

---

**Forschungsprogramm**  
**Umgebungswärme, Kälte, Abwärme**

# **Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2**

## **Etappe 1: Funktionsmuster**

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 Flügelzellenverdichter für das Arbeitsmedium Ammoniak aufgebaut und in Bezug auf die Leistungsdaten des Kompressors und der Wärmepumpen-Leistungszahl ausgemessen. Die Heizleistung soll ca.  $17 \text{ kW}_{\text{therm}}$  betragen. Der Extremzustand soll in einer Verdampfungstemperatur von  $-20 \text{ °C}$  und einer Heizwasseraustrittstemperatur von  $65 \text{ °C}$  bestehen. Zudem sollen verschiedene Betriebszustände gemäss EN255 ausgemessen und mit theoretischen Berechnungen verglichen werden, die in einer Projektphase 1 erarbeitet wurden.

Der Bau der Anlage und der nachfolgende Betrieb erwiesen sich als sehr schwierig, da der eingesetzte Flügelzellenverdichter einen sehr grossen Ölstrom fördert. Es wurde das nicht-lösliche Mineralöl Clavus G68 eingesetzt. Bei der Herstellung und bei nachfolgenden Umbauten gelangten auch zu viele Verunreinigungen in die Anlage, die nicht genügend herausgefiltert werden konnten und im praktischen Betrieb sehr grosse Schwierigkeiten bewirkten.

Die im Moment vorliegenden Versuchsergebnisse zeigen die interessanten Möglichkeiten des Flügelzellenverdichters, die bei Verdampfertemperatur  $-16 \text{ °C}$  und Kondensationstemperatur  $51.5 \text{ °C}$  mit 2.4 (Versuch 10) einen erfreulichen COP2 Werte versprechen. Jedoch erfordert die Konstruktion des Verdichters einen hohen Ölmassenstrom für Schmierung und Kühlung, der bis zu 5 mal so gross ist wie der geförderte Gasmassenstrom. Dies bedingt eine sehr gute Ölabscheidung des nicht-löslichen Öles. In den untersuchten Prototypen war die Ölabscheidung jedoch nicht ausreichend. Da die Wärmetauscher infolge des zuwenig abgeschiedenen Ölstromes nicht zufriedenstellend arbeiteten, mussten die erreichbaren COP Werte hochgerechnet werden.

In einer 2. Etappe, die nach erfolgreicher 1. Etappe freigegeben wird, soll ein Dauerversuch der Anlage über 4000 h erfolgen. Bevor der Dauerversuch gestartet werden kann, muss die Anlage aber erneut umgebaut werden, wobei die Ölabscheidung markant zu verbessern ist. Zusätzlich soll eine Ammoniak-Adsorptions-Anlage für den Leckage- und Havariefall getestet werden.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energiewirtschaft entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichtes verantwortlich.

---

## Inhaltsverzeichnis

<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>2</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>3</b>
<b>1 Projektziele</b> .....	<b>4</b>
<b>2 Chronologische Darstellung der Arbeiten</b> .....	<b>5</b>
2.1 Planung und Bau des 1. Prototypen.....	5
2.2 Planung und Bau des 2. Prototypen.....	9
2.3 Planung und Bau des 3. Prototypen.....	14
<b>3 Beschreibung der Hauptkomponenten und der Messeinrichtungen</b> .....	<b>23</b>
3.1 Anlagekomponenten.....	23
3.2 Messgeräte (vgl. Abbildung 6).....	26
<b>4 Messresultate und Auswertung</b> .....	<b>27</b>
4.1 Messungen am 2. Prototypen.....	27
4.2 Exemplarische Auswertung von Versuch Nr. 3 (26.01.00).....	28
4.3 Auswertung der Versuche am 3. Prototypen.....	32
<b>5 Leistungsfähigkeit des Flügelzellenverdichters</b> .....	<b>34</b>
<b>6 Hochgerechnete Leistungszahlen einer Wärmepumpe</b> .....	<b>37</b>
<b>7 Ausblick</b> .....	<b>41</b>
<b>8 Verzeichnisse</b> .....	<b>42</b>
8.1 Literaturverzeichnis.....	42
8.2 Abbildungsverzeichnis.....	44
8.3 Diagrammverzeichnis.....	44
8.4 Tabellenverzeichnis.....	44
<b>9 Anhang</b> .....	<b>45</b>
9.1 Stoffdaten Ammoniak, In p-h Diagramm (Mollier-Diagramm).....	45
9.2 Stoffdaten Mineralöl.....	46
9.3 Diagramm $c_p$ von Mineralöl.....	48
9.4 Stoffdaten Glykollmischung ([L19]).....	48
9.5 Versuchsergebnisse.....	49

# 1 Projektziele

Das Ziel der Phase 2 in diesem Forschungsprojekt kann in 3 Tätigkeitsbereiche aufgliedert 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 Zieles der 1. Etappe begonnen werden.

1. Ziel: Aufbau einer Versuchswärmepumpe mit einer thermischen Leistung von ca. 17 kW Heizleistung und einem drehzahlvariablen Flügelzellenverdichter 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 Hamburg) bearbeitet.
-

## **2 Chronologische Darstellung der Arbeiten**

### **2.1 Planung und Bau des 1. Prototypen**

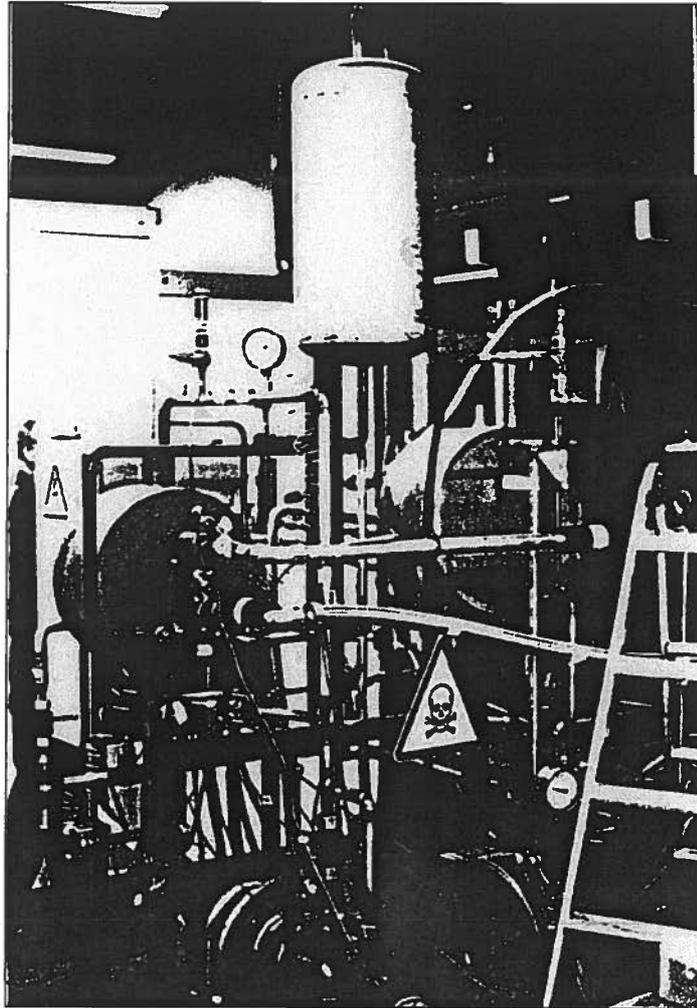
#### **2.1.1 Vorbereitung**

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) ist eine einstufige Kompressionswärmepumpe mit einem Economizer-Kreislauf. Der Flügelzellen-verdichter (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  $\text{NH}_3$ -Wärmepumpe HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2]**

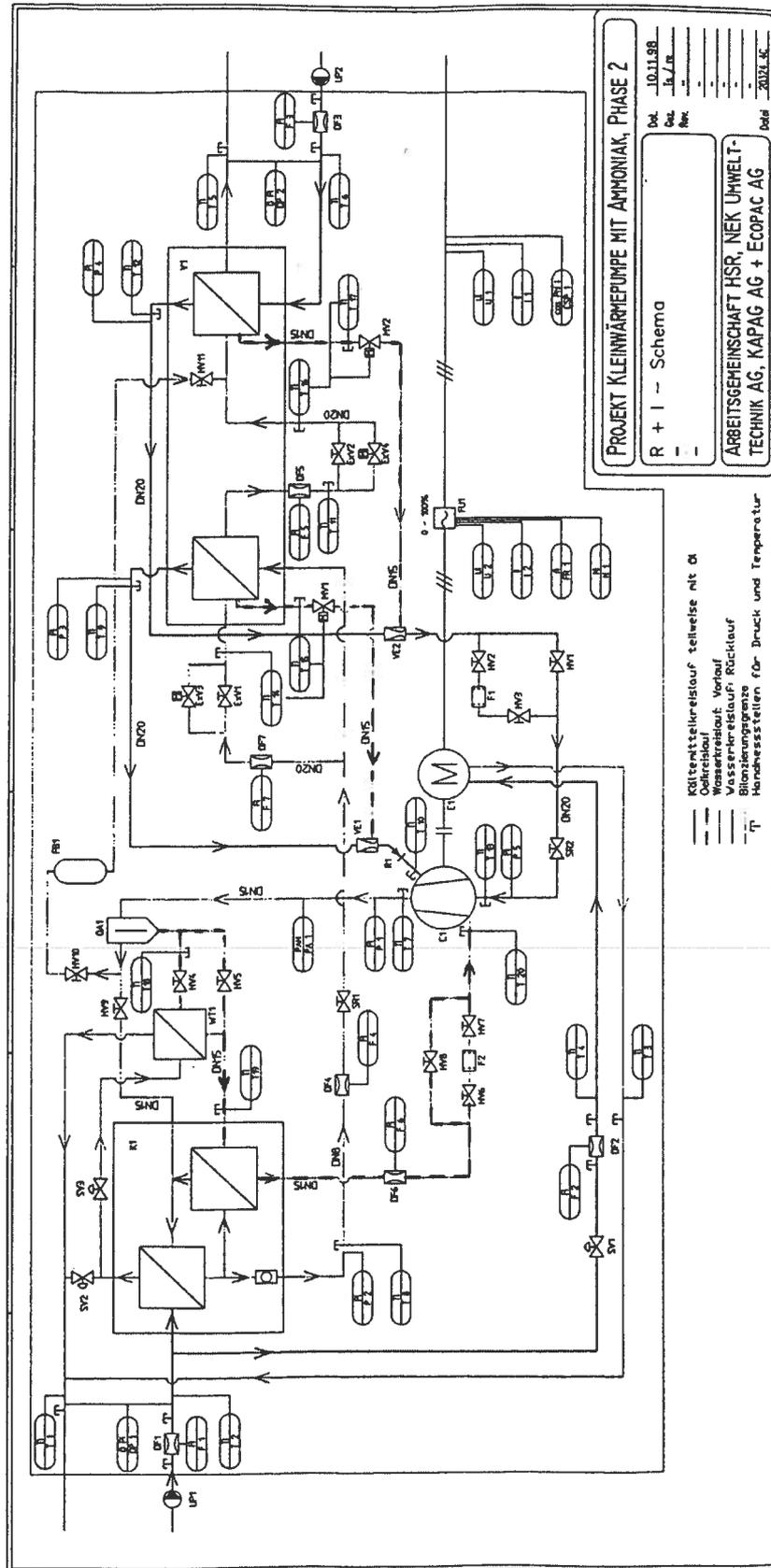


Abbildung 2: RI-Schema des 1. Prototypen der NH<sub>3</sub>-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2]

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 Hauptstromes 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**

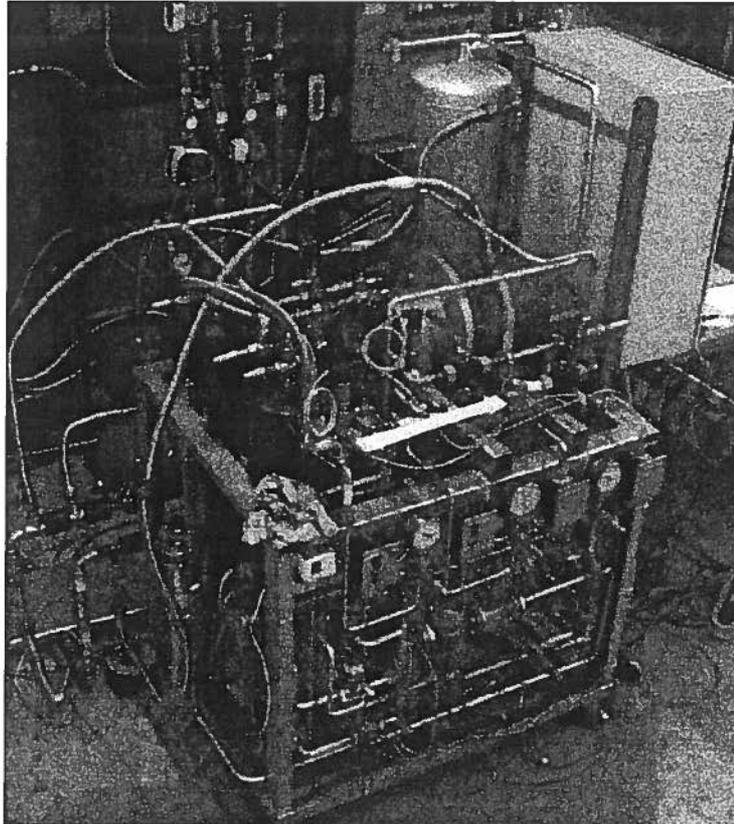
### **2.2.1 Einführung**

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. Prototypanlage wurden NEK-Compadisc-Wärmetauscher und parallel schaltbare Plattentauscher von Alfa-Laval eingebaut. Die Zusammenarbeit unter den beteiligten Firmen war nicht immer frei von zwischenmenschlichen Problemstellungen. Der 2. Prototyp wurde im Prüfstand der Kapag im Zeitraum Dezember 99 - Januar 2000 ausgemessen.

### **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 Flügelzellenverdichter (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-Vorlauftemperatur 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 Plattentaucher von Alfa-Laval (WT2) erfolgen.



**Abbildung 3: Ansicht des 2. Prototypen der  $\text{NH}_3$ -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3]**

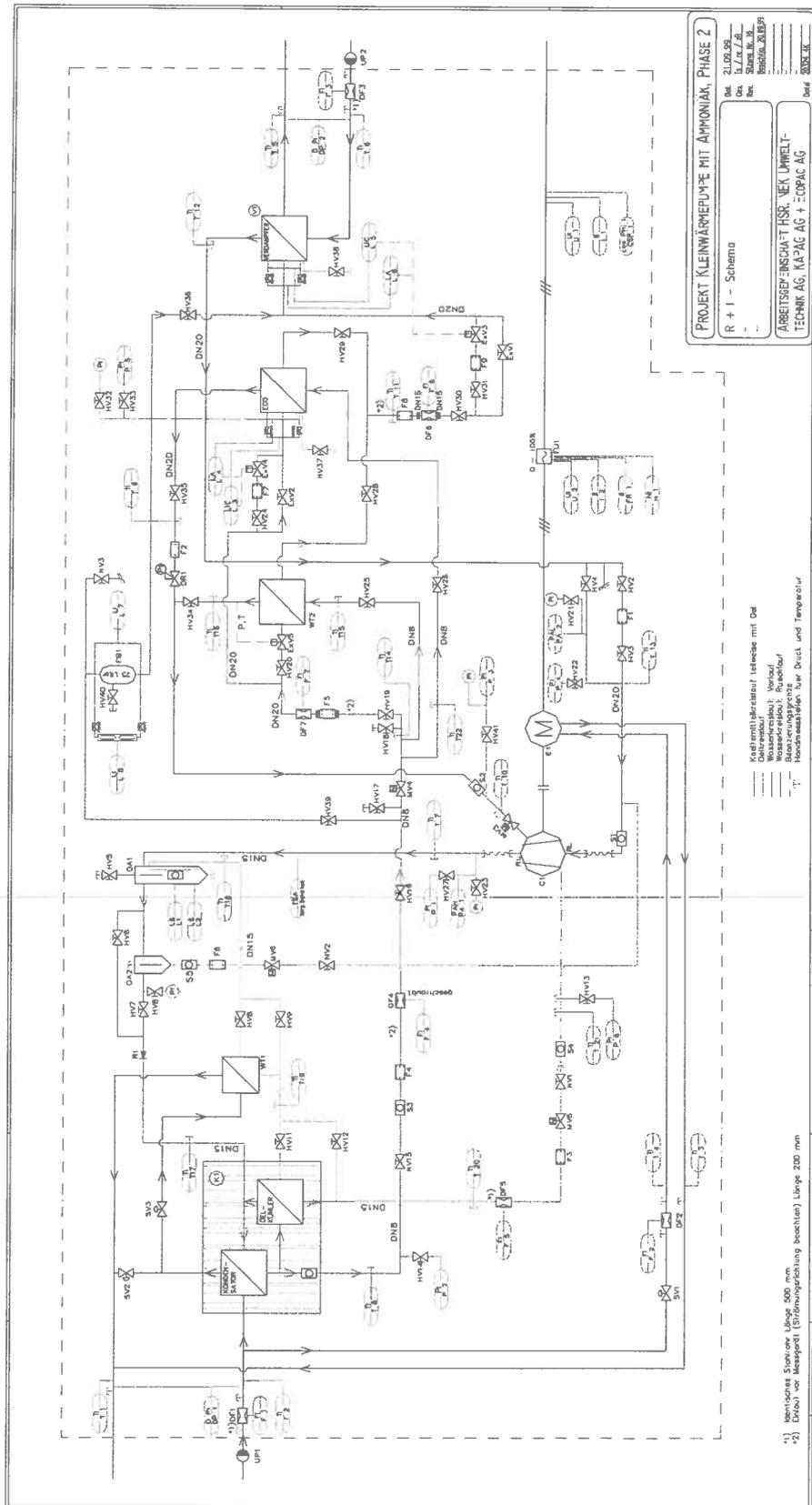


Abbildung 4: RI-Schema des 2. Prototypen der NH<sub>3</sub>-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3]

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 bis heute 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 vorgeschaltetem 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-Durchflussmessgerät 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 Ölabscheiders 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 Berichtersteller 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.

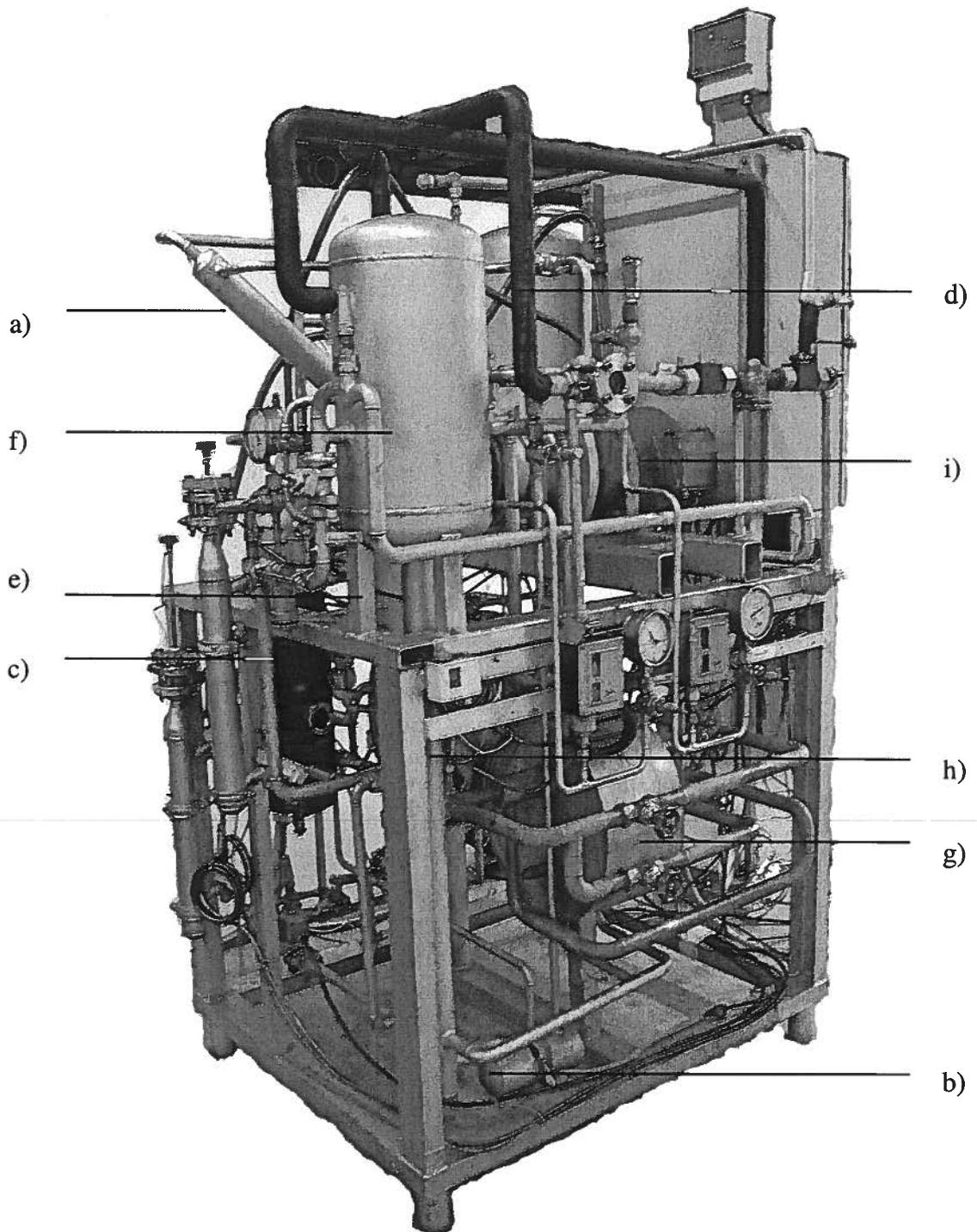
Um über den inneren Zustand des Verdichters Angaben zu bekommen, wurde versucht, den Verdichter innen zu inspizieren. Es ist aber auch mit Hilfe des Lieferanten, Firma Eurovane, nicht gelungen, den Verdichter zu demontieren. Schliesslich wurde das Vorhaben, den Verdichter vor Abschluss des Projektes einmal von innen zu inspizieren, fallengelassen, um ihn nicht eventuell unbeabsichtigt zu beschädigen. Die Erfahrung zeigte zudem, dass die Beschaffung dieser Verdichter sehr mühsam ist und versprochene Liefertermine nicht eingehalten wurden.

## **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  $\text{NH}_3$ -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 schematisiertem Ablauf RI-Schema, 3D-Schema und danach Anlagenbau. Beim Bau der vorgängigen Prototypen war zum Teil zu überhastet geschweisst worden.

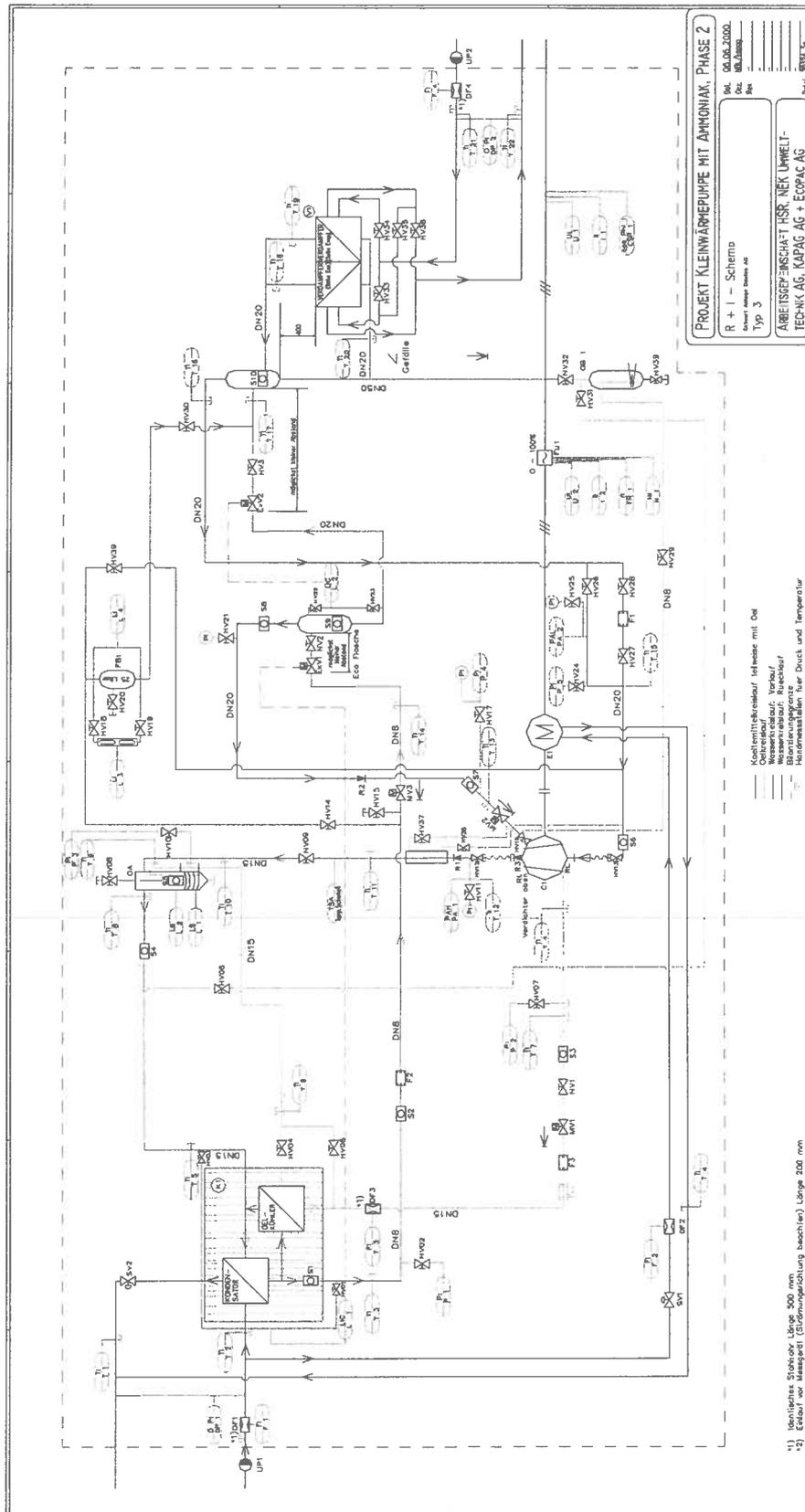


Abbildung 6: RI-Schema des 3. Prototypen der NH<sub>3</sub>-WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L9]

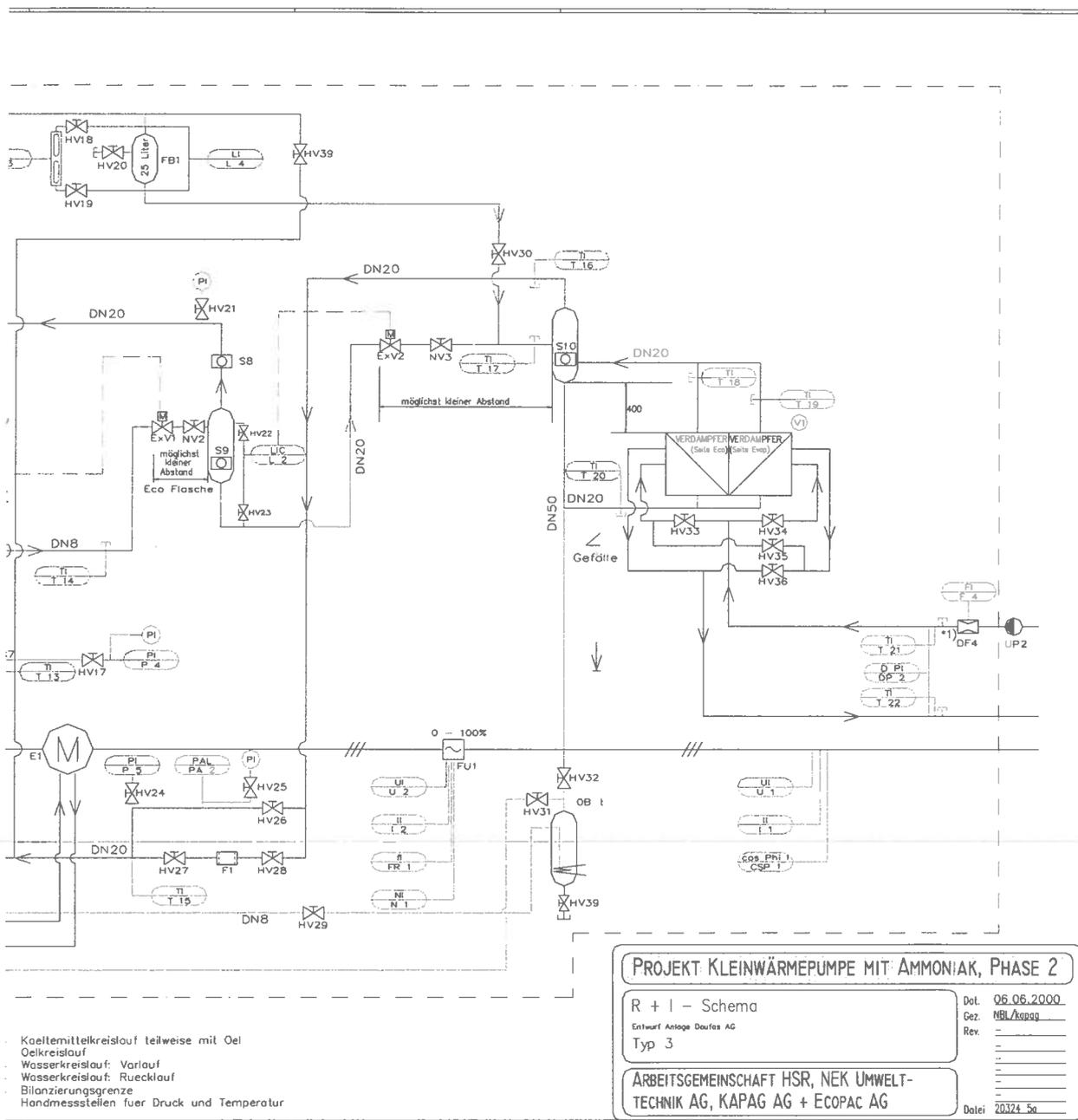


Abbildung 8: Vergrößertes RI-Schema des 3. Prototypen, rechte Hälfte

## 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 L 1	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.

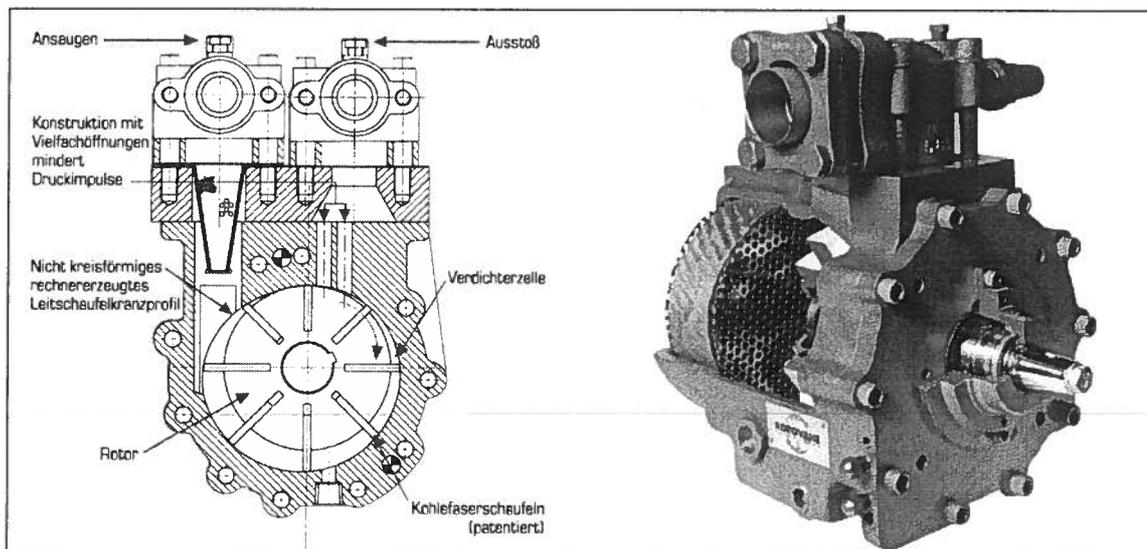
In der Zwischenzeit konnte von Alfa-Laval eine Bescheinigung erhalten werden, die den Einsatz des früheren externen Ölkühlers bis zu einem Betriebsdruck von 30 bar zulässt. Damit wurde bei der schon geöffneten Anlage der externe Ölkühler wieder eingebaut und zusätzlich das Schraubenspindelvolumeter von 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 rückwärtslaufenden 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.

### 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 Ölumlaufl zwecks Schmierung und Abdichtung.



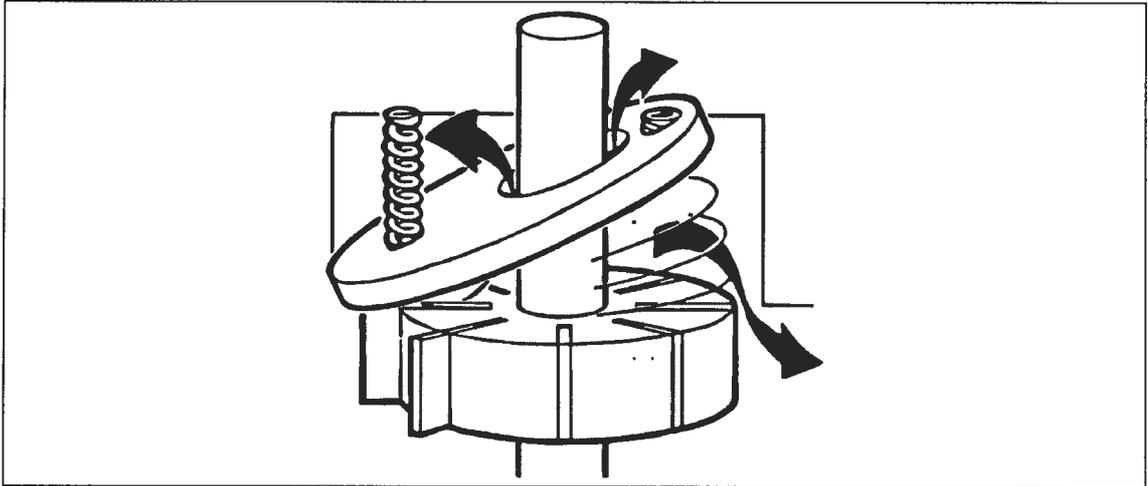
**Abbildung 9: Rotovane-Flügelzellenverdichter - Aufbau**

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. Folgende Abbildung soll dies verdeutlichen:

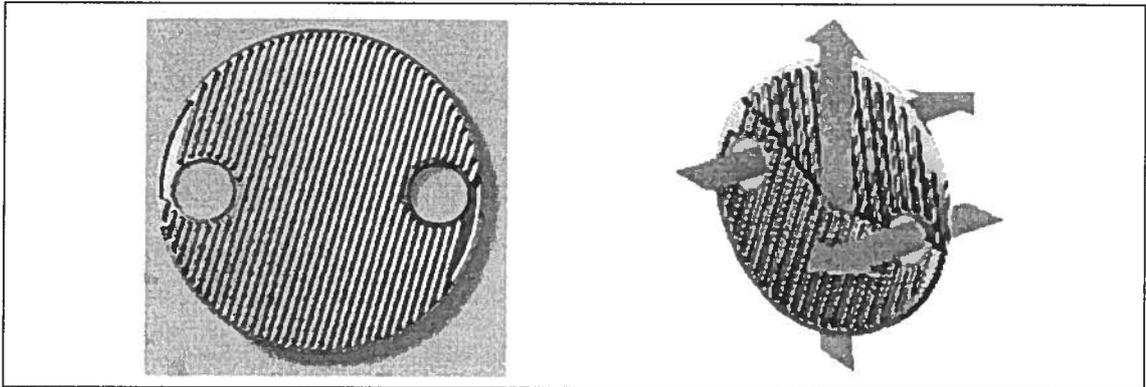


**Abbildung 10: Flügelzellenverdichter – Funktionsweise der Schutzvorrichtung**

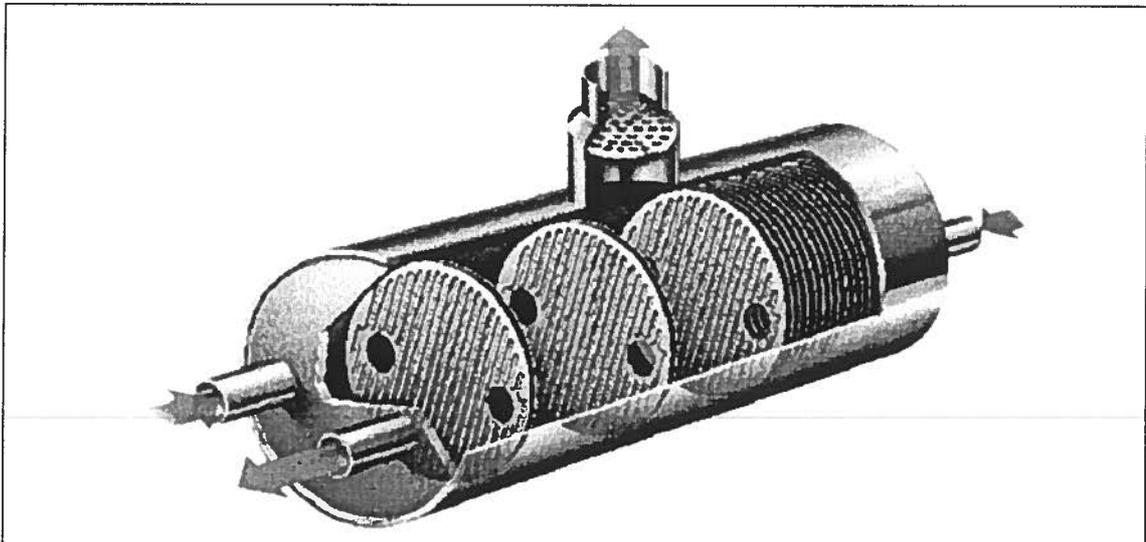
### 3.1.2 Verdampfer NEK-COMPADISC

Der eingebaute Verdampfer NEK-COMPADISC 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.

Die zweiteilige Ausführung der Verdampfereinheit wurde zur unterschiedlichen Nutzung der Sole entworfen. So können die beiden Wärmetauscher parallel oder in Serie geschaltet werden, oder es kann auch nur eine einzelne Seite genutzt werden.



**Abbildung 11: NEK-Compadisc – Aufbau und Funktionsweise**



**Abbildung 12: NEK-Compadisc - Plattenwärmetauscher**

### 3.1.3 Kondensator NEK-COMPADISC

Der Kondensator ist von identischer Bauart wie die Verdampfereinheit.

Durch den Platteninnenraum strömt auf der einen Seite Wasser, welches durch den gasförmigen Ammoniakstrom erwärmt wird. Im anderen Plattentauscherraum fließt Öl aus dem Ölabscheider durch, um dem Wasser noch weitere Energie zuzuführen. Durch das Öl wird der Ammoniak teilweise wiederholt erhitzt und überträgt die aufgenommene Wärme wiederum auf das Wasser.

## **3.2 Messgeräte (vgl. Abbildung 6)**

### **3.2.1 Elektrisches Leistungsmessgerät C.A 8310**

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  $\phi$ , 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 Ultraschall-Durchflussmessgerät FLUXUS ADM (in Abbildung 6: FI F1)**

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  $-30^{\circ}\text{C}$  bis  $130^{\circ}\text{C}$

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.

### **3.2.3 Ultraschall-Durchflussmessgerät Ultraflo 2000 (in Abbildung 6: FI F3)**

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.

## 4 Messresultate und Auswertung

### 4.1 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 2:

		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 <sup>-1</sup>	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 2: Ergebnisse der Messungen am 2. Prototypen (Messungen 1 – 5)**

## 4.2 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:

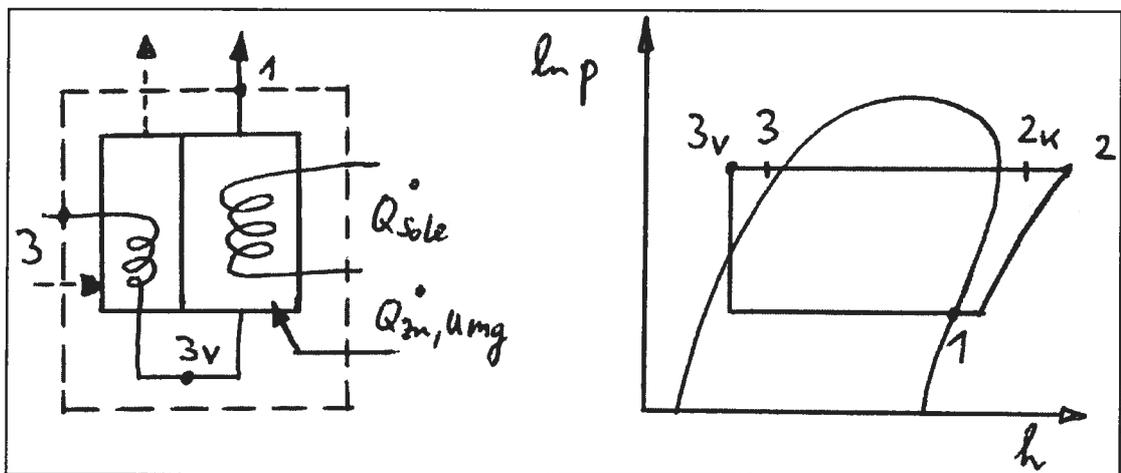


Abbildung 13: Skizze Verdampfer-Economizer

Abbildung 14: Prozessverlauf im  $\ln p$ - $h$ -Diagramm

Aus Solestrom aufgenommen  $Q^*_{Sole} = 7.74$  kW. Aus Umgebung durch Wärmeaustausch an die Wand abgeschätzt  $Q^*_{zu,Umgebung} = 0.135$  kW ergibt einen totalen Wärmezufuhrstrom von  $Q^*_{v,tot} = 7.88$  kW. Aus dem Prozessverlauf im  $\ln p$ - $h$ -Diagramm kann die im Verdampfer an den Ammoniakstrom übertragene spezifische Enthalpiedifferenz berechnet werden  $h_1 - h_3 = 1182.9$  kJ/kg. Damit folgt ein Ammoniakstrom von  $7.27 \cdot 10^{-3}$  kg/s oder ein Sauggasvolumenstrom von  $V^*_{NH_3,\alpha} = 3.24 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s. Mit dem gemessenen Ölstrom von 7.8 l/min strömt also ein Gesamtvolumenstrom von  $V^*_{tot} = 3.367 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s zu. Der vom Hersteller angegebene theoretische Saugvolumenstrom beträgt bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$   $25.4 \text{ m}^3/\text{h} = 7.056 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/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  $Q^*_{Kond} = 9.08$  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 Ammoniaksauggas-Volumenstrom von  $V_{\text{NH}_3, \text{a}}^* = 3.24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  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  $V_{\text{Öl,eff}}^* = 118.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ , 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 Wassenseite 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 Ölleitungen nur noch 88.1 °C am Eintritt und 82.1 °C am Austritt gemessen wurden. Dies bedeutet, dass von den relativ langen Ölleitungen 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:

$P_{\text{elektrisch}}$ an Frequenzumformer:	7.00	kW
Aus Solestrom:	7.74	kW
Aus Umgebung an Verdampfer:	0.13	kW
<i>Total zugeführt:</i>	<i>14.87</i>	<i>kW</i>
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 Ölleitungen:	- 1.76	kW
Verlustwärmestrom Motorkühlwasserleitungen:	- 0.11	kW
<i>Total abgeführt:</i>	<i>- 15.23</i>	<i>kW</i>

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 grössere Diskrepanz zeigt der Ölstrom, der durch das eingesetzte Ultraschall-Messgerät nur sehr schwer messbar war, es konnte nur ein schwaches Signal erhalten werden.

### 4.3 Auswertung der Versuche 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 <sup>-1</sup>	1500	1500	1500	2250	3000
Drehfrequenz	Hz	50	50	50	75	100
$P_{\text{elektrisch}}$	kW	2.5	2.92	3.6	4.8	5.7
$Q^*_{\text{ab}}$	kW	10.17	8.91	9.91	11.0	13.65
$COP_2$	-	4.07	3.05	2.76	2.29	2.40
$Q^*_{\text{Sole}}$	kW	5.92	5.63	6.29	7.77	8.7
$(Q^*_{\text{Sole}} + P_{\text{el}})/Q^*_{\text{ab}}$	-	0.83	0.99	0.99	1.14	1.05
Saugdruck	bar	2.6	2.5	3.2	2.2	1.8
$T_{\text{sätt.saug}}$	°C	- 12.72	- 13.66	- 7.62	- 16.66	- 21.22
$T_{\text{verdampfer}}$	°C	- 11.2	-12.0	- 7.7	- 17.9	- 21.6
Hochdruck	bar	12.7	15.7	18.5	20.2	20.5
$T_{\text{sätt.HD}}$	°C	32.88	40.35	46.40	49.75	50.32
$\pi$	-	4.89	6.28	5.78	9.18	10.79
Ecodruck	bar	7.2	6.8	?	4.9	4.5
$P_{\text{Eco}}/p_{\text{Saug}}$	-	2.00	2.72		2.23	2.39
$T_{\text{Heissgas}}$	°C	79.4	88.8	92.3	95.1	106.6
$\Delta T_{\text{real}} / \Delta T_{\text{is}}$	-	0.73	0.68	0.69	0.60	0.63
$m^*_{\text{NH}_3}$	kg/s · 10 <sup>-3</sup>	5.25	5.52	6.39	7.15	8.00
$V^*_{\text{NH}_3,\alpha}$	m <sup>3</sup> /s · 10 <sup>-3</sup>	2.55	2.78	2.54	4.05	5.21
Liefergrad $\lambda$	-	0.723	0.788	0.720	0.765	0.738
Arbeitsfunktion $\sigma$	-	2.72	3.31	3.19	4.12	4.25

Rechen- und Tabellenwerte *kursiv* dargestellt

---

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

$$\lambda = \frac{V_{\alpha, \text{effektiv}}^{\bullet}}{V_{\text{theoretisch}}^{\bullet}} \qquad \sigma = \frac{P_{\text{gemessen}}}{P_{\alpha} \cdot V_{\text{theoretisch}}^{\bullet}}$$

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.

---

## 5 Leistungsfähigkeit des Flügelzellenverdichters

Die für die Beurteilung des Flügelzellenverdichters relevanten Werte sind der Liefergrad und die Arbeitsfunktion. Der vorliegende Verdichter kann durch den mitgeführten 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 Ölabscheiders zu gering. Die Anlage konnte nur kurzzeitig gefahren werden; das eingebaute, diskontinuierliche Ölrückdrucksystem war zu klein ausgelegt.

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

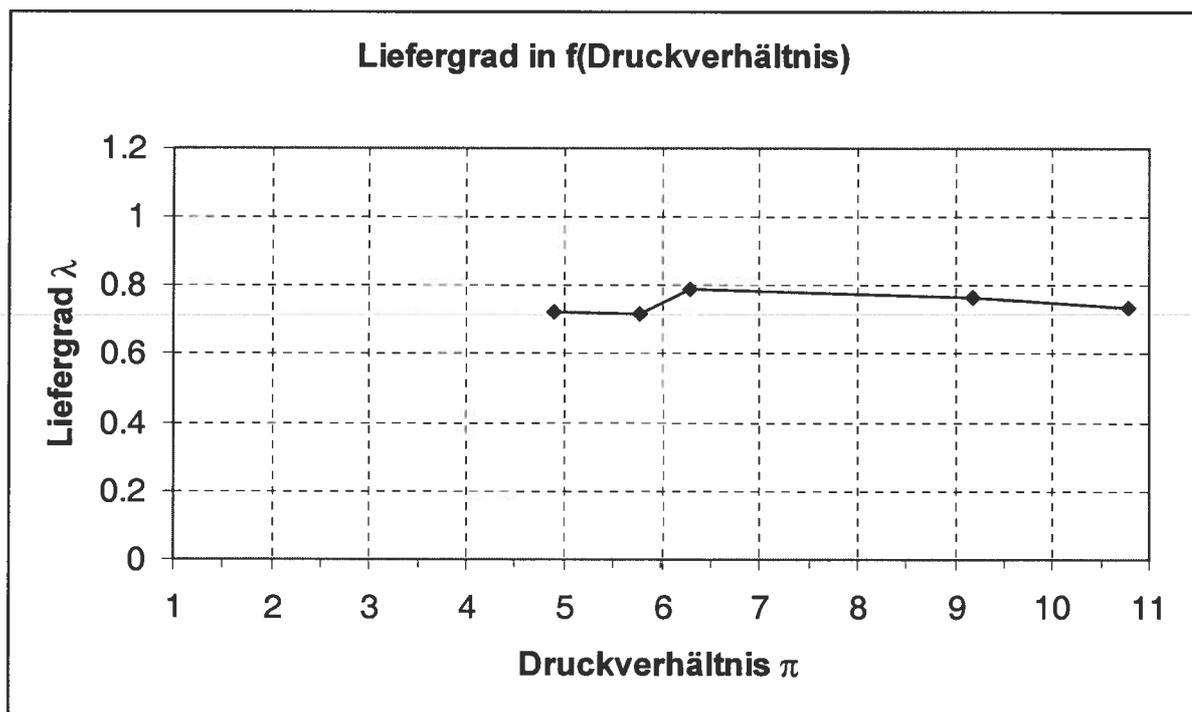
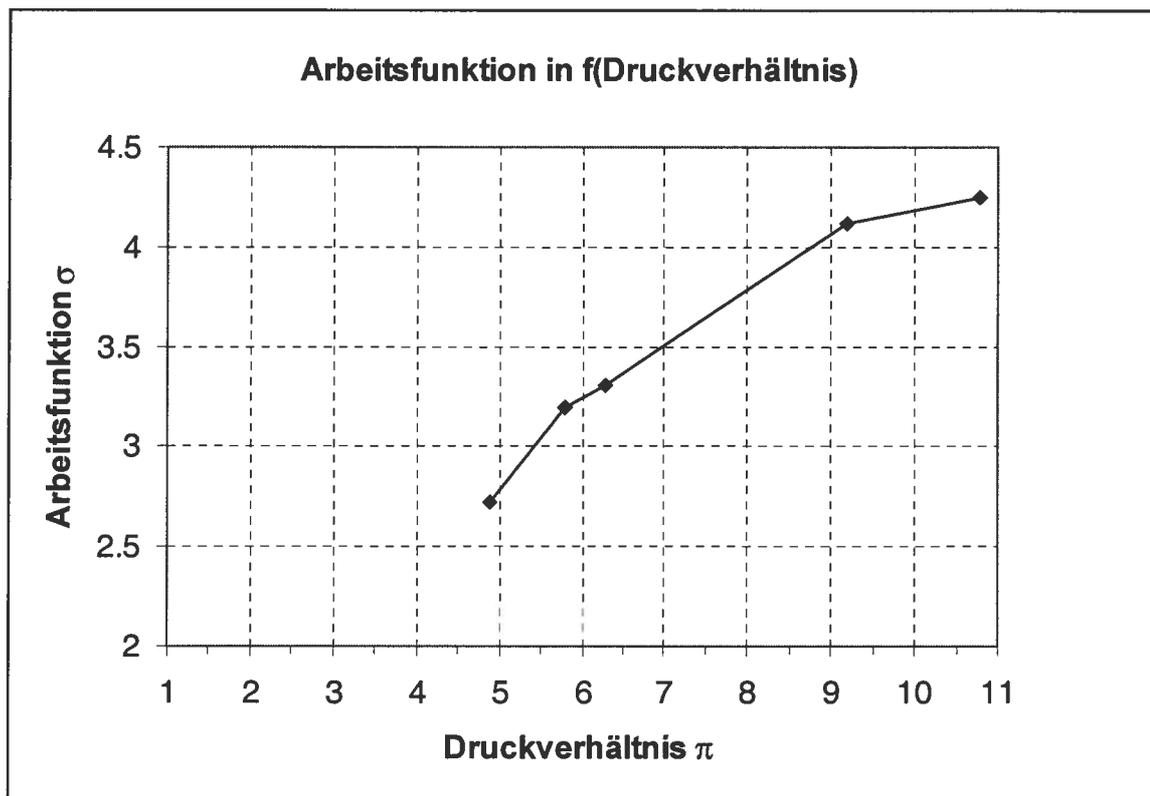


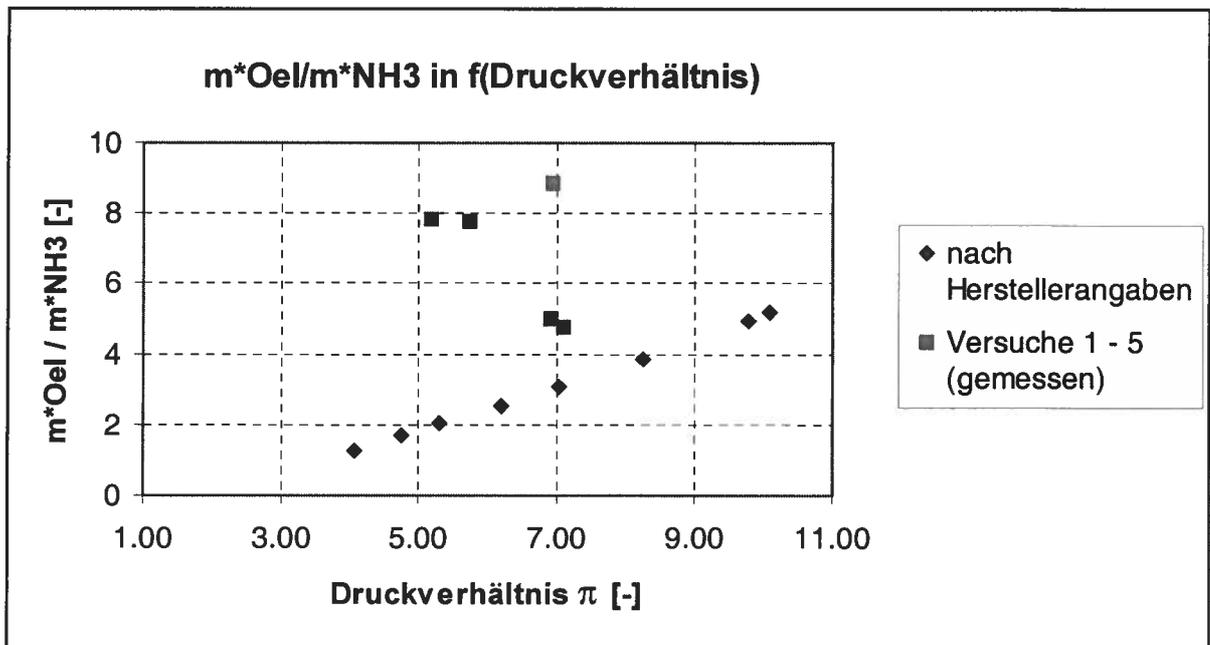
Diagramm 1: Liefergrad  $\lambda$  in  $f(\text{Druckverhältnis } \pi)$



**Diagramm 2: Arbeitsfunktion  $\sigma$  in f(Druckverhältnis  $\pi$ )**

Insbesondere der Verlauf der Arbeitsfunktion 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 3: 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 Versuchsergebnissen und den Herstellerangaben gleich bleibt.

## 6 Hochgerechnete Leistungszahlen einer Wärmepumpe

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 ölbelastetem 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 <sup>-1</sup>	1500	1500	1500	2250	3000
Drehfrequenz	Hz	50	50	50	75	100
P <sub>elektrisch</sub>	kW	2.5	2.92	3.6	4.8	5.7
Saugdruck	bar	2.6	2.5	3.2	2.2	1.8
T <sub>verdampfer</sub>	°C	- 11.2	-12.0	- 7.7	- 17.9	- 21.6
T <sub>Sole Eintritt</sub>	°C	- 6.2	- 7.0	- 2.7	- 12.9	- 16.6
Hochdruck	bar	12.7	15.7	18.5	20.2	20.5
T <sub>sätt.HD</sub>	°C	32.88	40.35	46.40	49.75	50.32
m <sup>*</sup> <sub>NH<sub>3</sub></sub>	kg/s · 10 <sup>-3</sup>	5.25	5.52	6.39	7.15	8.00
Q <sup>*</sup> <sub>nur Kondensator</sub>	kW	6.73	6.84	7.64	8.73	9.89
ΔT <sub>Wasser im Kondens</sub>	°C	5	5	5	5	5
m <sup>*</sup> <sub>Wasser</sub>	kg/s	0.3215	0.32674	0.3650	0.4170	0.4724
Q <sup>*</sup> <sub>Ölkühler, Hersteller</sub>	kW	?	3.38	3.45	4.14	3.95
Q <sup>*</sup> <sub>Motorkühler</sub>	kW	0.25	0.25	0.36	0.48	0.57
Q <sup>*</sup> <sub>extern total</sub>	kW	?	3.63	3.81	4.62	4.52
ΔT <sub>Wasser, Zusatz</sub>	°C	?	2.65	2.50	2.65	2.29
ΔT <sub>Pinchpoint</sub>	°C	1	1	1	1	1
T <sub>Wasser Rücklauf</sub>	°C	26.88	34.35	40.40	43.75	44.32
T <sub>Wasser Vorlauf</sub>	°C	?	42.0	47.9	51.4	51.5
COP 2	-	4.07	3.05	2.76	2.29	2.40
ζ <sub>Gate Gütegrad</sub>	-	?	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 4: Hochrechnung der COP-Werte und der Gütegrade der Versuche 6 - 10**

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 S.38):

		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
COP 2	-	3.05	2.76	2.29	2.40
$\zeta_{\text{Güte}}$ Gütegrad	-	0.474	0.435	0.454	0.503

**Tabelle 5: Zusammenfassung der COP2-Werte und Gütegrade aus den Messungen 7 - 10**

Vergleicht man die hochgerechneten COP2 - Werte mit Werten, die am WPZ Töss gemessen wurden [L20], sieht man, dass die vorliegende 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.

NOK

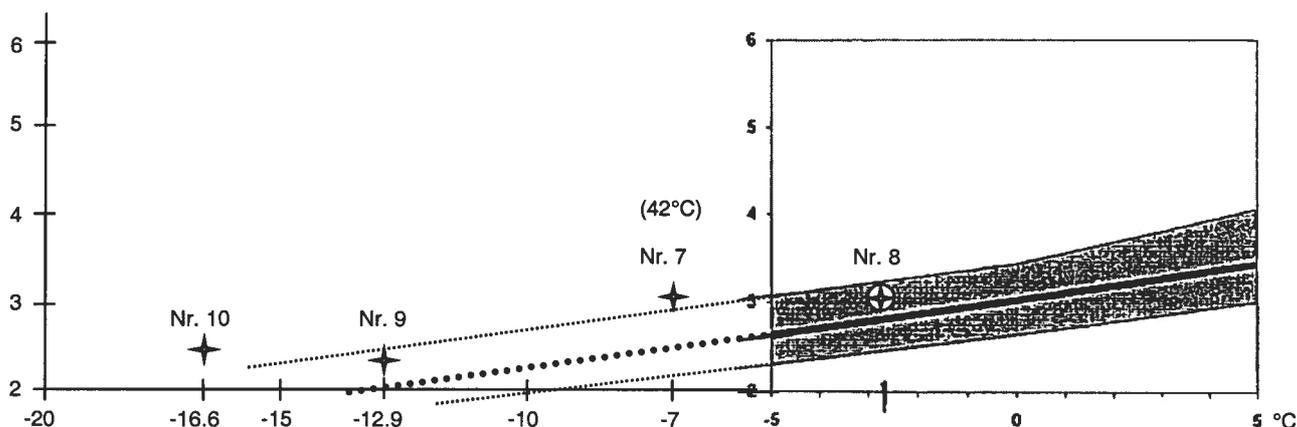
Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum Töss



**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 4: 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      **Ausblick**

Da in den bisherigen Versuchen die Handhabung des Ölkreislaufes immer noch unbefriedigend blieb, aber dennoch gezeigt werden konnte, dass der Kompressor bei tiefen Soletemperaturen Vorteile bietet, muss in einer weiteren Phase noch einmal ein Umbau des Ölkreislaufes durchgeführt werden. Die bisherige Ölabscheidung konnte nur durch grossvolumige, teure zweistufige Ölabscheider mit Kerzenfilter als 2. Stufe bewerkstelligt werden. Ein verbesserter Ölabscheider, zum Beispiel mit Integration der Zentrifugalwirkung und kleinerer äusserer Oberfläche, muss erarbeitet werden. Nur so sind die Voraussetzungen zum früher geplanten Dauerversuch gegeben.

Leider fehlt bisher aus den gleichen Gründen eine messtechnisch untermauerte Aussage zur Wirkung des Economizers. Vergleichsmessungen mit und ohne Economizer müssen an der verbesserten Anlage gefahren werden.

Es wäre sehr schade, wenn der Versuch, eine funktionsfähige Ammoniak-Wärmepumpe mit dem Flügelzellenverdichter Rotovane zu bauen, auf halbem Weg aufgegeben wird.

Ammoniak als Arbeitsmedium hat neben den thermodynamischen Vorteilen auch den Nachteil der Giftigkeit. Die in der 2. Etappe vorgesehene Ammoniakfalle, in Zusammenarbeit mit Prof. Dr. A.Reller, sollte deshalb im Pilotmassstab untersucht werden. Die Ammoniakfalle kann in der Praxis unabhängig vom Kompressortyp eingesetzt werden.

---

## 8 Verzeichnisse

### 8.1 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; Forschungsprogramm UAW-BfE
- [2] Kopp Th., Berichtstatter der Arbeitsgruppe HSR, NEK, Kapag und Ecopac: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2, Jahresbericht 1998; Forschungsprogramm UAW-BfE
- [3] Kopp Th., Berichtstatter 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 Glykolmischung
- [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 Dezember 1997; UAW-BfE
- [16] Zingerli A., Ehrbar M.: Charakteristiken von Vielzellen- und Scrollkompressoren, Etappe 1: Vielzellenkompressor EUROVANE 140; Zwischenbericht August 2000; Forschungsprogramm UAW-BfE

- [17] Vaisman I.B.: Economizer Cycle in Air Conditioning Systems with Rotary Vane Compressors; Eighth international Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, July 25-28, 2000
- [18] EN255-1 bis 4: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze 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)
-

## 8.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ansicht des 1. Prototypen der NH <sub>3</sub> -Wärmepumpe HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2] .....	6
Abbildung 2: RI-Schema des 1. Prototypen der NH <sub>3</sub> -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L2] .....	7
Abbildung 3: Ansicht des 2. Prototypen der NH <sub>3</sub> -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3] .....	10
Abbildung 4: RI-Schema des 2. Prototypen der NH <sub>3</sub> -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L3] .....	11
Abbildung 5: Ansicht des 3. Prototypen der NH <sub>3</sub> -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L9] .....	15
Abbildung 6: RI-Schema des 3. Prototypen der NH <sub>3</sub> -WP HSR, Kapag+Ecopac, NEK [L9] .....	18
Abbildung 7: Vergrössertes RI-Schema des 3. Prototypen, linke Hälfte .....	19
Abbildung 8: Vergrössertes RI-Schema des 3. Prototypen, rechte Hälfte.....	20
Abbildung 9: Rotovane-Flügelzellenverdichter - Aufbau.....	23
Abbildung 10: Flügelzellenverdichter – Funktionsweise der Schutzvorrichtung.....	24
Abbildung 11: NEK-Compadisc – Aufbau und Funktionsweise .....	25
Abbildung 12: NEK-Compadisc - Plattenwärmetauscher .....	25
Abbildung 13: Skizze Verdampfer-Economizer .....	28
Abbildung 14: Prozessverlauf im Inp-h-Diagramm .....	28

## 8.3 Diagrammverzeichnis

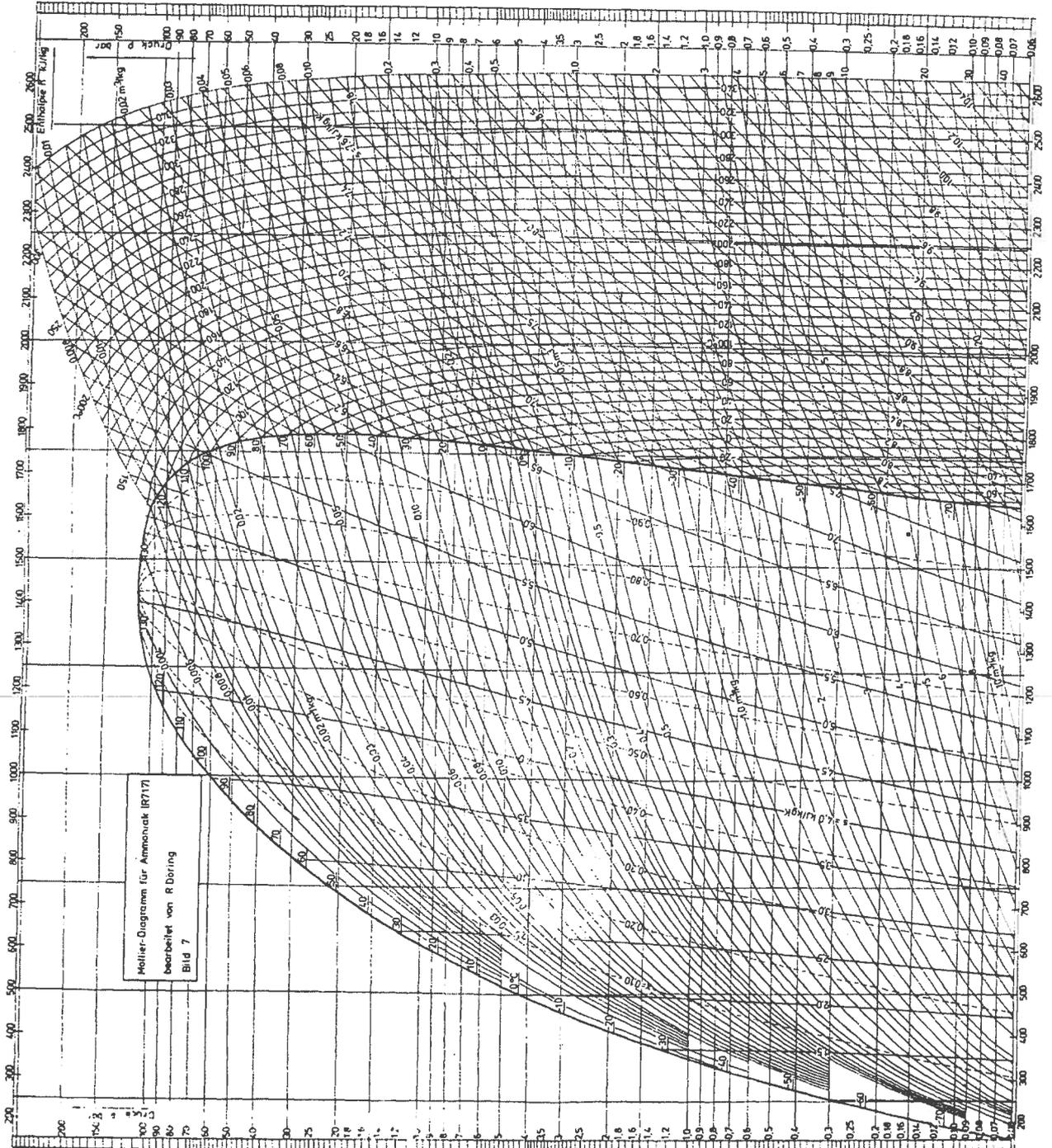
Diagramm 1: Liefergrad $\lambda$ in f(Druckverhältnis $\pi$ ).....	34
Diagramm 2: Arbeitsfunktion $\sigma$ in f(Druckverhältnis $\pi$ ).....	35
Diagramm 3: Massenstromverhältnis Öl/Ammoniak aus Versuchen 1-5 und nach Herstellerangaben.....	36
Diagramm 4: Vergleich der eigenen COP-Messungen mit Werten des WPZ Töss [L20] .....	40

## 8.4 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Messstellenverzeichnis am 3. Prototypen.....	21
Tabelle 2: Ergebnisse der Messungen am 2. Prototypen (Messungen 1 – 5).....	27
Tabelle 3: Ergebnisse der Messungen am 3. Prototypen (Messungen 6 – 10).....	33
Tabelle 4: Hochrechnung der COP-Werte und der Gütegrade der Versuche 6 - 10.....	38
Tabelle 5: Zusammenfassung der COP2-Werte und Gütegrade aus den Messungen 7 - 10.....	39

# 9 Anhang

## 9.1 Stoffdaten Ammoniak, In p-h Diagramm (Mollier-Diagramm)



## 9.2 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 naphthenbasischen 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 Schmiermedium 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 Klimaanlage 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 <sup>3</sup>	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 <sup>2</sup> /s	ISO 3104	15	68	30	44	65	100
Kin. Viskosität bei 100 °C	mm <sup>2</sup> /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.

74.9.2 - 0595

Shell Aseol AG

Steigerhobelstrasse 8

CH-3000 Bern 5

Telefon 031 380 77 77

Telefax 031 380 78 78

SQS Zertifikat ISO 9001



### **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 Schutzvorschriften 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 4 1 Fu PN2

### **Angaben zur Toxikologie**

Giftklasse: frei BAG T Nr. 617 200

MAK-Wert für Mineralölnebel nach SUVA-Liste 1994: 5 mg/m<sup>3</sup>

- Längeren 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.

Kategorie Code Nummer VVS: 1471

Shell Aseol AG

Steigerhubelstrasse 8

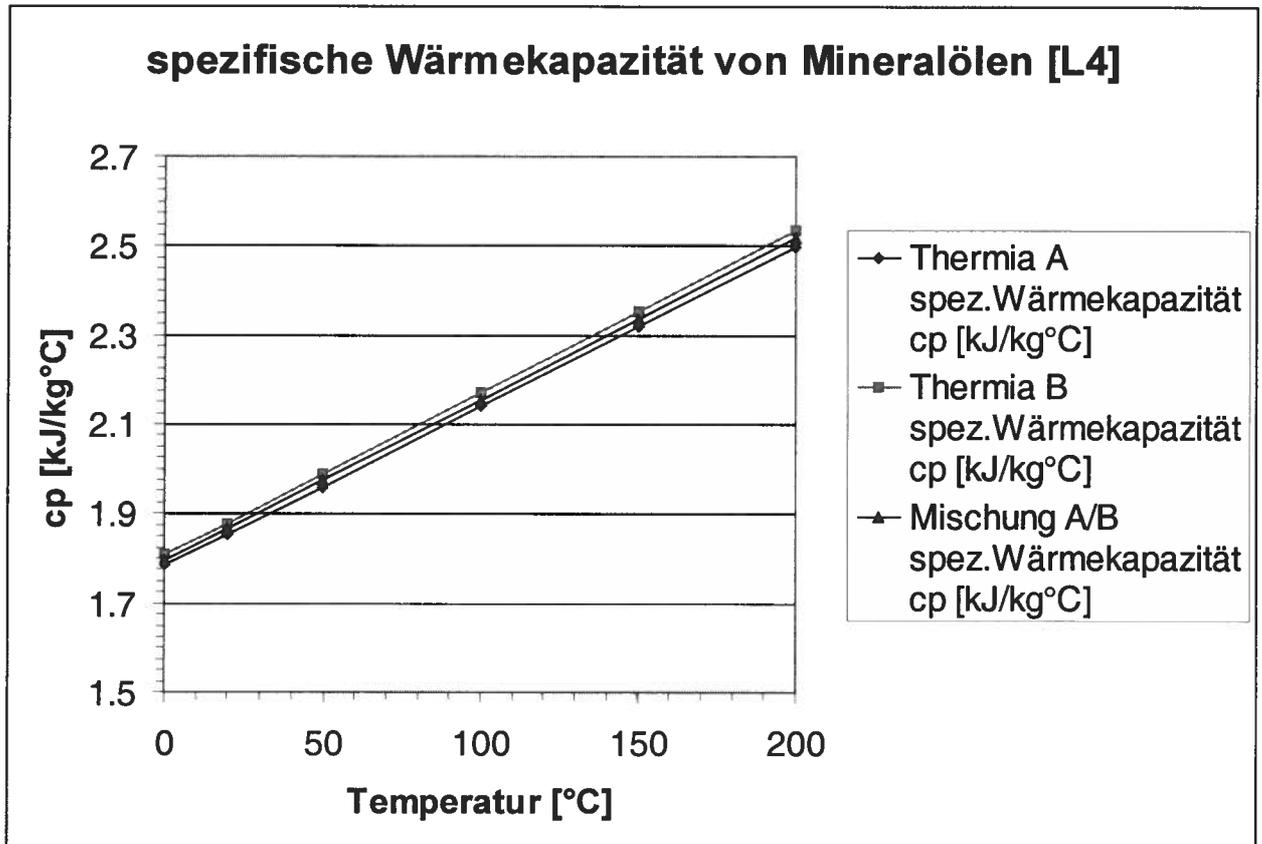
CH-3000 Bern 5

Telefon 031 380 77 77

Telefax 031 380 78 78

SQS Zertifikat ISO 9001

### 9.3 Diagramm $c_p$ von Mineralöl



### 9.4 Stoffdaten Glykollmischung ([L19])

Typ	Antifrogen N
Zusammensetzung	46.5 % (V/V) Ethylenglykol 53.5 % (V/V) Wasser
Dichte (bei -32 °C)	1097 kg/m <sup>3</sup>
Wärmeleitfähigkeit (bei -32 °C)	0.43 W/m k
Spezifische Wärme (bei -32 °C)	3.25 kJ/kg K
Frostschutzsicherheit	-32 °C

## 9.5 Versuchsergebnisse

### 9.5.1 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 <sup>-1</sup>	3000	3000	3000	3000	3000
Frequenz	Hz	100	100	100	100	100
P <sub>el</sub>	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?

### 9.5.2 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 <sup>-1</sup>	1500	1500	1500	2250	3000
Frequenz	Hz	50	50	50	75	100
P <sub>el</sub>	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	-	-	-	-

		<b>Versuch 6 ohne ext. Ölkühler</b>	<b>Versuch 7 mit ext. Ölkühler</b>	<b>Versuch 8 mit ext. Ölkühler</b>	<b>Versuch 9 mit ext. Ölkühler</b>	<b>Versuch 10 mit ext. Ölkühler</b>
TIT7	°C	52.0	72.4	56.7	55.1	59.3
TIT8	°C	77.4	88.7	90.6	90.8	101.3
TIT9	°C	74.9	92.0	86.8	98.5	108.6
TIT10	°C	77.6	94.8	90.9	92.1	104.0
TIT11	°C	76.6	89.1	90.5	85.0	98.4
TIT12	°C	79.4	88.8	92.3	95.1	106.6
TIT13	°C	58.6	55.0	58 ?	26.0	15.3
TIT14	°C	15.7	13.0	19.0	2.4	4.9
TIT15	°C	- 3.5	- 1.6	- 0.2	- 7.9	- 11.0
TIT16	°C	- 7.4	- 7.4	- 2.5	- 13.2	- 15.7
TIT17	°C	- 11.3	- 14.3	- 9.2	- 17.3	- 20.6
TIT18	°C	- 11.4	- 12.0	- 9.2	- 17.9	- 21.9
TIT19	°C	- 11.4	- 12.0	- 6.2	- 17.9	- 21.5
TIT20	°C	- 11.2	-14.0	- 3.4	- 7.9	- 9.7
TIT21	°C	8.8	9.0	8.6	7.3	5.2
TIT22	°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