastungen. In unserem Betriebskonzept haben wir jedoch durch die Volumenstromveränderung im Economizerkreis über die Niveauregelung eine stossende Beanspruchung vorliegen. Bei den Kaufdiskussionen des Gerätes wurde dieser Punkt nie angesprochen, er geht auch aus den Herstellerunterlagen nicht hervor.

Der Turbinenmesser von Swissflow (Firma Krämer in Aegeri ZG) erwies sich als nicht ammoniakverträglich. Sein Innenleben wurde vom Ammoniak zersetzt. Da jedoch stets genügend freier Querschnitt übrig blieb und das Gehäuse gegen Aussen ammoniakbeständig war, wurde der Ammoniak-Hauptstrom nicht behindert.

Der Schraubenspindel-Volumenstrommesser von KRAL, importiert von der Firma Matter AG in Dinhard ZH, war ebenfalls nicht ammoniakbeständig, obwohl er wie alle anderen Geräte ausdrücklich für Ammoniak als Medium geordert worden war. Der in das Aluminiumgehäuse eingeschraubte Kunststoff-Sensor wurde angegriffen, sodass über ein Wochenende hinweg eine grössere Menge Ammoniak austreten konnte. Dadurch musste der Sensor natürlich ausgebaut werden. Er kam während der Betriebsphase des 2. Prototypen auch nicht mehr zum Einsatz, da man kein Sicherheitsrisiko mehr eingehen wollte. Die Firma Matter lieferte im Anschluss einen anderen Sensor, den sie als absolut ammoniakverträglich bezeichneten. In der nachfolgenden Phase des 3. Prototypen wurde zum Schluss das Messgerät noch einmal für den Ölkreislauf eingebaut, allerdings nun mit Absperrventilen vor und nach dem Instrument und einer Bypass-Leitung mit Handventil. Die Absperrventile wurden vorsichtshalber immer geschlossen, wenn kein Messbetrieb vorlag. Leider war auch diesem Einsatz kein Erfolg beschieden, doch lag der Grund hier bei einer zu starken Verschmutzung im Ölkreislauf und einer wahrscheinlichen Blockierung des Gerätes.

Schliesslich wurde ein Ultraschall-Durchfluss-Messgerät Ultraflo 2000 der Firma Micronics Limited eingesetzt. Ein spezielles Rohrstück wurde dafür vorgesehen. Auch hier konnte keine gute Messung erreicht werden. Während der Versuche mit dem 2. Prototyp konnten zeitweise vernünftige Signale empfangen werden; der Ölstrom war dort aber noch mit flüssigem Ammoniak vermischt, sodass die Messresultate als verfälscht angesehen werden müssen. Während der späteren Phase mit dem 3. Prototypen konnten ebenfalls keine Resultate empfangen werden, vermutet wird in diesem Fall eine zu grosse Verschmutzung, die das Ultraschallsignal zu stark ablenkte.

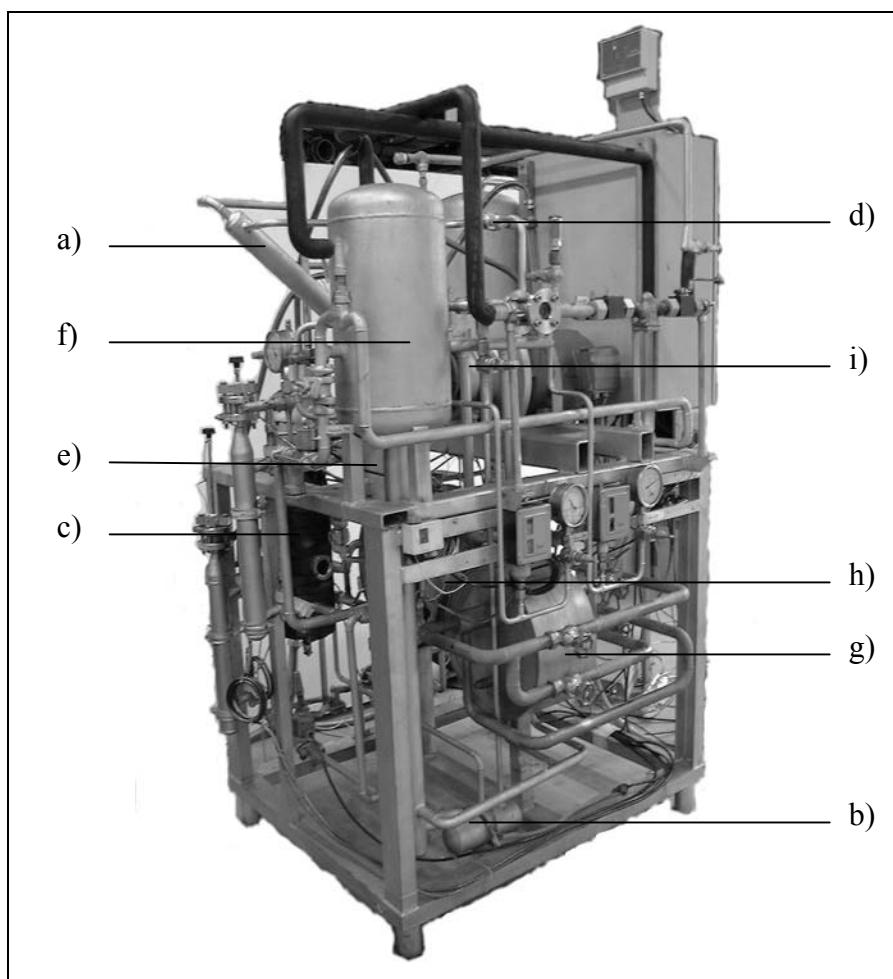
Die für die COP-Berechnung benötigten Messungen des Sole- und des Heizkreislaufes konnten planmäßig vorgenommen werden. Gemessen wurde die elektrische Leistungsaufnahme mit einem Powermeter von Chauvin-Arnoux und der Wasserwärmestrom mit einem Ultraschall-Durchlussmessgerät von Flexim.

Am 2. Prototypen wurden im Zeitraum von Dezember 1999 bis Januar 2000 einige vernünftige Messungen gemacht, die auch mit theoretischen Berechnungen verglichen werden konnten. Jedoch konnten keine guten COP-Werte erreicht werden. Es zeigte sich, dass aus dem Verdampfer Flüssig-Ammoniak-Tropfen mitgerissen wurden. Diese blieben auch beim Durchtritt durch den Verdichter vorhanden und wurden darauf im gut funktionierenden zweistufigen Ölabscheider abgeschieden. Dadurch wurde Flüssig-Ammoniak im Öl eingetragen und im Ölkreislauf mitgeschleppt. Eine Rechnung konnte zeigen, dass bei der Entspannung des Öls am Eintritt in den Verdichter ein Teil des mitgeschleppten Flüssig-Ammoniaks desorbierte und damit das wirksame Ansaugvolumen reduzierte. Da das eingetragene Flüssig-Ammoniak nirgends in der Anlage wieder ausgeschieden werden konnte – auch die Beheizung des Ölabscheidens brachte nicht den erwünschten Effekt – musste ein neuerlicher Umbau in Betracht gezogen werden, der eine stark verbesserte Flüssigphasen-Abscheidung erreichen würde. Das Öl war mit Flüssig-Ammoniak vermischt; deshalb konnte natürlich nun auch eine Ammoniak-Absorption in das Öl auftreten. Bei hohem Druck und tiefer Temperatur ist die gelöste Menge Ammoniak grösser als bei tiefem Druck und hoher Temperatur. Somit kann das Öl beim Eintritt in den Verdichter Ammoniak desorbieren und das Fördervolumen des Kompressors verringern. Es wurden etliche Anstrengungen unternommen [L6], um zusätzlich zu den bekannten Messungen der Ammoniak-Löslichkeit (L8) Informationen zu bekommen. Alle Ölhersteller erwiesen sich in diesem Punkte als sehr passiv. Der Berichterstatter hat in der Zwischenzeit an anderer Stelle einen kleineren Projektantrag zur Bestimmung der Ammoniak-Löslichkeit in Mineralöl gestellt. Die Projektpartner wünschten auch eine Erhöhung der Sicherheit durch Vereinfachung der Kreisläufe und Verringerung der eingebauten Anlageteile. Somit wurde ab März 2000 ein 3. Prototyp geplant.

2.3 Planung und Bau des 3. Prototypen

2.3.1 Einführung

Für die Phase der Planung und des Baus des 3. Prototypen durfte das Projektteam die zusätzliche Unterstützung von Frau Nadja Bliedung in Anspruch nehmen. Sie führte ihre Diplomarbeit bei der Firma Kapag durch und arbeitete ausschliesslich für das vorliegende Projekt. Frau Bliedung hat an der Fachhochschule Sachsen-Anhalt in D-Köthen bei Prof. Dr. K.Gramlich Verfahrenstechnik studiert. Für die Planung und den Bau der 3. Versuchsanlage wurden sechs zusätzliche Projektsitzungen abgehalten. Da der 3. Prototyp einfacher und betriebssicherer werden sollte, wurden folgende Änderungen vorgenommen, vgl. Abbildung 5: Ansicht des 3. Prototypen und Abbildung 6: RI-Schema des 3. Prototypen.



- | | | | |
|----|---------------------------|----|------------------------------|
| a) | Doppelrohrwärmeübertrager | f) | Abscheider (nach Verdampfer) |
| b) | Ölsammler | g) | Verdampfer |
| c) | Ölabscheider | h) | Kondensator |
| d) | Ammoniaksammelbehälter | i) | Kompressor |
| e) | Eco-Flasche | | |

Abbildung 5: Ansicht des 3. Prototypen der NH₃-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L9]

2.3.2 Einbau eines Abscheidegefäßes zur Tropfenabscheidung nach dem Verdampfer

Um das Mitreissen von Flüssigtropfen zu unterbinden, wird der Verdampfer neu als Umlaufverdampfer mit einem grösseren Abscheidegefäß konzipiert.

2.3.3 Verzicht auf den 2-stufigen Ölabscheider

Die Ölabscheidung des 2. Prototypen bestand in einer ersten Stufe ‚Eigenbau Kapag‘ und einer zweiten Stufe ‚Kerzenfilter Domnik Hunter‘. Da insbesondere die 2. Stufe sehr voluminös und auch teuer war, wurde beschlossen, nur noch die 1. Stufe einzubauen. Dadurch ging man das Risiko ein, eine gewisse Leckölmenge in den Ammoniak-Kreislauf zu verlieren. Diese Leckölmenge wird zwangsläufig im Verdampfersumpf ankommen, weshalb eine Ölsammlung und eine Rückdrückvorrichtung eingebaut wurden. Das von NEK konzipierte System besteht aus dem Ölsammler OB1, in dem sich Öl aus dem Verdampferkreis ablagern kann. Der Behälter OB1 kann mit 180 W beheizt werden. Durch die Verbindung mit der Hochdruckseite kann mit Ammoniak-Heissgas der Inhalt des OB1 in einen Ausgasungs-Wärmetauscher gedrückt werden, in welchem sich das Ammoniak-Öl-Gemisch trennen kann. Schlussendlich gelangt das Öl wieder in die Saugleitung und damit über den Ölabscheider zurück in den Ölkreislauf.

2.3.4 Verzicht auf den externen Ölkühler von Alfa-Laval

Die Ölkühlung soll nur durch den im NEK-Kondensator-Gehäuse eingebauten Ölkühler erfolgen. Der Verzicht auf den Alfa-Laval-Ölkühler war auch dadurch bedingt, dass wie im Projektziel festgelegt, Kondensationstemperaturen über 55 °C gefahren werden sollten, um mit der Ölkühler- und Motorkühlerleistung eine Wassertemperatur von 65 °C erreichen zu können. Die anvisierte Kondensationstemperatur bedingt aber einen Kondensationsdruck von 23.1 bar, der zulässige Betriebsdruck des Wärmetauschers beträgt jedoch bis zu diesem Zeitpunkt nur 20 bar.

2.3.5 Economizer-Flasche anstelle des Economizer-Teilstromes

Neu wird eine zweistufige Entspannung vorgesehen. Das 1. Entspannungsventil wird vom Kondensatorniveau angesteuert und entspannt das jetzt zweiphasige Gemisch in die Economizer-Flasche. Die Gasphase aus der Economizer-Flasche wird an den Ecoport des Verdichters geleitet. Die Flüssigphase wird niveaugeregelt und über das 2. Entspannungsventil

in den Abscheider des Verdampfers entspannt. Dadurch wird auch auf die beiden Economizer-Wärmetauscher des 2. Prototypen verzichtet. Der Alfa-Laval-Wärmetauscher des 2. Prototypen wird nicht mehr eingebaut. Der NEK-Economizer, der direkt neben dem NEK-Verdampfer sitzt, wird als zusätzliche Verdampferfläche verschaltet. Dadurch ergibt sich eine zusätzliche Verdampferfläche, jedoch wird die gesamte Verrohrung des 3. Prototypen auf der Verdampferseite inklusive Umlauf und Abscheidegefäß nicht viel 'einfacher' als diejenige des 2. Prototypen.

2.3.6 Einbau von Rückschlagventilen

Der Einbau von Rückschlagventilen an allen wichtigen Stellen verhindert, dass beim Abstellen des Verdichters - sei es gewollt oder durch Ansprechen der vorgesehenen Alarme - ein Zurückdrücken von Medium von der Hochdruckseite auf die Saugseite stattfindet. Es hat sich gezeigt, dass es von grossem Vorteil wäre, wenn der Kompressor beim Abstellen sofort blockiert würde. Das 'Zurückdrücken' besteht leider nicht nur aus Heissgas, auch das unter dem Hochdruck stehende Öl kann so ungewollt auf die Saugseite über den rückwärtsdrehenden Kompressor strömen.

2.3.7 Einbau von mehreren Schaugläsern

Schaugläser erleichtern die Kontrolle der Fluide im Innern der Anlage. Mit ihrer Hilfe können Fluss oder Zustand der zirkulierenden Medien besser überwacht werden.

2.3.8 Einbau von zusätzlichen Absperrventilen

Der Einbau von zusätzlichen Absperrventilen erfolgt bei den nicht-standardisierten Apparateteilen: Niveaumessung, Ölanschluss am Verdichter, Sauggas- und Heissgasanschluss am Verdichter und Verringerung des Risikos an der Gleitringdichtung, um ein Austreten von Ammoniak in die Räumlichkeiten der Kapag zu verhindern. Alle Ventile werden ausserhalb des Messbetriebes geschlossen.

2.3.9 Konventionelle Planung

Die ganze Anlage wurde konventionell realisiert, d.h. mit dem schematisierten Ablauf RI-Schema, 3D-Schema und danach Anlagenbau. Beim Bau der vorgängigen Prototypen war zum Teil zu überhastet geschweisst worden.

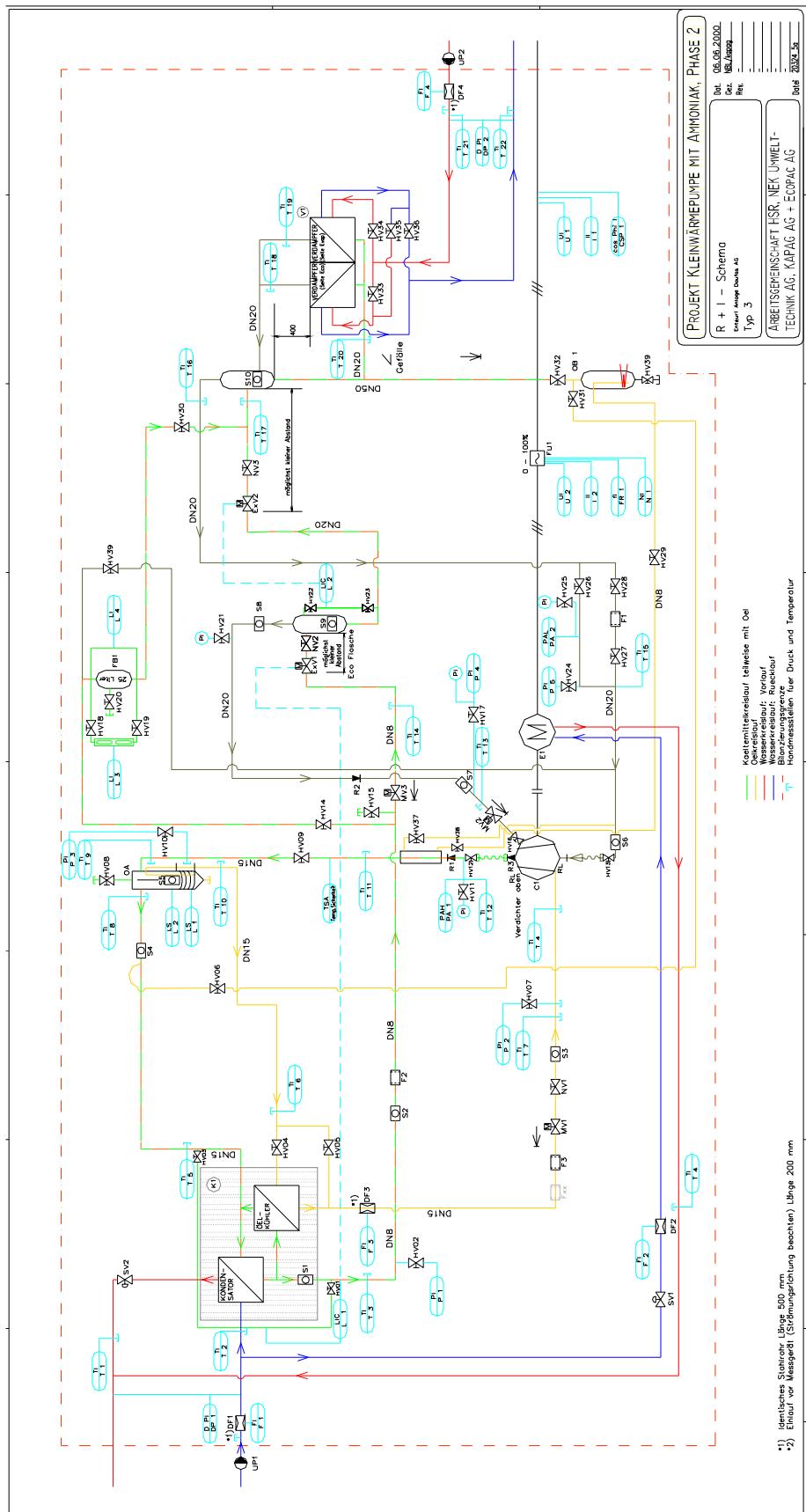


Abbildung 6: RI-Schema des 3. Prototypen der NH₃-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L9]

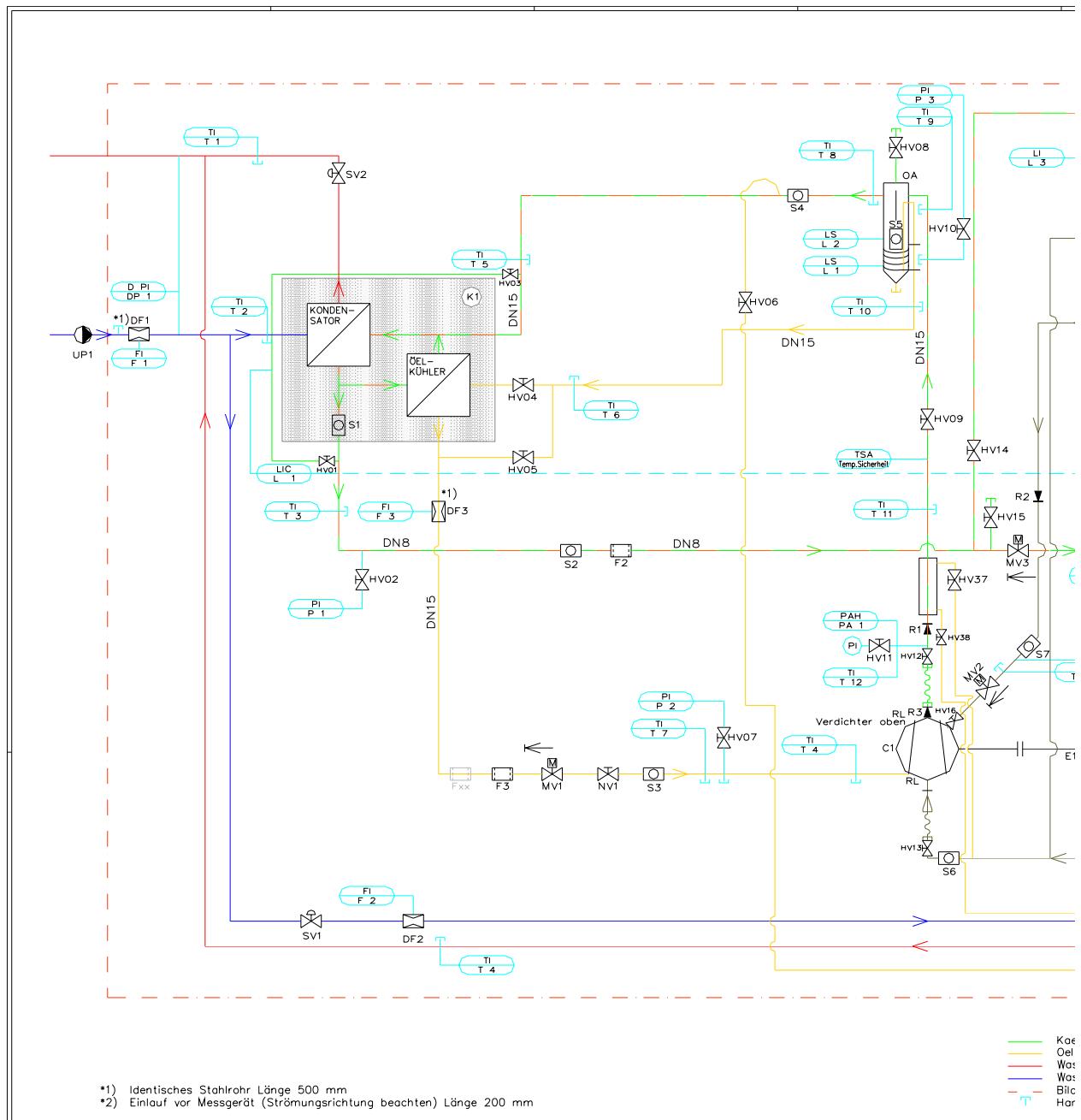


Abbildung 7: Vergrößertes RI-Schema des 3. Prototypen, linke Hälfte

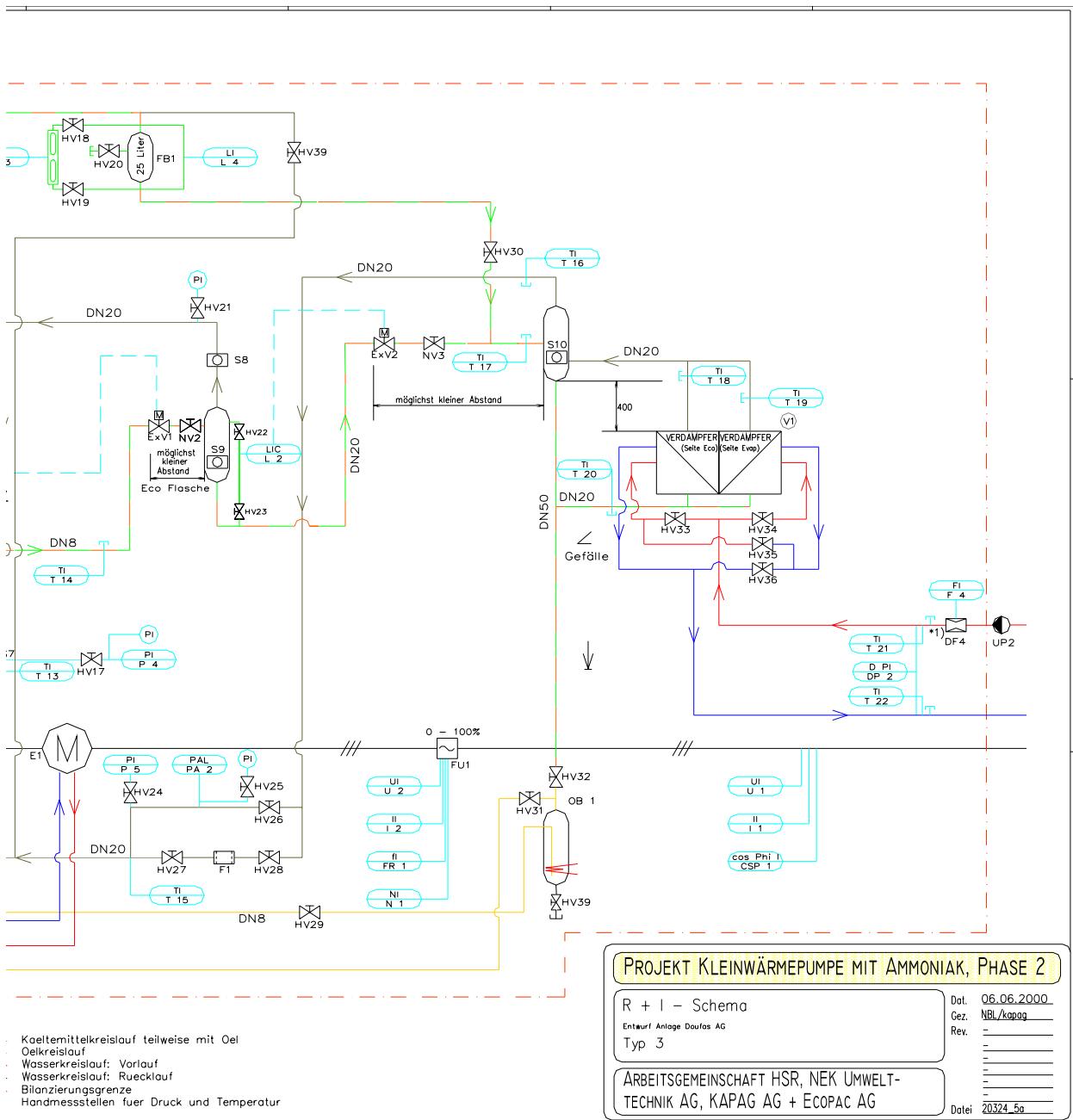


Abbildung 8: Vergrößertes R+I-Schema des 3. Prototypen, rechte Hälfte

Messstellenplan zu RI-Schema des 3. Prototypen, Zeichnung Nr. 20324 5a

Nr.	Messgrösse	Messprinzip	Messgerät	Normsignal	Genauigkeit
CSP 1	Leistungsfaktor	Leistungsanalysator	ChauvinArnouxCA8310	RS232	± 2.0 %
I 1	Strom	Leistungsanalysator	ChauvinArnouxCA8310	RS232	± 0.5 %
U 1	Spannung	Leistungsanalysator	ChauvinArnouxCA8310	RS232	± 0.5 %
FR 1	Frequenz	Leistungsanalysator	ChauvinArnouxCA8310	RS232	± 0.1 Hz
I 2	Strom	Leistungsanalysator	ChauvinArnouxCA8310	RS232	± 0.5 %
N 1	Drehzahl	Leistungsanalysator	ChauvinArnouxCA8310	RS232	± 0.1 Hz
U 2	Spannung	Leistungsanalysator	ChauvinArnouxCA8310	RS232	± 0.5 %
DP 1	Druckdifferenz	Drucktransmitter	Huba	-	-
DP 2	Druckdifferenz	Drucktransmitter	Huba	-	-
F 1	Durchfluss	Ultraschall	Fluxus ADM	RS232	± 2.0 %
F 2	Durchfluss	Schwebekörper	-	-	± 5 %
F 3	Durchfluss	Ultraschall	Ultraflow 2000	RS232	± 2.0 %
F 4	Durchfluss	Ultraschall	Fluxus ADM	RS232	± 2.0 %
LIC L 1	Höhe	Niveauregulierung	Eigenbau HSR	Schalter 230 V	± 0.5 mm
LIC L 2	Höhe	Niveauregulierung	Eigenbau HSR	Schalter 230 V	± 0.5 mm
LS L1	Höhe	Optische Reflexion	AC&R S-9400	Schalter 230 V	± 2.0 mm
LS L 2	Höhe	Optische Reflexion	AC&R S-9400	Schalter 230 V	± 2.0 mm
L 3	Höhe	Längsschauglas	-	-	-
L 4	Höhe	Vereisungsrohr	Eigenbau Kapag	-	-
P 1, P 2	Stat. Druck	Drucktransmitter	Danfoss AKS 32	0 – 10 V	± 0.3 %FS
P 3 ... P 5	Stat. Druck	Drucktransmitter	Danfoss AKS 32	0 – 10 V	± 0.3 %FS
PA 1	Stat. Druck	Drucktransmitter	Danfoss AKS 32	0 – 10 V	± 0.3 %FS
PA 2	Stat. Druck	Drucktransmitter	Danfoss AKS 32	0 – 10 V	± 0.3 %FS
T 1 ... T 22	Temperatur	Thermoelement Typ K	Tastotherm	-	± 0.4 °C
Temp.Sicherheit	Temperatur	Thermostat	Danfoss KP98 HT	Schalter 400 V	-

Tabelle 1: Messstellenverzeichnis am 3. Prototypen

2.3.10 Testläufe

Nach Ostern 2000 traf endlich der neue Kompressor ein. Jener des 2. Prototypen war durch die Demontageversuche leicht beschädigt und diente nur noch als Reserve. Der Bau des 3. Prototypen begann im Mai 2000. Im Juni 2000 konnten am 3. Prototypen die ersten Messungen vorgenommen werden. Alle Messungen wurden von Hand aufgenommen, da die Datenerfassung von Ecopac auch nach mehrmaligem Anlauf keine stabilen Werte generieren konnte. Es zeigte sich rasch, dass die Tropfenabscheidung wie auch der ganze Ammoniak-Kreislauf funktionierten, hingegen die Ölkühlung mangelhaft war. Es konnte nur bei 30 Hz stationär gefahren werden; bei höheren Drehzahlen konnte die Öltemperatur nicht stabil gehalten werden, worauf der Übertemperatur-Alarm bei 130 °C die Anlage abstellte. Die Ölkühlung im NEK-Gehäuse funktionierte nicht wie vorgesehen. Das Konzept sah vor, dass der Ölkühler teilweise im flüssigen Ammoniak eintaucht und die Ölkühlung durch eine Rückverdampfung erreicht wird. Versuche mit variablem Kondensatniveau im Kondensator (durch die einstellbaren Niveausonden gut durchführbar) konnten die Kühlleistung nicht erhöhen.

Die Anlage musste erneut geöffnet werden, um die ungenügende Leistung des Ölkühlers zu untersuchen. Es zeigte sich, dass eine Umlenkscheibe ungenau eingebaut war und sich ein Bypass zwischen Öleingang und Ölausgang bilden konnte. Der grössere Teil des Öles gelangte so gar nicht an die Wärmetauscherfläche.

In der Zwischenzeit konnte von Alfa-Laval eine Bescheinigung erhalten werden, die den Einsatz des früheren externen Ölkühlers bis zu einem Betriebsdruck von 30 bar zulässt. Damit wurde bei der schon geöffneten Anlage der externe Ölkühler wieder eingebaut und zusätzlich das Schraubenspindelvolumeter von KRAL, das nun mit einem ammoniaktauglichen Sensor versehen war, in den Ölkreislauf eingebaut. Somit ergab sich der Prototyp 3+, der am 18.7.2000 nach einigen Anfahrschwierigkeiten erstmals vernünftig ausgemessen werden kann (Versuch Nr.6). Am Ende des Tages sprach aber der Low-Level-Alarm des Öles an, es musste Öl nachgefüllt werden. Am 15.8.2000 konnten weitere erfolgreiche Versuche gefahren werden (Nr. 7 – 10). Beim Versuch mit einer höheren Drehzahl bei höherer Kondensationstemperatur wurde der High-Pressure-Alarm aktiv und schaltete den Verdichtermotor aus. Leider versagten die Rückschlagventile, und eine grosse Menge Öl schoss von der Hochdruckseite über den rückwärtlaufenden Verdichter auf die Saugseite. Die eingeleiteten Versuche, das Öl über die Rückdrückeinrichtung wieder in den Ölabscheider zu bekommen, scheiterten, da der Low-Level-Alarm des Ölabscheiders den Kompressorbetrieb verunmöglichte. Nachdem wieder Öl nachgefüllt worden war, sollte am 24.8.2000 eine Nachmessung vorgenommen werden, jedoch ergaben sich grosse Probleme beim Anfahren und beim Ölhaushalt. Mit grosser Anstrengung konnte eine Messung (Nr. 11) gefahren werden, weitere Messungen waren ohne Eingriff in den immer noch nicht optimalen Ölhaushalt kaum mehr sinnvoll.

2.4 Planung und Bau des 4. Prototypen

2.4.1 Einführung

Nach dem durch das Nichtfunktionieren des Ölrückführsystems erzwungenen Abbruch der Messungen am 3. Prototypen wurde beschlossen, den 3. Prototypen aufzugeben und noch einmal einen weiteren Anlauf zu einer funktionierenden Anlage zu nehmen. Selbstverständlich wurde versucht, die bisher bekannten Schwachstellen zu eliminieren und bisherige Fehler nicht zu wiederholen. Deshalb wurden folgende Leitlinien im 4. Prototyp umgesetzt:

- Fertigung des 4. Prototypen an der HSR; seriöse Tests vor dem Zusammenbau
- Vermeidung von Nacharbeiten an der Anlage; Einbau von durch Flanschverbindung getrennten Baugruppen, ganze Anlage in rostfreiem Material, Einbau von Schaugläsern an den interessantesten Stellen
- Einbau eines 2-stufigen Ölabscheidesystems, 1. Stufe Zentrifugalabscheider, 2. Stufe Koagulationsabscheider; Verzicht auf ein automatisches Ölrückführsystem, Bau der Anlage derart, dass das Öl immer nach unten mitgerissen wird, es sollten keine ‚Säcke‘ vorkommen, die Anlage sollte ‚wie eine WC-Anlage‘ aufgebaut sein.
- Einbau einer Ölstrommessung: Massenstrom durch Coriolis-Massenstrom-Messgerät, (Endress+Hauser), das Schraubspindel-Volumenstrom-Messgerät (KRAL OME) soll auch getestet werden.
- Realisierung des Economizer-Prinzips mit einer Economizerflasche, Einbau einer Economizer-Gasstrom-Messung (Schwebekörper-Messprinzip)
- Einbau von Kugelhahnen in jeder Verbindungsleitung zum Kompressor, Verzicht auf Rückschlagventile
- Verkleinerung des Ammoniakinhaltes durch Verkleinerung des Umlaufverdampfersystems und Verzicht auf eine Flüssig-Ammoniakvorlage auf der Anlage.
- Test der Hauptkomponenten Kondensator, Entspannung und Verdampfer ohne Öl im System (Prototyp 4a). Hier war das Ziel, die Wärmetauscher im Betrieb ohne den Einfluss des Öls zu untersuchen. Deshalb wurde ein vorhandener Kolbenkompressor an Saug- und Heissgasleitung angeschlossen und der spätere Ölkreislauf abgeblendet.

Da der 3. Prototyp komplett verschmutzt war, wurde er an die HSR transportiert und demontiert. Der im 3. Prototyp eingebaute Ölabscheider wurde aufgetrennt. Leider waren auch die Wärmetauscher nicht mehr einsetzbar und wurden durch Neuanfertigungen ersetzt. Leider war NEK AG gezwungen, den bisherigen Lieferanten der Wärmetauscher zu ersetzen. Dies führte zu einer verzögerten Lieferung der neuen Wärmetauscher im Juli 2001. Grosszügigerweise durften wir auch einen von Ecopac AG gelieferten neuen Kompressor und einen neuen Elektromotor mit verbessertem Wirkungsgrad einbauen.

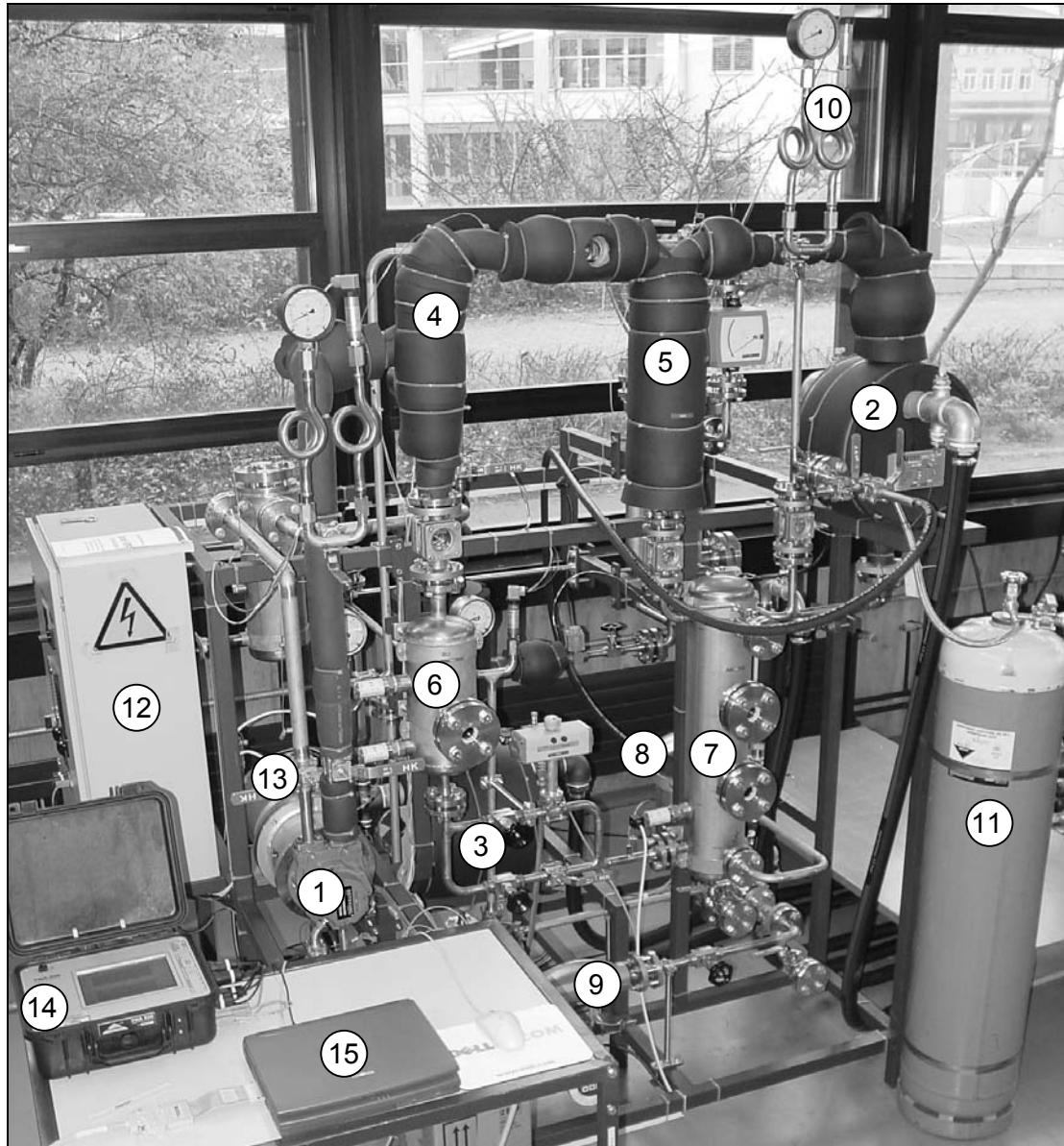


Abbildung 9: Ansicht des 4. Prototypen im Thermodynamik-Labor der HSR

Legende (Bezeichnungen siehe RI-Schema Prototyp 4b, Seite 29)

- | | |
|-----------------------------------|--|
| 1 Vielzellenverdichter C1 | 9 Ölmassenstrommesser F6 (Coriolis) |
| 2 Kondensator K1 | 10 Druckmessstelle P3 resp. P4 |
| 3 Verdampfer V1 | 11 Ammoniakflasche |
| 4 Ölabscheider OA1 (Zyklon) | 12 Schaltschrank |
| 5 Feinölabscheider OA2 (Temprite) | 13 Elektromotor E1 |
| 6 Ölsammler OB1 | 14 elektr. Leistungsmessung (Dewetron) |
| 7 Ölsammler OB2 | 15 Datenerfassung (PC mit LabVIEW) |
| 8 Ölkühler OK1 | |

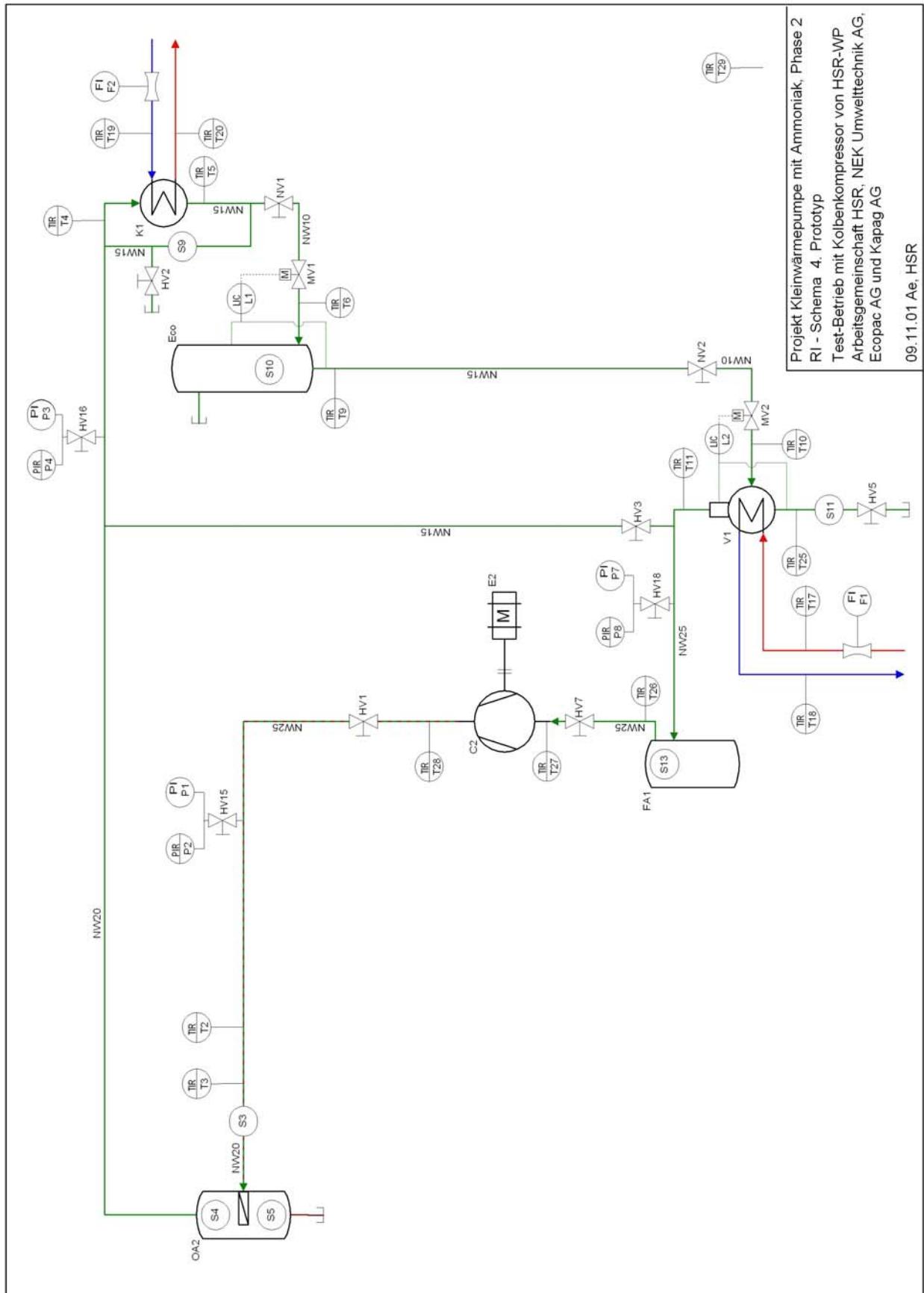


Abbildung 10: RI-Schema Prototyp 4a mit Kolbenkompressor

Messstellenplan zu RI-Schema von Prototyp 4a

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant		
Hauptkomponenten							
C2	Kompressor	Bitzer	Bitzer				
E2	Elektromotor	Elektromotor mit Riemenpully	Landert				
FA1	Ammoniaksammler	Flüssigkeitsabscheider	Konstruktion HSR				
K1	Wärmetauscher	Kondensator	Uniweld/Unex				
OA2	Ölabscheider	Temprite	Temprite/Ecopac				
V1	Wärmetauscher	Verdampfer	Uniweld/Unex				
Sensoren							
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
TIR	T2	Thermoelement Typ K	vor Temprite	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T3	Thermoelement Typ K	vor Temprite	NH ₂	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T4	Thermoelement Typ K	vor Kondensator	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T5	Thermoelement Typ K	nach Kondensator	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T6	Thermoelement Typ K	vor Eco	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T9	Thermoelement Typ K	nach Eco, Flüssigseite	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T10	Thermoelement Typ K	vor Verdampfer	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T11	Thermoelement Typ K	nach Verdampfer	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T17	Thermoelement Typ K	Sole Verdampfer Eintritt	Glykol-H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T18	Thermoelement Typ K	Sole Verdampfer Austritt	Glykol-H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T19	Thermoelement Typ K	Warmwasser Kondensator Eintritt	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T20	Thermoelement Typ K	Warmwasser Kondensator Austritt	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T25	Thermoelement Typ K	Ablasstutzen Verdampfer	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T26	Thermoelement Typ K	Austritt Flüssigkeitsabscheider	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T27	Thermoelement Typ K	vor Kolbenkompressor	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T28	Thermoelement Typ K	nach Kolbenkompressor	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T29	Thermoelement Typ K	Umgebungstemperatur	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
PI	P1	Manometer	Hochdruck nach Kompressor	NH ₃	Haenni	0 .. 41	bar _{abs}
PIR	P2	Druckmessumformer	Hochdruck nach Kompressor	NH ₃	Haenni	0 .. 40	bar _{abs}
PI	P3	Manometer	Hochdruck nach Ölabscheidung	NH ₃	Haenni	0 .. 41	bar _{abs}
PIR	P4	Druckmessumformer	Hochdruck nach Ölabscheidung	NH ₃	Haenni	0 .. 40	bar _{abs}
PI	P7	Manometer	Niederdruck vor Kompressor	NH ₃	Haenni	0 .. 13.5	bar _{abs}
PIR	P8	Druckmessumformer	Niederdruck vor Kompressor	NH ₃	Haenni	0 .. 20	bar _{abs}
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Durchmesser	
S3	Schauglas	vor Temprite	NH ₃	Spirax Sarco	47	mm	
S4	Schauglas	im Temprite oben	NH ₃	Temprite	18	mm	
S5	Schauglas	im Temprite unten	NH ₃	Temprite	18	mm	
S9	Schauglas	nach Kondensator	NH ₃	Spirax Sarco	35	mm	
S10	Schauglas	im Eco	NH ₃	Konstruktion HSR	35	mm	
S11	Schauglas	Ölsammlstutzen nach Verdampfer	NH ₃	Spirax Sarco	35	mm	
S13	Schauglas	im Flüssigkeitsabscheider	NH ₃	Konstruktion HSR	53	mm	
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
LIC	L1	Niveau	Niveauregulierung Eco	NH ₃	Konstruktion HSR		mm
LIC	L2	Niveau	Niveauregulierung Verdampfer	NH ₃	Konstruktion HSR		mm
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
FI	F1	Durchfluss	Warmwasser Austritt aus Kondensator (Vorlauf)	H ₂ O	Promag 50P/Endress+Hauser	17.6715	m ³ /h
FI	F2	Durchfluss	Sole Austritt aus Verdampfer (Rücklauf)	Glykol-H ₂ O	Promag 50P/Endress+Hauser	17.6716	m ³ /h
Aktoren							
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Betätigung	
NV1	Nadelventil	Drosselung vor MV1	NH ₃	Serto/Gressel		manuell	
NV2	Nadelventil	Drosselung vor MV2	NH ₃	Serto/Gressel		manuell	
HV1	Kugelhahn	Absperrung Hochdruck nach Kompressor	NH ₃	Kohler		manuell	
HV2	Kugelhahn	Einfüllstutzen NH ₃	NH ₃	Kohler		manuell	
HV3	Kugelhahn	Absperrung Bypass Hochdruck-Niederdruck	NH ₃	Kohler		manuell	
HV5	Kugelhahn	Ablasstutzen Verdampfer		Kohler		manuell	
HV7	Kugelhahn	Absperrung Niederdruck vor Kompressor	NH ₃	Kohler		manuell	
HV15	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P1 resp. P2	NH ₃	Kohler		manuell	
HV16	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P3 resp. P4	NH ₃	Kohler		manuell	
HV18	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P7 resp. P8	NH ₃	Kohler		manuell	
MV1	Magnetventil	vor Eco	NH ₃	Danfoss		elektrisch	
MV2	Magnetventil	vor Verdampfer	NH ₃	Danfoss		elektrisch	

Tabelle 2: Messstellenverzeichnis Prototyp 4a (mit Kolbenkompressor)

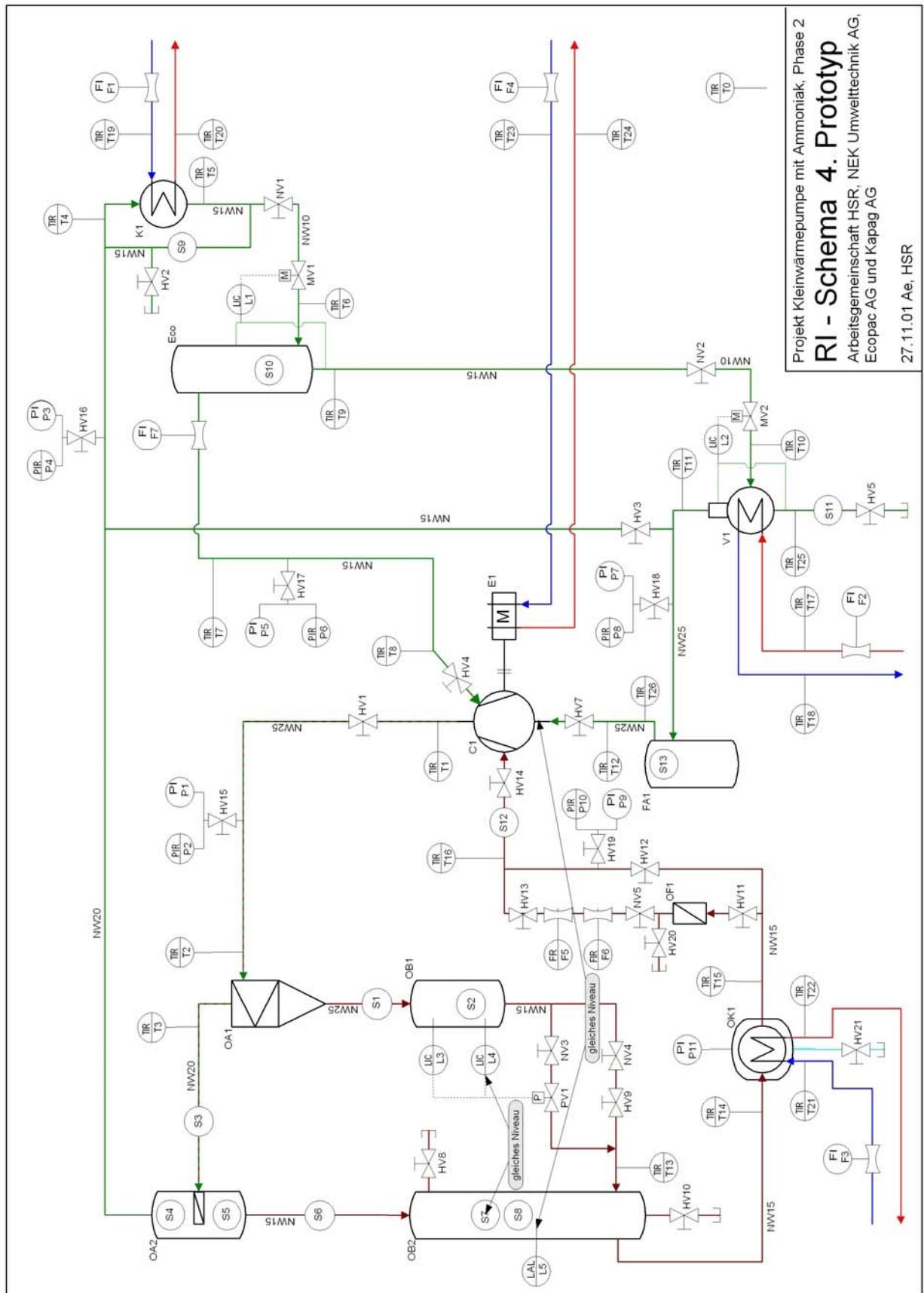


Abbildung 11: RI-Schema Prototyp 4b mit Vielzellenkompressor

Messstellenplan zu RI-Schema von Prototyp 4b

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
Hauptkomponenten							
C1	Kompressor	Rotovane			Rotovane/Eurovane		
E1	Elektromotor	Elektromotor mit angeflanschter Kupplung			Meier+Co		
FA1	Ammoniaksammler	Flüssigkeitsabscheider			Konstruktion HSR		
K1	Wärmetauscher	Kondensator			Uniweld/Unex		
OA1	Ölabscheider	Zyklon			Konstruktion HSR		
OA2	Ölabscheider	Temprite			Temprite/Ecopac		
OB1	Ölbehälter	Ölsammler klein			Konstruktion HSR		
OB2	Ölbehälter	Ölsammler gross			Konstruktion HSR		
V1	Wärmetauscher	Verdampfer			Uniweld/Unex		
Sensoren							
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
TIR	T0	Thermoelement Typ K	Umgebungstemperatur	Luft	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T1	Thermoelement Typ K	nach Kompressor	NH ₃ +Öl	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T2	Thermoelement Typ K	vor Zyklon	NH ₃ +Öl	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T3	Thermoelement Typ K	nach Zyklon, vor Temprite	NH ₃ +Öl	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T4	Thermoelement Typ K	nach Temprite, vor Kondensator	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T5	Thermoelement Typ K	nach Kondensator	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T6	Thermoelement Typ K	vor Eco	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T7	Thermoelement Typ K	nach Eco, Gasseite	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T8	Thermoelement Typ K	Ecoport vor Kompressor	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T9	Thermoelement Typ K	nach Eco, Flüssigseite	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T10	Thermoelement Typ K	vor Verdampfer	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T11	Thermoelement Typ K	nach Verdampfer	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T12	Thermoelement Typ K	vor Kompressor	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T13	Thermoelement Typ K	nach Ölstromdrosselung, vor OB2	Öl	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T14	Thermoelement Typ K	vor Ölkühler	Öl	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T15	Thermoelement Typ K	nach Ölkühler	Öl	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T16	Thermoelement Typ K	Ölport vor Kompressor	Öl	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T17	Thermoelement Typ K	Sole Eintritt	Glykol-H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T18	Thermoelement Typ K	Sole Austritt	Glykol-H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T19	Thermoelement Typ K	Warmwasser Eintritt (Rücklauf)	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T20	Thermoelement Typ K	Warmwasser Austritt (Vorlauf)	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T21	Thermoelement Typ K	Ölkühler Eintritt	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T22	Thermoelement Typ K	Ölkühler Austritt	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T23	Thermoelement Typ K	Motorkühlung Eintritt	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T24	Thermoelement Typ K	Motorkühlung Austritt	H ₂ O	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T25	Thermoelement Typ K	Ablassstützen Verdampfer	NH ₃ (Öl)	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
TIR	T26	Thermoelement Typ K	Austritt Flüssigkeitsabscheider	NH ₃	Thermocoax/Thermocontrol	-200 .. +1000	°C
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich	Einheit
PI	P1	Manometer	Hochdruck nach Kompressor	NH ₃ +Öl	Haenni	0 .. 41	bar _{abs}
PIR	P2	Druckmessumformer	Hochdruck nach Kompressor	NH ₃ +Öl	Haenni	0 .. 40	bar _{abs}
PI	P3	Manometer	Hochdruck nach Ölabscheidung	NH ₃	Haenni	0 .. 41	bar _{abs}
PIR	P4	Druckmessumformer	Hochdruck nach Ölabscheidung	NH ₃	Haenni	0 .. 40	bar _{abs}
PI	P5	Manometer	Mitteldruck im Eco	NH ₃	Wika	0 .. 25	bar _{abs}
PIR	P6	Druckmessumformer	Mitteldruck im Eco	NH ₃	Haenni	0 .. 25	bar _{abs}
PI	P7	Manometer	Niederdruck vor Kompressor	NH ₃	Haenni	0 .. 13.5	bar _{abs}
PIR	P8	Druckmessumformer	Niederdruck vor Kompressor	NH ₃	Haenni	0 .. 20	bar _{abs}
PI	P9	Manometer	Öldruck vor Kompressor	Öl	Wika	0 .. 25	bar _{abs}
PIR	P10	Druckmessumformer	Öldruck vor Kompressor	Öl	Haenni	0 .. 20	bar _{abs}
PI	P11	Manometer	Druck im Druckbehälter um Ölkühler	Luft	Haenni	0 .. 16	bar _{abs}

Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Durchmesser
S1	Schauglas	nach Zyklon, vor OB1	Öl	Spirax Sarco	47	mm
S2	Schauglas	im OB1	Öl	Konstruktion HSR	35	mm
S3	Schauglas	nach Zyklon, vor Temprite	NH ₃ (+Öl)	Spirax Sarco	47	mm
S4	Schauglas	im Temprite oben	Öl	Temprite	18	mm
S5	Schauglas	im Temprite unten	Öl	Temprite	18	mm
S6	Schauglas	nach Temprite	Öl	Spirax Sarco	35	mm
S7	Schauglas	im OB2 oben	Öl	Konstruktion HSR	35	mm
S8	Schauglas	im OB2 unten	Öl	Konstruktion HSR	35	mm
S9	Schauglas	nach Kondensator	NH ₃	Spirax Sarco	35	mm
S10	Schauglas	im Eco	NH ₃	Konstruktion HSR	35	mm
S11	Schauglas	Ölsammelstutzen nach Verdampfer	NH ₃	Spirax Sarco	35	mm
S12	Schauglas	Ölleitung vor Kompressor	Öl	Spirax Sarco	35	mm
S13	Schauglas	im Flüssigkeitsabscheider	NH ₃	Konstruktion HSR	53	mm
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Bereich
LIC	L1	Niveau	Niveauregulierung Eco	NH ₃	Konstruktion HSR	mm
LIC	L2	Niveau	Niveauregulierung Verdampfer	NH ₃	Konstruktion HSR	mm
LIC	L3	Niveau	Niveauschalter im OB1 oben	Öl	Minisquing Mobrey/Kobold	13
LIC	L4	Niveau	Niveauschalter im OB1 unten	Öl	Minisquing Mobrey/Kobold	13
LAL	L5	Niveau	Lo-Level Alarm Öl im OB2	Öl	Minisquing Mobrey/Kobold	13
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Einheit
FIR	F1	Durchfluss	Warmwasser Austritt aus Kondensator (Vorlauf)	H ₂ O	Promag 50P/Endress+Hauser	17.6715 m ³ /h
FIR	F2	Durchfluss	Sole Austritt Aus verdampfer (Rücklauf)	Glykol-H ₂ O	Promag 50P/Endress+Hauser	17.6716 m ³ /h
FI	F3	Durchfluss	Kühlwasser Motor Eintritt	H ₂ O	Ausliterung von Hand	
FI	F4	Durchfluss	Kühlwasser Ölkühler Austritt	H ₂ O	Vögtlin	32.675 m ³ /h
FR	F5	Durchfluss	Ölstrom nach Ölkühler	Öl	Kral OME/Matter Hydraulik	0.6 m ³ /h
FIR	F6	Durchfluss	Ölstrom nach Ölkühler	Öl	Promass 80F/Endress+Hauser	2000 kg/h
FI	F7	Durchfluss	Ecostrom	NH ₃	Krohne H250/Vögtlin	18 Nm ³ /h
Aktoren						
Art	Nr.	Art	Beschreibung/Einbau-Ort	Medium	Fabrikat/Lieferant	Betätigung
NV1	Nadelventil	Drosselung vor MV1	NH ₃	Serto/Gressel	manuell	
NV2	Nadelventil	Drosselung vor MV2	NH ₃	Serto/Gressel	manuell	
NV3	Nadelventil	Drosselung vor PV1	Öl	Serto/Gressel	manuell	
NV4	Nadelventil	Drosselung vor HV9	Öl	Serto/Gressel	manuell	
NV5	Nadelventil	Hauptdrosselung des Ölstromes	Öl	Serto/Gressel	manuell	
HV1	Kugelhahn	Absperrung Hochdruck nach Kompressor	NH ₃ +Öl	Kohler	manuell	
HV2	Kugelhahn	Einfüllstutzen NH ₃	NH ₃	Kohler	manuell	
HV3	Kugelhahn	Absperrung Bypass Hochdruck-Niederdruck	NH ₃	Kohler	manuell	
HV4	Kugelhahn	Absperrung Ecoport vor Kompressor	NH ₃	Kohler	manuell	
HV5	Kugelhahn	Schmutzablass Verdampfer		Kohler	manuell	
HV7	Kugelhahn	Absperrung Niederdruck vor Kompressor	NH ₃	Kohler	manuell	
HV8	Kugelhahn	Einfüllstutzen Öl	Öl	Kohler	manuell	
HV9	Kugelhahn	Absperrung in Ölstromdrosselung	Öl	Kohler	manuell	
HV10	Kugelhahn	Ablass OB2	Öl	Kohler	manuell	
HV11	Kugelhahn	Absperrung vor Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
HV12	Kugelhahn	Bypass Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
HV13	Kugelhahn	Absperrung nach Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
HV14	Kugelhahn	Absperrung nach Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
HV15	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P1 resp. P2	NH ₃ +Öl	Kohler	manuell	
HV16	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P3 resp. P4	NH ₃	Kohler	manuell	
HV17	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P5 resp. P6	NH ₃	Kohler	manuell	
HV18	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P7 resp. P8	NH ₃	Kohler	manuell	
HV19	Kugelhahn	Absperrung Druckmessstelle P9 resp. P10	Öl	Kohler	manuell	
HV20	Kugelhahn	Evakuierstutzen Ölstrommessung	Öl	Kohler	manuell	
HV21	Kugelhahn	Einfüllstutzen Druckbehälter Ölkühler	Druckluft	Kohler	manuell	

Tabelle 3: Messstellenverzeichnis Prototyp 4b (mit Vielzellenkompressor)

2.4.2 Ölkreislauf

Die Ölabscheidung wurde 2-stufig konzipiert, wie im RI-Schema des 4. Prototypen (Abbildung 9 auf Seite 29) sichtbar ist. In der Heissgasleitung befindet sich zuerst ein Zentrifugalabscheider OA1, der in einer Diplomarbeit ausgelegt wurde [L21]. Das Öl strömt über einen Wirbelbrecher in ein Zwischengefäß OB1. Das Heissgas strömt in einen Koagulations-Ölabscheider OA2 der Firma Temprite, in welchem die verbleibenden Öltröpfchen koagulieren und abgeschieden werden können. Die Tröpfchen fallen in den Behälter OB2, der auch als Ölreservoir dient. Da der Temprite-Filter einen zu Beginn unbekannten und auch während zunehmender Betriebszeit veränderlichen Druckabfall aufweist, muss zwischen den Ölbehältern OB1 und OB2 ein vorerst unbekannter Differenzdruck aufrechtgehalten werden. Durch 2 Niveaumessungen im Behälter OB1 (Schwinggabelschalter L3 resp. L4) wird der Abfluss des Öls in Behälter OB2 gesteuert, wobei über Nadelventil NV4 ein stetiger Abfluss und über NV3 und Hahn PV1 ein diskontinuierlicher Abfluss erreicht wird. Es wurde hier bewusst auf eine Lösung mit einem eingebauten Kugelschwimmer verzichtet, da man wollte, dass der Ölfluss von aussen kontrolliert und beeinflusst werden konnte. Aus dem Behälter OB2 fliesst der Ölstrom über den Ölkühler OK1, den Ölfilter OF1, das Handventil NV5 zur Beeinflussung des Ölstromes und die Messstrecke zur Ölstrombestimmung zurück in den Kompressor. Vor dem Kompressor befindet sich ein Schauglas, damit der Ölstrom auch visuell untersucht werden kann. Als Ölkühler wurde ein α -Laval Plattenkühler verwendet, der einem maximalen Arbeitsdruck von 22 bar ausgesetzt werden darf. Da das Druckniveau bei Kondensationstemperatur von 60 °C bei 27 bar liegt, musste der Plattenwärmetauscher in einen Behälter montiert werden. Beim Betrieb der Anlage wird im Behälter Luft mit einem Druck von 7 bar_ü vorgelegt, sodass der Differenzdruck gegenüber Umgebung 20 bar nicht übersteigen kann. Der Luftdruck wird mit dem Manometer P11 überwacht.

Nachfolgendes Bild zeigt den Ölkreislauf:

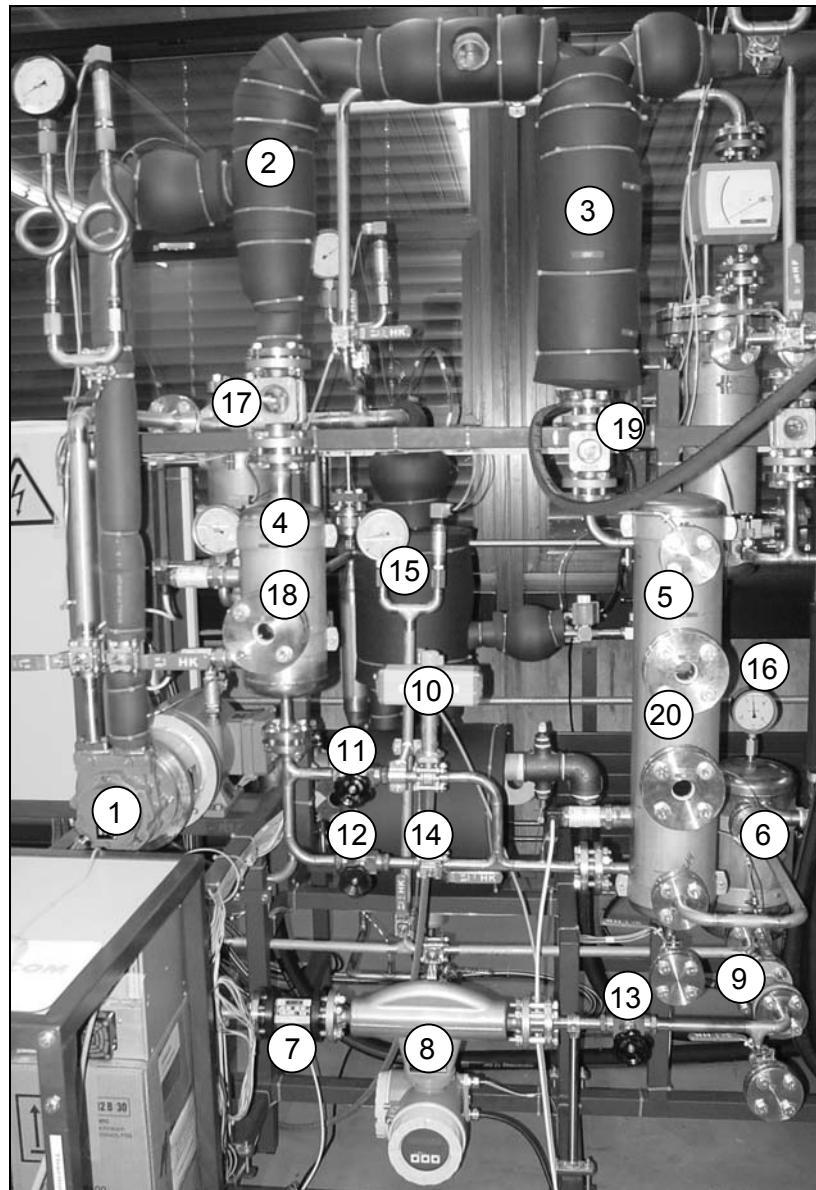


Abbildung 12: Ölkreislauf vom Prototyp 4b

Legende

- | | |
|---|------------------------------------|
| 1 Vielzellenverdichter Rotovane | 11 Nadelventil NV3 |
| 2 Zyklon OA1 | 12 Nadelventil NV4 |
| 3 Feinölabscheider Temprite OA2 | 13 Nadelventil NV5 |
| 4 Ölsammler OB1 | 14 Kugelhahn HV9 |
| 5 Ölsammler OB2 | 15 Öl-Druckmessstelle P9 resp. P10 |
| 6 Ölkühler OK1 | 16 Manometer P11 |
| 7 Ölmolumenstrommesser F5 | 17 Schauglas S1 |
| 8 Ölmassenstrommesser F6 | 18 Schauglas S2 |
| 9 ÖlfilterOF1 | 19 Schauglas S6 |
| 10 pneumatisch betätigter Kugelhahn PV1 | 20 Schaugläser S7 resp. S8 |

2.4.3 Economizer

Der Economizer-Kreislauf wurde wie beim 3. Prototypen mit einer Economizer-Flasche (Eco im RI-Schema) realisiert. Um die Wirkung des Economizers real testen zu können, wurde in die Economizer-Gasleitung ein Volumenstrom-Messgerät FI6 von Firma Krohne Messgeräte GmbH eingebaut. Das Gerät funktioniert nach dem Schwebekörper-Messprinzip und benötigt zur Auswertung somit den Druck und die Temperatur des Gases. Durch mehrere Eichkurven im vorkommenden Zustandsbereich kann der reale Fluss ermittelt werden. Aus den Messungen des 3. Prototypen können über die Wirkung des Economizers keine Angaben gemacht werden. Es wurde versucht, auf theoretischer Basis die Wirkung des Economizers am vorhandenen Kompressor vorauszurechnen. Das Kernproblem lag bei der Voraussage der Ansaugsituation aus der Ecoleitung, was in einer Semesterarbeit [L22] untersucht wurde. Als Teil dieser Arbeit wurde der Kompressor innen durch Prof. Dr. R. Schultschik, Dozent für Fertigungstechnik an der Hochschule Rapperswil, vermessen. Die Messung zeigte dieselbe Bahngeometrie, wie sie auch von der Herstellerfirma MCC angegeben wird. Die Blätter des Kompressors laufen auf einer Bahn aus 5 Kreissegmenten, sodass das Zellenvolumen in einer Umdrehung stetig verkleinert wird. Um die Zone des Ecoports wird das Zellenvolumen ebenfalls stetig kleiner, sodass der Ecomassenstrom nur in die Zellen gelangen kann, wenn er aus dem Economizer in die jeweilige Zelle hineingedrückt wird. Ist der jeweilige Zellendruck grösser als der Economizerdruck, fliesst der Ammoniakstrom in die falsche Richtung. Eine definitive Klärung der Economizer-Wirksamkeit im Zusammenspiel mit dem vorliegenden Kompressor muss in eine nächste Phase verschoben werden.



Abbildung 13: Ecoflasche mit Schauglas und integrierter Stab-Niveausonde

Legende

- 1 Ecoflasche
- 2 Stab-Niveausonde
- 3 Schauglas

2.4.4 Elektromotor mit Wasserkühlung

Der Elektroantrieb erfolgt durch einen wassergekühlten Drehstrommotor der Baureihe WK112/4-130. Hergestellt wurde er von Emod Motoren GmbH (D), geliefert durch die Firma Meier+Co, Niedergösgen. Nachfolgend seine Eckdaten sowie die Belastungskennlinie:

Belastungskennlinie						
Drehstrommotor						
Type	WK112/4-130	Mot. Nr.				
Spannung	400 V	Wassergekühlt				
Frequenz	100 Hz	Stand			RWE170S1NR	
Leistung	5,5 kW	Blech Qualit.			Standard	
Drehzahl	2930 1/min					
cos Phi	0,81					
P ab	Strom Mot	Drehzahl	Motor Eta	Drehmoment		
kW	A	1/min*100	%	Nm		
1,375	5,30	29,84	80,5	4,40		
2,750	6,80	29,68	87,5	8,85		
4,125	8,72	29,52	89,4	13,34		
5,500	10,89	29,34	89,7	17,90		
6,875	13,28	29,15	89,3	22,52		
8,250	15,86	28,94	88,4	27,22		

Tabelle 4: Eckdaten des Elektromotors

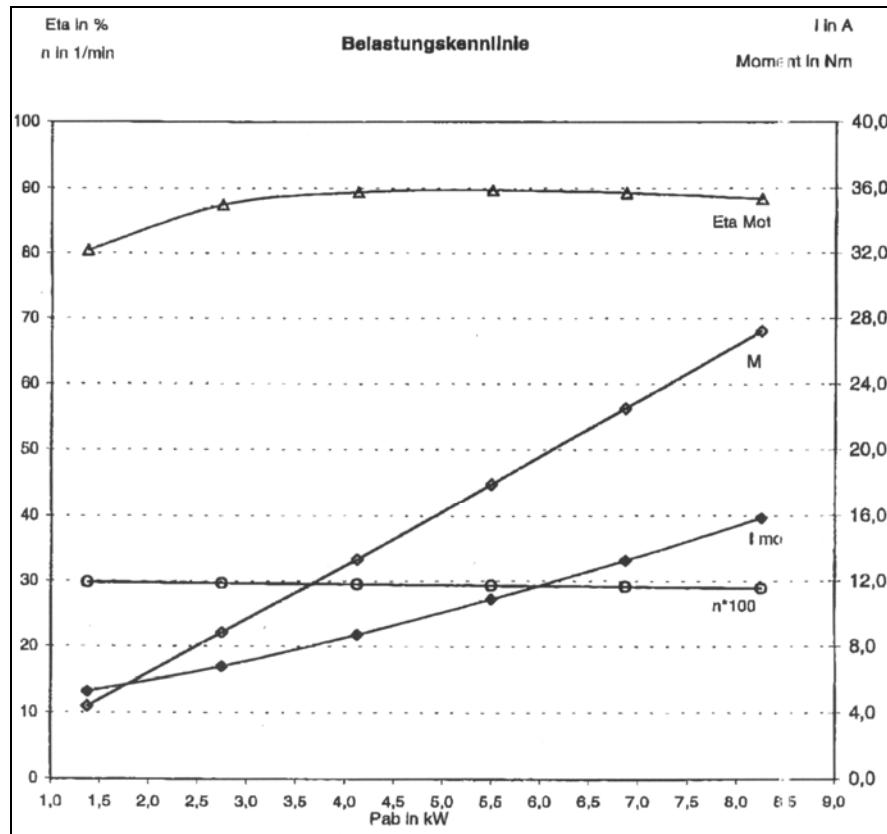
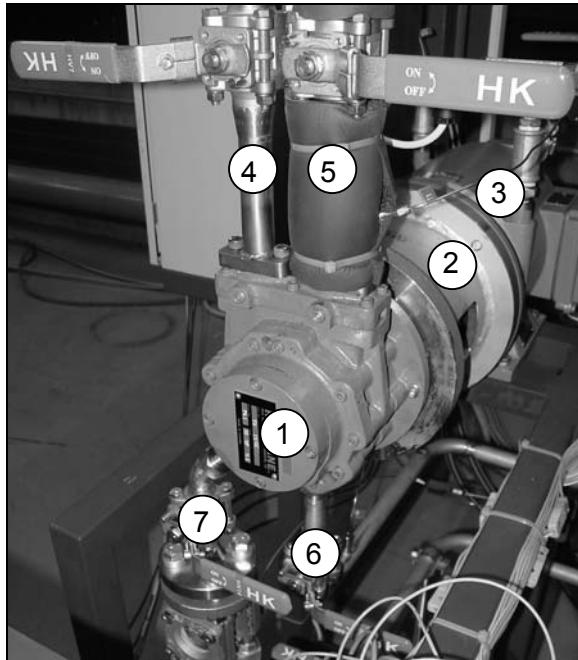
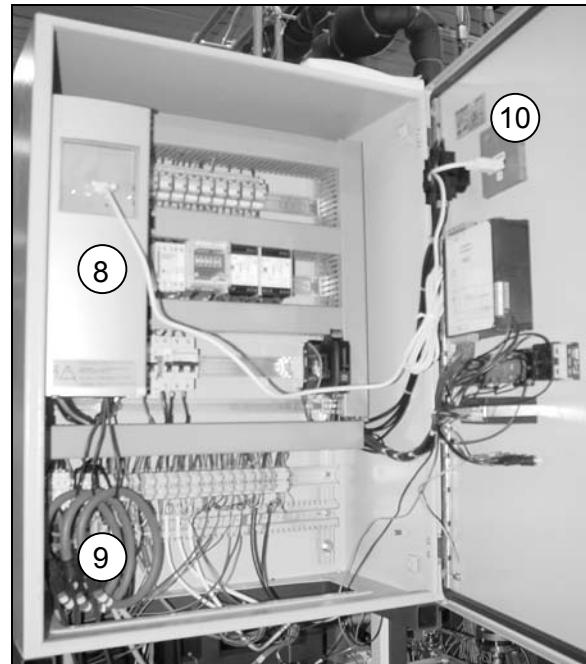


Diagramm 1: Belastungskennlinie des Elektromotors

Zur Ansteuerung des Motors kommt ein Frequenzumformer von Honeywell zum Einsatz. Bedient wird dieser über ein Panel, welches in der Tür des Schaltschranks befestigt ist.



**Abbildung 14: Vielzellenverdichter mit
Absperrhahnen und angeflaschtem
Elektromotor**



**Abbildung 15: Schaltschrank mit
Frequenzumformer**

Legende

- | | | | |
|---|---------------------------------|----|--|
| 1 | Vielzellen-Verdichter | 8 | Frequenzumformer |
| 2 | Kupplung | 9 | Strommesszangen für Leistungsmessung |
| 3 | Elektromotor | 10 | Bedienpanel des Frequenzumformers
(Rückseite) |
| 4 | Sauggasleitung vom Verdampfer | | |
| 5 | Heissgasleitung zum Kondensator | | |
| 6 | Ecoleitung von Ecoflasche | | |
| 7 | Ölzufuhr vom Ölkühler | | |

2.4.5 Testläufe (Prototyp 4a)

Bei der Diskussion der Messresultate des 3. Prototypen innerhalb des Projektteams wurde die Wirkung des mitgerissenen Öls auf die Wärmetauscherleistung ein nicht quantifizierbares Thema. Aus der Literatur ist bekannt, dass ein Ölfilm auf den Wärmetauscherflächen die Wirksamkeit der Wärmetauscher vermindert [L10]. Um die Wirksamkeit der Wärmetauscher zu messen, wurde deshalb der Ölkreislauf abgeblendet und der Vielzellenverdichter bygepasst. Der Ammoniakkreis wurde über einen Bitzer-Kolbenverdichter zu einer Wärmepumpe geschlossen. Nach dem Bitzer-Kompressor war ein kleinerer Zentrifugalölabscheider eingebaut. In der Anlage war der Temprite-Ölabscheider durchströmt. Am Schauglas S3 vor dem Temprite-Abscheider konnte während den Versuchen Ölnebel beobachtet werden. Das zugehörige RI-Schema von Prototyp 4a ist auf Seite 27 zu finden.

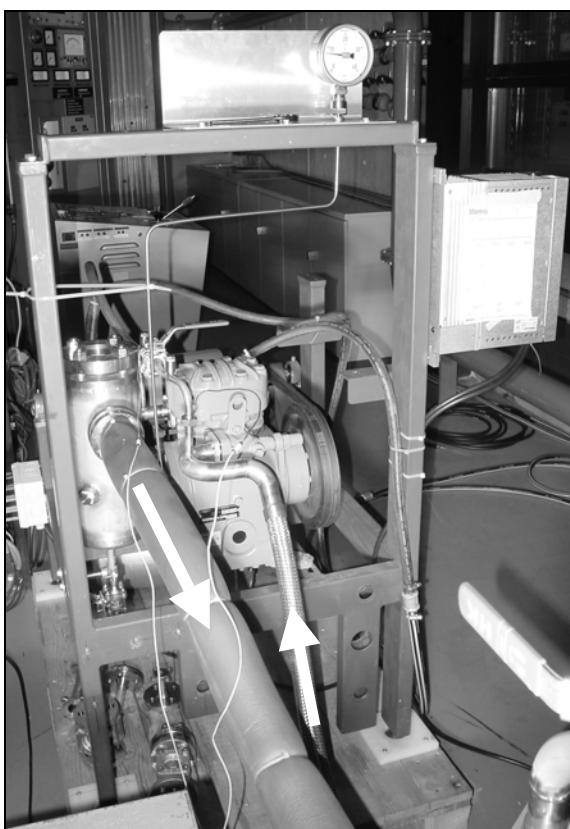


Abbildung 16: Testbetrieb mit Bitzer-Kolbenkompressor

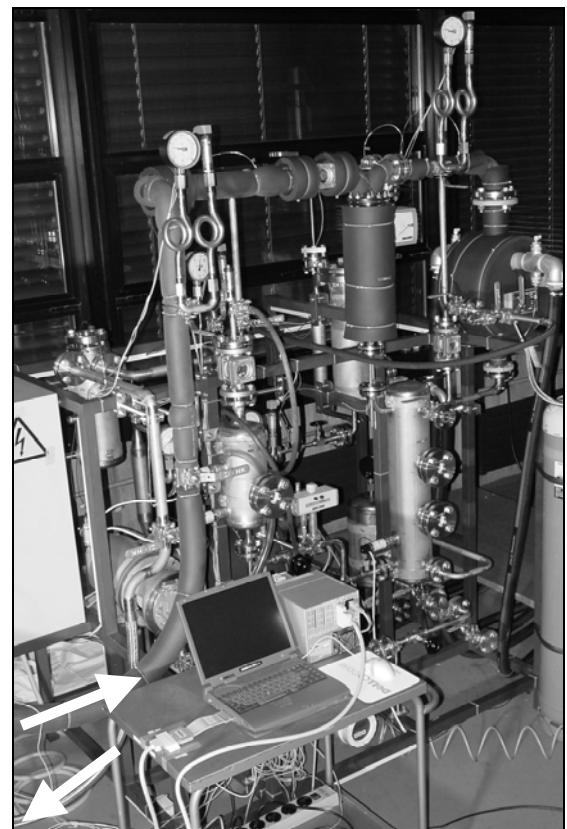


Abbildung 17: Prototyp 4a im Betrieb mit Bitzer-Kolbenkompressor

Aus einer Versuchsserie von 11 Messungen wurde das Verhalten der Wärmetauscher eruiert. Das Verhalten der Wärmetauscher wird in Kapitel 3.1.2 resp. 3.1.3, Seite 40ff dargestellt.

Die Funktion des Ölkreislaufs wurde vorgängig ohne Ammoniak getestet. Ein Ölstrom wurde bei Schauglas SG1 zugeführt; die Niveausensoren und auch die Funktion der Ölstrom-Messgeräte konnten dabei erfolgreich getestet werden.

3 Beschreibung der Hauptkomponenten und der Messeinrichtungen

3.1 Anlagekomponenten

3.1.1 Verdichter Eurovane R140

Im vorliegenden Projekt wird ein Vielzellenkompressor Typ Eurovane R140 eingesetzt. Vielzellenverdichter sind Rotationskompressoren. Sie eignen sich für einen weiten Drehzahlbereich und gestatten daher in Verbindung mit Frequenzumformern eine stufenlose Anpassung der Leistung. Sie gehören zur Klasse der ventillosen Maschinen mit festem Verdichtungsverhältnis. Der Eurovane R140 ist ein offener Kompressor, d.h. der ihn antreibende Motor wird extern angeflanscht. Ähnlich wie ein Schraubenkompressor benötigt der Vielzellenverdichter einen grossen Ölumlauf zwecks Schmierung und Abdichtung.

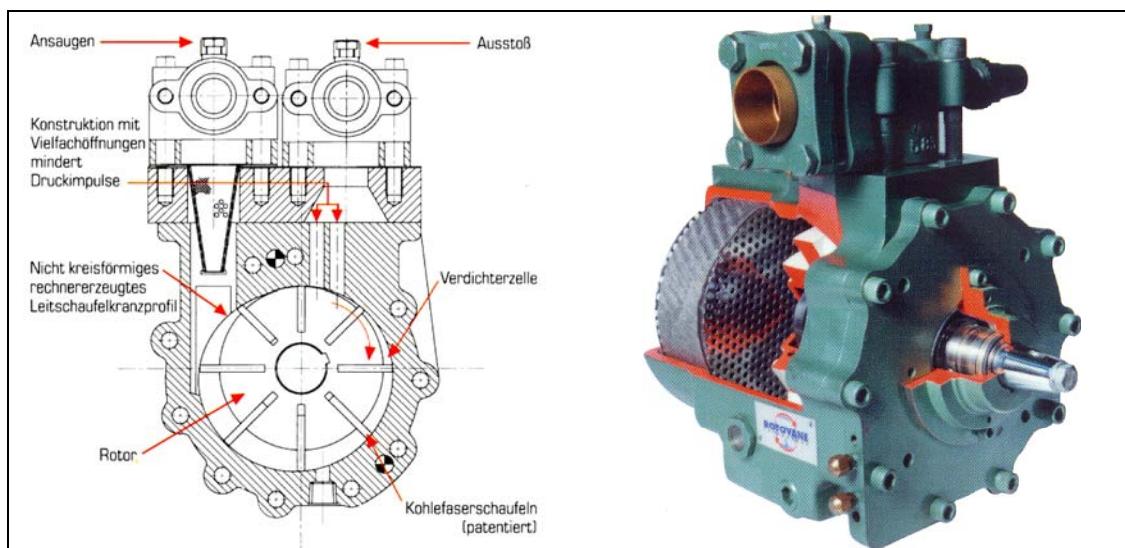


Abbildung 18: Rotovane-Vielzellenverdichter - Aufbau

Gegenüber herkömmlichen Kolbenmaschinen weist ein Vielzellenkompressor mehrere Vorteile auf:

- Kleinere und leichtere Bauweise bei gleicher Leistungsfähigkeit
- Vibrationsarmer Betrieb, daher Montage ohne Kompensatoren möglich
- Drehzahlvariabler Betrieb möglich

Der Ölbedarf bedingt eine leistungsfähige Ölabscheidung in der Heissgasleitung.

Zum Schutz vor Druckstößen ist der Verdichter Eurovane R140 mit einer gefederten Druckplatte ausgerüstet. Bei allenfalls auftretenden Druckstößen kann Flüssigkeit die Einheit ungehindert durchfliessen. Nachfolgende Abbildung soll dies verdeutlichen:

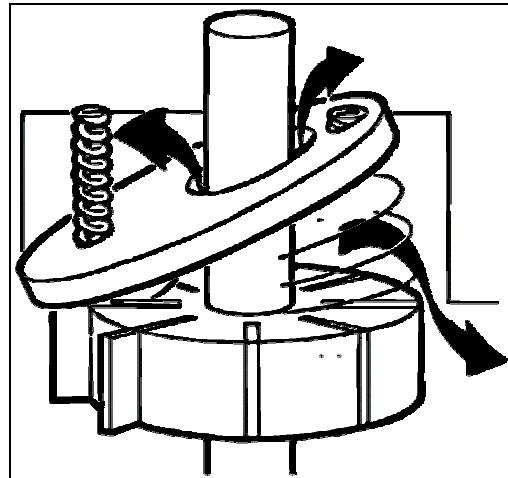


Abbildung 19: Vielzellenverdichter – Funktionsweise der Schutzvorrichtung

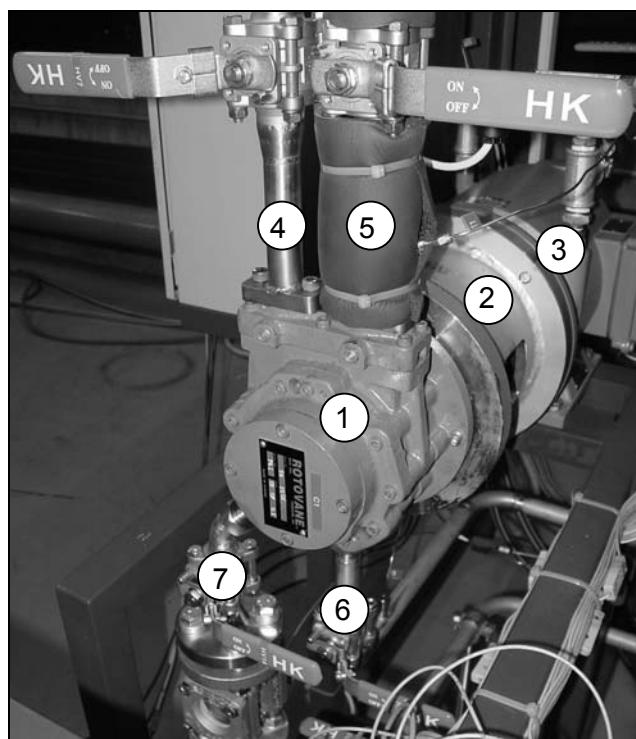


Abbildung 20: im 4. Prototypen eingebauter Rotovane-Vielzellenverdichter

Legende

- 1 Vielzellen-Verdichter
- 2 Kupplung
- 3 Elektromotor
- 4 Sauggasleitung vom Verdampfer
- 5 Heissgasleitung zum Kondensator
- 6 Ecoleitung von Ecoflasche
- 7 Ölzufluss vom Ölkühler

3.1.2 Verdampfer NEK-COMPADISC (3. Prototyp) resp. UNEX UNIVAP (4. Prototyp)

Der eingebaute Verdampfer ist ein Plattenwärmetauscher. Die speziell geprägten runden Doppelplatten sind an der Peripherie komplett verschweisst. Der Verdampfer wird im Innenraum der Platten von der Sole durchflossen, und an deren Aussenseiten verdampft der Ammoniak.

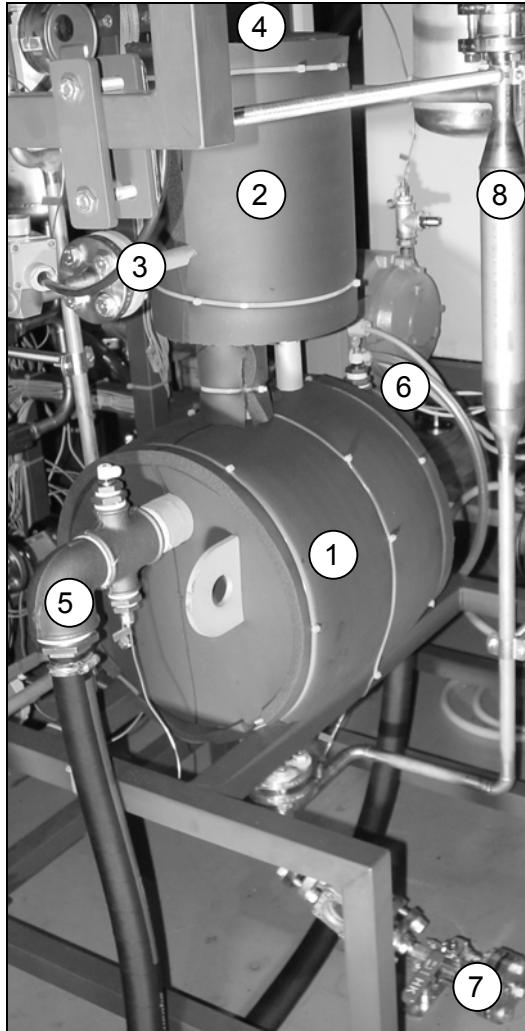


Abbildung 21: im 4. Prototypen eingebaute Version des Verdampfers UNEX UNIVAP

Legende

- 1 Plattenwärmetauscher
- 2 Dampfdom
- 3 Eintritt Ammoniak flüssig (vom Eco her)
- 4 Austritt Ammoniak dampfförmig (zum Kompressor)
- 5 Eintritt Glykol
- 6 Austritt Glykol
- 7 Ablassstutzen mit Schauglas und Kugelhahn
- 8 Stab-Niveausonde

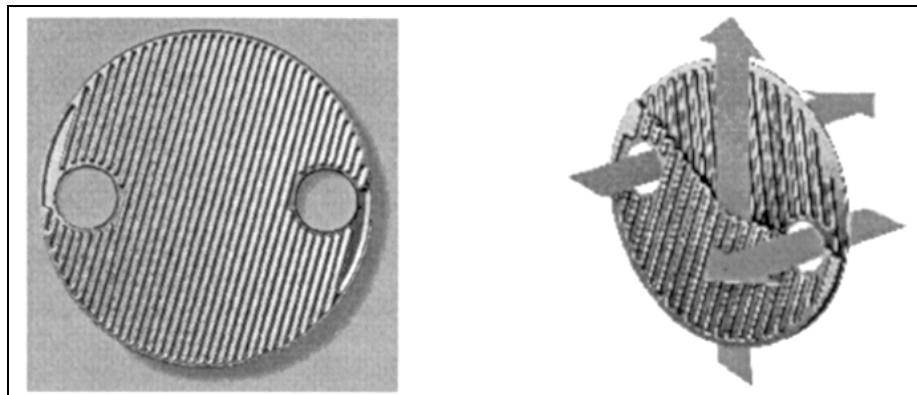


Abbildung 22: Durchströmung einer einzelnen runden Wärmetauscherplatte

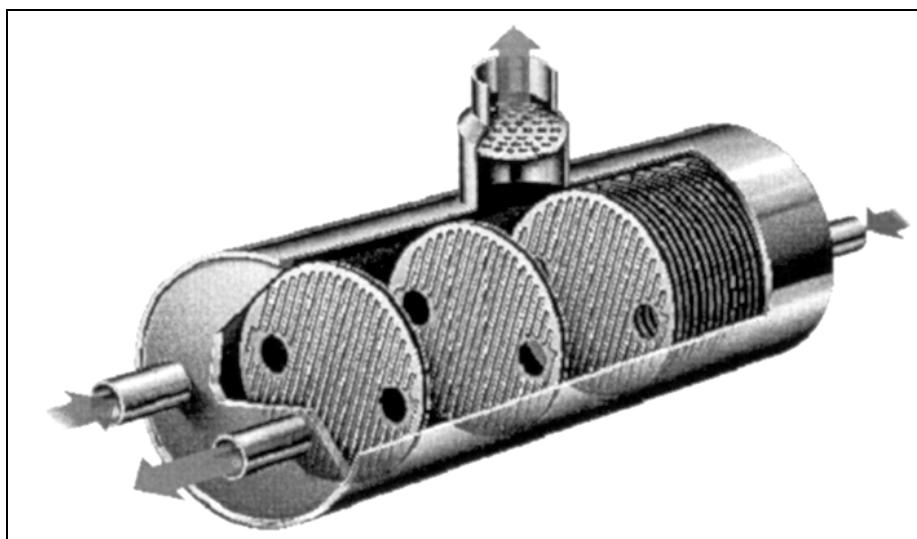


Abbildung 23: UNEX UNIVAP – Aufbau und Funktionsweise des Plattenwärmetauschers

Zur Messung des Leistungsvermögens der Wärmeaustauscher wurden am 4. Prototypen 11 Vorversuche mit einem Kolbenkompressor WTA2 von Bitzer durchgeführt (Testbetrieb Prototyp 4a). Das Expansionsventil MV2 zwischen dem Economizergefäß Eco und dem Verdampfer V1 lag sehr nahe an der Temperaturmessstelle T6. Beim Durchströmen des Ammoniaks durch das Expansionsventil wurde nicht genau die Verdampfungstemperatur gemessen. Die Auswertung erfolgte deshalb unter der Annahme, dass der Ammoniak nach dem Expansionsventil die Gleichgewichtstemperatur zeigt, die dem Verdampferdruck entspricht. In Diagramm 2 auf der folgenden Seite ist die logarithmische Mitteltemperaturdifferenz im Verdampfer gegen die Verdampferleistung aufgetragen.

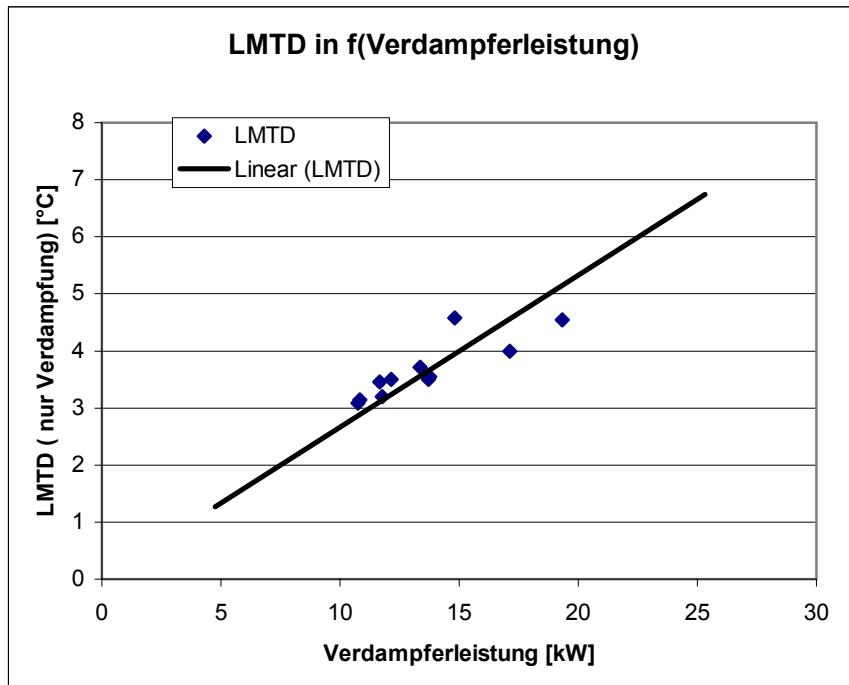


Diagramm 2: Logarithmische Mitteltemperatur-Differenz in f(Verdampferleistung) im Verdampfer des 4. Prototypen

Aus den ermittelten Verdampferleistungen wurde der k-Wert berechnet. Diagramm 3 zeigt die k-Werte im Verdampfer in Abhängigkeit der Verdampferleistung:

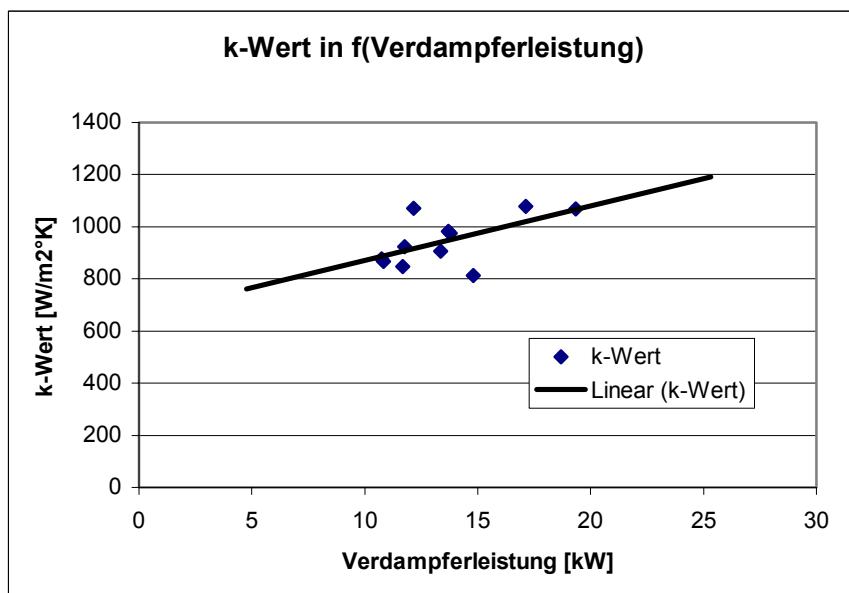


Diagramm 3: k-Wert in f(reine Verdampferleistung) im Verdampfer des 4. Prototypen bei Solevolumenstrom von ca. 1.1 l/s

3.1.3 Kondensator UNEX

Der Kondensator ist von identischer Bauart wie die Verdampfereinheit. Er wird auf der einen Seite vom Ammoniak durchströmt und auf der anderen Seite vom Warmwasser. Dort wird auch die nutzbare Wärme abgezweigt.

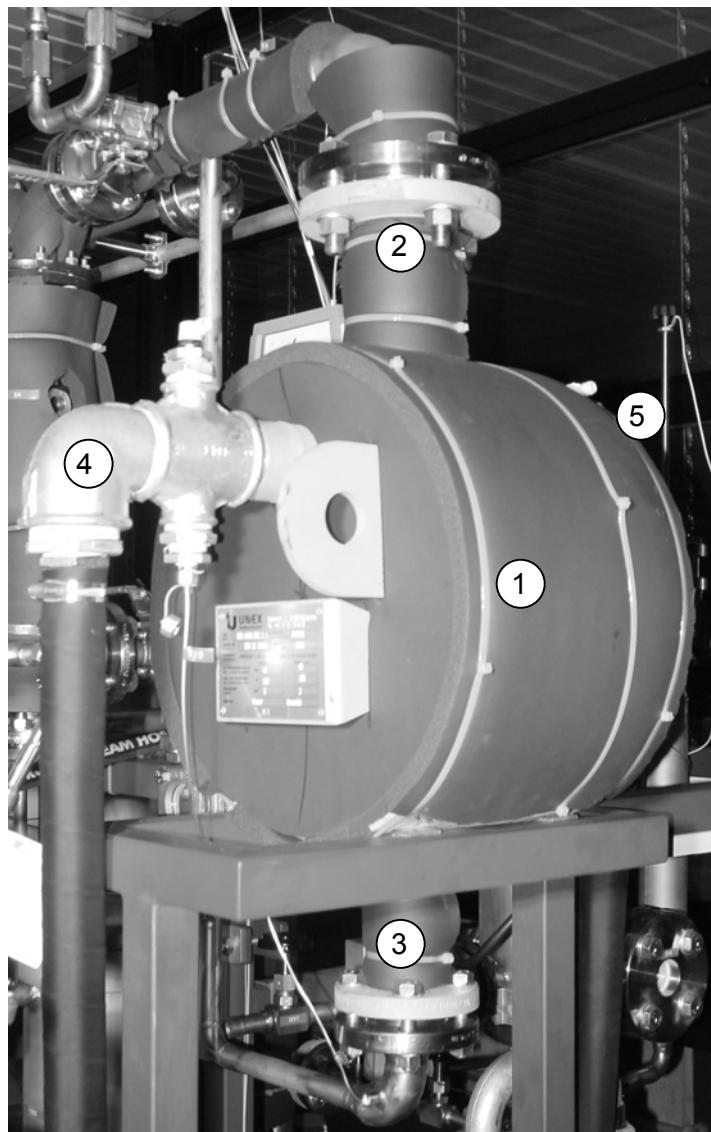


Abbildung 24: im 4. Prototypen eingebaute Version des UNEX-Kondensators

Legende

- 1 Plattenwärmetauscher
- 2 Eintritt Ammoniak gasförmig (vom Kompressor)
- 3 Austritt Ammoniak flüssig (zum Verdampfer)
- 4 Eintritt Warmwasser
- 5 Austritt Warmwasser

Auch für den Kondensator wurden LMTD und k-Wert aus den Vorversuchen mit dem Bitzer-Kompressor ausgewertet. Da der Abbau der Überhitzung im Kondensator einen bestimmten Flächenanteil beansprucht, war die Auswertung der Kondensatorleistungsfähigkeit etwas schwieriger. Aus den gemessenen Ammoniak-Zuständen wurden die spezifischen Enthalpien am Eintritt, am Austritt und die Sattdampfenthalpie ermittelt. Aus dem Verhältnis von Enthal piedifferenz für die Kondensation / Enthal piedifferenz total wurde die Wassererwärmung berechnet, die nur aus der Kondensationswärme resultierte. Somit konnte ein LMTD der Kondensation in Abhängigkeit der Kondensationsleistung aufgetragen werden. Für die Berechnung des k-Wertes der Kondensation muss die für die Kondensation anteilmässige Fläche bekannt sein. Da dieser Anteil nicht gemessen werden kann, kann der k-Wert für die reine Kondensation nicht aus den vorliegenden Messungen bestimmt werden. Es lässt sich nur der gemittelte k-Wert über den ganzen Wärmetauscher berechnen; dieser ist aber wenig aussagekräftig, da die Überhitzungen in den verschiedenen Versuchen unterschiedlich sind.

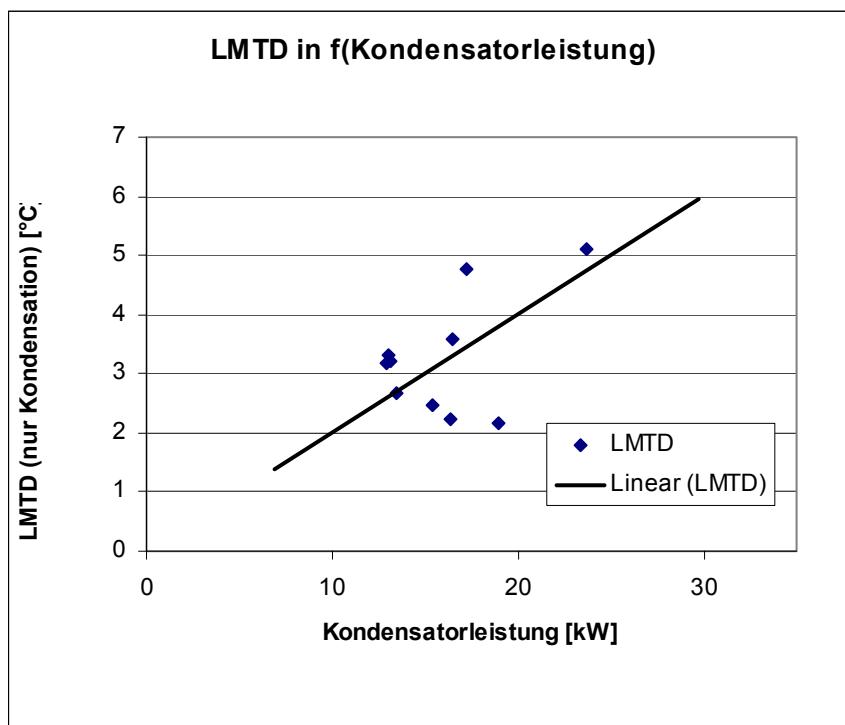


Diagramm 4: LMTD in f(Kondensatorleistung) für die reine Kondensation im Kondensator des 4. Prototypen mit einem Wasservolumenstrom im Bereich von 0.9 ... 1.0 l/s

3.2 Messgeräte

3.2.1 Elektrisches Leistungsmessgerät C.A 8310 (3. Prototyp)

Das Powermeter Typ C.A 8310 von Chauvin-Arnoux ist ein Leistungs- und Oberwellenanalysator für Drehstromnetze in 3- oder 4-Leitertechnik. Das Gerät beinhaltet sämtliche Funktionen zum Messen, Aufzeichnen, Anzeigen und zur Diagnose. Ein kleiner Drucker ist integriert. Das Gerät ist für folgende Einsatzgebiete konzipiert:

- Alle Netzarten: Einphasen-, Zweiphasen- oder Drehstromnetze mit 3 oder 4 Leitern, symmetrisch oder unsymmetrisch
- Leistungsanalyse: U, I, W, var, VA, PF, cos j, Hz
- Verbrauchsanalyse: Wh, varh, mit Richtung; Anzeige der Lastkurven; Blindleistungen L und C
- Detaillierte Oberwellenanalyse

Die mit dem Gerät mitgelieferte Software C.A Power View für Windows ermöglicht via serielle Schnittstelle die Ansteuerung des C.A 8310 über einen PC. Es stehen folgende Anzeige- und Darstellungsmöglichkeiten zur Verfügung: Analoganzeige der Messwerte in Echtzeit, gleichzeitige graphische Darstellung und numerische Analyse der Oberwellen, Trendkurven, Zoom-Darstellung usw.

3.2.2 Power Network Analyzer Dewetron PNA-550 (4. Prototyp)

Der PNA-550 Netzqualitätsanalysator ist ein Vielfachmessgerät in einem Koffer, das am Wechselspannungsnetz betrieben wird. Die Bedienung des Messgerätes erfolgt über eine Windows ähnliche Benutzeroberfläche direkt über Touch Screen am Farbdisplay. Alle Funktionen stehen parallel zur Verfügung. Die Analysen werden während der Messung graphisch und online am Farbmonitor angezeigt. Das Gerät verfügt über eine eingebaute Harddisk, auf der Messdaten bis zu einem halben Jahr mitgeschrieben werden können. Die abgespeicherten Daten können direkt am Messgerät ausgewertet werden; über USB können Messprotokolle ausgedruckt werden. VIA USB können die Messdaten auch für weitere Auswertungszwecke auf einen externen PC transferiert werden.

3.2.3 Ultraschall-Durchflussmessgerät FLUXUS ADM (3. Prototyp)

Das FLUXUS ADM von Flexim ist ein Ultraschall –Durchflussmessgerät für Flüssigkeiten. In der vorliegenden Ausführung beinhaltet es zwei Ultraschallsensoren für die Durchflussmessung sowie zwei PT100-Temperaturfühler zur Erfassung der Temperaturen von Vor- resp. Rücklauf des Mediums. Das Gerät ist für folgende Einsatzgebiete konzipiert:

- Messen von Volumenstrom, Strömungsgeschwindigkeit, Massefluss oder Wärmemenge flüssiger Medien im Temperaturbereich von –30°C bis 130°C

FLUXUS arbeitet mit aufspannbaren Sensoren (Clamp-on-Prinzip). Das bedeutet, man misst ohne Eingriff in die Rohrleitung, stets von aussen und ohne Einwirkung auf das fliessende Medium. FLUXUS ist mit einer seriellen Schnittstelle ausgerüstet. Damit können Messdaten auf einen PC übertragen und dort bearbeitet, dargestellt und ausgedruckt werden.

3.2.4 Ultraschall-Durchflussmessgerät Ultraflo 2000 (3. Prototyp)

Das Ultraflow 2000 von Micronics Limited ist ein Durchflussgerät, welches mit Ultraschall arbeitet. Es ist für Flüssigkeiten vorgesehen. Die Sensoren werden wie beim FLUXUS im „Clamp on“-Prinzip aussen an der Messstrecke angebracht.

3.2.5 Durchflussmessgerät MID Prüfstand Glykol und Wasser (4. Prototyp)

Auf dem Wärmepumpenprüfstand wurden zwei Volumenstrommesser der Firma Endress+Hauser eingebaut. Beides sind Promag 50P; sie arbeiten magnetisch-induktiv nach dem Gesetz von Faraday. In den zu messenden Flüssigkeiten muss somit eine minimale elektrische Leitfähigkeit von 5 μ S/cm oder mehr vorliegen. Zwecks Eliminierung von Störeinflüssen werden sie vertikal von unten nach oben durchströmt. Die Geräte sind mit DIN-Flaschen ausgerüstet.

3.2.6 Coriolis-Ölmassenstrommesser (4. Prototyp)

Die Massestrommessung nach dem Coriolis-Prinzip bietet die Möglichkeit, Masse- oder Volumenstrommessungen unabhängig von Mediumseigenschaften durchführen zu können. Das verwendet Gerät ist ein Promass 80 von Endress+Hauser. Die gesamte Messzelle ist aus korrosionsbeständigem Edelstahl aufgebaut. Das Gerät besitzt ebenfalls Normflasche.

3.2.7 Schraubspindel-Ölvolumenstrommesser (3. und 4. Prototyp)

Eingebaut wurde ein Messgerät vom Typ KRAL OME. Die KRAL-Schraubenvolumeter arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Der Flüssigkeitsstrom treibt ein Messspindelpaar an, welches mit jeder Umdrehung ein exakt definiertes Volumen erfasst. Diese Umdrehungen werden mit Hilfe eines Impulsgebers über einen Frequenz-Stromwandler als Stromsignal ausgegeben. Die Flasche des Gerätes mussten leicht modifiziert werden, um den Einbau mit Einlegeringen zu ermöglichen.

3.2.8 Schwebekörper-Volumenstrommesser Ecostrom (4. Prototyp)

Der verwendete Durchflussmesser ist ein Gerät vom Typ H250 M9 von Krohne. Vertrieben wird das Gerät durch Vögtlin Instruments AG. Der Durchflussmesser H250 ist geeignet für Flüssigkeits-, Gas- und Dampfmessungen. Er arbeitet nach dem Schwebekörpermessprinzip. Im Messteil ist ein Metallkonus oder eine Ringblende aus hochreiner Al_2O_3 -Keramik eingebaut, in dem sich ein geeignet geformter Schwebekörper frei auf und ab bewegen kann. Die durchflussabhängige Höhenstellung des Schwebekörpers im Messteil wird durch eine magnetische Kopplung auf eine Anzeige übertragen. Das Gerät wurde ebenfalls mit Flaschen geliefert.

3.2.9 Wärmepumpenprüfstand der HSR

Der Prüfstand im Thermodynamiklabor der HSR besteht aus einem Pumpen- und Messmodul, einem Wasserspeicher und einem Glykolspeicher von je 1 m^3 Inhalt. Im Pumpenmodul befinden sich auf der Wasser- und auf der Glykolseite je eine Umwälzpumpe für einen inneren Kreislauf und eine Förderpumpe für einen Kreislauf in den 1m^3 -Behälter. Ein 3-Weg-Mischventil erlaubt das Anfahren von verschiedenen Verdampfer- oder Kondensatortemperaturen. Die Förderpumpe ist bewusst grösser ausgelegt, sodass die beiden Behälterinhalte gut durchmischt werden. Ferner befindet sich auf dem Pumpenmodul noch ein Kopplungswärmetauscher, der die auseinanderdriftenden Temperaturen zwischen Wasser- und Glykolspeicher ausgleicht. Der Glykolstrom und der Wasserstrom werden je über einen magnetisch-induktiven Durchflusssensor erfasst. Die Flüsse werden vorläufig von Hand durch Ventile eingestellt, eine spätere Nachrüstung soll auch die Flüsse regeln.

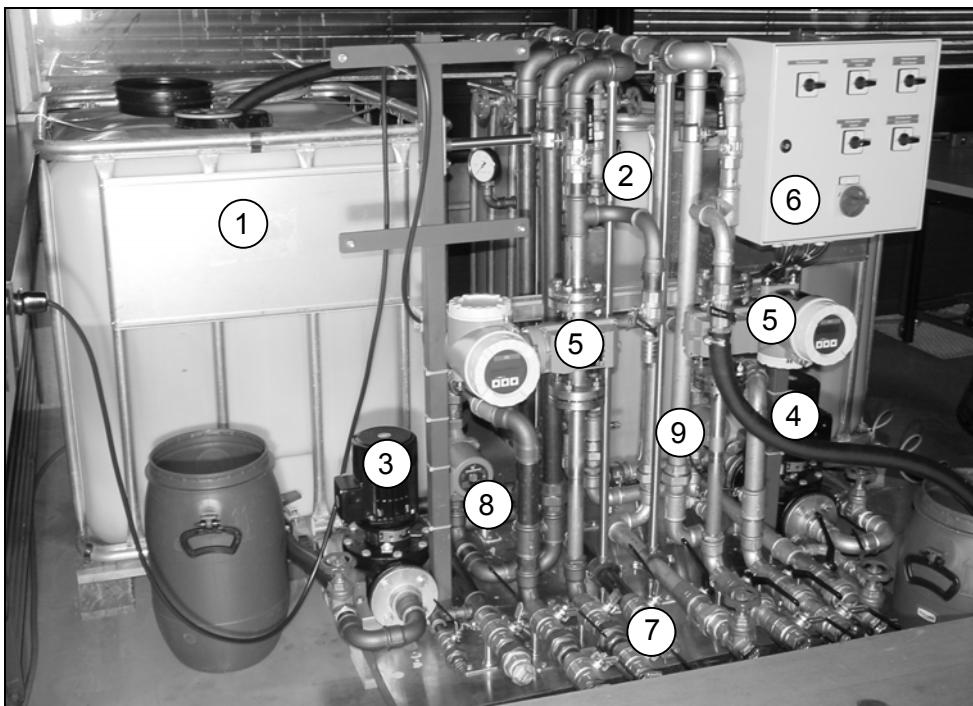


Abbildung 25: Wärmepumpenprüfstand der HSR

Legende

- | | |
|----------------------------------|---------------------------------------|
| 1 Glykol-Tank | 6 Pumpen-Steuerschrank |
| 2 Warmwasser-Tank | 7 Verbindungsleitungen zur Wärmepumpe |
| 3 Hauptpumpe Glykolkreislauf | 8 Beimischpumpe Glykolkreislauf |
| 4 Hauptpumpe Warmwasserkreislauf | 9 Beimischpumpe Warmwasserkreislauf |
| 5 Durchflussmesser MID | |

4 Messresultate und Auswertung

4.1 2. Prototyp

4.1.1 Messungen am 2. Prototypen

Am 2. Prototypen konnten 5 Versuche im Zeitraum Januar 2000 gefahren werden. Die Antriebsleistung des Motors und die Nutzwärmemenge konnten in einer Modellierung nachgerechnet werden. Die Ergebnisse im Überblick zeigt Tabelle 5:

		Versuch 1 ohne Economizer	Versuch 2 mit Economizer	Versuch 3 ohne Economizer	Versuch 4 ohne Economizer	Versuch 5 ohne Economizer
Datum	-	19.01.00	19.01.00	26.01.00	26.01.00	26.01.00
Drehzahl	min ⁻¹	3000	3000	3000	3000	3000
Frequenz	Hz	100	100	100	100	100
Saugdruck	bar	2.6	2.6	2.7	2.8	2.8
Hochdruck	bar	18.5	18.0	15.5	14.5	19.5
Druckverhältnis	-	7.115	6.923	5.741	5.179	6.964
Sauggas- Temperatur	°C	-9.4	-12.7	-13.5	-12.6	-12.0
Heissgas- Temperatur	°C	110.5	100.1	96.5	112.9	110.0
Antriebsleistung gemessen	kW	7.5	8.0	7.0	6.7	8.7
Antriebsleistung berechnet	kW	7.9	6.8	7.1	7.9	8.6
Wärmestrom Q* gemessen	kW	12.3	12 – 14	12.5	9.8	11.5
Wärmestrom Q* berechnet	kW	11.8	12.4	12.8	11.1	14.3
COP 2 aus gemessenen Daten	-	1.64	1.5 – 1.75	1.786	1.463	1.322

$$COP2 = \frac{Q_{ab}^*}{P_{el}} \quad \text{vgl. auch [L1]}$$

Tabelle 5: Ergebnisse der Messungen am 2. Prototypen (Messungen 1 – 5)

4.1.2 Exemplarische Auswertung von Versuch Nr. 3 (26.01.00)

Der Kompressor saugt den Ammoniak von Sauggasdruck 2.7 bar an und komprimiert ihn auf Heissgasdruck von 15.5 bar. Die zugehörigen Gleichgewichtstemperaturen betragen [L5]:

p_{ND} :	2.7 bar	$T_{sät}$:	-11.8 °C	$T_{saug,gemessen}$:	-13.5 °C
p_{HD} :	15.5 bar	$T_{sät}$:	39.9 °C		

Der geförderte Ammoniak-Massenstrom kann aus einer Energiebilanz um den Verdampfer-Economizer berechnet werden:

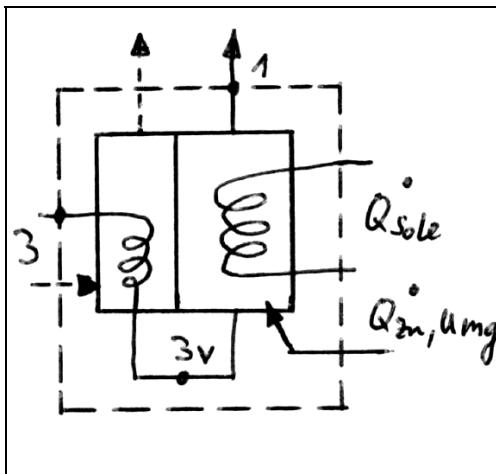


Abbildung 26: Skizze Verdampfer-Economizer

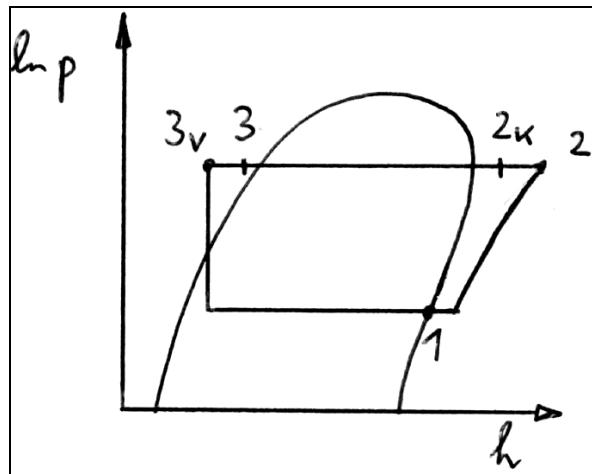


Abbildung 27: Prozessverlauf im Inp-h-Diagramm

Aus Solestrom aufgenommen $Q^*_{Sole} = 7.74 \text{ kW}$. Aus Umgebung durch Wärmeaustausch an die Wand abgeschätzt $Q^*_{zu,Umgebung} = 0.135 \text{ kW}$ ergibt einen totalen Wärmezufuhrstrom von $Q^*_{v,tot} = 7.88 \text{ kW}$. Aus dem Prozessverlauf im Inp-h-Diagramm kann die im Verdampfer an den Ammoniakstrom übertragene spezifische Enthalpiedifferenz berechnet werden $h_1 - h_3 = 1182.9 \text{ kJ/kg}$. Damit folgt ein Ammoniakstrom von $7.27 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ oder ein Sauggasvolumenstrom von $V^*_{NH3,a} = 3.24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Mit dem gemessenen Ölstrom von 7.8 l/min strömt also ein Gesamtvolumenstrom von $V^*_{tot} = 3.367 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ zu. Der vom Hersteller angegebene theoretische Saugvolumenstrom beträgt bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} $25.4 \text{ m}^3/\text{h} = 7.056 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Es wird also nur ein Volumenanteil des angesaugten Gasstromes von 47.7 % erreicht. Der angesaugte Ammoniak wird im Kondensator kondensiert und leicht unterkühlt und gibt einen Wärmestrom an das Wasser von $Q^*_{Kond} = 9.08 \text{ kW}$ ab. Die notwendige Kompressionsenergie für die Kompression vom Ansaugzustand in den Ausstosszustand $W_w^* =$

$m^*\Delta h$ wäre 1.45 kW. Gemessen wurden jedoch 7.04 kW. Die grosse Abweichung kann erst erklärt werden, wenn der gesamte Stoffkreislauf energetisch bilanziert wird:

Aus den rudimentären Ölstrommessung ergibt sich $V_{\text{Öl}}^* = 7.8 \text{ l/min} = 468 \text{ l/h} = 0.13 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$. Nun ist aber der Ölstrom mit Flüssig-Ammoniak vermischt. Somit kann beim Entspannen des Öls am Eintritt in den Kompressionsraum Ammoniak desorbieren. Ausgehend vom theoretischen Fördervolumen von $V_{\text{th}}^* = 25.4 \text{ m}^3/\text{h}$, gewichtet mit einem Liefergrad von 0.9, und einem gemessenen Ammoniakauggas-Volumenstrom von $V_{\text{NH}_3,a}^* = 3.24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ bleibt ein Restvolumenstrom von $V_{\text{NH}_3,\text{Rest}}^* = 3.11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Dieses scheinbare Zusatzvolumen wird durch ausgasenden Ammoniak gefüllt. Es würde also ein zusätzlicher Ammoniakstrom von $6.99 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ „nutzlos“ im Kreislauf gefahren. Dieser Massenstrom bildet einen Volumenstrom von $V_{\text{NH}_3\text{Flüssig}}^* = 11.8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$. Dadurch würde auch die geförderte Menge Öl sinken. Es zirkulieren also vom gemessenen Massenstrom nur $V_{\text{Öleff}}^* = 118.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, entspricht mit $\rho_{\text{Öl}} = 850 \text{ kg/m}^3$ einem Massenstrom von 0.10 kg/s. Die Öltemperatur erhöht sich beim Durchtritt durch den Kompressor von $T_{\text{Öl},\alpha} = 80.0 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $T_{\text{Öl},\omega} = 96.5 \text{ }^\circ\text{C}$, und dadurch strömt dem Öl aus dem Kompressionsvorgang eine Wärmeleistung von 3.17 kW zu. Der Kompressor verdichtet jetzt die Ammoniakmenge, die im Kondensator kondensiert und zusätzlich die Ammoniakmenge, die aus dem im Öl gemischten Flüssigammoniak bei der Entspannung ausgast. Der neue Ammoniak-Gasmassenstrom beträgt $14.26 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ und die Kompressionsleistung somit 2.93 kW. Zusätzlich wurden am Motorkühlwasser-Kreislauf ein Wassermassenstrom von $60 \text{ kg/h} = 16.67 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ und eine Temperaturerhöhung von $22.0 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $32.8 \text{ }^\circ\text{C}$ gemessen, was eine Kühlleistung von 0.75 kW ergibt. Die ebenfalls gemessenen Verdichter-Oberflächentemperaturen gegenüber der Umgebung im Bereich des Verdichters von 40 bis $90 \text{ }^\circ\text{C}$ und im Bereich des Antriebsmotors von ca. $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ergeben einen Verlustwärmestrom von rund 0.14 kW. Sämtliche vorher genannten Energieströme müssen über die elektrische Energie zugeführt werden. Zusätzlich benötigt der Frequenzumformer eine Verlustleistung von ca. 0.1 kW.

Zusammenstellung der abgeführten und umgewandelten Energieströme um den Verdichter:

Frequenzumformer:	0.1	kW
Kompression Ammoniak:	2.93	kW
Wärmestrom Ölerwärmung:	3.17	kW
Wärmestrom Motorkühlwasser:	0.75	kW
Verlustwärmestrom an Umgebung:	0.14	kW
Total abgeführt:	7.09	kW
Gemessene zugeführte elektrische Leistung:	7.0	kW

Es ergibt sich trotz der partiell unsicheren Daten - vor allem vom Ölmassenstrom - eine erstaunliche Übereinstimmung zwischen Messung und Modellrechnung.

Ähnliche Bilanzierungsüberlegungen können auf der Wasserseite angestellt werden. Der mit dem Ultraschallgerät gemessene Wärmestrom setzt sich zusammen aus der Kondensationswärme des Ammoniaks im Kondensator, der Wärmemenge aus dem internen Ölkühler, der Wärmemenge aus dem externen Ölkühler und der Wärmemenge aus der Motorkühlung. Eine Verlustwärme an die Umgebung ist ebenfalls noch abzuschätzen.

Aus der Ammoniak-Kondensation und der Unterkühlung stammen 9.1 kW. Im internen NEK-Ölkühler wird aus dem Öl 0.48 kW abgeführt, das heißt 9.6 kW werden zugeführt. Berücksichtigt man einen Verlustwärmestrom von 0.1 kW, werden an das Wasser 9.5 kW abgeführt. Vom externen Ölkühler werden 1.33 kW abgeführt, da dort in den Ölleitung nur noch 88.1 °C am Eintritt und 82.1 °C am Austritt gemessen wurden. Dies bedeutet, dass von den relativ langen Ölleitung ein Verlustwärmestrom von 1.84 kW an die Umgebung fliesst. Aus der Motorkühlung wird schliesslich an das Nutzwasser ein Wärmestrom von 0.64 kW übertragen, auch hier ergibt sich ein Verlustwärmestrom von 0.11 kW.

An das Nutzwasser fliessen also:

Aus Kondensator + internem NEK-Ölkühler:	10.8	kW
Aus externem Ölkühler:	1.33	kW
Aus Motorkühlung:	0.64	kW
Total an Heizungswasser abgeführt:	12.77	kW
Gemessene abgeführte Wärmeleistung:	12.5	kW

Als Kontrolle kann eine Gesamtenergiebilanz über die ganze Versuchsanlage erstellt werden:

P _{elektrisch} an Frequenzumformer:	7.00	kW
Aus Solestrom:	7.74	kW
Aus Umgebung an Verdampfer:	0.13	kW
<i>Total zugeführt:</i>	14.87	kW

An Wasserstrom:	- 12.77	kW
Verlustwärmestrom an Umgebung Kondensator:	- 0.14	kW
Verlustwärmestrom an Umgebung Motor und Kompressor:	- 0.14	kW
Verlustwärmestrom Heissgasleitungen:	- 0.31	kW
Verlustwärmestrom Ölleitung:	- 1.76	kW
Verlustwärmestrom Motorkühlwasserleitung:	- 0.11	kW
<i>Total abgeführt:</i>	- 15.23	kW

Als absoluter Bilanzfehler ergibt sich -0.36 kW, der relative Bilanzfehler beträgt 2.4 %.

Ein Vergleich mit Daten des Herstellers für das Verhalten des Verdichters zeigt für die Zustände des Versuches 3, Verdampfungstemperatur – 11 °C und Kondensationstemperatur 39.9 °C ($p_{\text{Kond}} = 15.5 \text{ bar}$) und den Vergleichszustand des Datenblattes des Herstellers Verdampfungstemperatur – 11 °C und Kondensationstemperatur 44 °C ($p_{\text{Kond}} = 17.3 \text{ bar}$):

	Hersteller (mit Economizer)		Messung Versuch 3 (ohne Economizer)	
Antriebsleistung:	6.18	kW	7.0-0.1-0.14-0.07 =	6.69 kW
Kälteleistung:	15.07	kW		8.35 kW
Ölstrom:	158.2	l/min		468.0 l/min
Ölkühlerbedarf:	4.18	kW		3.51 kW

Aus den obigen Vergleichen zeigt sich noch einmal die Vermutung, dass in den Versuchen des 2. Prototypen Flüssig-Ammoniak im Ölkreislauf vorhanden war. Dieser Ammoniak stammt aus den aus dem Verdampfer mitgerissenen Tropfen, die praktisch unverändert durch den Kompressor gefördert werden und danach im 2-stufigen Ölabscheider „wie gewollt“ mit dem Öl zusammen abgeschieden werden. Auch die gemessene Abkühlung des Sauggases von Verdampfungstemperatur –11.2 °C auf Ansaugtemperatur –13.5 °C zeigt, dass Flüssigkeit aus dem Verdampfer mitgerissen wurde. Eine grösse Diskrepanz zeigt der Ölstrom, der durch das eingesetzte Ultraschall-Messgerät nur sehr schwer messbar war, es konnte nur ein schwaches Signal erhalten werden.

4.2 3. Prototyp

4.2.1 Messungen am 3. Prototypen

An der 3. Versuchsanlage wurde ein Abscheidegefäß nach dem Verdampfer eingebaut. Dadurch konnte das Mitreißen von Flüssigtropfen unterbunden werden. Das Ziel, den gesamten Kreislauf einfacher zu gestalten, erwies sich als Bumerang, denn die weggelassene externe Ölkühlung musste für die Versuche 7 – 10 wieder eingebaut werden.

Die Resultate der Versuche 6 – 10 (alle Versuche mit Economizer):

		Versuch 6 ohne ext. Ölkühler	Versuch 7 mit ext. Ölkühler	Versuch 8 mit ext. Ölkühler	Versuch 9 mit ext. Ölkühler	Versuch 10 mit ext. Ölkühler
Drehzahl	min^{-1}	1500	1500	1500	2250	3000
Drehfrequenz	Hz	50	50	50	75	100

P_elektrisch	kW	2.5	2.92	3.6	4.8	5.7
Q* _{ab}	kW	10.17	8.91	9.91	11.0	13.65
COP 2	-	4.07	3.05	2.76	2.29	2.40
Q* _{Sole}	kW	5.92	5.63	6.29	7.77	8.7
(Q* _{Sole} + P _{el})/Q* _{ab}	-	0.83	0.99	0.99	1.14	1.05
Saugdruck	bar	2.6	2.5	3.2	2.2	1.8
T _{sätt.saug}	°C	- 12.72	- 13.66	- 7.62	- 16.66	- 21.22
T _{verdampfer}	°C	- 11.2	-12.0	- 7.7	- 17.9	- 21.6
Hochdruck	bar	12.7	15.7	18.5	20.2	20.5
T _{sätt.HD}	°C	32.88	40.35	46.40	49.75	50.32
π	-	4.89	6.28	5.78	9.18	10.79
Ecodruck	bar	7.2	6.8		4.9	4.5
P _{Eco} /p _{Saug}	-	2.00	2.72		2.23	2.39
T _{Heissgas}	°C	79.4	88.8	92.3	95.1	106.6
ΔT _{real} / ΔT _{is}	-	0.73	0.68	0.69	0.60	0.63
m* _{NH3}	kg/s · 10 ⁻³	5.25	5.52	6.39	7.15	8.00
V* _{NH3,α}	m ³ /s · 10 ⁻³	2.55	2.78	2.54	4.05	5.21
Liefergrad λ	-	0.723	0.788	0.720	0.765	0.738
Arbeitsfunktion σ	-	2.72	3.31	3.19	4.12	4.25

Rechen- und Tabellenwerte *kursiv* dargestellt

Tabelle 6: Ergebnisse der Messungen am 3. Prototypen (Messungen 6 – 10)

$$\lambda = \frac{V_{\alpha, \text{effektiv}}^*}{V_{\text{theoretisch}}^*} \quad \sigma = \frac{P_{\text{gemessen}}}{p_\alpha \cdot V_{\text{theoretisch}}^*}$$

Leider konnten die Vergleichsversuche ohne Economizer nicht mehr durchgeführt werden. Somit liegt über die Wirkung des Economizers keine messtechnisch untermauerte Aussage vor. Vaisman [L17] gibt einige Informationen über den Einsatz von Economizerbetrieb bei Klima- und Lüftungsanlagen, die zum Teil widersprüchlich zu unseren Erwartungen sind.

4.3 4. Prototyp

4.3.1 Messungen mit dem Kolbenkompressor

Als Vorversuche zur Beurteilung des Verhaltens der Wärmetauscher wurden Versuche mit einem Bitzer-Kompressor gefahren. Die Resultate des Verhaltens der Wärmetauscher sind bei den Gerätebeschreibungen dargestellt. Die Auswertung der Ammoniakdaten zeigte, dass der im Kondensator kondensierte Ammoniak und der im Verdampfer verdampfte Ammoniak in den 11 Versuchen im Mittel nur 0.5 % unterschiedlich war. Eine Berechnung des COP wurde nicht durchgeführt, da die Verbindungsleitungen des neben der Anlage aufgestellten Bitzer-Kompressors zu lang waren. Auf die Hochrechnung der COP-Werte wurde verzichtet.

4.3.2 Messungen mit dem Rotovane Kompressor

4.3.2.1 Energiebilanz

Nach dem Umbau von Prototyp 4a (mit Kolbenkompressor) zu Prototyp 4b (mit Vielzellen-kompressor) wurden die eigentlichen Messungen gestartet. Nachfolgend sind die Leistungswerte einer ersten längeren Messung im stationären Zustand aufgelistet. Die Messwerte wurden während 30 Minuten aufgezeichnet und gemittelt.

Der komplette Datensatz, dem die folgenden Resultate zugrunde liegen, ist im Anhang auf Seite 90 zu finden.

		Messwerte
Drehzahl	min ⁻¹	2000
P _{el,zu}	kW	5.19
Q [*] _{Sole,zu}	kW	7.76
Q [*] _{Öl Kompressor,zu}	kW	2.67
Q [*] _{WW,ab}	kW	9.99
Q [*] _{Öl,ab}	kW	2.27
Q [*] _{Motorkühlung,ab}	kW	0.63
Differenzterm	kW	0.06
Saugdruck	bar	3.00
Hochdruck	bar	16.70
COP2	-	2.36
Gütegrad	-	0.38

Tabelle 7: Resultate einer ersten Messung mit dem Vielzellenkompressor

Die zugeführte elektrische Leistung P_{el} beträgt 5.19 kW, davon gehen rund 2.67 kW als Wärme $Q_{Öl \text{ Kompressor}}^°$ ins Öl. Weitere 0.63 kW werden als Abwärme $Q_{WW,ab}^°$ über die Motorenkühlung weggeführt. Im Verdampfer wird $Q_{Sole,zu}^° = 7.76$ kW über die Sole zugeführt. Auf der Kondensatorseite können rund 9.99 kW an thermischer Energie $Q_{WW,ab}^°$ ans Warmwasser abgegeben werden. Die Energiebilanz weist eine Differenz von rund 60 W auf.

4.3.2.2 Fehler für Berechnung des COP2-Fehlers

Die systematischen Fehler wurden geschätzt. Die zufälligen Fehler wurden gemäss Kapitel 9 berechnet (Ausnahme Rho und c_p).

	systematischer Fehler	zufälliger Fehler	Bemerkung
$P_{el,zu}$	1% vom Messwert	0.0094 kW	
$V_{WW,ab}^*$	0.5% vom Messwert	0.0033 l/s	
T19	0	0.068 °C	
T20	0	0.068 °C	
Rho _{WW}	-	1%	geschätzt
$c_{p,WW}$	-	1%	geschätzt
$V_{Öl,ab}^*$	0.5% vom Messwert	0.36 l/h	
T14	0	0.138 °C	
T15	0	0.122 °C	
Rho _{Öl}	-	1%	geschätzt
$c_{p,Öl}$	-	1%	geschätzt

Tabelle 8: Fehler für COP2-Fehlerrechnung

Aus obigen tabellarisch aufgelisteten Werten resultiert ein Fehler von 3.6%.

4.3.2.3 COP der Messung vom 30.11.01

$COP2 = 2.36 \pm 3.6\%$

5 Leistungsfähigkeit des Vielzellenverdichters (3. Prototyp)

Die für die Beurteilung des Vielzellenverdichters relevanten Werte sind der Liefergrad und die Arbeitsfunktion. Der vorliegende Verdichter kann durch den mitgeförderten Ölstrom für den Einsatz mit Ammoniak hohe Druckverhältnisse fahren, ohne dass die Heissgastemperatur zu hohe Werte annimmt. Durch den sehr hohen Ölstrom muss aber allerdings nach dem Verdichter ein besonders wirksamer Ölabscheider vorgesehen werden. Die praktische Umsetzung dieser kompressortyp-bedingten Anforderung ist nicht einfach. Im 2. Prototypen wurde ein 2-stufiges Abscheidesystem eingesetzt. Im ‚vereinfachten‘ Prinzip im 3. Prototypen war die Wirkung des einstufigen Ölabscheidens zu gering. Die Anlage konnte nur kurzzeitig gefahren werden; das eingebaute, diskontinuierliche Ölrückdrücksystem war zu klein ausgelegt.

Die folgenden Graphiken zeigen die Abhängigkeit von Liefergrad und Arbeitsfunktion in Funktion des Druckverhältnisses.

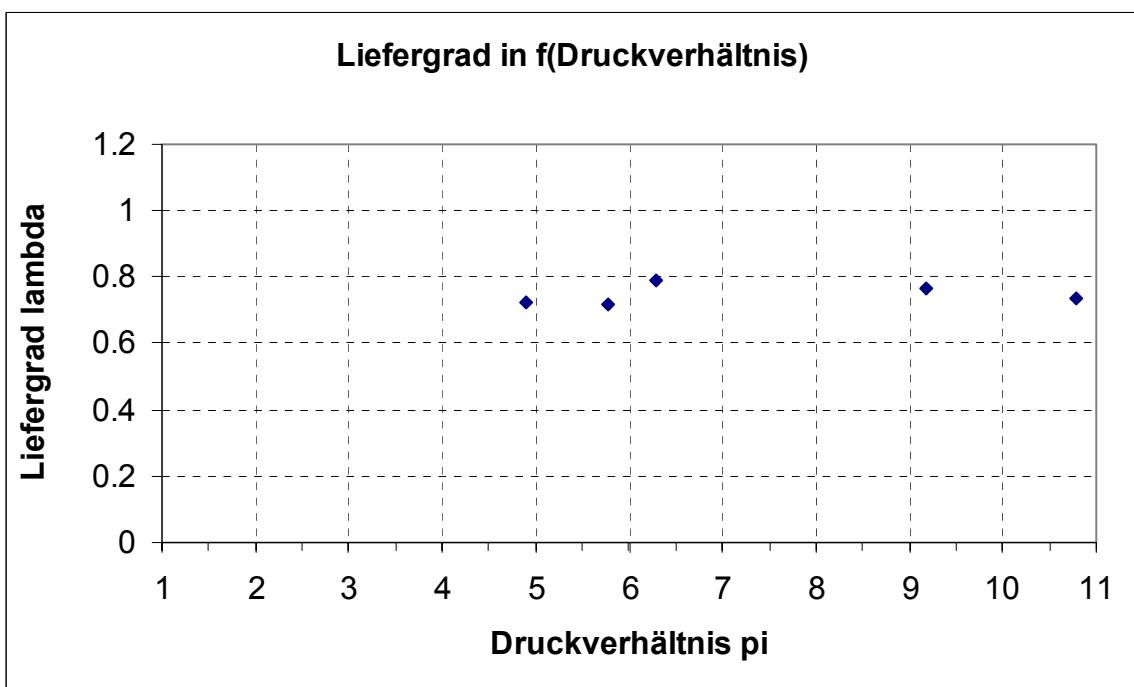


Diagramm 5: Liefergrad λ in f(Druckverhältnis π)

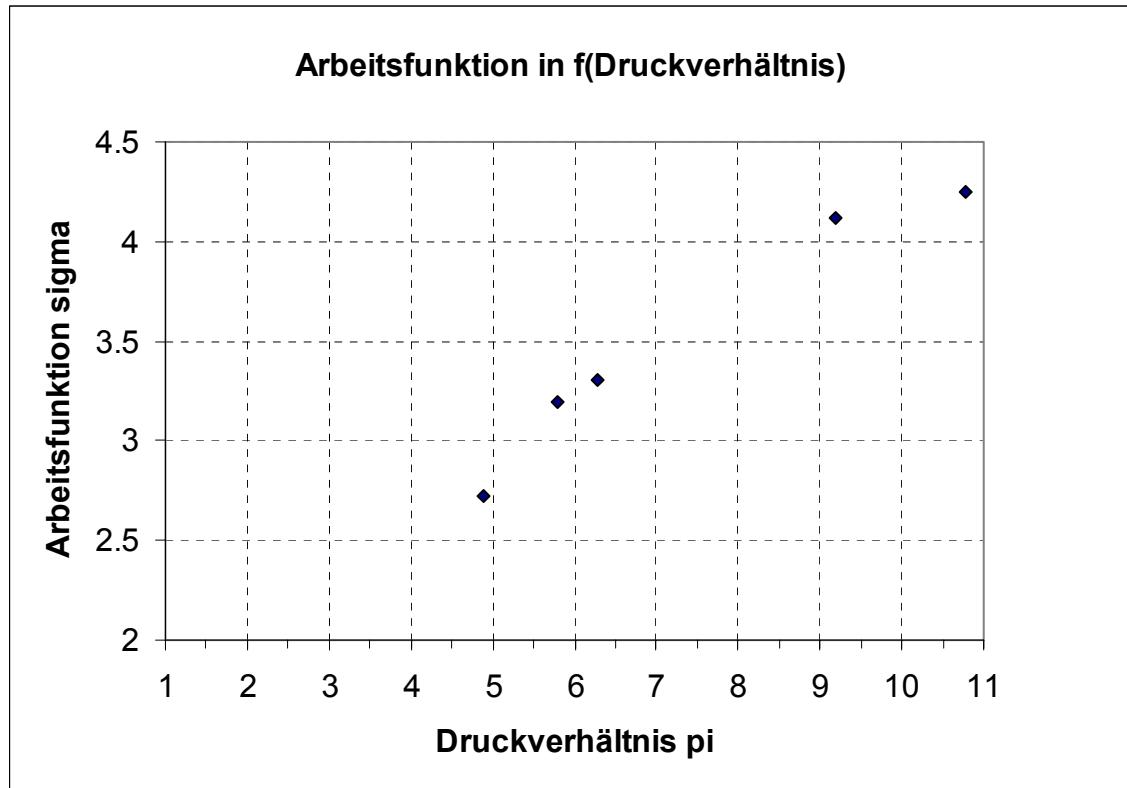


Diagramm 6: Arbeitsfunktion σ in $f(\text{Druckverhältnis} \pi)$

Insbesondere der Verlauf der Arbeitsfunktion (dimensionslose Leistungsaufnahme) des Verdichters in dieser Versuchsanlage zeigt dasselbe Verhalten wie bei den Messungen an der Fachhochschule Buchs [Zingerli, Ehrbar; L16] auf einem Prüfstand ohne Phasenwechsel. Dort wurde das Arbeitsmedium R134a eingesetzt. Beim Liefergrad sind grössere Unterschiede zu beobachten, [L16] reportieren einen Liefergrad von ca. 0.9 bis 0.75. Der Unterschied könnte hier im Löslichkeitsverhalten des Kältemittels im Öl liegen. Diese Vermutung müsste aber durch zusätzliche Messungen der Löslichkeit von Öl in Arbeitsmedien abgeklärt werden. Die im Sprachgebrauch ‚unlöslichen‘ Kältemaschinenöle zeigen immer eine Restlöslichkeit. Für Ammoniak in Mineralöl gibt es eine Messserie aus dem Jahre 1948 (Friedman [L8]), die dringend einer Nachmessung von heutigen Kälteölen bedürfte. Die Ölhersteller geben in diesem Punkt an, keine genauen Daten zu besitzen. Es könnte sein, dass beim Entspannen des Öls beim Eintritt in den Verdichter je nach Materialkombination ‚Kältemittel – Öl‘ eine Desorption des Kältemittels auftritt, wobei das ausgasende Kältemittel einen Teil des theoretischen Saugvolumens einnimmt. Dies führt natürlich zu einer Verkleinerung des Liefergrades. Bei den Kolbenkompressoren wirkt sich dieses Phänomen praktisch nicht aus, da der Ölmassenstrom im Verhältnis zum Kältemittelmassenstrom viel kleiner ist.

Aus den Versuchen des 2. Prototypen konnte der umlaufende Ölstrom rudimentär gemessen werden, jedoch ist die Abweichung zu den Daten des Herstellers erheblich. Nachfolgendes Diagramm zeigt das Massenverhältnis Ölstrom zu Ammoniak-Gasstrom des Verdichters aus den Versuchen und nach Herstellerangaben (Daten des Herstellers hier mit Economizer):

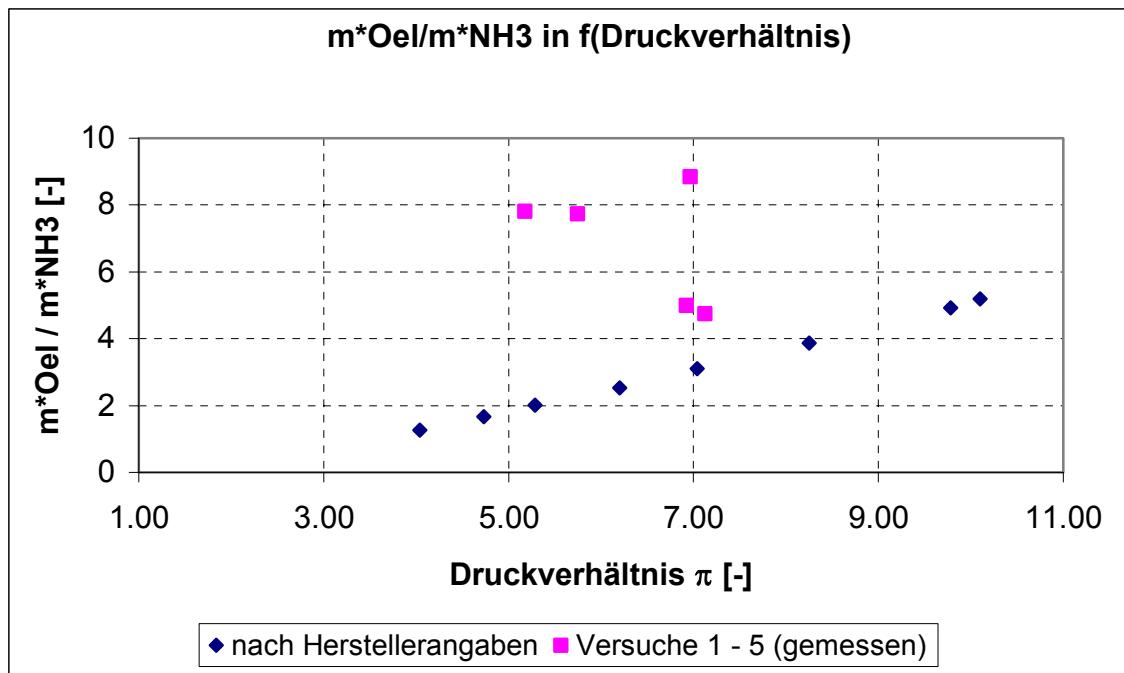


Diagramm 7: Massenstromverhältnis Öl/Ammoniak aus Versuchen 1-5 und nach Herstellerangaben

Da in den Versuchen 1 – 5 das Öl mit Flüssig-Ammoniak vermischt war, könnte jedoch ein höherer Öl-Ammoniak-Gemischstrom resultieren, da die Viskosität des flüssigen Ammoniaks viel kleiner ist als die Viskosität des Öls, wobei das treibende Gefälle für die Strömung, der Druckabfall zwischen Hochdruck und Saugdruck, beim Vergleich zwischen den Versuchsresultaten und den Herstellerangaben gleich bleibt.

6 Hochgerechnete Leistungszahlen einer Wärmepumpe aus den Messdaten des 3. Prototypen

Da auch bei der letzten Versuchsreihe (Versuche 6 – 10) nur die Tropfenabscheidung nach dem Verdampfer verbessert werden konnte, jedoch die wirkende Temperaturdifferenz zwischen den Medien im Kondensator und im Verdampfer sehr gross blieb, konnten durch die Versuche keine guten COP-Werte nachgewiesen werden. Im Moment liegt der Grund für die relativ bescheidenen COP-Werte bei der wirkenden mittleren Temperaturdifferenz der Wärmetauscher. Im 3. Prototypen waren NEK-Wärmetauscher eingebaut. Es zeigte sich, dass in beiden Wärmetauschern Verdampfer und Kondensator die angenommenen k-Werte nur zu ca. 15 – 25 % erreicht wurden, obwohl nach Herstellerangaben die gleichen Wärmetauscher schon in anderen Anlagen eingesetzt wurden [L15], jedoch mit anderen Anschluss-Stutzen. In unserem Projekt wurden die Wärmetauscher mit konzentrischen Ein- und Auslass-Stutzen geliefert. Der Ein- und Ausgang bildet also in einem kurzen Rohrstück einen Gegenstromwärmetauscher, der die im Innern des Wärmetauschers erreichte Temperaturspreizung teilweise wieder abbaut. Diese Anordnung ist für Anwendungen, in denen eine hohe Temperaturspanne zwischen Senke und Quelle erreicht werden soll, ungeeignet. Ein weiterer Grund für die zu tiefen k-Werte liegt in der grossen Ölverschleppung in den Ammoniak-Kreis. Aus der Literatur sind Messungen bekannt, welche die Wärmeübergangskoeffizienten in Ammoniakanlagen zwischen ölfreiem und ölbefestetem Betrieb beschreiben. Reinhard [L10] zeigt einen qualitativen Vergleich auf doppeltlogarithmischer Skala, nach dem der Wärmeübergangskoeffizient beim ölhaltigen Betrieb auf ca. 20 % absinkt gegenüber dem ölfreien Betrieb. Dies wird auch als Grund angegeben, wieso bisher keine Ammoniakanlagen im kleineren Massstab gebaut wurden.

Unter der Annahme, dass durch gute Ölabscheidung und optimierte Konstruktion die minimale Temperaturdifferenz auf 3 °C gesenkt werden kann, können die zu erreichenden COP-Werte abgeschätzt werden. Es wird angenommen, dass die Wärme aus der Ölkühlung und der Elektromotorkühlung nach dem Kondensator dem Heizungswasser zugeführt werden. Die Leistungen für die Ölkühlung werden den Herstellerangaben entnommen. Die Leistungen für die Motorkühlung stammen aus den Versuchen. Es werden die Versuche 6 – 10 hochgerechnet, das heisst die gemessenen Werte für Solestrom, Antriebsleistung und Wärmeleistungen werden zu neuen, im nachfolgenden berechneten Temperaturen für Solezulauf und Wasservorlauf zugeordnet:

		Versuch 6 ohne ext. Ölkühler	Versuch 7 mit ext. Ölkühler	Versuch 8 mit ext. Ölkühler	Versuch 9 mit ext. Ölkühler	Versuch 10 mit ext. Ölkühler
Drehzahl	min ⁻¹	1500	1500	1500	2250	3000
Drehfrequenz	Hz	50	50	50	75	100
P _{elektrisch}	kW	2.5	2.92	3.6	4.8	5.7
Saugdruck	bar	2.6	2.5	3.2	2.2	1.8
T _{verdampfer}	°C	- 11.2	-12.0	- 7.7	- 17.9	- 21.6
T _{Sole Eintritt}	°C	- 6.2	- 7.0	- 2.7	- 12.9	- 16.6
Hochdruck	bar	12.7	15.7	18.5	20.2	20.5
T _{sätt,HD}	°C	32.88	40.35	46.40	49.75	50.32
m [*] _{NH3}	kg/s · 10 ⁻³	5.25	5.52	6.39	7.15	8.00
Q [*] nur Kondensator	kW	6.73	6.84	7.64	8.73	9.89
ΔT _{Wasser im Kondens}	°C	5	5	5	5	5
m [*] _{Wasser}	kg/s	0.3215	0.32674	0.3650	0.4170	0.4724
Q [*] Ölkippler, Hersteller	kW		3.38	3.45	4.14	3.95
Q [*] Motorkühler	kW	0.25	0.25	0.36	0.48	0.57
Q [*] extern total	kW		3.63	3.81	4.62	4.52
ΔT _{Wasser, Zusatz}	°C		2.65	2.50	2.65	2.29
ΔT _{Pinchpoint}	°C	1	1	1	1	1
T _{Wasser Rücklauf}	°C	26.88	34.35	40.40	43.75	44.32
T _{Wasser Vorlauf}	°C		42.0	47.9	51.4	51.5
COP 2	-	4.07	3.05	2.76	2.29	2.40
ζ _{Güte} Gütegrad	-		0.474	0.435	0.454	0.503

Rechen- und Tabellenwerte *kursiv* dargestellt

$$COP2 = \frac{Q_{ab}^*}{P_{el}}$$

$$\zeta_{Güte} = \frac{COP2}{\varepsilon_{Carnot}} = \frac{\frac{Q_{Wasser,ab}^*}{P_{elektr}}}{\frac{T_{Wasser,Vorlauf}}{T_{Wasser,Vorlauf} - T_{Sole,Rücklauf}}}$$

**Tabelle 9: Hochrechnung der COP-Werte und der Gütegrade der Versuche 6 – 10
(3. Prototyp)**

Zusammenfassend erreichen wir bei den Versuchen 7 – 10 von $T_{\text{Sole,Zulauf}}$ auf $T_{\text{Wasser,Vorlauf}}$ folgende COP 2-Werte und Gütegrade (Definitionen siehe Seite 61):

		Versuch 7	Versuch 8	Versuch 9	Versuch 10
$T_{\text{Sole,Zulauf}}$	°C	- 7.0	- 2.7	- 12.9	- 16.6
$T_{\text{Wasser-Vorlauf}}$	°C	42.0	47.9	51.4	51.5
<i>COP 2</i>	-	3.05	2.76	2.29	2.40
$\zeta_{\text{Güte}}$ Gütegrad	-	0.474	0.435	0.454	0.503

**Tabelle 10: Zusammenfassung der COP2-Werte und Gütegrade aus den Messungen
7 – 10 (3. Prototyp)**

Vergleicht man die hochgerechneten COP2 - Werte mit Werten, die am WPZ Töss gemessen wurden [L20], sieht man, dass der 3. Prototyp der vorliegenden Ammoniak-Wärmepumpe bei tieferen Soletemperaturen einen besseren COP2 verspricht als bisher gemessene Anlagen. Bei den höheren Soletemperaturen liegt der Wert immer noch über dem Mittelwert der bisher ausgemessenen Anlagen.

Eine Erhöhung der Vorlauftemperatur durch die konsequente Nachnutzung des Ölkühlers gelingt nur dann in höherem Masse, wenn der Wasserstrom gedrosselt werden kann und die Rücklauftemperatur aus dem Heizungssystem tiefer liegt. Die Wassererwärmung muss dann deutlich mehr als 10 °C betragen. Kann diese Betriebsweise nicht realisiert werden, ist die Wirkung des nachgeschalteten Ölkühlers nicht so gross, da die massgebende Nutzwärme immer noch die Kondensationswärme bleibt.

**Leistungsziffern (COP) in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmequelle
der in diesem Bulletin veröffentlichten Wärmepumpen**
(Schwarze Linie: Mittelwert, graues Band: Streubereich der Messwerte)

Vorlauftemperatur = 50°C

Sole-Wasser-WP

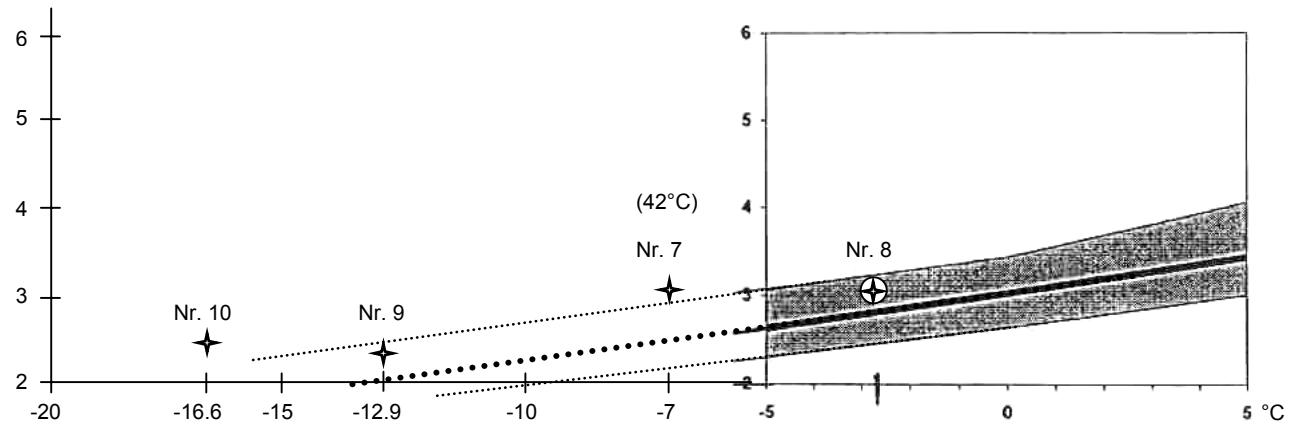


Diagramm 8: Vergleich der eigenen COP-Messungen mit Werten des WPZ Töss [L20]

Beim Zustand {B-5/W50} und einem COP von 3.0 beträgt der Gütegrad einer Wärmepumpe $\zeta_{\text{Güte}} = 0.511$. Die Gütegrade der Wärmepumpe mit dem Rotovane-Verdichter liegen bei 0.474 (Versuch 7), 0.435 (Versuch 8) und bei den tieferen Soletemperaturen bei 0.454 (Versuch 9) und 0.503 (Versuch 10). Dabei wurde der COP2-Wert hochgerechnet.

7 Löslichkeitsmessungen von Ammoniak in Mineralöl

7.1 Ziel

Anhand dieser Messungen soll die Löslichkeit von Ammoniak (NH_3) im Kältemaschinenöl Clavus G68 (Shell) in Funktion von Druck und Temperatur bestimmt werden.

7.2 Versuchsaufbau

Zur Messung steht ein Löslichkeitsprüfstand zur Verfügung. Der Prüfstand besteht aus zwei thermostatisierten Behältern, die mit einer Rohrleitung miteinander verbunden sind. Vor jedem Behälter ist ein Absperrhahn montiert. Der rechte Behälter, der sog. Vorlagebehälter ist mit etwas flüssigem Ammoniak gefüllt, d.h. im Vorlagebehälter herrscht Sättigungszustand. Über die Temperatur des Bades kann der Sättigungsdruck eingestellt werden. Über die Absperrhähne kann gasförmiger Ammoniak (im Sättigungszustand) in den Messbehälter auf der linken Seite geleitet werden.

Im Messbehälter auf der linken Seite befindet sich etwas Kältemaschinenöl (Clavus G68). Mittels eines Drucksensors und einem Thermoelement können Druck und Temperatur des gasförmigen Ammoniaks gemessen werden. Durch das Thermostatisierbad kann die Temperatur des Messbehälters vorgegeben werden.

Zum Füllen und Evakuieren der Anlage ist je ein Anschluss (durch einen Hahn absperrbar) an der Verbindungsleitung angeschlossen.

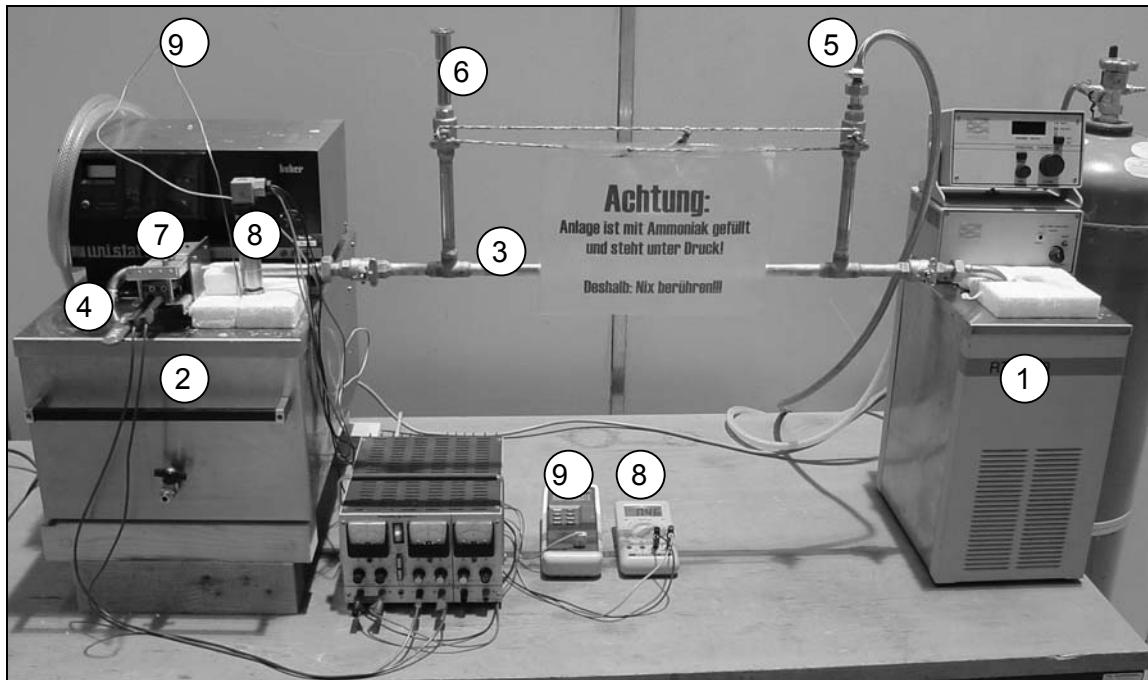


Abbildung 28: Aufbau des Löslichkeitsprüfstand

Legende

- 1 Thermostatisierbad mit Vorlagebehälter
- 2 Thermostatisierbad mit Messbehälter
- 3 Verbindungsleitung mit Absperrhahnen
- 4 Absperrhahn des Messbehälters im Bad
- 5 Füllanschluss mit Absperrhahn
- 6 Evakuierstutzen mit Absperrhahn
- 7 Antrieb für Rührwerk
- 8 Drucksensor mit Anzeigegerät
- 9 Thermoelement für Messbehälter-Temperatur mit Anzeigegerät

Um Kondensation des gasförmigen Ammoniaks im Messbehältervolumen zu verhindern, wird der Hauptabsperrhahn des Messbehälters im Thermostatisierbad angeordnet.

Es hat sich gezeigt, dass die Diffusion des Ammoniaks im Öl sehr langsam abläuft. Um die Versuchsdauer zu verkürzen wird ein Rührwerk eingebaut, um das Öl umzuwälzen. Damit der Messbehälter absolut dicht ist, wird eine Magnetkupplung eines Chemie-Magnetrührers eingesetzt. Der Motor liegt oberhalb des Bades, und der Antrieb der Magnete erfolgt über ein Getriebe.

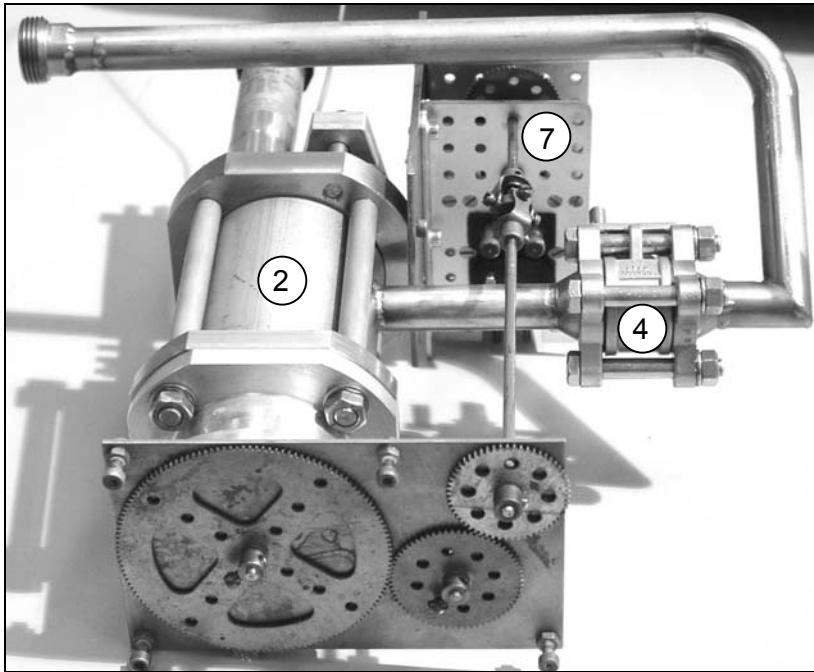


Abbildung 29: Messbehälter mit Rührwerk antrieb und Absperrhahn

Legende

- 2 Thermostatisierbad mit Messbehälter
- 4 Absperrhahn des Messbehälters im Bad
- 7 Antrieb für Rührwerk

7.3 Versuchsablauf

7.3.1 Füllen des Vorlagebehälters

Zuerst muss das System evakuiert werden (über den Evakuieranschluss). Anschliessend wird die Temperatur des Vorlagebades auf ca. 0 °C eingestellt. Dadurch kondensiert der einströmende Ammoniak (die Gasflasche hat Umgebungstemperatur) im kalten Vorlagebehälter.

7.3.2 Füllen des Messbehälters

Der Messbehälter wird ebenfalls evakuiert und mit einer geringen Menge Öl (ca. 30 g) gefüllt.

7.3.3 Versuchsstart, Überströmvorgang

Mit dem Thermostatisierbad (1) wird der Vorlagebehälter auf die gewünschte Temperatur gebracht. Im Vorlagebehälter stellt sich der Sättigungsdruck für diese Temperatur ein.

Beim Überströmen in den Messbehälter (2) darf in der Verbindungsleitung (3) und im Messbehälter (2) keine Kondensation des Ammoniaks auftreten, da sich sonst im Messbehälter (2) neben dem Öl und dem gasförmigen Ammoniak auch noch Flüssigkeitströpfchen befinden, was die Messungen verfälschen würde. Aus diesem Grund muss die Temperatur im Messbehälter (2) höher sein als die Sättigungstemperatur im Vorlagebehälter (1). Um eine Kondensation in der Verbindungsleitung (3) zu verhindern, wird diese mit einem Heissluftföhn geheizt.

Nun werden die Hahnen in der Verbindungsleitung (3) geöffnet, und der gasförmige Ammoniak strömt in den Messbehälter (2). Durch die höhere Temperatur der Verbindungsleitung (3) wird das Gas leicht überhitzt. Ist der maximale Druck im Messbehälter (2) erreicht, werden die Hahnen wieder geschlossen.

7.3.4 Messung

Während der Messung wird mit dem Thermostatisierbad (2) die Temperatur des Messbehälters und dessen Inhalt konstant gehalten. Es werden die Temperaturen 20 °C, 40 °C, 60 °C und 80 °C angefahren.

Da nun bei höheren Temperaturen mehr Ammoniak ausgast, bei tieferen mehr in Lösung geht und dieser Vorgang eine gewisse Zeit braucht, muss abgewartet werden, bis sich ein stationärer Zustand einstellt. Nun kann Druck und Temperatur abgelesen werden. Diese vier Temperaturen werden bei verschiedenen Vordrücken (Sättigungsdruck im Vorlagebehälter (1)) abgefahren.

7.4 Berechnungen

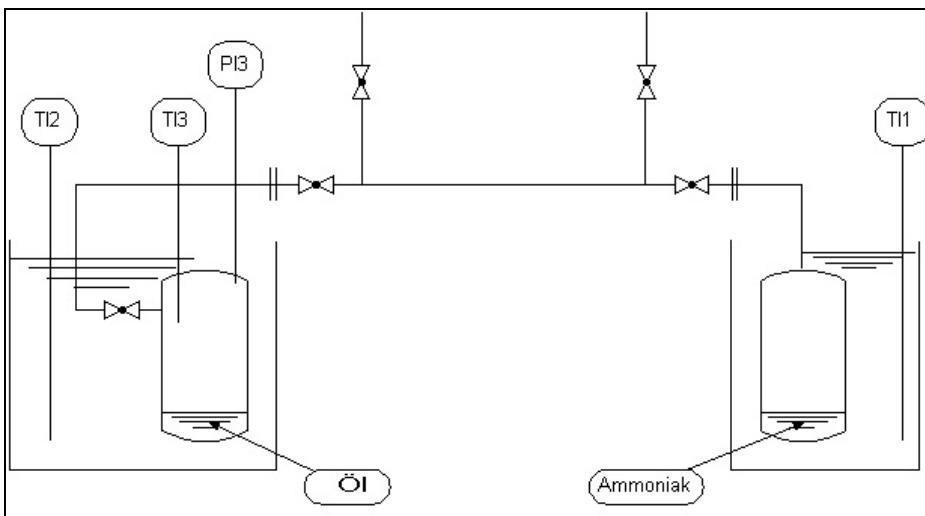


Abbildung 30: RI- Schema des Prüfstandes

Legende

TI1 Vorlagebehälter- Badtemperatur (entspricht der Sättigungstemperatur im stationären Zustand)

TI2 Messbehälter- Badtemperatur

TI3 Temperatur im Messbehälter

PI3 Druck im Messbehälter

Unter der Annahme, dass in der kurzen Zeit des Überströmvorganges kein Gas in Lösung gegangen ist, kann aus dem Druck und der Temperatur unmittelbar nach dem Schliessen des Hahns in der Verbindungsleitung (3) und dem Behältervolumen die Gasmasse mit der Gasgleichung berechnet werden. Weiter wird angenommen, dass die Öltemperatur mit der Badtemperatur übereinstimmt.

$$m_{Gas,\alpha} = \frac{V_{Gas,\alpha} \cdot p_\alpha}{z_\alpha(p_\alpha, T_\alpha) \cdot R \cdot T_\alpha}$$

$$V_{Gas,\alpha} = V_{Messbehälter} - V_{Öl} = V_{Messbehälter} - \frac{m_{Öl}}{\rho_{Öl}(T_{Messbehälterbad})}$$

R ist hierbei die spezielle Gaskonstante von Ammoniak (489.08 J/kg K) und z der Realgasfaktor von Ammoniak.

Die Masse $m_{Gas,\alpha}$ ist die gesamte Masse Ammoniak (gasförmig), die sich im Messbehälter befindet.

Nach einer gewissen Zeit (Zustand i) geht ein Teil dieser Masse in Lösung. Wenn sich nach einer gewissen Zeit ein stationärer Zustand einstellt (Beharrungswert des Druckes), kann auf

die selbe Weise, wie oben beschrieben wurde, die Gasmasse bestimmt werden. Die Öltemperatur entspricht der Gastemperatur.

$$m_{Gas,i} = \frac{V_{Gas,i} \cdot p_i}{z_i(p_i, T_i) \cdot R \cdot T_i}$$

$$V_{Gas,i} = V_{Messbehälter} - V_{Öl} = V_{Messbehälter} - \frac{m_{Öl}}{\rho_{Öl}(T_i)}$$

Die der Massendifferenz $m_{Gas,\alpha} - m_{Gas,i}$ entsprechende Menge Ammoniak hat sich beim herrschenden Zustand i im Öl gelöst.

$$m_{gelöst} = m_{Gas,\alpha} - m_{Gas,i}$$

Daraus wird das Massenverhältnis berechnet:

$$w_{NH_3} = \frac{m_{gelöst}}{m_{Öl} + m_{gelöst}}$$

Aus den Messresultaten erhält man für einen Punktehaufen (p, T) die Löslichkeit w_{NH_3} . Daraus werden durch lineare Interpolation Isobaren berechnet.

7.5 Ergebnisse

Das folgende Diagramm zeigt die Löslichkeit von Ammoniak im Kältemaschinenöl Clavus G68 bei verschiedenen Temperaturen und Drücken. Die Linien sind Isobaren.

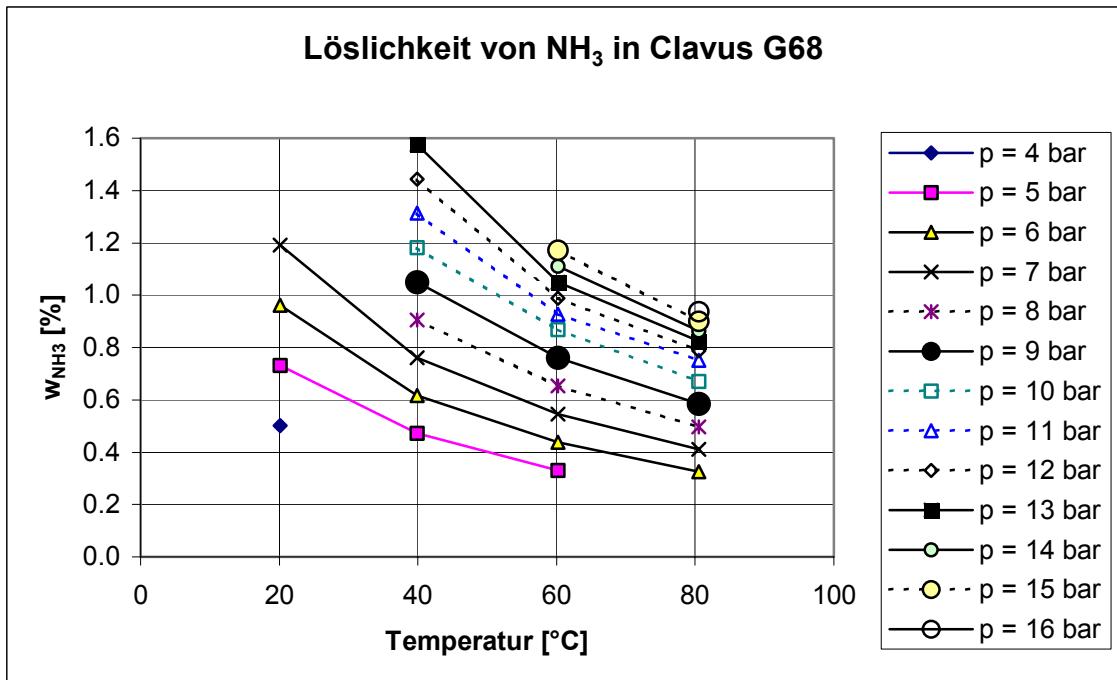


Tabelle 11: Löslichkeit (in Masse %) von NH_3 in Clavus G68 in Funktion der Temperatur für verschiedene Drücke

Man erkennt deutlich, dass bei höheren Temperaturen mehr Ammoniak ausgast, d.h. die Löslichkeit kleiner wird. Ebenfalls deutlich sichtbar ist eine Löslichkeitszunahme bei steigendem Druck.

Vergleicht man unsere Werte mit den Messwerten von Friedmann [L8], so stellt man fest, dass unsere Werte etwa 1.2 bis 1.4 mal kleiner sind. Eine mögliche Ursache für diese Unterschiede ist in der unterschiedlichen Beschaffenheit der Öle zu suchen (Friedmann [L8] verwendete Mineralöl, es ist aber nicht klar welches). Es wird festgestellt, dass die Gastemperatur beim Einströmen einen entscheidenden Einfluss auf die Löslichkeit hat, da eine geringe Änderung in der Anfangsgasmasse $m_{\text{Gas},d}$ sich stark auf die gelöste Masse $m_{\text{gelöst}}$ auswirkt, weil letztere sehr klein ist. Die Ursache für die Abweichungen könnte also auch in einer zu ungenauen Temperatur- Messung des einströmenden Gases zu finden sein. Insbesondere könnte die Zeitkonstante des Anzeigegerätes des Thermoelementes (9) zu gross sein.

8 Ammoniakfalle

8.1 Einführung

Als Schutzmassnahme gegen austretenden Ammoniak soll eine Auffangvorrichtung entwickelt werden. Schon in Phase 1 wurden Versuche in Zusammenarbeit mit Herrn Prof. Dr. A. Reller von der Technischen Universität Augsburg durchgeführt. Im Zuge der Arbeiten in der Projektphase 2 wurden verschiedene Möglichkeiten der Ammoniak-Bindung in einer Diplomarbeit ([L24], Diplomarbeit P. Frei) untersucht. Es war geplant, aus den Ergebnissen dieser Untersuchungen eine Ammoniakfalle für die Wärmepumpen-Testanlage zu bauen. Die Serienprodukte sollten im Innern des Wärmepumpengehäuses angebracht werden und aus Matten der Dimension ca 1 m Länge, ca 25 cm Breite und ca 1 – 3 cm Dicke bestehen. Leider konnte Herr Prof. Reller keine Firma finden, welche die aus den Laboruntersuchungen stammenden Resultate zu einem kommerziellen Produkt weiterentwickeln konnte.

Vor den Laboruntersuchungen wurden vorerst die verschiedenen Möglichkeiten der Bindung von Ammoniak eruiert. Ammoniak kann gebunden werden durch:

- Absorption in Flüssigkeiten, z.B. Wasser oder verdünnter Schwefelsäure
- Adsorption auf Oberflächen von Adsorbentien, z.B. auf Aktivkohle oder an Molekularsieben
- Chemiesorption als Hydrate an Salzmolekülen, z.B. an Kupfersulfat.

8.2 Absorption

Aus den vorgängig genannten grundsätzlichen Möglichkeiten wurde die Absorption verworfen, weil sie grössere Mengen an Waschmittel voraussetzt und nur mit einem Pumpensystem die zur Absorption notwendige Grenzfläche zwischen Waschmittel und aufzunehmendem Ammoniak erzeugt werden kann. Es sollte aber ein System entwickelt werden, das keine mechanische Energie von aussen benötigt.

8.3 Adsorption

Alle adsorptiven Vorgänge sind eigentlich ‚Kondensationen‘, und somit wird bei der Adsorption Wärme frei. Werden beim Immobilisieren der Ammoniakmoleküle auch noch chemische Bindungen angeregt, wird die freiwerdende Wärme sogar grösser als die Kondensationsenergie, man rechnet bis 1.5 mal die Kondensationsenergie. Da die Adsorption einen Gleichgewichtsvorgang darstellt, der temperaturabhängig ist, wird mit zunehmender Temperatur des Adsorptionsmittels die Aufnahmefähigkeit an Ammoniak reduziert. Es muss also dafür gesorgt werden, dass die Adsorptionsmittel nicht zu heiss werden. Dies bedingt eine Kühlung oder eine grössere Masse des Adsorptionsmittels. Adsorbierende Stoffe könnten auf ein Trägermaterial aufgebracht werden, die eine grössere Speicherfähigkeit für Wärme aufweisen.

In der Diplomarbeit [L24] wurden folgende Adsorbentien untersucht (siehe Abb.31 auf Seite 72)

- Aktivkohle (Desorex ED 47 P 30) von Lurgi AG Frankfurt am Main
- Kupfer(II)-sulfat-pentahydrat von Merck AG Dietikon in verschiedenen Kristallgrössen (< 2 mm, 2..6 mm, > 6 mm) und auf verschiedenen Trägermaterialien (Metallnetze verschiedener Maschenweite, Bleche, Stahlwolle)
- Molekularsieb (4A-404 2-5/1-2 mm) von Chemie Uetikon AG Uetikon in 2 verschiedenen Dimensionen (Kugeln von 1..2 mm Durchmesser und Kugeln von 2..5 mm Durchmesser)



Abbildung 31: Beispiele untersuchter NH₃-Adsorbentien

Legende

- 1 Aktivkohle
- 2 Kupfer(II)-sulfat-pentahydrat 2..6 mm
- 3 Molekularsieb 2..5 mm

In einer von Ammoniak durchströmten Gaswaschflasche wurde das Adsorptionsmittel vorgelegt. Es wurde die Aufnahmekapazität an Ammoniak bestimmt.

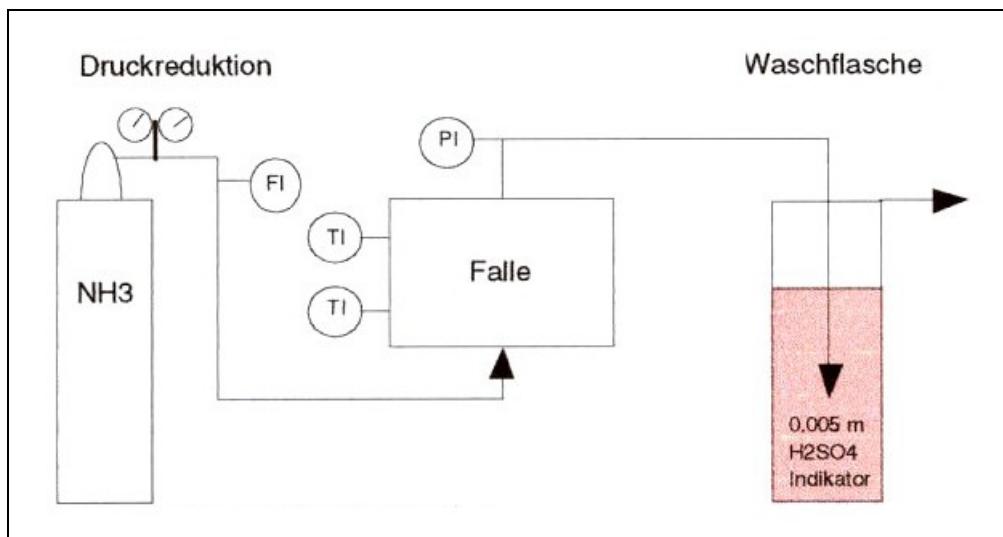


Abbildung 32: RI-Schema der Versuchsanordnung

Die Versuche wurden mit den theoretischen Werten verglichen. Das Aufnahmevermögen wird im Verhältnis aufgenommene Masse Ammoniak im Vergleich zu Masse des Adsorptionsmittel dargestellt. Die Versuche zeigten folgendes Resultat:

Adsorptionsmittel	Aufnahmevermögen theoretisch [Masse Ammoniak / Masse Adsorptionsmittel]	Aufnahmevermögen real [Masse Ammoniak / Masse Adsorptionsmittel]
Aktivkohle	0.12	0.08
Molekularsieb 1..2 mm	unbekannt	0.09
Molekularsieb 2..5 mm	unbekannt	0.09
Kupfersulfat fein	0.4	0.14
Kupfersulfat mittel	0.4	0.12
Kupfersulfat grob	0.4	0.09

Die Adsorptionstemperaturen lagen zwischen Umgebungstemperatur 20 °C und den Maximaltemperaturen:

Aktivkohle	76 °C
Molekularsieb 1..2 mm	97 °C
Molekularsieb 2..5 mm	66 °C
Kupfersulfat fein	91 °C
Kupfersulfat mittel	66 °C
Kupfersulfat grob	58 °C

Als wichtige Eigenschaft für eine Anwendung in einer Wärmepumpe wurde das notwendige Schüttvolumen für eine bestimmte Aufnahmemenge an Ammoniak ermittelt. Es zeigte sich, dass pro Liter Schüttvolumen eine Masse Ammoniak aufgenommen werden kann von:

Aktivkohle	45 Gramm / Liter
Molekularsieb 1..2 mm	52 g/l
Molekularsieb 2..5 mm	50 g/l
Kupfersulfat fein	152 g/l
Kupfersulfat mittel	109 g/l
Kupfersulfat grob	73 g/l

Es zeigte sich klar, dass das feinkörnige Kupfersulfat das optimale Adsorptionsmittel darstellt. Es müsste also ein in grösserem Massstab produzierbares Vlies mit feinem Kupfersulfat hergestellt werden. Für eine angestrebte Einfüllmenge von 2.5 kg Ammoniak würde somit eine Kupfersulfatmenge von 17.5 kg Kupfersulfat benötigt.

9 Fehlerrechnung COP

Die Fehlerrechnung erfolgt nach dem Taschenbuch der Physik von Horst Kuchling [L23].

Der COP berechnet sich folgendermassen:

$$\overline{COP} = \frac{\overline{Nutzen}}{\overline{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{Kondensator} + \dot{Q}_{Öl} + \dot{Q}_{Motor}}{\overline{P}_{elektrisch}} \quad (A)$$

$\dot{Q}_{Kondensator}^*$ wird im Folgenden als \dot{Q}_K , $\dot{Q}_{Öl}^*$ als $\dot{Q}_Ö$, \dot{Q}_{Motor}^* als \dot{Q}_M und $P_{elektrisch}$ als P_{el} bezeichnet.

Neben der Kondensatorleistung wird auch die Abwärme des Ölkühlers und des Motors rechnerisch als Nutzen betrachtet.

Die Wärmeströme berechnen sich folgendermassen:

$$\overline{\dot{Q}} = \overline{\dot{m}_i \cdot c_{p_i} \left| \frac{T_{i,\omega}}{T_{i,\alpha}} \right. \cdot (T_{i,\omega} - T_{i,\alpha})} = \rho_i \cdot \overline{\dot{V}_i \cdot c_{p_i} \left| \frac{T_{i,\omega}}{T_{i,\alpha}} \right. \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}})} \quad (B)$$

Der Index i steht für K, Ö und M. Für ρ_i und V^*_i sind die Werte der Messstelle (z.B. MID) einzusetzen.

Aus den Messwerten wird für den Volumenstrom V^*_i , die Temperaturen $T_{i,\alpha}$ und $T_{i,\omega}$ und die elektrische Leistung P_{el} der *Mittelwert* und der *Vertrauensbereich des Mittelwertes* berechnet. Für alle Größen werden n Messwerte verwendet.

Mittelwerte:

$$\overline{\dot{V}_i} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n \dot{V}_{i,k}$$

$$\overline{T_{i,\alpha}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n T_{i,\alpha,k}$$

$$\overline{T_{i,\omega}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n T_{i,\omega,k}$$

$$\overline{P_{el}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n P_{el,k}$$

Vertrauensbereiche:

$$\Delta \overline{\dot{V}_i} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n \left(\dot{V}_{i,k} - \overline{\dot{V}_i} \right)^2}$$

$$\Delta \overline{T_{i,\alpha}} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n \left(T_{i,\alpha,k} - \overline{T_{i,\alpha}} \right)^2}$$

$$\Delta \overline{T_{i,\omega}} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n (T_{i,\omega,k} - \overline{T_{i,\omega}})^2}$$

$$\Delta \overline{P_{el}} = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{k=1}^n (P_{el,k} - \overline{P_{el}})^2}$$

Der Index i steht für K, Ö und M. Der Index k steht für den k-ten Messwert der n Messwerte. Der grosse Wurzelausdruck entspricht der Standardabweichung s und kann z.B. in Excel direkt berechnet werden.

Der Faktor t hängt von der gewählten statistischen Sicherheit P (nicht zu verwechseln mit der Leistung P_{el}) und der Anzahl Messwerte n ab. [L23] gibt folgende Werte an:

n:		3	4	5	6	8	10	20	30
P = 68.3%	t	1.32	1.20	1.15	1.11	1.08	1.06	1.03	1.02
P = 95 %	t	4.3	3.2	2.8	2.6	2.4	2.3	2.1	2.05

Es gibt zwei Arten von Fehlern; die zufälligen und die systematischen Fehler. Die zufälligen Fehler werden mit dem Vertrauensbereich des Mittelwertes erfasst. Die Frage ist nun, wie die systematischen Fehler erfasst werden.

Für die Wärmeströme ist nur die Temperaturdifferenz zwischen $T_{i,\alpha}$ und $T_{i,\omega}$ massgebend und nicht der absolute Wert von $T_{i,\alpha}$ und $T_{i,\omega}$. Man kann somit die Temperaturen $T_{i,\alpha}$ und $T_{i,\omega}$ bei stillstehender Wärmepumpe und laufenden Umwälzpumpen (ΔT ist jetzt null, da kein Wärmestrom zu- oder abgeführt wird) messen und den systematischen Fehler bestimmen. Dieser kann dann bei den Messwerten kompensiert werden und wirkt sich nicht mehr auf den COP aus.

Bei der elektrischen Leistung P_{el} und den Volumenströmen V^*_i wird ein geschätzter systematischer Fehler zum zufälligen Fehler addiert.

Ausser von $c_{p,i}$ und ρ_i ist nun von allen Größen der Vertrauensbereich und ein allfälliger systematischer Fehler bekannt. Da $c_{p,i}$ und ρ_i meist aus Tabellen herausgelesen werden, wird für diese ein geschätzter Fehler eingesetzt.

Nun stellt sich die Frage, wie sich die einzelnen Fehler auf die Wärmeströme Q^*_i und den COP auswirken. Diese Frage wird durch die Fehlerfortpflanzung beantwortet. Das Fehlerfortpflanzungsgesetz von Gauss lautet für den allgemeinen Fall:

$$\Delta \overline{F} = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x} \Delta \overline{x} \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y} \Delta \overline{y} \right)^2 + \dots}$$

wobei: $\Delta \overline{F}$ mittlere Fehler des Funktionswertes

$\Delta \overline{x}, \Delta \overline{y}, usw.$ Vertrauensbereich des Mittelwertes der einzelnen Messgrößen

Auf die Wärmeströme $Q^*_i(B)$ angewendet lautet es:

$$\Delta \overline{\dot{Q}_i} = \sqrt{\left(\frac{\partial \overline{\dot{Q}_i}}{\partial \rho_i} \Delta \rho_i \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{\dot{Q}_i}}{\partial \dot{V}_i} \Delta \dot{V}_i \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{\dot{Q}_i}}{\partial c_{p,i}} \Delta c_{p,i} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{\dot{Q}_i}}{\partial T_{i,\omega}} \Delta T_{i,\omega} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{\dot{Q}_i}}{\partial T_{i,\alpha}} \Delta T_{i,\alpha} \right)^2}$$

Werden die partiellen Ableitungen berechnet und eingesetzt, ergibt sich:

$$\Delta \overline{\dot{Q}_i} = \sqrt{\left(\overline{V_i} \cdot c_{p,i} \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}}) \cdot \Delta \rho_i \right)^2 + \left(\rho_i \cdot c_{p,i} \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}}) \cdot \Delta \dot{V}_i \right)^2 + \left(\overline{V_i} \cdot \rho_i \cdot (\overline{T_{i,\omega}} - \overline{T_{i,\alpha}}) \cdot \Delta c_{p,i} \right)^2 + \left(\rho_i \cdot \overline{V_i} \cdot c_{p,i} \cdot \Delta \overline{T_{i,\omega}} \right)^2 + \left(\rho_i \cdot \overline{V_i} \cdot c_{p,i} \cdot \Delta \overline{T_{i,\alpha}} \right)^2}$$

Jetzt sind also die Wärmeströme Q^*_i und die elektrische Leistung P_{el} sowie deren mittlere Fehler bekannt.

Nun wird das Fehlerfortpflanzungsgesetz noch auf den COP (A) angewendet:

$$\Delta \overline{COP} = \sqrt{\left(\frac{\partial \overline{COP}}{\partial \dot{Q}_K} \Delta \overline{\dot{Q}_K} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{COP}}{\partial \dot{Q}_{\delta}} \Delta \overline{\dot{Q}_{\delta}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{COP}}{\partial \dot{Q}_M} \Delta \overline{\dot{Q}_M} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{COP}}{\partial P_{el}} \Delta \overline{P_{el}} \right)^2}$$

Werden die partiellen Ableitungen berechnet, eingesetzt und der Ausdruck etwas vereinfacht, ergibt sich:

$$\Delta \overline{COP} = \sqrt{\frac{1}{P_{el}^2} \left(\overline{\dot{Q}_K}^2 + \overline{\dot{Q}_{\delta}}^2 + \overline{\dot{Q}_M}^2 \right) + \left(\frac{\overline{\dot{Q}_K} + \overline{\dot{Q}_{\delta}} + \overline{\dot{Q}_M}}{\overline{P_{el}}} \Delta \overline{P_{el}} \right)^2}$$

Nun sind alle Größen bekannt, um sowohl den COP als auch das $\Delta \overline{COP}$ zu berechnen. Es scheint sinnvoll, den mittleren Fehler des COP bezogen auf den absoluten Wert des COP anzugeben, da auf diese Weise am meisten über die Qualität der Messung ausgesagt werden kann.

$$\overline{COP} = \overline{COP} \pm \frac{\Delta \overline{COP}}{\overline{COP}} \quad \text{z.B. } COP = 2.8 \pm 6\%$$

10 Ausblick

Trotz grosser Anstrengung konnte das gesteckte Ziel nicht erreicht werden. Immerhin wurde ein 4. Prototyp aufgebaut, der einen funktionierenden Ölhaushalt aufweist und mit technisch einwandfreien Wärmetauschern ausgerüstet ist. Auch konnte auf der 4. Prototypanlage ein Vergleichsverdichter von Bitzer erfolgreich eingesetzt werden.

Die Erfahrungen beim Anfahren des 4. Prototypen zeigen erneut, wie eng der Ölkreislauf mit den Kompressor-Leistungen zusammenhängt. Zwei fabrikneue Kompressoren zeigten vorerst eine kleinere Gasförderleistung als beim 3. Prototypen. Erst als in den Saugstutzen etwas Öl mitgeschleppt wurde, konnte der Kompressor ähnliche Gasmengen fördern wie im 3. Prototypen.

Auch wenn der Verdichter grosse Druckverhältnisse einstufig fahren kann, ist doch festzustellen, dass der hohe Ölstrom die Anlage sehr stark verkompliziert und verteuert. Die Herstellerfirma sollte eine bessere Dosierungsvorrichtung des Ölstromes entwickeln; jetzt wird der Ölstrom über eine einfache Blende in Abhängigkeit des Differenzdruckes zwischen Hoch- und Niederdruck gesteuert. Beim im 4. Prototypen eingesetzten Kompressor wurden sehr hohe Ölströme von über 400 kg/h gemessen, vor allem wenn das Öl sich etwas erwärmt hatte. Hier zeigten die Messwerte grosse Abweichungen von den vom Hersteller angegebenen Daten. Beim Design des Ölkreislaufes in der Versuchsanlage könnte man sich noch einige Vereinfachungen vorstellen, die aber erst nach einigen Tests mit Erfolgsschancen einbaubar wären.

Die Wirksamkeit des Economizers konnte auch im 4. Prototyp messtechnisch nicht belegt werden. Es zeigte sich bei den vorliegenden Bedingungen allerdings klar, dass der Economizer-Port am Kompressor Gas ansaugt; es konnte eine tiefere Heissgastemperatur beobachtet werden, jedoch war keine Leistungssteigerung zu erkennen. Die Tests mit dem Economizer sind immer noch unvollständig.

Als Alternative zum Vielzellenverdichter wurde auch ein ölfreier Kolbenkompressor in Erwägung gezogen. Im Kompressor-Markt existiert aber kein Aggregat, das die anvisierten Druckverhältnisse erreicht. Ölfreie Kompressoren sind zudem sehr teuer.

In der 2. Etappe war auch vorgesehen, eine Ammoniakfalle in Zusammenarbeit mit Prof. Dr. A. Reller zu entwickeln und im Pilotmassstab zu untersuchen. In den Laboruntersuchungen konnten geeignete Adsorptionsmittel untersucht werden, jedoch wurde bis heute keine Firma gefunden, die Adsorptionsmatten im technischen Stil herstellen kann. Dieses Vorhaben sollte unabhängig vom vorliegenden Projekt weiterverfolgt werden.

Obwohl das gesamte Ziel der Projektphase 2 nicht erreicht werden konnte, ist der Verfasser überzeugt, dass auch in kleineren Wärmepumpen Ammoniak als Arbeitsmedium eingesetzt werden kann. Es erfordert allerdings im Vergleich zu anderen Kältemitteln anderes Know-how und auch andere apparative Elemente. Der Einsatz von Ammoniak in kleineren Anlagen wird

umso bedeutender, falls die weitverbreiteten bisherigen Arbeitsmedien durch regulative Eingriffe in der Verwendbarkeit eingeschränkt werden. Dann müssten sich die Hersteller zwischen Ammoniak und Propan entscheiden.

In diesem Sinne ist es angezeigt, dass in einer Phase 3 an der vorhandenen Anlage nach kleineren Umbauten umfassende Messungen durchgeführt werden sollen. Neben dem Zusammenhang Leistungsfähigkeit in Abhängigkeit des Ölmassenstroms soll auch die Wirksamkeit des Economizer-Betriebes in Zusammenhang mit dem vorliegenden Kompressor endlich geklärt werden.

11 Verzeichnisse

11.1 Literaturverzeichnis

- [1] Boyman T., Schmid T., Flück A.: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 1: Vergleich von Ammoniak mit Propan, R407C und R22; Schlussbericht Phase 1, März 1998; ENET-Nr. 9719746/2, Bundesamt für Energie
- [2] Kopp Th., Berichterstatter der Arbeitsgruppe HSR, NEK, Kapag und Ecopac: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2, Jahresbericht 1998; Forschungsprogramm UAW-BfE
- [3] Kopp Th., Berichterstatter der Arbeitsgruppe HSR, NEK, Kapag und Ecopac: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2, Jahresbericht 1999; Forschungsprogramm UAW-BfE
- [4] VDI-Wärmeatlas
- [5] Döring R.: Thermodynamische Eigenschaften von Ammoniak (R717); 2. Aufl. (1992) Verlag C.F.Müller Karlsruhe; ISBN 3-7880-7452-3
- [6] Daten Öl
- [7] Daten Glykolkühlung
- [8] Friedmann J.R.: Cholodilnaja Technika Bd.20 (1948) Heft 2 S.13 in R.Plank: Handbuch der Kältetechnik 4. Band, Die Kältemittel, S.258 (1956); Springer Verlag Berlin Göttingen Heidelberg
- [9] Bliedung N.: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak; Diplomarbeit 2000
- [10] Reinhard A.: Ammoniak in Kältesätzen, Ammoniak als klassisches Kältemittel; in Klima-Kälte-Heizung 11/1992 S.434
- [11] Blumhard R.: Ammoniak- und FCKW-Kältemittel, Die Unterschiede in der Anlagentechnik; Klima-Kälte-Heizung 7-8/1990
- [12] Moser P.: Ammoniak- Das umweltfreundliche Kältemittel; Heizung-Klima Nr.9/1992
- [13] Kauffeld M., Hansen S.: Kleine Ammoniak-Kälteanlagen; Ki Luft- und Kältetechnik 6/1998
- [14] Dölz H., Otto D.: Ammoniak-Verdichter-Kälteanlagen; Bd.1 Ausrüstungen, Berechnungen und Projektierung, Bd.2 Montage und Betrieb; Verlag C.F.Müller Karlsruhe
- [15] Flück A.: EFH Dr. Hüssy, Zumikon, Wärmepumpenanlage mit Drehzahlregulierung, mit Kältemittel Ammoniak und Regenschirm-Erdwärmesonden, Teil 1: Messkampagne von März bis November 1997; 1. Zwischenbericht 1997, Bundesamt für Energie
- [16] Zingerli A., Ehrbar M.: Charakteristiken von Vielzellen- und Scrollkompressoren, Etappe 1: Vielzellenkompressor EUROVANE 140; Zwischenbericht 2001; Bundesamt für Energie

- [17] Vaisman I.B.: Economizer Cycle in Air Conditioning Systems with Rotary Vane Compressors; Eighth international Refrigeration Conference at Purdue University, Wet Lafayette, IN, USA, July 25-28, 2000
- [18] EN255-1 bis 4: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskülsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Heizen
 - Teil 1: Benennung, Definitionen und Bezeichnungen
 - Teil 2: Prüfung und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten für die Raumheizung
 - Teil 3: Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwasser
 - Teil 4: Anforderungen an Geräte für die Raumheizung und zum Erwärmen von Brauchwasser
- [19] Antifrogen N, Produktbeschreibung und Kennwerte; Clariant Surfactants Division
- [20] WPZ-BULLETIN Nr.24 (Juli 2000)
- [21] Nauer P.: Ölkreislauf für Kleinwärmepumpe mit Ammoniak; Diplomarbeit in Energietechnik Hochschule Rapperswil, Abteilung Maschinenbau, Dezember 2000; Betreuer Prof.Dr.Th.Kopp
- [22] Geisser E.: Ammoniak-Wärmepumpe; Semesterarbeit in Energietechnik Hochschule Rapperswil, Abteilung Maschinenbau, Juli 2001; Betreuer Prof.Dr.Th.Kopp
- [23] Kuchling H.: Taschenbuch der Physik, 16. Auflage (1996), Fachbuchverlag Leipzig
- [24] Frei P.: Kleinwärmepumpe für Ammoniak mit Ammoniakfalle; Diplomarbeit in Energietechnik Hochschule Rapperswil, Abteilung Maschinenbau, Dezember 1998, Betreuer Prof.Dr.Th.Kopp

11.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ansicht des 1. Prototypen der NH ₃ -Wärmepumpe HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2]	9
Abbildung 2: RI-Schema des 1. Prototypen der NH ₃ -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2]	10
Abbildung 3: Ansicht des 2. Prototypen der NH ₃ -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3]	13
Abbildung 4: RI-Schema des 2. Prototypen der NH ₃ -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3]	14
Abbildung 5: Ansicht des 3. Prototypen der NH ₃ -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L9]	17
Abbildung 6: RI-Schema des 3. Prototypen der NH ₃ -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L9]	20
Abbildung 7: Vergrößertes RI-Schema des 3. Prototypen, linke Hälfte.....	21
Abbildung 8: Vergrößertes RI-Schema des 3. Prototypen, rechte Hälfte.....	22
Abbildung 9: Ansicht des 4. Prototypen im Thermodynamik-Labor der HSR	26
Abbildung 10: RI-Schema Prototyp 4a mit Kolbenkompressor.....	27
Abbildung 11: RI-Schema Prototyp 4b mit Vielzellenkompressor.....	29
Abbildung 12: Ölkreislauf vom Prototyp 4b	33
Abbildung 13: Ecoflasche mit Schauglas und integrierter Stab-Niveausonde.....	34
Abbildung 14: Vielzellenverdichter mit Absperrhähnen und angeblaschtem Elektromotor	36
Abbildung 15: Schaltschrank mit Frequenzumformer	36
Abbildung 16: Testbetrieb mit Bitzer-Kolbenkompressor.....	37
Abbildung 17: Prototyp 4a im Betrieb mit Bitzer-Kolbenkompressor	37
Abbildung 18: Rotovane-Vielzellenverdichter - Aufbau.....	38
Abbildung 19: Vielzellenverdichter – Funktionsweise der Schutzvorrichtung	39
Abbildung 20: im 4. Prototypen eingebauter Rotovane-Vielzellenverdichter.....	39
Abbildung 21: im 4. Prototypen eingebaute Version des Verdampfers UNEX UNIVAP	40
Abbildung 22: Durchströmung einer einzelnen runden Wärmetauscherplatte	41
Abbildung 23: UNEX UNIVAP – Aufbau und Funktionsweise des Plattenwärmetauschers.....	41
Abbildung 24: im 4. Prototypen eingebaute Version des UNEX-Kondensators	43
Abbildung 25: Wärmepumpenprüfstand der HSR.....	48
Abbildung 26: Skizze Verdampfer-Economizer.....	50
Abbildung 27: Prozessverlauf im Inp-h-Diagramm.....	50
Abbildung 28: Aufbau des Löslichkeitsprüfstand	65
Abbildung 29: Messbehälter mit Rührwerk antrieb und Absperrhahn.....	66
Abbildung 30: RI- Schema des Prüfstandes	68
Abbildung 31: Beispiele untersuchter NH ₃ -Adsorbentien	72
Abbildung 32: RI-Schema der Versuchsanordnung.....	72

11.3 Diagrammverzeichnis

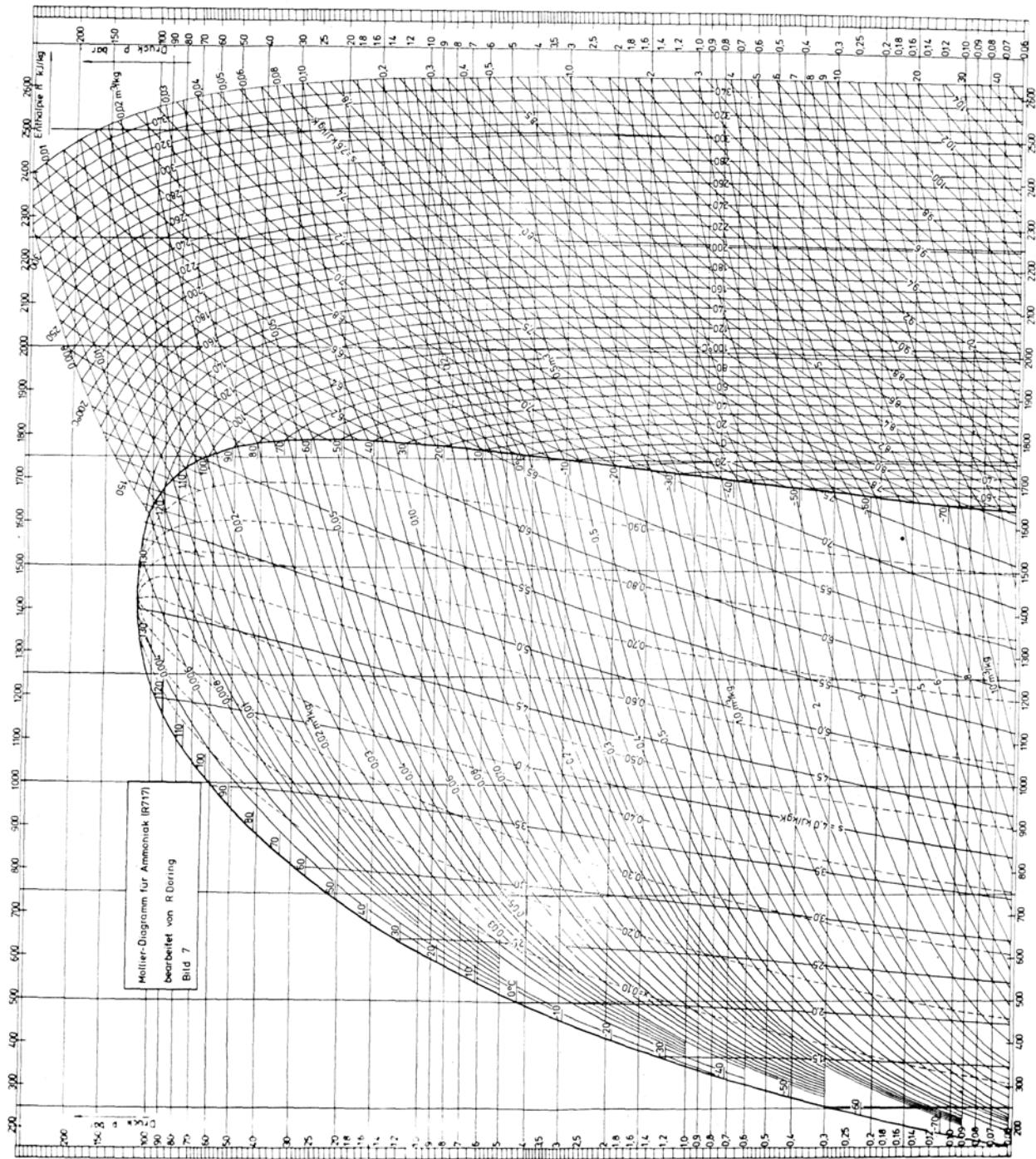
Diagramm 1: Belastungskennlinie des Elektromotors	35
Diagramm 2: Logarithmische Mitteltemperatur-Differenz in f(Verdampferleistung) im Verdampfer des 4. Prototypen.....	42
Diagramm 3: k-Wert in f(reine Verdampferleistung) im Verdampfer des 4. Prototypen bei Solevolumenstrom von ca. 1.1 l/s.....	42
Diagramm 4: LMTD in f(Kondensatorleistung) für die reine Kondensation im Kondensator des 4. Prototypen mit einem Wasservolumenstrom im Bereich von 0.9 ... 1.0 l/s	44
Diagramm 5: Liefergrad λ in f(Druckverhältnis π).....	57
Diagramm 6: Arbeitsfunktion σ in f(Druckverhältnis π)	58
Diagramm 7: Massenstromverhältnis Öl/Ammoniak aus Versuchen 1-5 und nach Herstellerangaben	59
Diagramm 8: Vergleich der eigenen COP-Messungen mit Werten des WPZ Töss [L20]	63

11.4 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Messstellenverzeichnis am 3. Prototypen	23
Tabelle 2: Messstellenverzeichnis Prototyp 4a (mit Kolbenkompressor).....	28
Tabelle 3: Messstellenverzeichnis Prototyp 4b (mit Vielzellenkompressor).....	31
Tabelle 4: Eckdaten des Elektromotors.....	35
Tabelle 5: Ergebnisse der Messungen am 2. Prototypen (Messungen 1 – 5)	49
Tabelle 6: Ergebnisse der Messungen am 3. Prototypen (Messungen 6 – 10)	54
Tabelle 7: Resultate einer ersten Messung mit dem Vielzellenkompressor.....	55
Tabelle 8: Fehler für COP2-Fehlerrechnung	56
Tabelle 9: Hochrechnung der COP-Werte und der Gütegrade der Versuche 6 – 10 (3. Prototyp).....	61
Tabelle 10: Zusammenfassung der COP2-Werte und Gütegrade aus den Messungen 7 – 10 (3. Prototyp)	62
Tabelle 11: Löslichkeit (in Masse %) von NH_3 in Clavus G68 in Funktion der Temperatur für verschiedene Drücke.....	69

12 Anhang

12.1 Stoffdaten Ammoniak, In p-h Diagramm (Mollier-Diagramm)



12.2 Stoffdaten Mineralöl

Shell Clavus Oils



Kältemaschinenöle

Shell Clavus Oils sind bewährte Öle, die sich für die Schmierung von Kältemaschinen aller Art eignen.

Sie bestehen aus einem naphthenbasiischen Mineralölraffinat von höchstem Reinheitsgrad. Dies gewährleistet einerseits ein optimales Kälteverhalten (niedriger Pourpoint, minimalste Tendenz zur Paraffinkristall-Ausscheidung), andererseits eine hervorragende thermische Stabilität und Alterungsbeständigkeit. Durch die Verwendung von Shell Clavus Oils als Schmiermittel kann die Bildung von Schlamm oder Rückständen im Schmiersystem vermieden werden.

Shell Clavus Oils erlauben einen störungsfreien Betrieb, wodurch sich die Maschinen-Stillstandszeiten auf die periodischen Kontroll- und Servicearbeiten beschränken.

Shell Clavus Oils G werden zur Schmierung von Verdichtern eingesetzt, die mit halogenierten Kohlenwasserstoffen oder mit Ammoniak als Kältemittel betrieben werden. Sie eignen sich für alle Bereiche gewerblicher und industrieller Kälte- und Klimaanlagen bei hohen, mittleren und tiefen Verdampfungstemperaturen.

Shell Clavus Oils erfüllen sämtliche bedeutenden Industrie-Normen und Vorschriften wie z.B.:

- Kältemaschinenöl KA und KC nach DIN 51503
- British Standard BS 2626 for refrigerator compressor oils.

Shell Clavus Oils sind weltweit in gleicher Qualität verfügbar und vereinfachen Schmierstoff-Empfehlungen für Maschinen-Konstrukteure und -Hersteller, insbesondere für den Export.

Shell Clavus Oil			15	68	G 32	G 46	G 68	G 100
Eigenschaft	Prüfmethode	74-512	74-513	74-514	74-515	74-516	74-517	
Dichte bei 15 °C	kg/m ³	ISO 3675	876	900	882	888	892	896
Flammpunkt	°C	ISO 2592	165	190	190	195	205	215
Pourpoint	°C	ISO 3016	-42	-33	-45	-39	-36	-36
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm ² /s	ISO 3104	15	68	30	44	65	100
Kin. Viskosität bei 100 °C	mm ² /s	ISO 3104	3,1	7,2	4,5	5,7	7	8,6
Flockpunkt R12	°C	DIN 51351	—	-20	< -50	-50	-50	-50
Fliessvermögen im U-Rohr	°C	DIN 51568	—	-24	-34	-29	-25	-28
Neutralisationszahl mgKOH/g Öl	ISO 6618	neutral						
Oxidasche	g/100 g	ISO 6245	nicht nachweisbar					
Mischbarkeit mit Kältemitteln R11, R12, R12-B1, R113			im gesamten kältetechnisch interessanten Temperaturbereich mischbar					
R22, R13-B1, R114, R500, R502			begrenzt mischbar					

Mittelwerte; es gelten die üblichen Toleranzen.

Änderungen vorbehalten.



Kältemittel

Die **Beständigkeit** der Shell Clavus Oils gegenüber Kältemitteln ist ausserordentlich gut. Reaktionen, die zur Ölsäuerung, Bildung korrosiver Produkte oder Kupferplattierung führen können, finden keine statt.

Die **Mischbarkeit** ist für die Ölrückführung aus dem kalten Teil des Kältemittelkreislaufs von Bedeutung. Shell Clavus Oils sind mit einigen der öllöslichen Kältemittel nur begrenzt mischbar. In bestimmten Temperaturbereichen tritt eine Phasentrennung ein. Zum Beispiel sind Ammoniak und Shell Clavus Oils praktisch nicht mischbar, wogegen R12 (Dichlor-difluor-methan) mit Shell Clavus Oils bis unter -70 °C mischbar sind.

Lagerung

Die besten Schmiermittel können keinen einwandfreien Betrieb gewährleisten, wenn sie nicht mit Sorgfalt gehandhabt und benutzt werden.

Shell Aseol garantiert, dass die Schmiermittel in geeigneten Verpackungen und in gutem Zustand geliefert werden. Es ist Aufgabe des Verbrauchers, dafür zu sorgen, dass Lagerung in Fass oder Kleinbehältern sowie Umschlag und Verwendung in Übereinstimmung mit den betrieblichen Schutzvorkehrungen und behördlichen Vorschriften (Gewässerschutz, Giftgesetz) erfolgen.

Schmiermittel sollten in geschlossenen Räumen gelagert werden, in denen sie vor Witterungseinflüssen, Verschmutzung und grossen Temperaturschwankungen gut geschützt sind.

Schutzmassnahmen und Arbeitshygiene

- Lagerung ausser Reichweite von Unbefugten

- Sprühnebelbildung verhindern
- Verschüttetes Öl mit saugfähigem Material aufnehmen und vorschriftsgemäss entsorgen
- Ölverschmutzte Kleider wechseln
- Verschmutzte Putzlappen nie in Kleidern aufbewahren.

Gefahrencode (BVD): F 41 Fu PN2

Angaben zur Toxikologie

Giftklasse: frei BAG T Nr. 617 200

MAK-Wert für Mineralölnebel nach SUVA-Liste 1994: 5 mg/m³

- Längerer Hautkontakt vermeiden.

Erste Hilfe

Inhalation

Sofort Frischluft, Notfall-Arzt rufen.

Haut- und Augenkontakt

Mit viel Wasser spülen, für Haut Seife verwenden, bei anhaltender Reizung Arzt aufsuchen.

Orale Aufnahme

Keinen Brechreiz verursachen, Notfall-Arzt rufen. Akute Aspirations-Gefahr bei Clavus Oil 15.

Angaben zur Ökologie

Wassergefährdungsklasse (EG): 2

- Kann über Ölabscheider abgetrennt werden
- Gefährdet Gewässer und Boden
- Einhalten der Verordnung über den Verkehr mit Sonderabfällen
- Nur durch autorisierte Abnehmer entsorgen lassen.

Shell Aseol AG

Steigerhubelstrasse 8

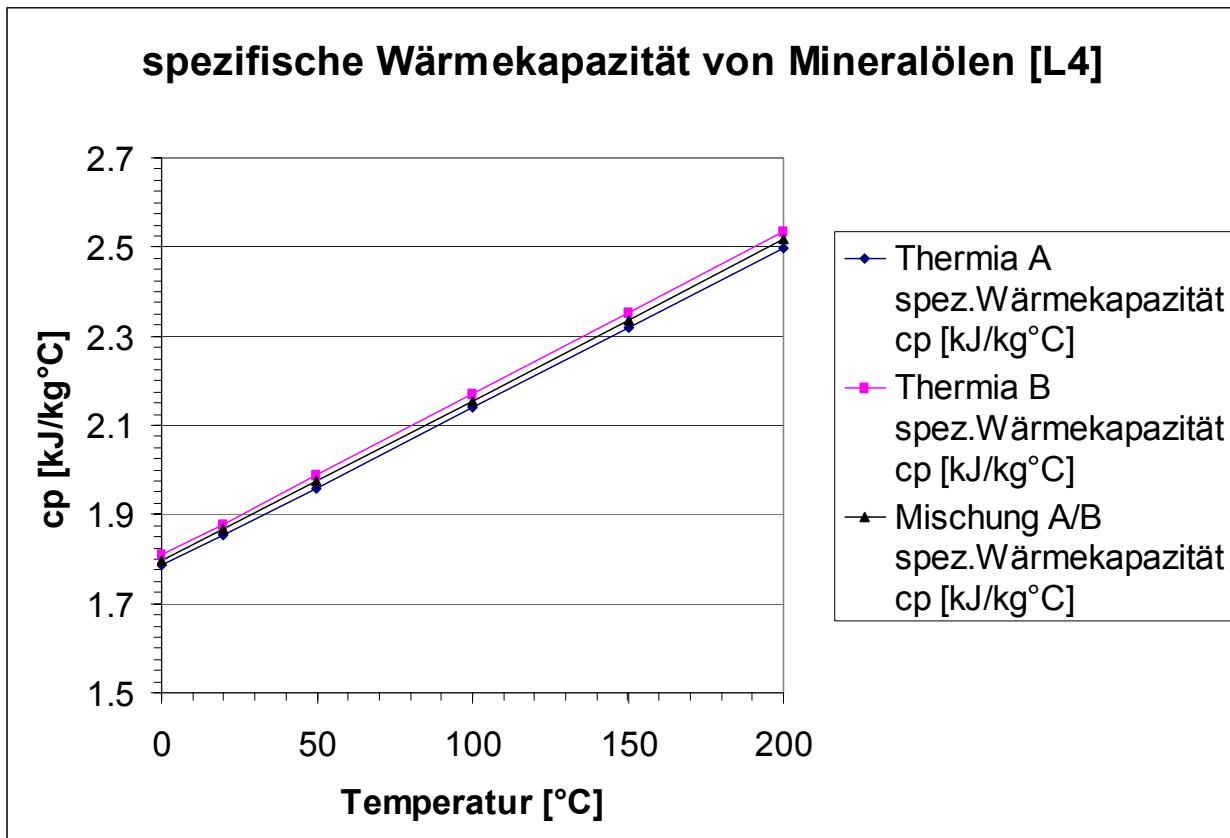
CH-3000 Bern 5

Telefon 031 380 77 77

Telefax 031 380 78 78

Kategorie Code Nummer VVS: 1471

12.3 Diagramm c_p von Mineralöl



12.4 Stoffdaten Glykolmischung ([L19])

	3. Prototyp	4. Prototyp
Typ	Antifrogen N	Antifrogen N
Zusammensetzung	46.5% Ethylenglykol 53.5% Wasser	27.5% Ethylenglykol 72.5% Wasser
Dichte	1097 kg/m ³ (bei -32 °C)	1055 kg/m ³ (bei -8 °C)
Wärmeleitfähigkeit	0.43 W/m K (bei -32 °C)	0.49 W/m K (bei -8 °C)
spezifische Wärme	3.25 kJ/kg K (bei -32 °C)	3.724 kJ/kg K (bei -8 °C)
Frostschutzsicherheit	-32 °C	-12 °C

12.5 Versuchsresultate

12.5.1 Messdaten gemäss RI-Schema des 2. Prototypen (vgl. Abbildung 4):

		Versuch 1 ohne Economizer	Versuch 2 mit Economizer	Versuch 3 ohne Economizer	Versuch 4 ohne Economizer	Versuch 5 ohne Economizer
Datum	-	19.01.00	19.01.00	26.01.00	26.01.00	26.01.00
Drehzahl	min ⁻¹	3000	3000	3000	3000	3000
Frequenz	Hz	100	100	100	100	100
P _{el}	kW	7.5	8.0	7.0	6.7	8.7
PI P1	bar	18.5	18.0	15.5	14.5	19.5
PI P3	bar	-	3.6	-	-	-
PI P4	bar	7.5	2.6	2.7	2.8	2.8
TI T1	°C	33.9	41.4	30.2	33.3	38.2
TI T2	°C	39.3	38.3	22.4	30.6	29.4
TI T3 (nach T2)	°C	33.9	38.3	22.4	30.6	29.4
TI T3 (vor M)	°C	33.3	37.8	22.0	28.5	28.5
TI T4 (nach M)	°C	44.2	47.7	32.8	38.3	41.0
TI T4 (vor T1)	°C	43.4	47.5	31.6	38.0	40.0
TI T5	°C	2.3	2.3	1.1	1.1	3.1
TI T6	°C	-2.3	-1.6	-2.7	-3.0	-0.9
TI T7	°C	110.5	100.1	96.5	112.9	110.0
TI T8	°C	44.7	45.3	35.4	36.3	46.9
TI T9	°C	-	-1.9	-	-	-
TI T10	°C	-	-	-	-	-
TI T11	°C	19.6	12.0	21.6	19.8	41.6?
TI T12	°C	-13.3	-13.2	-11.2	-12.2	-11.8
TI T13	°C	-9.4	-12.7	-13.5	-12.6	-12.0
TI T14	°C	-	41.3	-	-	-
TI T15	°C	-	-	-	-	-
TI T17	°C	95.9	89.9	80.9	95.8	92.8
TI T18	°C	99.2	94.4	88.1	104.4	102.6
TI T19	°C	78.8	82.0	82.1	97.3	78.6
TI T20	°C	-	-	80.0	96.1	91.0
TI T21	°C	-	-	-	-	-

		Versuch 1 ohne Economizer	Versuch 2 mit Economizer	Versuch 3 ohne Economizer	Versuch 4 ohne Economizer	Versuch 5 ohne Economizer
TI T22	°C	-	37.0	-	-	-
T vor SV3	°C	39.5	41.9	29.8	33.2	37.9
T vor WT2	°C	39.1	41.5	28.2	30.9	36.8
T nach WT2	°C	73.8	77.8	88.4	105.2	89.8
T vor SV2	°C	72.4	74.5	77.4	64 – 72	85
FI F1	l/h	1470	2895	1250	2960	980
FI F2	l/h	64	65	60	60	62.5
FI F3	kg/s	0.6	0.6	0.61	0.61	0.61
FI F5	l/min	4.5	4.7	7.8	7.8?	8.6?

12.5.2 Messdaten gemäss RI-Schema des 3. Prototypen (vgl. Abbildung 6):

		Versuch 6 ohne ext. Ölkühler	Versuch 7 mit ext. Ölkühler	Versuch 8 mit ext. Ölkühler	Versuch 9 mit ext. Ölkühler	Versuch 10 mit ext. Ölkühler
Datum		18.07.00	15.08.00	15.08.00	15.08.00	15.08.00
Drehzahl	min ⁻¹	1500	1500	1500	2250	3000
Frequenz	Hz	50	50	50	75	100
P _{el}	kW	2.5	2.92	3.6	4.8	5.7
PI P2	bar	11.6	14.7	17.0	16.4	17.6
PI P3	bar	12.7	15.7	18.5	20.2	20.5
PI P4	bar	7.2	6.8	? (8.01)	4.9	4.5
PI P5	bar	2.6	2.5	3.2	2.2	1.9
TI T1	°C	28.8	31.0	39.2	39.2	43.0
TI T2	°C	24.7	27	31.0	33.1	36.7
TI T3	°C	30.3	38.3	44.9	45.4	47.3
TI T4	°C	37.4	31.0	?	?	
TI T4 ÖL	°C	56.7	73.9	66.0	69.2	75.9
TI T5	°C	71.7	80.8	83.2	86.8	97.9
TI T6	°C	71.5	-	-	-	-

		Versuch 6 ohne ext. Ölkühler	Versuch 7 mit ext. Ölkühler	Versuch 8 mit ext. Ölkühler	Versuch 9 mit ext. Ölkühler	Versuch 10 mit ext. Ölkühler
TI T7	°C	52.0	72.4	56.7	55.1	59.3
TI T8	°C	77.4	88.7	90.6	90.8	101.3
TI T9	°C	74.9	92.0	86.8	98.5	108.6
TI T10	°C	77.6	94.8	90.9	92.1	104.0
TI T11	°C	76.6	89.1	90.5	85.0	98.4
TI T12	°C	79.4	88.8	92.3	95.1	106.6
TI T13	°C	58.6	55.0	58 ?	26.0	15.3
TI T14	°C	15.7	13.0	19.0	2.4	4.9
TI T15	°C	- 3.5	- 1.6	- 0.2	- 7.9	- 11.0
TI T16	°C	- 7.4	- 7.4	- 2.5	- 13.2	- 15.7
TI T17	°C	- 11.3	- 14.3	- 9.2	- 17.3	- 20.6
TI T18	°C	- 11.4	- 12.0	- 9.2	- 17.9	- 21.9
TI T19	°C	- 11.4	- 12.0	- 6.2	- 17.9	- 21.5
TI T20	°C	- 11.2	- 14.0	- 3.4	- 7.9	- 9.7
TI T21	°C	8.8	9.0	8.6	7.3	5.2
TI T22	°C	5.6	6.0	5.2	3.1	0.5
T Öl, α	°C	-	54.0	57.8	61.4	62.5
T Öl, ω	°C	-	49.0	51.3	56.3	58.7
T Wasser, α	°C	-	31.0	36.7	34.6	35.6
T Wasser, ω	°C	-	44.0	46.6	39.8	41.8
FI F1	l/h	2145	934	980	1425	1870
FI F2	l/h	60	60	63	63	63
FI F3	l/h					
FI F4	kg/h	1987	1987	1987	1987	1987

12.5.3 Messdaten gemäss RI-Schema von Prototyp 4b (vgl. Abbildung 11)

Die folgenden Werte basieren auf einer Versuchsreihe, welche am 30. November 2001 durchgeführt wurde. Innerhalb eines möglichst stationären Zustandes der Anlage wurden sämtliche Werte gemittelt.

Datum der Messung	30.11.01	
Start der Aufzeichnung	14:10:00	Uhr
Ende der Aufzeichnung	14:40:00	Uhr
$n_{Kompressor}$	min^{-1}	2000
f_{Motor}	Hz	66.6
$P_{el,zu}$	kW	5.19
$Q^*_{Sole,zu}$	kW	7.76
$Q^*_{WW,ab}$	kW	9.99
$Q^*_{Öl Kompressor,zu}$	kW	2.67
$Q^*_{Motorkühlung,ab}$	kW	0.63
$cp_{Kühlwasser}(12 °C)$	kJ/kg K	4.19
$cp_{WW}(40 °C)$	kJ/kg K	4.18
$cp_{Öl}(60 °C)$	kJ/kg K	2.0
$cp_{Glykol}(-8 °C)$	kJ/kg K	3.72
$\rho_{Kühlwasser}(12 °C)$	kg/m^3	999
$\rho_{WW}(40 °C)$	kg/m^3	992
$\rho_{Öl}(60 °C)$	kg/m^3	860
$\rho_{Glykol}(-8 °C)$	kg/m^3	1055
T0	$°\text{C}$	20.8
T1	$°\text{C}$	78.5
T2	$°\text{C}$	81.0
T3	$°\text{C}$	79.53
T4	$°\text{C}$	75.4
T5	$°\text{C}$	40.8
T6	$°\text{C}$	38.0
T7	$°\text{C}$	38.1

T8	$°\text{C}$	32.2
T9	$°\text{C}$	37.8
T10	$°\text{C}$	-9.7
T11	$°\text{C}$	-11.6
T12	$°\text{C}$	-8.8
T13	$°\text{C}$	76.7
T14	$°\text{C}$	73.9
T15	$°\text{C}$	54.0
T16	$°\text{C}$	55.1
T17	$°\text{C}$	-7.6
T18	$°\text{C}$	-9.2
T19	$°\text{C}$	38.0
T20	$°\text{C}$	40.6
T21	$°\text{C}$	31.6
T22	$°\text{C}$	-
T23	$°\text{C}$	10.2
T24	$°\text{C}$	13.7
T25	$°\text{C}$	-10.9
T26	$°\text{C}$	-10.1
P2	bar	16.7
P4	bar	16.5
P6	bar	15.5
P8	bar	3.0
P10	bar	12.6
F1	l/s	0.93
F2	l/s	1.20
F4	l/s	0.04
F5	l/h	235.4
F6	kg/h	203.2

Rechen- und Tabellenwerte kursiv dargestellt