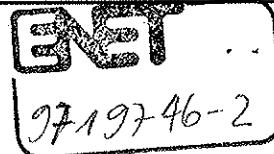


195174

Forschungsprogramm  
Umgebungs- und Abwärme,  
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)



# Kleinwärmepumpen mit Ammoniak

**Phase 1: Vergleich von Ammoniak mit Propan, R407C und R22**

ausgearbeitet durch die Arbeitsgemeinschaft  
**Prof.Dr.T.Boyman und Th.Schmid**  
**Zentralschweizerisches Technikum Luzern,**  
**Ingenieurschule 6048 Horw**  
und  
**A.Flück**  
**NEK Umwelttechnik AG,**  
**Claudiusstrasse 41, 8033 Zürich**

im Auftrag des  
**Bundesamtes für Energie**

## Zusammenfassung

Die thermodynamischen und wirtschaftlichen Vorteile sowie die möglichen Nachteile der Verwendung von **Ammoniak als Kältemittel in Wärmepumpenanlagen** für kleine Leistungen (Heizleistungsbereich von **6 kW bis 25 kW**) wurden anhand von möglichst belegbaren Daten erfasst und die vorhandenen Wissenslücken und die möglichen Lösungswege aufgelistet. Gleichzeitig wurde die Wirkung ausgewählter Adsorptionsmittel als **Ammoniak-Falle** experimentell erprobt. Die Integration dieser Falle in Ammoniak-Kleinwärmepumpen wird in Kürze sichergestellt sein.

Das Ziel der Studie ist die Auslegung von je einer **monovalenten Luft-/Wasser-Wärmepumpe** nach dem Prinzip der Kaltdampfkompression mit 6 kW resp. 25 kW Heizleistung (inklusive Warmwasserbereitung auf 55°C) für den **Sanierungsmarkt** (bei einer Lufttemperatur von –5°C und einer Hezwasservorlauftemperatur von 50°C) und für den **Neubaumarkt** (bei einer Lufttemperatur von –5°C und einer Hezwasservorlauftemperatur von 35°C). Zudem soll eine Vergleichsberechnung für **Warmwasserbereitung** auf 55°C im Sommer mit einer Lufttemperatur von 30°C durchgeführt werden. Als Kältemittel wurden **Ammoniak, Propan, R407C und R22** (als Basis für die Vergleiche) betrachtet und die Auslegungen an den Auslegungspunkten und an ausgewählten Kontrollpunkten mit den Ergebnissen der bestehenden und am Wärmepumpentestzentrum in Töss (Winterthur) ausgemessenen Anlagen verglichen.

Die wichtigsten Ergebnisse der Vorabklärungen (Projektphase 1) sind in dem vorliegenden Schlussbericht zusammengefasst:

- ▶ Vergleich der theoretischen thermodynamischen Kreisprozessberechnungen mit den gewählten Kältemitteln (mit R22 als Vergleichsbasis) für einfache, einstufige Anlagen (d.h. ohne Zwischeneinspritzung) (Kap. 4):
  - Ammoniak ermöglicht die besten Leistungszahlen (COP). **COP-Werte mit Ammoniak sind im Vergleich zu R407C bis zu 25%, im Vergleich zu Propan bis zu 20% und im Vergleich zu R22 bis zu 15% besser.**
  - R407C erfordert zusätzlich einen "inneren Wärmetauscher", mit dem es erst möglich wird, die Anlage technisch vernünftig zu betreiben und den COP-Wert leicht zu verbessern, so dass der COP einer R407C-Anlage gleich gross wird wie der COP einer R22-Anlage.
  - Mit Ammoniak sind die **Druckverhältnisse** und die **Verdichtungsendtemperaturen am grössten**. Mit Propan erzielt man die tiefsten Werte.
  - Es sollen Massnahmen zur Absenkung der Verdichtungsendtemperatur im Falle von Ammoniak getroffen werden. Eine Möglichkeit ist die Zwischeneinspritzung (Kap. 5). Mit der **Zwischeneinspritzung** von 15% (Massenanteil) flüssigem Ammoniak kann man bei gleich bleibendem COP-Wert die Verdichtungsendtemperatur auf 140°C reduzieren.

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

- ▶ **Auslegung von Luft-/Wasser-Wärmepumpen** (und von Sole-/Wasser-Wärme-pumpen als ergänzende Option) mit 6 kW resp. 25 kW Heizleistung an den Auslegungspunkten und Ermittlung der Teillastverhalten an verschiedenen Kontroll-punkten (inkl. Vergleich der Ergebnisse mit den Messungen am WP-Testzentrum) (Kap. 6, 7 und 8):
  - Die im Rahmen dieser Studie ausgelegten Anlagen weisen für die definierten Anwendungsfälle ungefähr die gleichen Abmessungen auf.
  - Die COP-Werte der ausgelegten Anlagen sind mit denjenigen der am WP-Test-zentrum ausgemessen Anlagen vergleichbar (mit Ausnahme einer Anlage mit Propan mit einem frequenzgeregelten Verdichter bei 140% Nenndrehzahl).
  - In den Kleinwärmepumpen mit Ammoniak können zur Zeit nur **offene Verdichter** eingesetzt werden. Der Einsatz von offenen Hubkolbenverdichtern unterliegt wegen der relativ hohen Verdichtungsendtemperatur einer Einschränkung. Eine Verdichtung mit einem anderen Verdichtertyp mit **Ölüberflutung** ist anzustreben.
- ▶ Untersuchung des **Verhaltens von drei Adsorptionsmitteln** (Nickelsulfat, Mangansulfat und Kupfersulfat) in zwei verschiedenen Ausführungsvarianten mit einer effektiven Füllmenge für eine Anlage mit 2,5 kg Ammoniak-Füllung (Kap. 9):
  - Die im Labormassstab erfolgreich getesteten Adsorptionsmittel für die Ammoniak-Falle ergaben während der Erprobung mit den effektiven Füllmengen eine hohe Querempfindlichkeit zur Luftfeuchte (im Falle von Nickelsulfat und Mangansulfat) sowie eine exotherme Reaktion mit relativ hohen Temperaturen (im Falle von allen drei Sulfatverbindungen).
  - Eine neue Konstruktion mit einer effizienteren Wärmeabfuhr mit **Kupfersulfat als Adsorptionsmittel** wurde durchgeführt. Die Labortestergebnisse sind erfolgsver-sprechend. Die Erprobung in den Anlagen steht noch aus.

Die in dieser 1. Phase erarbeiteten Grundlagen zeigen, dass in kleinen Wärmepumpen-anlagen Ammoniak weiterhin als Alternativkältemittel mitberücksichtigt werden muss. In der 2. Phase dieses Projektes sollen in ausgewählten Testanlagen (Funktionsmuster) die Erprobung eines Verdichters mit Ölüberflutung und die Langzeittests mit der Ammoniak-Falle durchgeführt werden.

## Abstract

The thermodynamical as well as economical advantages and the potential disadvantages of ammonia as refrigerant in small heat pump units have been evaluated in comparison to the alternative refrigerants propane and R407C. The required developments for the heat pump components compliant with ammonia and the way to approach them have been assessed. The evaluation of a new ammonia-trap aiming the adsorption of ammonia in the case of leakage and the integration of this trap in the small heat pumps with ammonia are the other main goals of this work.

The comparison of the thermodynamical cycles with ammonia, propane, R407C and R22 shows clearly that ammonia gives the best coefficient of performance. But the ammonia cycles have the biggest compression ratios and the highest gas temperatures at compressor discharge. For that reason an efficient heat removal during the compression is required.

Air-to-water heat pump units of one-stage vapour-compression type for heating capacities of 6 kW and 25 kW have been designed for the following conditions with ammonia, propane, R407C and R22 as refrigerant using the best available compressors and heat exchangers:

- Units to substitute the old boilers in the existing buildings: for an outside air temperature of  $-5^{\circ}\text{C}$  and a heating water temperature of  $50^{\circ}\text{C}$ .
- Units for new buildings: for an outside air temperature of  $-5^{\circ}\text{C}$  and a heating water temperature of  $35^{\circ}\text{C}$ .
- As additional condition: preparation of hot tap water at  $55^{\circ}\text{C}$  for outside air temperatures of  $-5^{\circ}\text{C}$  and  $30^{\circ}\text{C}$  (summer conditions).

The performances of the designed heat pump units have been compared with the measured performances of the existing units (with R22, propane and R407C as refrigerant) at design conditions and at selected off-design conditions. The dimensions and the coefficients of performance are almost the same for the new designs and the units tested at the Heat Pump Test Centre in Toess. The dimensions of the plants show only very slight differences for the refrigerants considered in this study.

Nickelsulfate and coppersulfate have been successfully tested as adsorbent in small scale ammonia-traps at laboratory, but during the full scale tests for the adsorption of a 2,5 kg ammonia charge the air humidity reduced the adsorption capacity of nickelsulfate and the temperature resulting from the exothermic reaction with coppersulfate was rather high.

During the next step of this work a new ammonia-trap design with an improved heat removal with coppersulfate as adsorbent has to be tested and the performances of an oilflooded compressor with rotating sliding vanes have to be checked.

# Inhaltsverzeichnis

	<u>Seite</u>
1. Einleitung: Ziel der Arbeit, Auslegungsbedingungen und Lösungsweg	1.1 - 1.4
2. Theoretische Grundlagen zu den Kreisprozessberechnungen	2.1 - 2.2
3. Die hydraulischen und die luftseitigen Grundschaltungen	3.1 - 3.6
4. Theoretische thermodynamische Vergleichsrechnungen mit Ammoniak, Propan und R407C sowie mit R22 (als Vergleichsbasis)	4.1 - 4.7
5. Zwischeneinspritzung im Falle von Ammoniak	5.1 - 5.2
6. System zur Auslegung von Wärmepumpen mit ausgewählten Komponenten	6.1 - 6.17
7. Disposition der Komponenten	7.1 - 7.3
8. Vergleich der Anlagen	8.1 - 8.26
9. Ammoniakfalle "Ammotrap"	9.1 - 9.9
10. Schlussfolgerungen der Phase 1, Empfehlungen zur Weiterführung des Projektes	10.1 - 10.2
11. Literaturverzeichnis	11.1 - 11.2
12. Symbolenverzeichnis	12.1

## Anhang

A1. Übersicht über die ausgewählten Komponenten	A1.1 - A1.5
---	-------------

# 1. Einleitung: Ziel der Arbeit, Auslegungsbedingungen und Lösungsweg

## 1.1. Ziel der Arbeit

Ammoniak ist ein natürliches Kältemittel, das in grossen Kälte-Anlagen nach dem Kalt dampfkompressions-Prinzip sehr häufig verwendet wird. Durch seine Brennbarkeit und Toxizität blieb jedoch seine Verwendung in den Anlagen für kleine Kälteleistungen und vor allem in den Wärmepumpen-Anlagen bis jetzt aus.

Im Rahmen dieses Projektes werden Arbeiten mit Ammoniak-Wärmepumpen und deren Komponenten berücksichtigt, die im Heizleistungsbereich von 6 bis 25 kW einsetzbar sind und eine starke Reduktion der Ammoniak-Füllung als Hauptziel aufweisen.

Die Zielsetzung der vorliegenden Phase 1 ist die Definition von nachfolgenden Phasen, in denen eine Ammoniak-Kleinwärmepumpenanlage mit einem für Ammoniak- Verdichtung optimierten Verdichter sowie mit einer Ammoniak-Falle (nach dem Adsorptionsprinzip) als Funktionsmuster ausgelegt, hergestellt und erprobt werden soll. Diese Phase 1 beinhaltet folgende Schritte:

1. Zusammenstellung und kritische Beurteilung der international laufenden Arbeiten sowie der bereits verfügbaren oder sich in der Entwicklung befindenden Komponenten für Ammoniak-Kleinwärmepumpen im Heizleistungsbereich von 6 kW bis 25 kW
2. Aufzeigen der thermodynamischen und wirtschaftlichen Vorteile und möglichen Nachteile einer Ammoniak-Wärmepumpenanlage im Heizleistungsbereich von 6 kW bis 25 kW gegenüber entsprechenden Wärmepumpen mit Kohlenwasserstoffen (insbesondere mit Propan) und mit Fluorierten Kohlenwasserstoffen (R407C) und daraus die Aufstellung eines Stärken- und Schwächen-Profils für das Kältemittel „Ammoniak“

Es werden Vergleiche anhand von konkreten Auslegungsbeispielen mit möglichst belegbaren Praxiserfahrungen gemacht:

- mit Luft als Wärmequelle
  - für Raumheizung mit Heizwasservorlauftemperaturen von 35°C (moderneres Heizsystem in Neubauten) und von 50°C (Sanierungsmarkt)
  - mit Varianten für die Warmwasserbereitung (Brauchwasser) bei 55°C
3. Aufzeigen der vorhandenen Wissenslücken bei den Ammoniak-Kleinwärmepumpen im erwähnten Leistungsbereich und des Weges zu deren Überwindung
  4. Auflistung der für eine Ammoniak-Kleinwärmepumpe noch zu entwickelnden Komponenten und des dafür zu erwartenden Aufwandes (inkl. Untersuchung möglicher Varianten zur Entwicklung der nicht verfügbaren Komponenten)
  5. Abschätzung der minimal möglichen Ammoniak-Füllung mit bereits vorhandenen und zu entwickelnden Komponenten
  6. Untersuchung der Wirkung ausgewählter Adsorptionsmittel als Ammoniak-Falle und deren Integrationsmöglichkeit in Ammoniak-Kleinwärmepumpen im erwähnten Leistungsbereich, um den störenden Geruch in der Umgebung der Anlage zu vermeiden.

7. Klärung der Marktbedürfnisse und der Marktchancen inkl. einer Abschätzung des Wärmepumpenanteils im erwähnten Leistungsbereich, der durch Ammoniak-Wärmepumpen ersetzt (oder gewonnen) werden kann.

Die Phase 1 wird mit Empfehlungen zur Weiterführung des Projektes abgeschlossen.

## 1.2. Auslegungsbedingungen: Auslegungs- und Kontrollpunkte

Die Kleinwärmepumpenanlage wird nach dem Kaltdampfkompressions-Prinzip ausgelegt. Dabei wird das Ammoniak als Kältemittel mit Propan und mit R407C verglichen. Es werden Vergleiche anhand von Dimensionierungen von konkreten Anwendungsbeispielen für zwei Leistungsgrößen (Heizleistungen von 6 kW und 25 kW) durchgeführt, mit dem Ziel, ein Stärken-/Schwächen-Profil für Ammoniak aufzustellen.

Die Bedingungen, für welche die Luft-/Wasser-Wärmepumpenanlagen (mit den Kältemitteln Ammoniak, Propan, R407C und R22 als Vergleichsbasis) dimensioniert werden sollen, sind [mit A als Symbol für Luft "=Air", W als Symbol für Heizwasser und BW als Symbol für Brauchwasser]:

**a. für den Neubaumarkt:**

A -5 / W 35      Auslegungspunkt

A-12 / W 40      (Extrempunkt Winter)

A -7 / W 35

A 2 / W 30

**b. für den Sanierungsmarkt:**

A -5 / W 50      Auslegungspunkt

A-12 / W 60      (Extrempunkt Winter)

A -7 / W 50

A 2 / W 35

A 7 / W 35

**c. für die Brauchwasser- (Warmwasser-) Erwärmung**

[sowohl für den Neubau- als auch für den Sanierungsmarkt]:

A -5 / BW 55

A 7 / BW 55

A 30 / BW 55      (Sommer)

In dieser Liste bezeichnen:

A: die Lufteintrittstemperatur zum Verdampfer mit Angabe der entsprechenden Temperatur in °C und

W und BW: die Heiz- resp. Brauchwasservorlauftemperaturen in °C.

Die oben angegebenen Punkte werden alle bei der Auslegung und Kontrolle der Anlagen für 6 kW und 25 kW mitberücksichtigt.

### 1.3. Lösungsweg

Um die Zuverlässigkeit dieser Dimensionierung zu überprüfen, wird in einer Vorphase die Dimensionierung beider Basis-Anlagen mit R22 durchgeführt und das Verhalten dieser Anlagen im Auslegungspunkt und an verschiedenen Kontrollpunkten mit den Messergebnissen aus den bereits ausgeführten Anlagen verglichen.

Als nächste Arbeitsschritte folgen die Auslegung/Dimensionierung (mit Dimensionen und mit Betriebs- und Teillast-Verhalten) einer R22-Anlage für eine Heizleistung von 25 kW und danach die Auslegung/Dimensionierung der Anlagen mit Ammoniak, mit Propan und mit R407C als Kältemittel für beide Heizleistungen von 6 kW sowie 25 kW. Der Vergleich dieser Auslegungen mit den verfügbaren Messergebnissen des Wärmepumpen-Testzentrums in Töss wird die Aufstellung eines kompletten Stärken- und Schwächen-Profils ermöglichen.

Die Möglichkeit einer Zwischeneinspritzung ( $\text{NH}_3$  flüssig) wird mitberücksichtigt.

Eines der Hauptziele dieser Phase 1 ist die Untersuchung der Wirkung der neuen Ammoniak-Falle („Ammotrap“), die von den Herren Prof. Dr. A. Reller und A. Flück entwickelt und patentiert wurde. Diese Falle besteht aus einem den Ammoniak bindenden Adsorptionsmittel. Bei einer eventuellen Ammoniak-Leckage würde das Ammoniak durch die Falle gebunden, und dadurch das Entweichen des Ammoniaks mit dem störenden Geruch an die Umgebung verhindert. Das Adsorptionsmittel wurde bereits in Labortests erfolgreich erprobt. Die Einsatzfähigkeit dieser Falle ist für die Akzeptanz und für die Erhöhung der Einsatzchancen von Ammoniak als Kältemittel entscheidend wichtig.

## **1.4. Aufgliederung des Schlussberichtes**

Im vorliegenden Schlussbericht sind die wichtigsten Schritte und Ergebnisse der folgenden Teilaufgaben zusammengefasst:

- Im Kapitel 2: Die theoretischen Grundlagen zu den Kreisprozessberechnungen
- Im Kapitel 3: Die hydraulischen und die luftseitigen Grundschaltungen
- Im Kapitel 4: Die theoretischen thermodynamischen Kreisprozessberechnungen mit Ammoniak, Propan, R407C und mit R22 (als Vergleichsbasis)
- Im Kapitel 5: Die Wirkung der Zwischeneinspritzung auf die Verdichtungsendtemperatur im Falle von Ammoniak
- Im Kapitel 6: Die Beschreibung des Systems zur Auslegung der Wärmepumpen mit Erläuterungen zu den ausgewählten Komponenten
- Im Kapitel 7: Das Vorgehen bei der Disposition der Komponenten und der Betrieb der Anlagen
- Im Kapitel 8: Der Vergleich der Anlagen mit den verschiedenen Kältemitteln und der Vergleich der im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Anlagen mit im Wärmepumpentestzentrum Töss ausgemessenen Anlagen
- Im Kapitel 9: Die Versuche mit der Ammoniak-Falle

Im Kapitel 10 werden Schlussfolgerungen aus der Phase 1 gezogen und Empfehlungen zur Weiterführung des Projektes gegeben.

Zur besseren Übersicht des Berichts ist am Schluss angehängt:

- Im Anhang 1: Eine Zusammenstellung der ausgewählten Komponenten.

## 2. Theoretische Grundlagen zu den Kreisprozessberechnungen

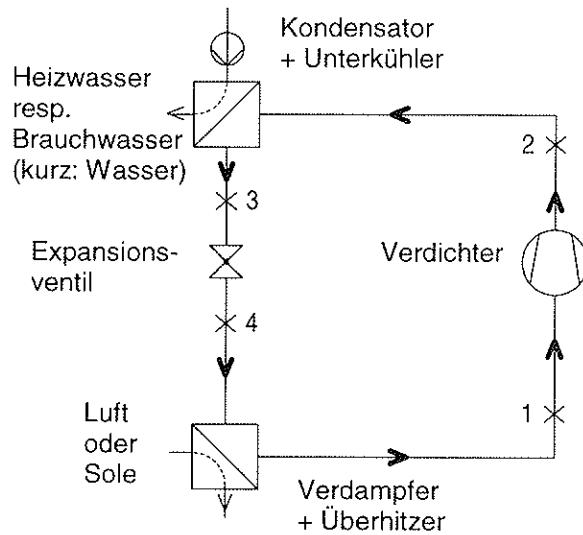


Bild 2.1: Einstufige Anlage:  
Komponenten und Eckpunkte  
für R22, R717, R290 und  
R407C (nur Variante 1)

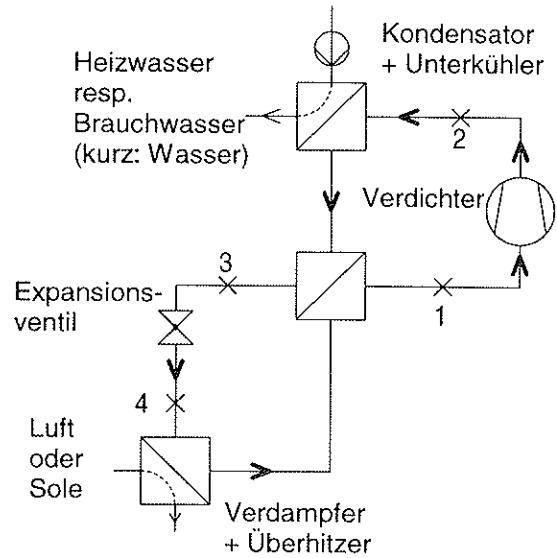


Bild 2.2: Einstufige Anlage mit  
Innerem Wärmetauscher:  
Komponenten und Eckpunkte  
für R407C (nur Variante 2)

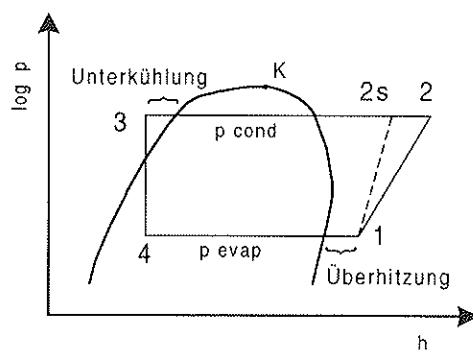
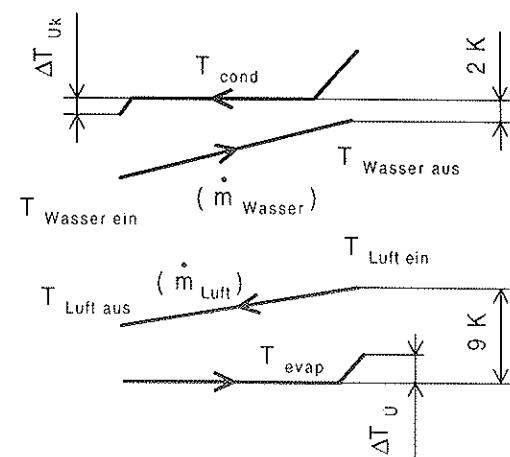


Bild 2.3: Einstufiger Kreisprozess  
im log p, h - Diagramm

Bild 2.4: Temperaturverläufe  
oben: kondensatorseitig  
unten: verdampferseitig



Für die thermodynamischen Kreisprozessberechnungen des Kapitels 4 wurde jeweils eine einstufige Anlage (s. Bilder 2.1 bis 2.3):

- mit Verdampfung bei dem Druck  $p_{\text{evap}}$   
(mit entsprechender Sättigungstemperatur  $T_{\text{evap}}$  bzw. mittlerer Verdampfungstemperatur im Falle von R407C, das einen Temperaturgleit aufweist)
- mit Kondensation bei dem Druck  $p_{\text{cond}}$   
(mit entsprechender Sättigungstemperatur  $T_{\text{cond}}$  bzw. mittlerer Kondensationstemperatur im Falle von R407C)
- mit einer Überhitzung  $\Delta T_{\text{Ü}}$  und
- mit einer Unterkühlung  $\Delta T_{\text{Uk}}$

berücksichtigt.

Die Berechnungen wurden mit Ammoniak, mit Propan, mit R407C und mit R22 (als Vergleichsbasis) als Kältemittel bei gleich bleibender Überhitzung  $\Delta T_{\text{Ü}}$  nach der Verdampfung und bei gleich bleibender Unterkühlung  $\Delta T_{\text{Uk}}$  nach der Kondensation durchgeführt.

Für eine erste Berechnungsreihe (hier als Variante 1 genannt) wurden:

$$\Delta T_{\text{Ü}} = 0 \text{ K} \text{ und } \Delta T_{\text{Uk}} = 3 \text{ K}$$

genommen.

Aus anlagentechnischen Gründen (Innerer Wärmetauscher, weil R407C eine grössere Unterkühlung erfordert) musste nur für R407C eine zweite Berechnungsreihe (als Variante 2 genannt) mit einer stärkeren Überhitzung  $\Delta T_{\text{Ü}} = 20 \text{ K}$  und einer stärkeren Unterkühlung  $\Delta T_{\text{Uk}} = 10 \text{ K}$  durchgeführt werden.

Für die im Kapitel 1.2 aufgelisteten Auslegungs- und Kontrollpunkte mit den entsprechenden Lufteintrittstemperaturen und Heizwasser- bzw. Brauchwasser-Vorlauftemperaturen wurden die Verdampfungs- resp. Kondensationstemperaturen wie folgt festgelegt (s. Bild 2.4):

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{Luft ein}} - 9 \text{ K}$$

$$T_{\text{cond}} = T_{\text{Heizwasser aus}} + 2 \text{ K} \quad (\text{resp. } T_{\text{cond}} = T_{\text{Brauchwasser aus}} + 2 \text{ K})$$

Zu Vergleichszwecke wurden im Falle beider Varianten 1 und 2

$$\text{die Heizleistung } \dot{Q}_{\text{cond}} = 6 \text{ kW} = \text{konstant} \text{ und}$$

der isentrope Wirkungsgrad der Verdichtung  $\eta_{\text{is comp}} = 0,6 = \text{konstant}$  gehalten.

(Bemerkung: Eine Analyse der für die betrachteten Betriebsbedingungen angebotenen Verdichter zeigt, dass der isentrope Wirkungsgrad effektiv um 0,6 liegt. Deshalb sind im Kapitel 4 die Ergebnisse der mit dem isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{is comp}} = 0,6$  durchgeführten Berechnungen zusammengefasst. )

Im Laufe dieser Studie wurden auch Berechnungen mit den isentropen Wirkungsgraden  $\eta_{\text{is comp}} = 0,7$  und  $\eta_{\text{is comp}} = 0,8$  durchgeführt: Die Ergebnisse dieser Berechnungen zeigen die gleichen Tendenzen wie diejenigen mit dem isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{is comp}} = 0,6$ . Wie erwartet wird die Leistungszahl (COP) mit steigendem isentropen Wirkungsgrad grösser und die Verdichtungsendtemperatur kleiner.

### 3. Die hydraulischen und die luftseitigen Grundschatungen

Die kondensatorseitige hydraulische Grundschatzung der Wärmepumpen-Anlage ist im Bild 3.1 dargestellt. Der Kondensator ist in Form eines Doppelkondensators konzipiert: die beiden wasserseitigen Teile (Heizwasser und Brauch- d.h. Warmwasser) sind zwar im selben Mantelraum eingebaut, sie sind jedoch hydraulisch voneinander getrennt.

Bei Wärmepumpenanlagen mit Luft als Wärmequelle ist es meist noch nötig, einen Speicher einzusetzen. Mit einem Speicher werden die Wärmepumpen- und die Wärmenutzungsanlage hydraulisch entkoppelt und die maximal zulässige Schalthäufigkeit kann eingehalten werden (technischer Speicher). Zudem kann ein zeitlicher Ausgleich zwischen Wärmeangebot und Wärmenachfrage geschaffen werden (Wärmespeicher).

Im Prinzip werden die Speicher zeitlich voneinander geladen, da die Kondensationsbedingungen für Heizwasser und für Brauchwasser unterschiedlich sind. Welcher Speicher wann (z.B. in der Nacht) geladen werden soll, ist nicht Bestandteil dieser Studie.

Die Möglichkeit, Warmwasser in einem Enthitzer zu bereiten, wird im Unterkapitel 3.1. behandelt.

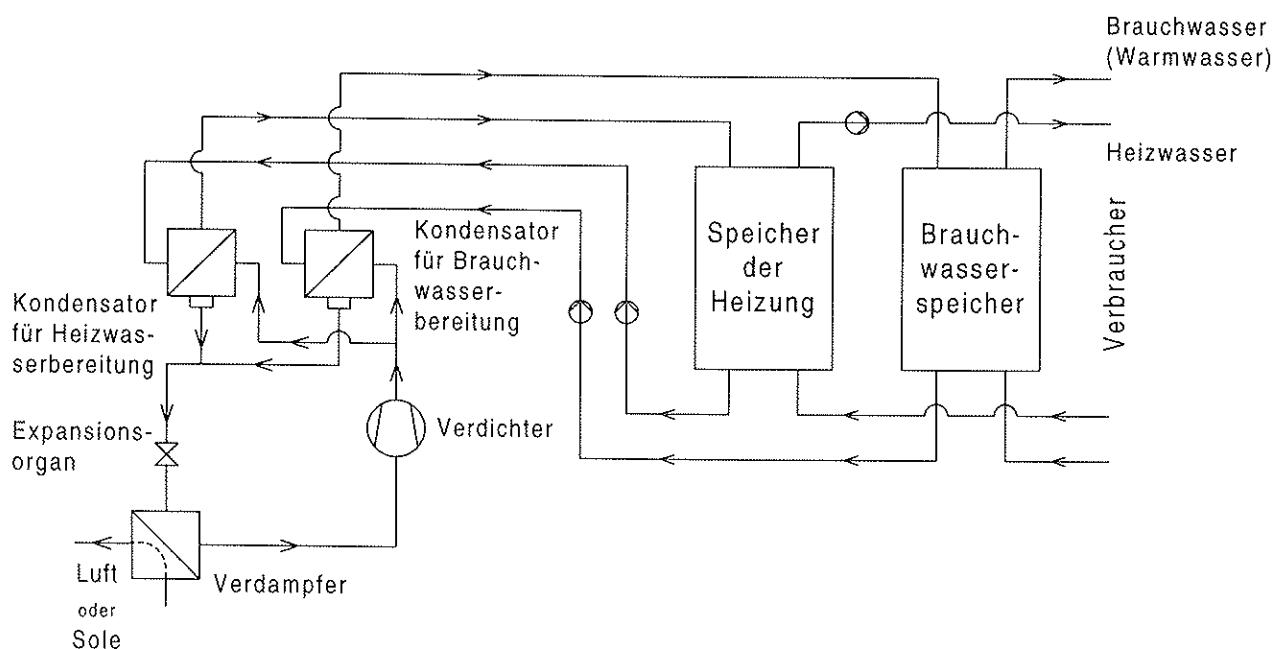


Bild 3.1: Hydraulische Grundschatzung der Wärmepumpen-Heizungsanlage für Heizwasser und für Brauchwasser (Warmwasser).  
Kältemittelkreislauf mit "Parallelschaltung / Entweder-oder-Schaltung" der beiden Kondensatoren.

Verdampferseitig werden zwei Auslegungsvarianten berücksichtigt:

- **Direktverdampfung:** Luftbeaufschlagter Verdampfer mit direkter Verdampfung des Kältemittels in einer (oder in mehreren parallel geschalteten) Rohrleitung(en).
- **Mit Zwischenkreislauf:** Ein Luftkühler und ein geschlossener Solekreislauf ermöglichen den Einsatz eines Plattenverdampfers und dadurch eine starke Reduktion der Kältemittelfüllung. Durch den Zwischenkreislauf ist je nach Betriebs- und Auslegungsbedingung eine grössere Differenz zwischen der Lufteintritts-temperatur und der Verdampfungstemperatur möglich (oder notwendig). Die zusätzliche Soleumlaufpumpe wird zudem zur Reduktion der Leistungszahl der Anlage führen.

In den Bildern 3.2 und 3.3 findet man die Anlagenschalschemata und die entsprechenden Temperaturverläufe.

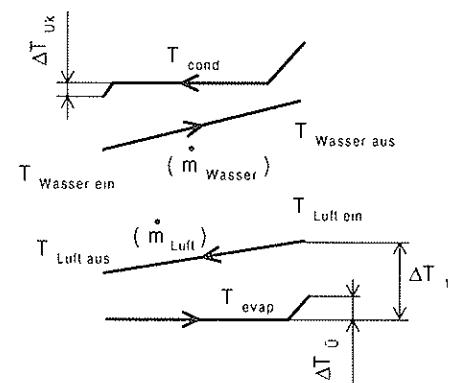
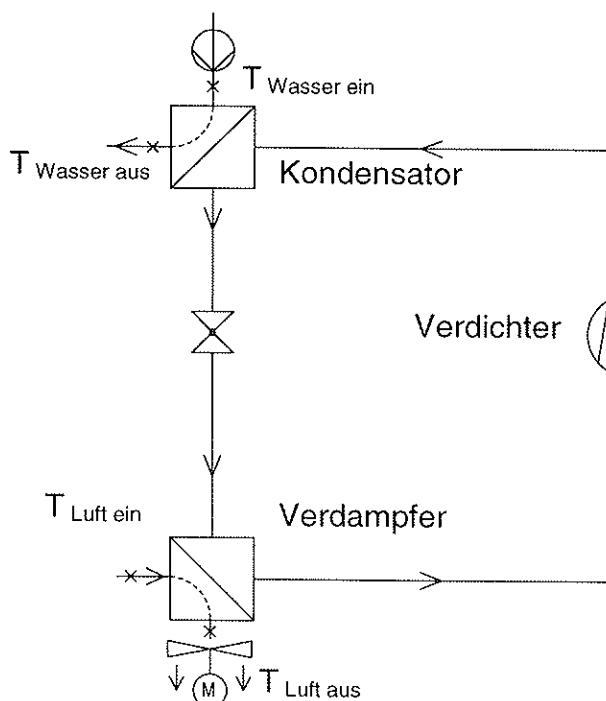


Bild 3.2: Anlage mit Direktverdampfung

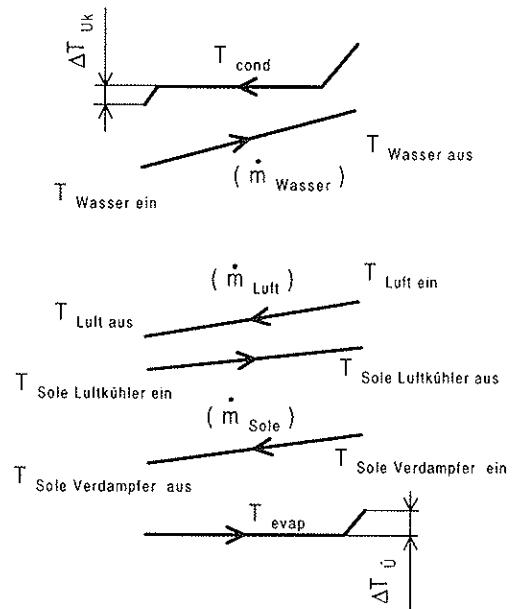
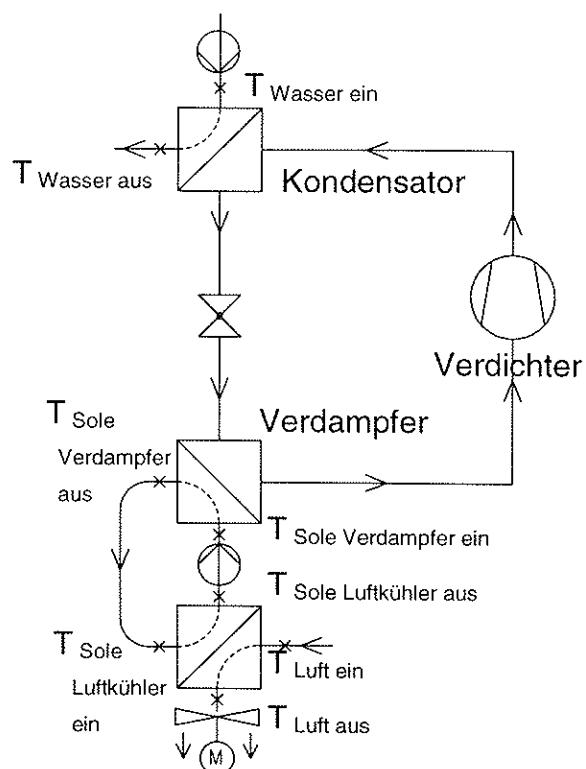


Bild 3.3: Anlage mit dem Sole-Zwischenkreislauf

### 3.1. Enthitzer zur Brauchwasserbereitung

Ist an einem Betriebspunkt für die Brauchwassererwärmung die Kondensationstemperatur wegen den Anwendungsgrenzen des Verdichters auf eine Temperatur unter 55 °C begrenzt, so gibt es die Möglichkeit, das Brauchwasser in einem Enthitzer zu bereiten.

Im nachfolgenden Abschnitt werden Arbeitsweise, Möglichkeiten und Grenzen des Enthitzers wiedergegeben.

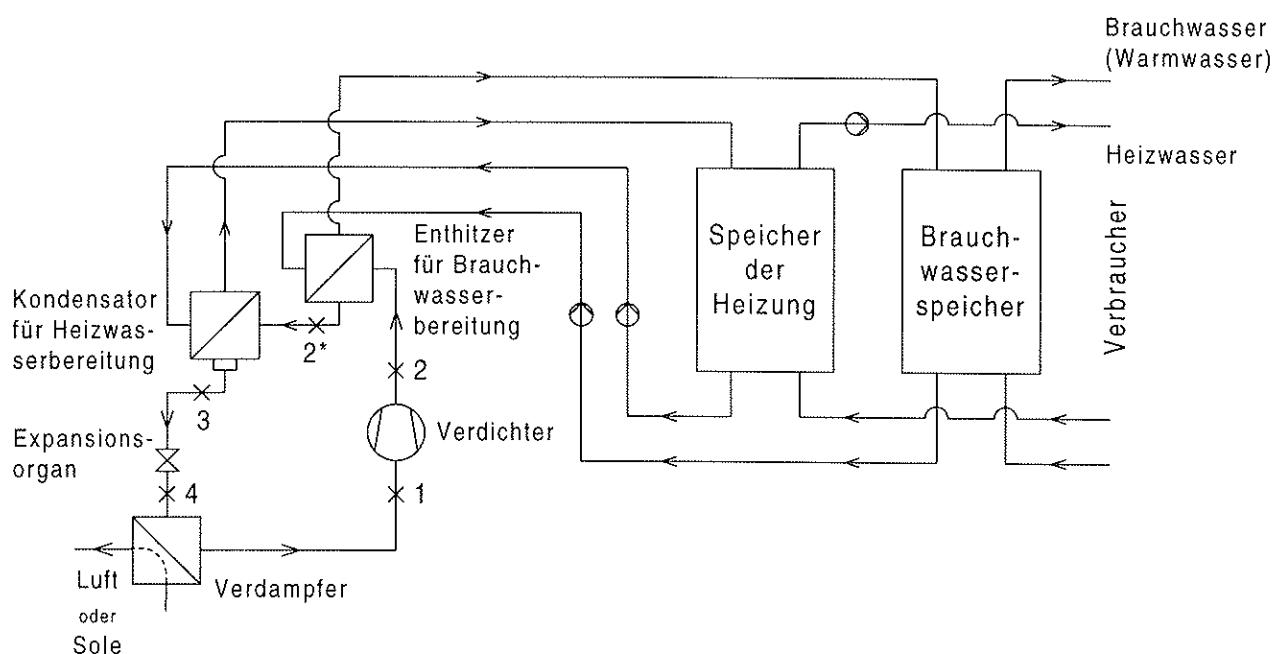


Bild 3.4: Hydraulische Grundschaltung der Wärmepumpen-Heizungsanlage für Heizwasser (im Kondensator bereitet) und für Brauchwasser (Warmwasser, im Enthitzer bereitet).

Kältemittelkreislauf mit "Serieschaltung" von Enthitzer und Kondensator.  
Einstufige Anlage mit Komponenten und Eckpunkte

Dargestellt im  $\log p, h$  Diagramm (Bild 3.5) kommt zusätzlich zu den Eckpunkten des Kreisprozesses (Punkte 1 - 4) der Punkt  $2^*$  dazu. Dieser Punkt zeigt den Zustand des Kältemittels nach dem Austritt aus dem Enthitzer.

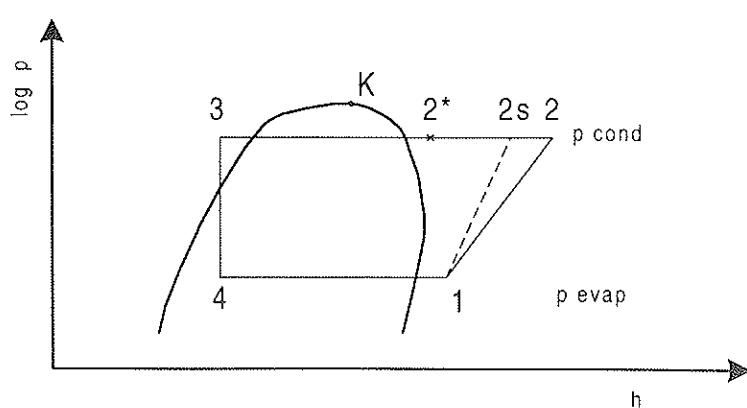


Bild 3.5:  $\log p, h$  Diagramm für eine einstufige Anlage mit einem Enthitzer

Der überhitzte Dampf (Punkt 2 auf Kondensationsdruck) wird im Enthitzer bis zum Punkt 2\* abgekühlt. Die dabei anfallende Wärme wird in einem Enthitzer an das Brauchwasser abgegeben. Je nach den vorhandenen Temperaturverhältnissen kann der Dampf soweit abgekühlt werden, dass Sattdampf aus dem Enthitzer austritt. In diesem Fall tritt auch eine Teilkondensation auf, d. h., an einzelnen Stellen im Enthitzer kondensiert Kältemittel.

Je nach Kältemittel, Druckverhältnis, Ansaugzustand und Arbeitsweise des Verdichters ist die zur Verfügung stehende Wärmeenergie beim Enthitzten unterschiedlich gross. Bestimmend für die nutzbare Wärmeenergie im Enthitzer sind die Eintrittstemperatur des überhitzten Kältemittels in den Enthitzer, die Kondensationstemperatur sowie die Ein- und Austrittstemperatur des Brauchwassers.

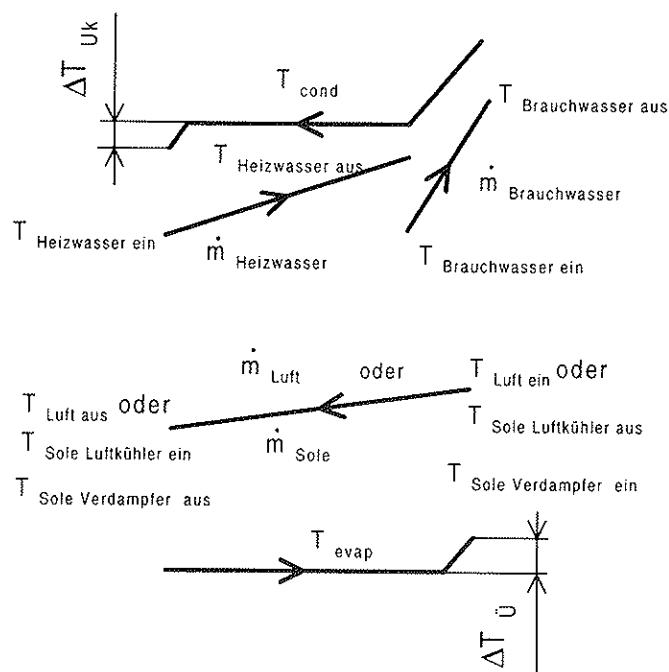


Bild 3.6: Temperaturverläufe im Verdampfer, Kondensator (Heizwasser) und Enthitzer (Brauchwasser)

Aus der Funktion des Enthitzers ergibt sich die Bedingung, dass gleichzeitig die Kondensationswärme in einem anderen Apparat abgeführt werden muss. Über das Jahr gesehen wirkt sich diese Bedingung folgendermassen aus:

#### Situation "Winter"

Bei niedriger Temperatur der Wärmequelle (Umgebungsluft) ist auch die Verdampfungstemperatur tief. Wegen dem hohen Druckverhältnis ist je nach Kältemittel und Verdichtertyp in diesem Fall die Kondensationstemperatur begrenzt, sodass das Brauchwasser im Enthitzer auf die geforderten 55 °C erwärmt werden muss. Da bei tiefen Lufttemperaturen sicher auch Heizleistung benötigt wird, kann die Kondensationswärme problemlos über den Kondensator abgeführt werden.

### Situation "Sommer"

Ist die Temperatur der Wärmequelle (Umgebungsluft) hoch, so ist auch die Verdampfungstemperatur hoch und das Druckverhältnis für den Verdichter ist geringer. Bei den im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Verdichtern ist beim offenen Hubkolbenverdichter (Ammoniakanlagen) die Kondensationstemperatur in jedem Fall auf 55 °C begrenzt (Anwendungsgrenze, vom Verdichterhersteller gegeben). Der Enthitzer funktioniert somit im Sommer als Kondensator. Bei günstigen Strömungsverhältnissen von Kältemittel und Brauchwasser (Gegenstrom) und entsprechendem Volumenstrom des Wassers ist es möglich, dass beim Eintritt des Kältemittels in den Enthitzer (der als Kondensator arbeitet) auch ein Teil der Enthitzung genutzt werden kann, sodass die Wasseraustrittstemperatur in etwa so hoch wie die Kondensationstemperatur wird. In diesem Anwendungsfall wird die Kondensationswärme also auch an das Brauchwasser abgegeben.

### Enthitzer: Auflistung wichtiger Punkte

- Der Enthitzer stellt eine praktikable Lösung dar, um trotz tieferer Kondensationstemperatur Warmwasser bei 55 °C zu bereiten
- Die Warmwasserbereitung erfolgt kontinuierlich, gegebenenfalls wird der Brauchwasserspeicher ebenfalls kontinuierlich geladen.
- Die Warmwasserbereitung erfolgt auch am Tag, wenn die Lufttemperatur gegenüber der Nacht höher ist.
- Grosse Temperaturdifferenzen ergeben eine kleinere Enthitzerfläche, was sich auf die Apparategrösse auswirkt.
- Der Anlagenbetrieb mit einem Enthitzer stellt hohe Anforderungen an die Regelung, damit genügend Brauchwasser bereitgestellt werden kann.
- Die Brauchwasserpumpe läuft gleichzeitig mit der Heizwasserpumpe. Dadurch sinkt der COP leicht.

## 4. Theoretische thermodynamische Vergleichsrechnungen mit Ammoniak, Propan und R407C sowie mit R22 (als Vergleichsbasis)

### 4.1. Bedingungen

Die in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse wurden für eine einstufige Anlage unter den im Kap. 2 detailliert aufgelisteten Bedingungen erhalten:

Variante 1 (mit R22, Ammoniak, Propan und R407C)

mit  $\Delta T_{Ü} = 0 \text{ K}$  und  $\Delta T_{Uk} = 3 \text{ K}$

Variante 2 (nur mit R407C)

mit  $\Delta T_{Ü} = 20 \text{ K}$  und  $\Delta T_{Uk} = 10 \text{ K}$

Für beide Varianten

Lufteintrittstemperaturen und Heizwasser- bzw. Brauchwasser-Vorlauftemperaturen: gemäss Auslegungsbedingungen (s. Kap. 1.2.)

(Diese Bedingungen werden in den Diagrammen Bilder 4.1 bis 4.5 auf der x-Achse angegeben)

Verdampfungstemperatur:  $T_{\text{evap}} = T_{\text{Luft ein}} - 9 \text{ K}$

Kondensationstemperatur:  $T_{\text{cond}} = T_{\text{Heizwasser aus}} + 2 \text{ K}$   
(resp.  $T_{\text{cond}} = T_{\text{Brauchwasser aus}} + 2 \text{ K}$ )

Heizleistung:  $\dot{Q}_{\text{cond}} = 6 \text{ kW} = \text{konstant}$

Isentroper Wirkungsgrad der Verdichtung:  $\eta_{\text{is comp}} = 0,6 = \text{konstant}$

Bemerkung: Eine Analyse der für die betrachteten Betriebsbedingungen angebotenen Verdichter zeigt, dass der isentrope Wirkungsgrad effektiv um 0,6 liegt. Deshalb sind in diesem Kapitel die Ergebnisse der mit dem isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{is comp}} = 0,6$  durchgeföhrten Berechnungen zusammengefasst.

Im Laufe dieser Studie wurden auch Berechnungen mit den isentropen Wirkungsgraden  $\eta_{\text{is comp}} = 0,7$  und  $\eta_{\text{is comp}} = 0,8$  durchgeföhr: Die Ergebnisse dieser Berechnungen zeigen die gleichen Tendenzen wie diejenigen mit dem isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{is comp}} = 0,6$ . Wie erwartet wird die Leistungszahl (COP) mit steigendem isentropen Wirkungsgrad grösser und die Verdichtungsendtemperatur kleiner.

### Erläuterungen:

1. Die Betriebsbedingungen (z.B. A-5 / W35) auf der x-Achse wiedergeben die Lufteintritts- resp. Wasseraustrittstemperaturen.
2. Die Bezeichnungen S 6, N 6 und BW 6 unter den Betriebsbedingungsangaben in einigen Diagrammen symbolisieren in der Reihenfolge: 6 kW Anlage für Sanierungsmarkt, 6 kW Anlage für Neubauten und 6 kW Anlage für Brauchwassererwärmung.

## 4.2. Ergebnisse

### 4.2.1. Leistungszahl COP (Coefficient of Performance)

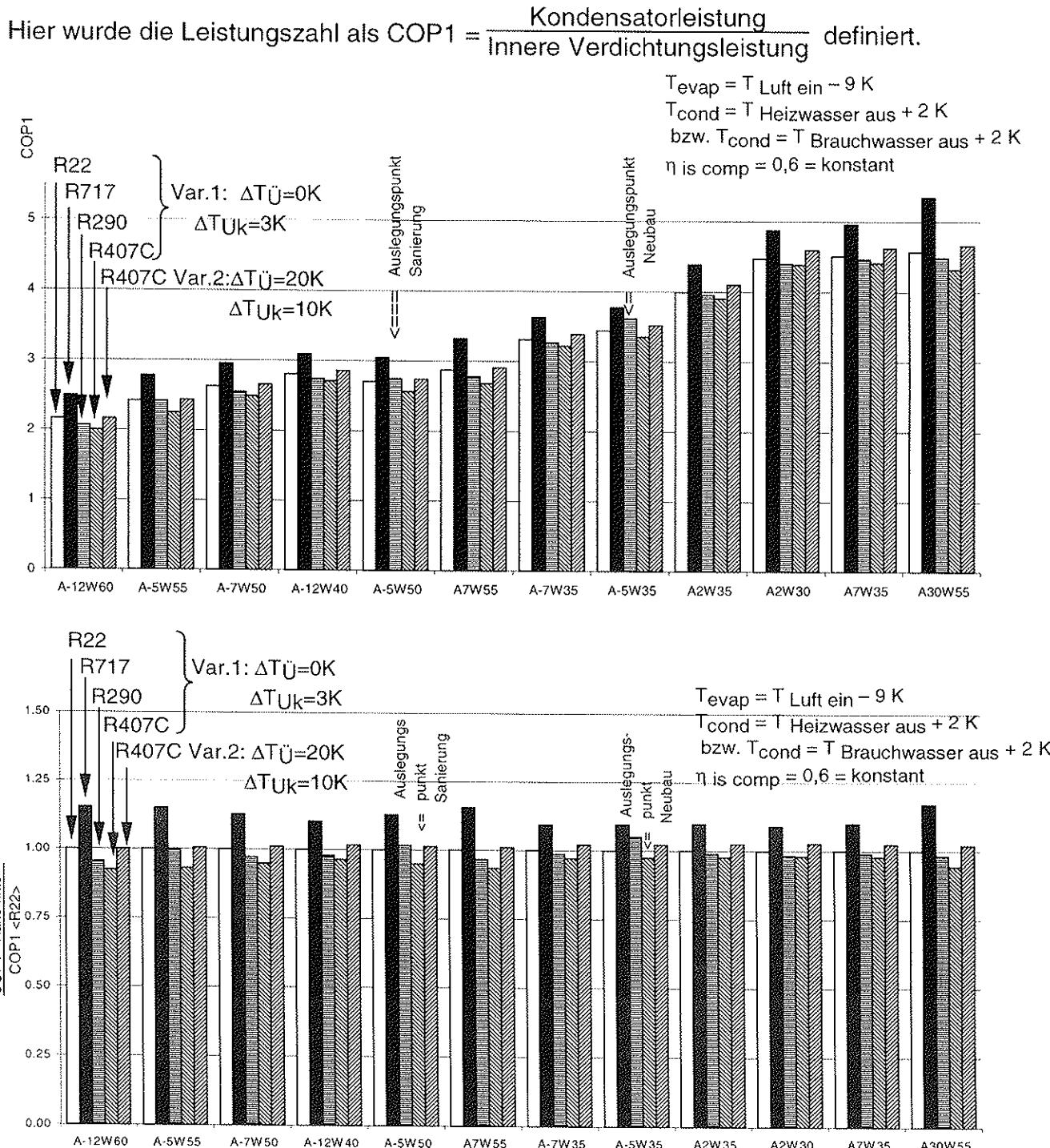


Bild 4.1: COP1 über den Betriebsbereich: oben als absolute Werte, unten im Verhältnis zu COP1 von R22 dargestellt (d.h. an jedem Betriebspunkt wurden die COP1 Werte von Ammoniak, Propan und R407C durch den entsprechenden Wert von R22 dividiert)

**Ergebnis:** Ammoniak ermöglicht den grössten COP1 (um ca. 15% grösser als R22).  
R407C (Var.2) und Propan ergeben gleich grosse COP1 wie R22.

#### 4.2.2. Druckverhältnis $\pi$

$$\pi = \frac{p_{\text{cond}}}{p_{\text{evap}}}$$

$T_{\text{evap}} = T_{\text{Luft ein}} - 9 \text{ K}$   
 $T_{\text{cond}} = T_{\text{Heizwasser aus}} + 2 \text{ K}$   
 bzw.  $T_{\text{cond}} = T_{\text{Brauchwasser aus}} + 2 \text{ K}$   
 $\eta_{\text{is comp}} = 0,6 = \text{konstant}$

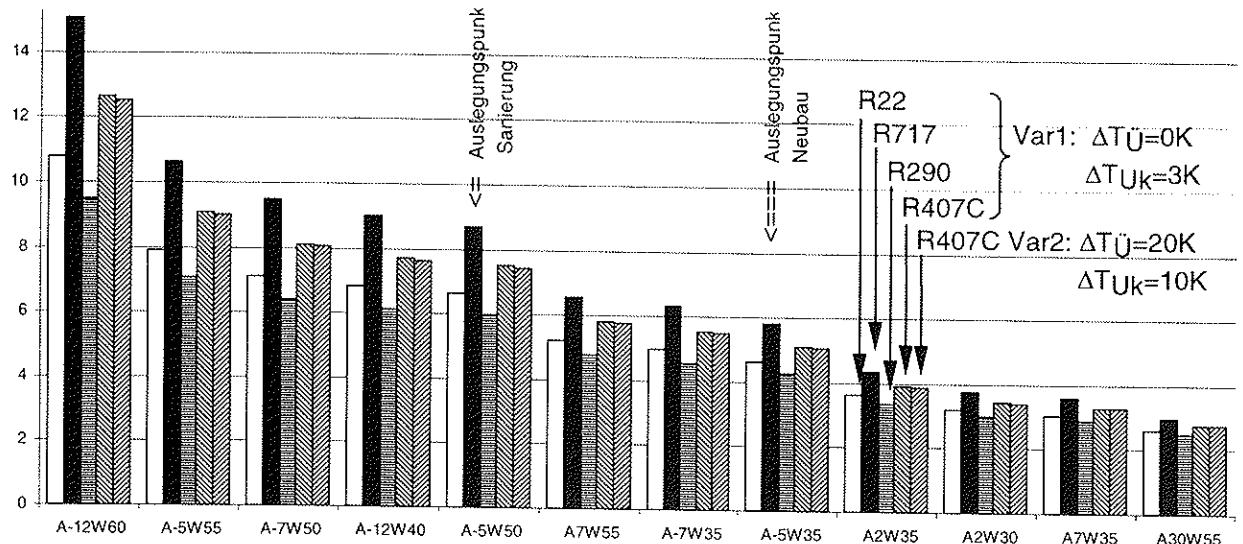


Bild 4.2: Druckverhältnis  $\pi$  über den Betriebsbereich

**Ergebnis:** Propan: Nimmt man das Druckverhältnis  $\pi = 10$  als oberste Grenze für eine einstufig realisierbare Verdichtung [Ref. 1, S. 190, Kap. 5.1.6.], so stellt man fest, dass nur das Verdichtungsverhältnis von Propan in allen angestrebten Betriebsbedingungen kleiner als 10 ist.

Die anderen Kältemittel erfordern im extremsten Arbeitspunkt (A-12 / W60) eine mehrstufige Verdichtung, R717 sogar ein sehr hohes Druckverhältnis von  $\pi = 15$ .

#### 4.2.3. Verdichtungsendtemperatur

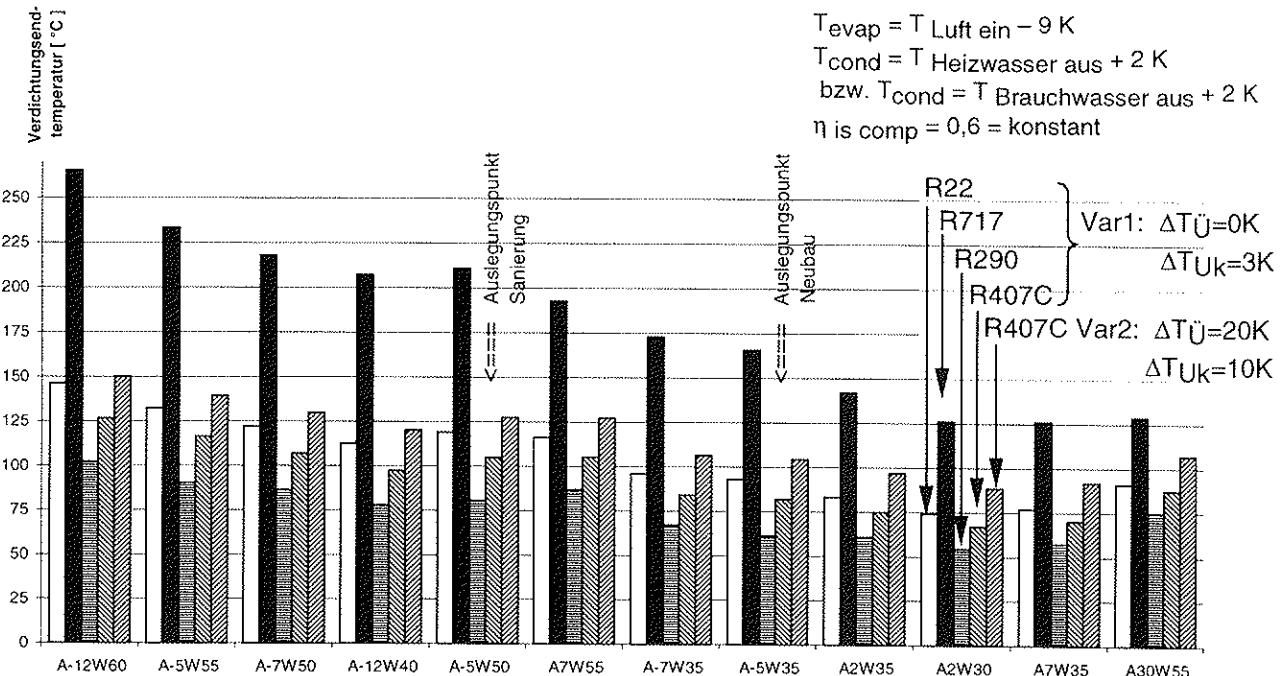


Bild 4.3: Verdichtungsendtemperatur T2

*Ergebnis:* Mit Propan erzielt man die tiefsten Endtemperaturen. R407C (Var.2) hat leicht höhere Temperaturen als R22. Die Verdichtungsendtemperatur bei der Verdichtung von Ammoniak ist immer die höchste.

#### 4.2.4. Massenstrom für eine Heizleistung von 6 kW

Die für eine Heizleistung von 6 kW ermittelten Massenströme sind im Bild 4.4 dargestellt (in g/s).

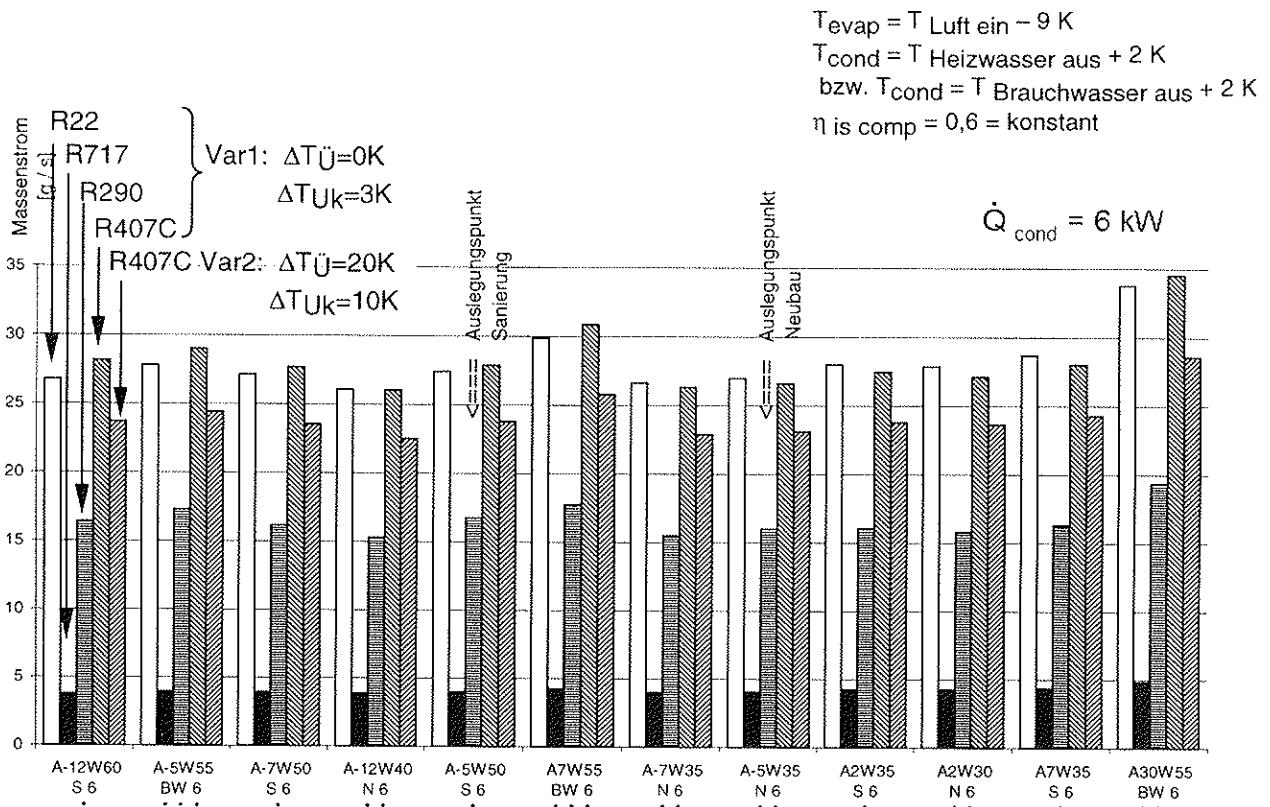


Bild 4.4: Für eine Heizleistung von 6 kW erforderliche Kältemittelmassenströme über den Betriebsbereich

**Ergebnis:** Unter gleichen Bedingungen sind der Massenstrom von R407C (Var.1) und R22 etwa gleich gross.

Im Falle von Propan sind verglichen mit R22 nur halb so grosse Massenströme erforderlich.

Der Massenstrom von R717 hingegen beträgt nur etwa ein Siebtel des Massenstromes von R22.

Die grössere Überhitzung bzw. Unterkühlung bei R407C (Var.2) senkt den Massenstrom um gut 15% im Vergleich zu R407C (Var.1).

Grosse Massenströme führen im allgemeinen zu grösseren Anlagenfüllmengen.

#### 4.2.5. Ansaugvolumenstrom für eine Heizleistung von 6 kW

Die für eine Heizleistung von 6 kW ermittelten Ansaugvolumenströme sind im Bild 4.5 dargestellt ( in  $\text{m}^3/\text{h}$ ).

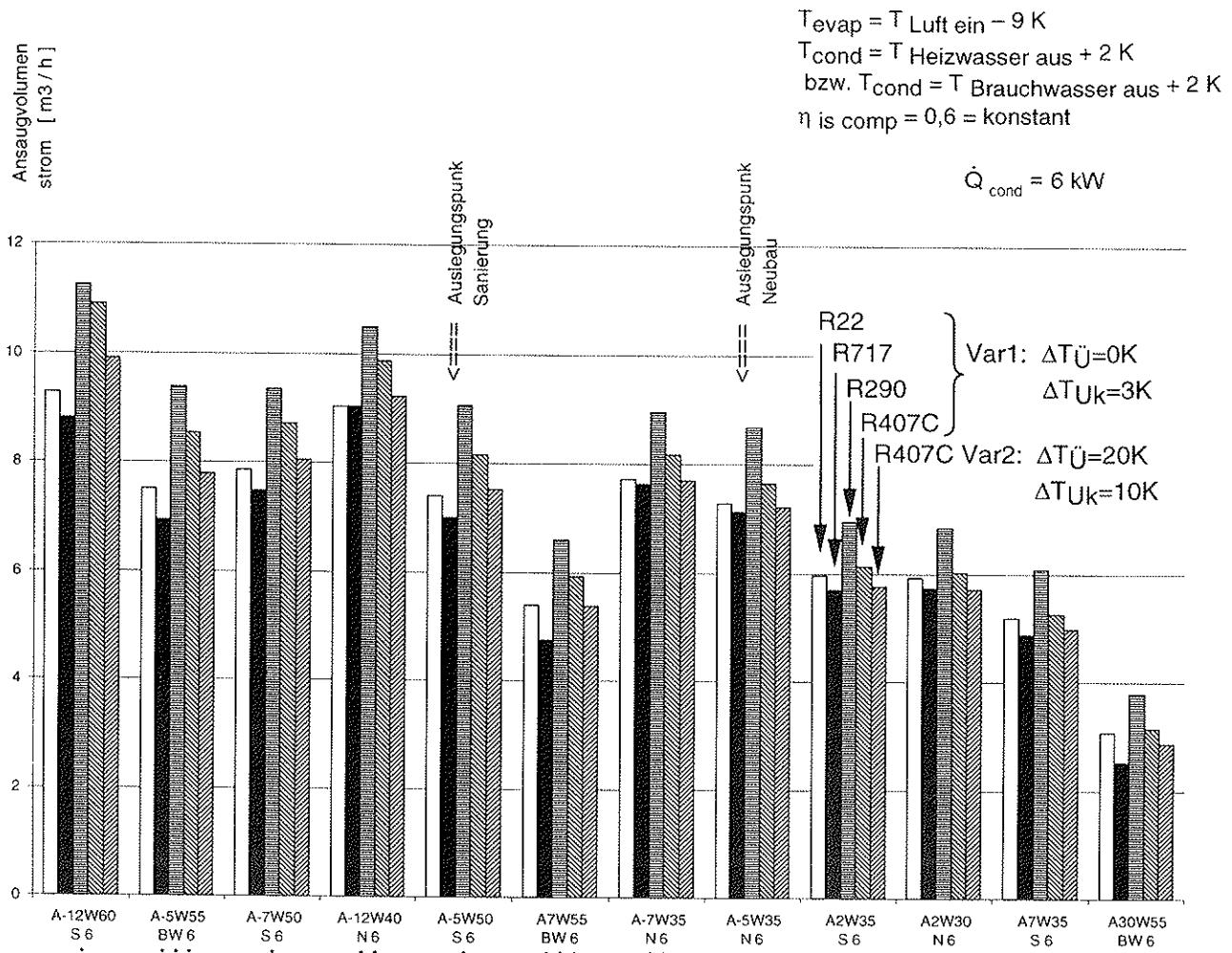


Bild 4.5: Für eine Heizleistung von 6 kW erforderliche Ansaugvolumenströme über den Betriebsbereich

*Ergebnis:* Im Falle von Ammoniak sind die kleinsten Ansaugvolumenströme erforderlich.  
R290 hat immer den grössten Ansaugvolumenstrom.

### 4.3. Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Ergebnisse des Kapitels 4.2. werden diesmal für die betrachteten Kältemittel in Form einer Schwächen- und Stärken-Auflistung zusammengefasst. Dabei werden die Aspekte wie die Sicherheit, die Handhabung, die Anlageninvestitionskosten und das Umweltverhalten nicht erwähnt.

Gemäss dem Projektziel müssen zwar nur die Kältemittel Ammoniak, Propan und R407C verglichen werden. Jedoch die Überprüfung der Auslegungs- und der Dimensionierungssystematik der Anlagen mit diesen Kältemitteln erfordert eine Vergleichsbasis: Angesichts der bisher erprobten Anlagen wurde R22 zu Vergleichszwecken miteinbezogen.

In dieser Bewertung haben die Zeichen folgende Bedeutung:

- + gut, Vorteil
- schlecht, Nachteil
- ✗ neutral, Erwähnung eines Merkmals

#### R22

- Verdichtungsverhältnis hoch, daher zweistufige Verdichtung nötig
- ✗ unproblematische Verdichtungsendtemperatur

#### R717

- + COP gegenüber R22 um 15% besser
- + kleiner Massenstrom  $\Rightarrow$  kleine Füllmenge
- hohes Druckverhältnis, daher zweistufige Verdichtung nötig
- kleiner Massenstrom  $\Rightarrow$  Handhabung und zuverlässige Regelung der kleinen Mengen schwierig
- hohe Verdichtungsendtemperatur

#### R290

- + tiefe Verdichtungsendtemperatur
- Ansaugvolumenstrom am grössten
- ✗ Druckverhältnis für einstufige Verdichtung an der obersten Grenze

#### R407C (Variante 1)

- Verdichtungsverhältnis hoch, daher zweistufige Verdichtung nötig
- Gemisch aus R32, R125 und R134a mit sehr grossem Temperaturgleit
- ✗ unproblematische Verdichtungsendtemperatur

#### R407C (Variante 2)

- + zweitbeste COP nach Ammoniak
- Verdichtungsverhältnis hoch, daher zweistufige Verdichtung nötig
- ✗ unproblematische Verdichtungsendtemperatur

## 5. Zwischeneinspritzung im Falle von Ammoniak

Um die hohe Verdichtungsendtemperatur herabzusetzen, kann man während der Verdichtung eine kleine Menge von flüssigem Ammoniak nach dem Kondensator anzapfen und in den Verdichter einspritzen. Die angezapfte Menge ist sehr klein, weil der Ammoniakmassenstrom für die betrachteten Anlagengrößen sehr gering ist. Die genaue Dosierung der Einspritzmenge kann aus diesem Grund problematisch werden!

In diesem Kapitel wird die Rolle der Einspritzung bei den zwei Auslegungspunkten (d.h. Auslegungspunkt für Neubau-Anlagen und Auslegungspunkt für Sanierungs-Anlagen) untersucht, jedoch nur die Ergebnisse für die Sanierungsanlagen (A-5 / W50) aufgelistet, in welchen die Betriebsbedingungen strenger sind.

Die Berechnungen erfolgten mit einem idealen Zwischendruck  $p_{z,ideal}$ :

$$p_{z \text{ ideal}} = (p_{\text{evap}} \cdot p_{\text{cond}})^{0,5}$$

Für den betrachteten Auslegungspunkt (A-5 / W50) hat man folgende Bedingungen:

$$T_{\text{evap}} = -14^\circ\text{C} \quad (\rightarrow p_{\text{evap}} = 2.46 \text{ bar(a)})$$

$$T_{\text{cond}} = 52^\circ\text{C} \quad (\Rightarrow p_{\text{cond}} = 21,41 \text{ bar(a)})$$

$$\Delta T_{\text{f}} = 0 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{lk}} = 3 \text{ K}$$

und damit ist:

$$p_z \text{ ideal} = 7,26 \text{ bar(a)} \quad (\rightarrow T_{\text{Sattdampf}} = 14,9^\circ\text{C})$$

Im Falle der Variante mit der Zwischeneinspritzung wurde eine fiktive zweistufige Anlage mit zwei getrennten Verdichtern und mit einer Beimischung der Einspritzmenge nach der ersten Verdichtungsstufe gewählt (Bild 5.1). Der isentrope Wirkungsgrad der Verdichtung wurde sowohl für die erste (einstufige) als auch für beide Stufen der zweistufigen Anlage gleich gross ( $\eta_{is,comp} \equiv 0.6$ ) genommen.

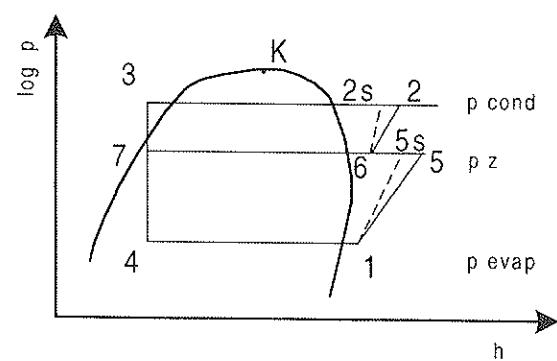
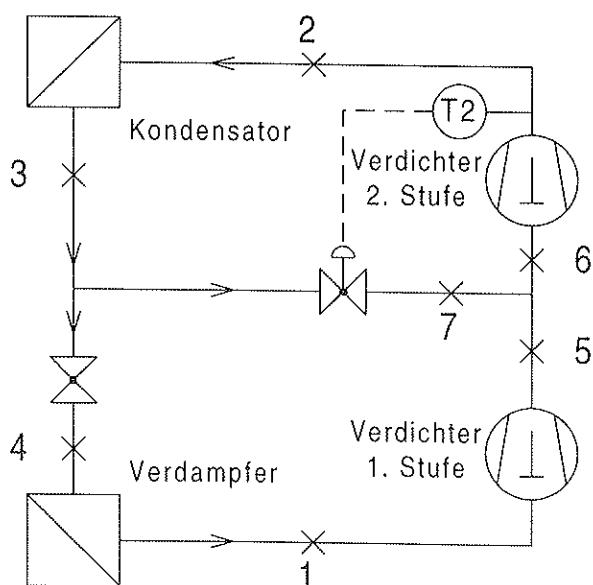


Bild 5.1: Fiktive zweistufige Anlage  
für die Untersuchung der Rolle der  
Zwischeneinspritzung

Die Ergebnisse der Berechnungen sind im Bild 5.2 zusammengefasst:

- Die Leistungszahl sinkt infolge der Einspritzung geringfügig
- Ein Massenanteil von 10% ist für die Absenkung der Verdichtungsendtemperatur auf 170°C notwendig!

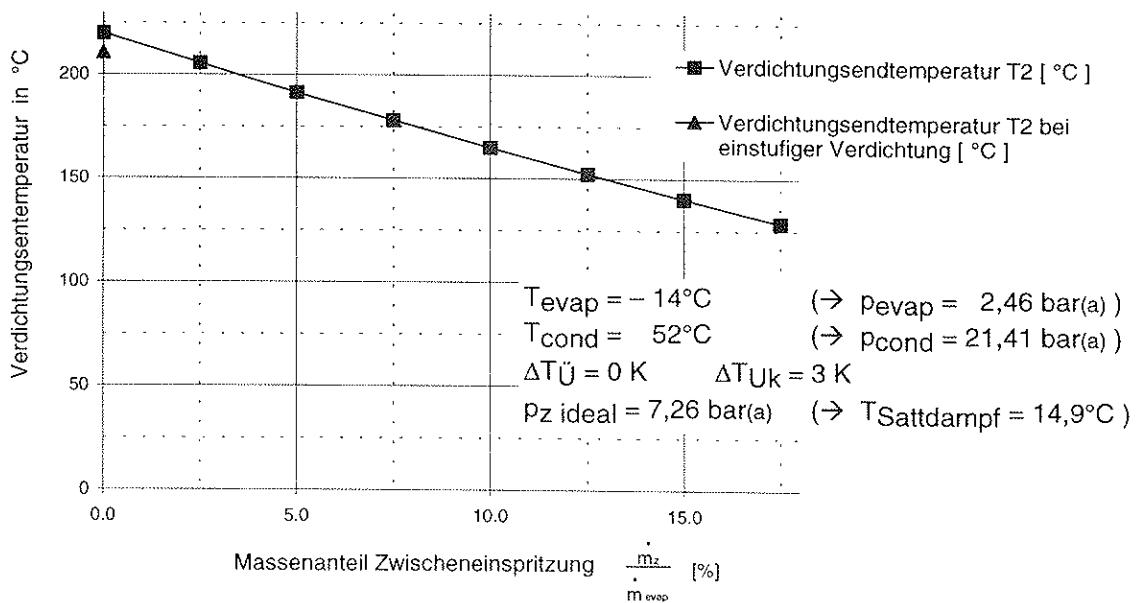
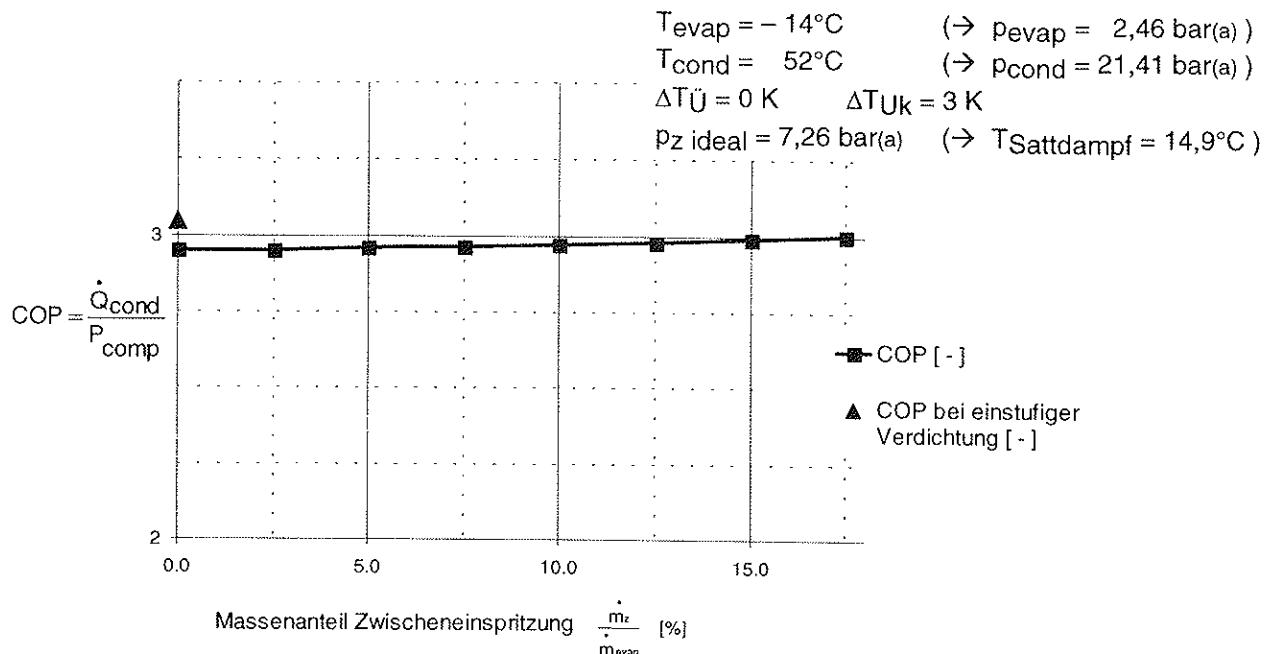


Bild 5.2: Leistungszahl (COP) und Verdichtungsendtemperatur bei Zwischen-einspritzung beim Auslegungspunkt (A-5 / W50)

## 6. System zur Auslegung von Wärmepumpen mit ausgewählten Komponenten

### 6.1. Erläuterung des Aufbaus des Systems (der Systematik)

Die Prozedur zur Auslegung und zur Dimensionierung der Wärmepumpen, die im Rahmen dieser Arbeit aus ausgewählten Komponenten zusammengestellt wurden, läuft nach dem folgenden Systemschema ab:

1. In Abhängigkeit des Einsatzbereiches (Sanierungsmarkt oder Neubauten) werden Auslegungsbedingungen bestimmt [siehe Kap. 1.2. für die Auslegungsbedingungen].
2. Die Auslegungsvariante (Anlage mit Direktverdampfung oder mit dem Sole-Zwischenkreislauf) wird gewählt [siehe Kap. 3. für die verdampferseitigen Varianten].
3. Je nach Variante (Direktverdampfung oder Zwischenkreislauf) wird die Berechnung nach dem Ablaufplan des Kapitels 6.7.1. (Variante "Zwischenkreislauf mit Sole") oder des Kapitels 6.7.2. (Variante "Direktverdampfer") durchgeführt. Um den Berechnungsaufwand in einem vernünftigen Rahmen zu halten, wird dabei unter den Annahmen und Vereinfachungen des Kapitels 6.2. gearbeitet.
4. Nach erfolgter Auslegung/Dimensionierung für den Auslegungspunkt werden die übrigen Betriebspunkte für den gewählten Einsatzbereich (Sanierungsmarkt oder Neubauten) gerechnet: Das sind die im Kap. 1.2. "Kontrollpunkte" genannten Punkte. Bei dieser Berechnung bleiben der Verdichter, die Wärmeaustauschflächen und die Passanordnungen der Apparate sowie die Umwälzpumpenfördermengen gleich resp. unverändert.

### 6.2. Annahmen und Vereinfachungen

Um die Berechnung mit vernünftigem Aufwand durchführen zu können, wurden folgende Annahmen und Vereinfachungen getroffen.

#### a. Allgemeine Annahmen und Vereinfachungen:

- a1. Die Druckverluste zwischen den Anlagenkomponenten werden vernachlässigt. Für die Pumpenauslegungen werden auch nur die Druckverluste in den Komponenten (d. h. im Verdampfer, im Luftkühler und im Kondensator) berücksichtigt. Im Brauchwasserkreislauf ist nur der Druckverlust im Kondensator berücksichtigt (Anteil Hausinstallation fehlt).
- a2. Die Druckverluste auf der Kältemittelseite werden nicht berücksichtigt, d. h., die Temperaturen bleiben in den Komponenten und zwischen den einzelnen Anlagen- teilen konstant. Diese Annahme gilt insbesondere auch für den luftbeaufschlagten Wärmepumpenverdampfer.
- a3. Alle Leitungen (insbesondere Solekreislauf) sind so gut isoliert, dass sich die Temperatur der Sole nicht verändert (d.h. Umgebungseinflüsse werden vernachlässigt).

- a4. Der Volumenstrom der Solepumpe und der Volumenstrom der Wasserpumpe bleiben gleich, ungeachtet dem wechselnden Druckverlust (bedingt durch temperaturabhängige Stoffeigenschaften). Die in der Rechnung ermittelten Volumenströme wurden nach der Wahl der entsprechenden Pumpe nicht mehr angepasst.
- a5. Im Rahmen der interaktiven Anpassung (d.h. des Zusammenspiels) des Luftkühlers, des Verdampfers und des Verdichters wird nicht in jedem Punkt eine Überhitzung von 5 K am Austritt des Verdampfers erreicht. Am Eintritt in den Verdichter wird trotzdem immer eine konstante Überhitzung von 5 K angenommen.
- a6. Die Wahl der Verdampfungstemperatur und der Kondensationstemperatur erfolgte in Schritten von 0,5 K (und nicht feiner!).
- a7. Anlagen mit einem Enthitzer zur Warmwasserbereitung:  
Die Förderhöhe der Heizwasserumwälzpumpe (Druckverlust Kondensator) wird um die Hälfte erhöht. Dieser Zuschlag steht für die erhöhte Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen, wenn gleichzeitig Heizungs- und Brauchwasser umgewälzt werden.
- a8. Offene Verdichter für Ammoniakanlagen:  
Die Kondensationsleistung wird errechnet aus der Kälteleistung, der aufgenommenen Wellenleistung (Katalogangaben) und einem Wert für den mechanischen Wirkungsgrad.  
Eine genaue Beschreibung des Vorgehens und der angenommenen Werte befindet sich im Kapitel 6.6.2. R717, Abschnitt "Verdichter."

b. Sonderfall für die Anlagen mit dem Direktverdampfer:

Die Verdampfungstemperatur wurde in kleineren Temperaturschritten (im Gegensatz zu a6 kleiner als 0,5 K) bestimmt, da für den Verdampfer die Temperaturdifferenz

$$\Delta T_1 = T_{\text{Luft ein}} - T_{\text{evap Verdampfungsende}}$$

eine grosse Auswirkung auf die Leistung des Verdampfers hat.

c. Sole für den Zwischenkreislauf:

Als Sole wurde ein Gemisch von Monoethylen - Glykol (Antifrogen N) und Wasser mit einem Glykolanteil im Wasser von 35% (Volumen / Volumen) genommen. Dieser Gehalt garantiert eine Erstarrungstemperatur (Sprengwirkung) von unter -30°C.

Am Betriebspunkt mit der tiefsten Lufttemperatur ( -12°C) ist der Anlagenbetrieb ohne Einschränkung möglich.

Erst im Bereich zwischen -21°C und -30°C wird die Sole ziemlich zähflüssig (breiartig) und kaum mehr pumpbar.

### 6.3. Systematik für die Luftfeuchtigkeit

Für die Anlagenprüfung im Wärmepumpentestzentrum Töss (WPZ) sind die Normbedingungen aus den EN 255 massgebend. Der Hersteller der von uns verwendeten Komponenten gibt seine Leistungsdaten bei eigens gewählten Luftbedingungen an.

#### Norm EN 255, nach der im WPZ geprüft wird

Zu jeder Lufttemperatur ist ein Wert für die Luftfeuchtigkeit zugeordnet. Im WPZ - Bulletin Nr. 13 [Ref. 3] sind die entsprechenden Werte für die Luftfeuchtigkeit (an den gemessenen Prüfpunkten) angegeben.

#### Herstellerangaben Direktverdampfer

Im Leistungsdiagramm für den Direktverdampfer [Ref. F6] werden nur zwei Luftfeuchten unterschieden: 70 % und 85 %. In diesem Diagramm ist die Beziehung von Lufttemperatur zu Luftfeuchtigkeit eindeutig gegeben.

Als etwas ungenaue Umschreibung kann folgende Angabe gemacht werden:

Lufttemperaturen unter 0 °C	:	70 %
Lufttemperaturen über 6 °C	:	85 %

#### Herstellerangaben Luftkühler

Im Auslegungsprogramm für die Luftkühler [Ref. F5] kann die Luftfeuchtigkeit am Eintritt beliebig vorgegeben werden.

#### Gewählte Systematik für die Luftfeuchtigkeit

Die Forderung nach einem Vergleich (unter gleichen Bedingungen) aller im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Anlagen mit den im WPZ gemessenen Anlagen kann also nicht erfüllt werden, da die Luftfeuchtigkeiten der Anlagen AnlNEKZTL (mit Direktverdampfer) nicht mit den Normbedingungen in Übereinstimmung gebracht werden können.

Wichtig für eine Bewertung der verschiedenen Kältemittel ist der Vergleich der einzelnen Anlagen AnlNEKZTL untereinander. Für diesen Vergleich ist es vorteilhaft, dass die Bedingungen am Lufteintritt identisch sind.

So wurden die Luftfeuchtigkeiten an den jeweiligen Auslegungs- und Betriebspunkten wie folgt gewählt:

70 %	A-5 / W 50	A-12 / W 60	A-7 / W 50	A2 / W 35	Sanierung
	A-5 / W 35	A-12 / W 40	A-7 / W 35	A2 / W 30	Neubau
	A-5 / W 55				Brauchwasser
85 %	A 7 / W 35				Sanierung
	A 7 / W 55	A30 / W 55			Brauchwasser

## **6.4. Anlagenauslegung, Auswahl der Komponenten**

Die Anlage wird am Auslegungspunkt mit den notwendigen Herstellerunterlagen dimensioniert. Die Heizleistung bleibt unter Berücksichtigung der vorhandenen Komponenten so nahe wie möglich bei 6 bzw. 25 kW.

Das Hauptkriterium für die Wahl eines bestimmten Produktes oder einer bestimmten Firma ist das Vorhandensein geeigneter Daten, damit die im Rahmen dieser Arbeit zusammenzustellenden Anlagen überhaupt ausgelegt werden können. Die Produktdaten (Katalogdaten) müssen in Form eines zweckmässigen Diagramms oder idealerweise als Computerprogramm zur Verfügung stehen.

### **6.4.1. Verdichter**

Es besteht ein gut abgestuftes Sortiment für vollhermetische Scrollverdichter für die Kältemittel R22 und R407C. Die gleichen Verdichter könnten mit R290 betrieben werden, wird aber vom Hersteller nicht freigegeben.

Von der Firma Copeland werden Scrollverdichter mit einer einfachen, eingebauten Zwischeneinspritzung angeboten (Produktreihe ZF). Die Zwischeneinspritzung erweitert die Anwendungsgrenzen. Diese Erweiterung kommt vor allem beim Extrempunkt A-12 / W60 (Anlagen für den Sanierungsmarkt) zu tragen.

Bis zum Zeitpunkt dieser Anlagenauslegungen waren nur für die Anlagen mit 6 kW Heizleistung Daten für die Scrollverdichter mit der eingebauten Zwischeneinspritzung erhältlich. In den Anlagen mit 25 kW Heizleistung und in allen Anlagen mit R407C werden Scrollverdichter der Produktreihe ZR (ohne Zwischeneinspritzung) eingebaut.

Die mit [Ref. F4] ermittelten Daten für alle verwendeten vollhermetischen Scrollverdichter ergeben in jedem Betriebspunkt einen Wirkungsgrad  $\eta = 0,95$ , ermittelt mit Gleichung (Gl 6.1).

$$\eta = \frac{\dot{m}_{KM} * (h_2 - h_1)}{P_{elek}} \quad (\text{Gl 6.1})$$

Bedeutung der Formelzeichen:  $\eta$  Wirkungsgrad

$\dot{m}_{KM}$  Massenstrom des Kältemittels

$h_1$  Enthalpie am Ansaugzustand des Verdichters

$h_2$  Enthalpie am Austritt aus dem Verdichter

Für Ammoniak sind für unsere Baugrösse nur offene Verdichter erhältlich. Der Anwendungsbereich für die offenen Hubkolbenverdichter der Firma Bock (Ausführung NH<sub>3</sub>) deckt unsere Anforderungen weitgehendst ab. Daher wurden Produkte dieser Firma berücksichtigt.

### **Gewählte Systematik bei der Verdichterauswahl**

Bei der Anlagenauslegung wurden in Ausrichtung auf das Projektziel für die Kältemittel R22 (als Vergleichsbasis), R290 und R407C eingesetzt. Scrollverdichter sind kompakt und zeichnen sich durch niedrige Schwingungs- und Geräuschpegel aus. Durch den

Einsatz von Verdichtern mit der eingebauten Zwischeneinspritzung vergrössert sich der Anwendungsbereich und die erreichbaren Kondensationstemperaturen bei tiefen Verdampfungstemperaturen liegen höher.

Für die Ammoniakanlagen wurden offene Hubkolbenverdichter eingesetzt.

#### 6.4.2. Wärmeübertrager

Im Kondensator und im Enthitzer sind in allen Anlagen die geschweißten Plattenwärmetauscher aus Chromnickelstahl der Firma NEK eingesetzt. Die Anzahl der Platten im Enthitzer und im Kondensator sind gleich. Die Anlagen mit dem Sole-Zwischenkreislauf sind mit einem geschweißten Plattenwärmetauscher (Verdampfer) aus Chromnickelstahl der Firma NEK ausgerüstet. Plattenwärmetauscher sind kompakt und tragen zu einer geringen Kältemittelfüllmenge in der Anlage bei.

#### 6.4.3. Direktverdampfer

Für alle Anlagen mit einem Direktverdampfer wurden die Wärmepumpenverdampfer der Firma KÜBA gewählt. Die berücksichtigte Produktreihe wurde speziell für den Markt für Haus - Wärmepumpen konzipiert und ist zum Zeitpunkt der Anlagenauslegung nach Herstellerangaben im Lieferprogramm.

In den Anlagen mit einer Heizleistung von 6 kW konnte für alle Kältemittel der Typ WPV 11 verwendet werden, in den Anlagen mit einer Heizleistung von 25 kW wurde der Typ WPV 17 eingesetzt.

Der Lamellenabstand bei diesen Apparaten beträgt 3,2 mm.

#### 6.4.4. Luftkühler

Die verwendeten Komponenten werden von der Firma KÜBA hergestellt. Die gewählte Produktreihe gibt es je nach Grösse mit einem bis drei Ventilatoren. Als Lamellenabstand wurde 4,5 mm gewählt. Dies ist der kleinste wählbare Wert und liegt am nächsten beim entsprechenden Wert der Direktverdampfer (3,2 mm).

Die Wahl eines Apparatetyps wird bestimmt vom Zusammenspiel der Komponenten Verdampfer - Luftkühler. Daneben gibt es zwei Randbedingungen, die optimiert werden müssen:

- Der soleseitige Druckverlust, der klein sein soll (je grösser der Druckverlust, desto grösser die Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe).
- Die Leistungsaufnahme des / der Ventilators /en: Da die Ventilatoren während der ganzen Betriebsdauer laufen, ist ihre elektrische Leistungsaufnahme von Bedeutung.

### Erläuterungen zum Luftkühler SGA 103

In den Anlagen mit Zwischenkreislauf für 25 kW Heizleistung ist der Luftkühler SGA 103 der grösste verwendete Apparat. Von den Abmessungen her ist er etwas unförmig (langes Prisma). Es wurde versucht, die Apparategrösse möglichst kompakt zu halten. Die in 6.4.4. genannten beiden Randbedingungen (kleiner Druckverlust, geringe elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatoren) hatten aber Vorrang. Die Wahl des etwas unförmigen Luftkühlers SGA 103 rechtfertigt sich in der geringen elektrischen Leistungsaufnahme der Ventilatoren.

Die elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatoren steigt bei anderen Apparaten (bei vergleichbarer oder gröserer Kälteleistung) stark an, was in der folgenden Zusammenstellung wiedergegeben wird:

Typ	$\dot{Q}_{\text{Kälte}}$ [kW]	Abmessung (Länge x Breite x Höhe) [mm] * [mm] * [mm]	$P_{\text{elek Ventilator}}$ [W]	$P_{\text{elek Vent}}$ gesamt [kW]
SGA 103	18,3	3375 * 655 * 660	3 * 360	1,08
SGA 112	20,9	2470 * 900 * 870	2 * 1100	2,20
SGA 113	25,7	3955 * 900 * 870	3 * 1100	3,30

Anmerkungen:

- $\dot{Q}_{\text{Kälte}}$  (Kälteleistung) ist bei folgenden Bedingungen ermittelt:
  - Volumenstrom Sole (Monoethylen-Glykol 35%)  $9 \text{ m}^3 / \text{h}$
  - Eintrittstemperatur der Sole in den Luftkühler  $-11 \text{ }^{\circ}\text{C}$
  - Lufteintrittstemperatur  $-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
  - Feuchte der Luft am Eintritt des Luftkühler  $70 \text{ \%}$
- Die Kälteleistung bezieht auf die Apparatevariante mit dem kleineren Druckverlust
- Die Ventilatoren sind auf der Längsseite verteilt
- Alle Angaben sind mit [ F5 ] ermittelt.

### 6.4.5. Expansionsorgane

Als Expansionsorgane werden Kapillarrohre verwendet. Diese sind einfach und betriebssicher.

In den Anlagen mit dem Direktverdampfer wird ein thermostatisches oder ein elektronisches Expansionsventil eingesetzt.

### 6.4.6. Innerer Wärmetauscher für R407C

Das Kältemittel R407C muss beim Eintritt in den Verdichter stark überhitzt sein. Diese zusätzliche Überhitzung zwischen dem Austritt aus dem Verdampfer und dem Eintritt in den Verdichter erfolgt in einem Inneren Wärmetauscher (Anlagenschema vgl. Bild 2.2). Die für diese Überhitzung notwendige Wärme wird dem verflüssigen Kältemittel (zwischen Austritt Kondensator und Expansionsventil) entzogen. Das verflüssigen Kältemittel wird zusätzlich unterkühlt.

#### 6.4.7. Hockdrucksammler

Bei den Anlagen mit einem Direktverdampfer muss ein Hochdrucksammler eingebaut werden. Dieser Sammler gewährt eine ausreichende Flüssigkeitsvorlage vor dem Expansionsventil.

#### 6.4.8. Umwälzpumpen

Für Umwälzpumpen gibt es verschiedene Hersteller mit einer grossen Produktpalette. Bei der Auswahl der Umwälzpumpen wurden Produkte der Firma Grundfos verwendet. Dabei konnte das Computerprogramm [Ref. F10] für die Pumpenauswahl verwendet werden.

Eingabedaten sind die Fördermenge und die maximale Förderhöhe (beim grössten ermittelten Druckverlust). Bei der Auswahl der Pumpen wurde Wert auf eine kleine Leistungsaufnahme gelegt.

Für die Soleumwälzpumpen ist zu erwähnen, dass die Einbau- und Umgebungsbedingungen vor dem Einbau noch genauer betrachtet werden müssten.

#### Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen

Wenn das Brauchwasser im Enthitzer bereitst wird, so bedeutet dies, dass gleichzeitig die Umwälzpumpe für das Brauchwasser und diejenige für das Heizwasser eingeschaltet sind. Dieser Sachverhalt ist in der Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen berücksichtigt.

Bei den Anlagen mit einer Heizleistung von 6 kW mit R22 und R290 kann das Brauchwasser an den betrachteten Betriebspunkten im Kondensator bereitst werden. Das bedeutet, dass abwechslungsweise Heiz- oder Brauchwasser erwärmt wird. Im Dauerbetrieb arbeitet somit nur die Heizwasser- oder die Brauchwasserpumpe.

#### 6.4.9. Ölkreislauf

Für die Schmierung des Verdichters wird Kältemaschinenöl verwendet. Grundsätzlich ist in allen Anlagen ein Ölabscheider einzusetzen, damit das vom Verdichter ausgeworfene Öl wieder zum Verdichter zurückgeführt werden kann. In den Anlagen mit dem Zwischenkreislauf werden überflutete Plattenverdampfer eingesetzt. Für R22, R290 und R407C werden mischbare Öle verwendet, was bedeutet, dass das flüssige Kältemittel und das Öl bei bestimmten Temperatur- und Konzentrationsbedingungen vollständig mischbar sind. Daneben gibt es aber auch Zustände, wo sich das Kältemittel und das Öl trennen (entmischen). Im unteren Teil des Verdampfers sammelt sich bei der Entmischung das flüssige Kältemittel, während im oberen Teil eine mit Öl angereicherte Schicht schwimmt. Die Ölanreicherung führt zu einem Siedeverzug. Eine sichere, kontinuierliche Ölrückführung wird verhindert.

Damit im Verdampfer die Ölkonzentration im flüssigen Kältemittel nicht soweit ansteigt, dass eine Entmischung von Kältemittel und Öl stattfindet, wird ein Ölaustreiber eingesetzt. Aus dem Verdampfer wird flüssiges Kältemittel angezapft, mit der Thermosyphonwirkung gefördert und in einem Ölaustreiber verdampft. Die

Wärmeenergie bezieht der Ölaustreiber von warmem Kältemittel, welches nach dem Kondensieren noch zusätzlich unterkühlt wird.

In unseren Anlagen ist der Ölaustreiber im Kondensator eingebaut.

Bei den Anlagen mit R717 wird ein mit dem Kältemittel nicht mischbares Öl gewählt. Das Öl setzt sich im Verdampfer an der untersten Stelle ab und kann von dort wieder zum Verdichter zurückgefördert werden. Es muss beachtet werden, dass das Öl bei allen Verdampfungstemperaturen immer noch fliessfähig bleibt.

## 6.5. Anlagenverhalten an den Betriebspunkten

Betriebspunkte ("Off-Design"-Verhalten)

a) mit Zwischenkreislauf

- Verhalten der NEK - COMPADISC Komponenten:  $\dot{Q} = k * A * \Delta T_{m \log}$
- Verhalten der restlichen Komponenten gemäss Herstellerangaben, d. h., die Betriebsdaten können mit Computerprogrammen für die gegebenen Bedingungen ermittelt werden.

b) mit Direktverdampfer

- Verhalten des NEK - COMPADISC Kondensators:  $\dot{Q}_{cond} = k * A_{cond} * \Delta T_{m \log}$
- Verhalten der restlichen Komponenten gemäss Herstellerangaben, d. h., die Betriebsdaten können mit dem Leistungsdiagramm (Luftkühler) und mit dem Computerprogramm (Verdichter) für die gegebenen Bedingungen ermittelt werden.

Für das Zusammenspiel der Komponenten gibt es verschiedene Einschränkungen, die zu beachten sind. Die in der folgenden Liste zusammengestellten Bedingungen werden am Auslegungspunkt und an den Betriebspunkten eingehalten.

### Luftkühler

- Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz muss beim Auslegungspunkt grösser als 3 K sein.
- Der wählbare Volumenstrom durch den Apparat ist „begrenzt“ durch den auftretenden Druckverlust.

### Direktverdampfer

- Die Apparateleistung wird als Funktion der Lufteintrittstemperatur und der Temperaturdifferenz  $\Delta T_1$  (Lufteintritt minus Verdampfungstemperatur am Verdampfungsende) gegeben. Diese Temperaturdifferenz  $\Delta T_1$  muss gemäss Leistungsdiagramm grösser als 6 K sein.
- Die maximale Lufteintrittstemperatur ist gemäss Leistungsdiagramm 25 °C.

### Verdampfer, Kondensator

- Der plattenseitige Druckverlust des strömenden Mediums (im Verdampfer Sole, im Kondensator und Enthitzer Wasser) muss zwischen 0,08 und 0,40 bar liegen. Bei der Apparateauslegung kann die Passzahl verändert werden, um den Druckverlust innerhalb dieser Grenzen zu behalten.
- Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz muss beim Auslegungspunkt grösser als 4 K sein.

### Verdichter

- Die Anwendungsbereiche müssen eingehalten werden.
- Die höchste Verdampfungstemperatur (aus Anwendungsbereichen) ist je nach Typ des Scrollverdichters beschränkt:

$$\begin{array}{ll} \text{ZF - Reihe} & T_{\text{evap max}} = 7,5 \text{ °C} \\ \text{ZR - Reihe} & T_{\text{evap max}} = 12,5 \text{ °C} \end{array}$$

#### 6.5.1. Zusammenspiel der Komponenten

Die übertragenen Leistungen müssen gleich sein.

Beispiel Luft als Wärmequelle

$$\begin{aligned} & \dot{Q} \text{ Abkühlung der Luft} \\ & = \dot{Q} \text{ Erwärmung der Sole im Luftkühler} \\ & = \dot{Q} \text{ Abkühlung der Sole im Verdampfer} \\ & = \dot{Q} \text{ Verdampfung des Kältemittels} \end{aligned}$$

Derselbe Zusammenhang gilt analog auf der Wärmesenke (Kondensator / + Enthitzer).

### Zusammenspiel Verdampfer - Verdichter

Am Betriebspunkt A-12 / W60 (Anlagen für Sanierung) oder A-12 / W40 (Anlagen für Neubau) kann sich aus dem Zusammenspiel Verdampfer - Verdichter ergeben, dass die Temperaturdifferenz  $\Delta T_1$  kleiner als 6 K sein müsste (vgl. Kapitel 6.5., Abschnitt "Direktverdampfer"). Der Verdampfer ist also an diesem Betriebspunkt überdimensioniert. Es ergibt sich folgende Situation:

Im realen Anlagenbetrieb stellt sich eine tiefere Temperaturdifferenz ein. Die Anlage läuft normal weiter.

Die Leistung und das Anlagenverhalten an solchen Betriebspunkten kann aber mit dem Leistungsdiagramm des Verdampfers (Herstellerangabe) nicht mehr ermittelt werden.

Um trotzdem eine Angabe über den Anlagenbetrieb zu erhalten, wird die Temperaturdifferenz bei 6 K belassen (Kapitel 6.5., Abschnitt "Direktverdampfer") und die Kondensationstemperatur soweit gesenkt, bis die vom Verdampfer abgegebene Leistung mit der vom Verdichter geförderten Leistung übereinstimmt. Für den Betriebspunkt sind somit Daten bestimmbar, jedoch sinkt auch die erreichbare Heizwassertemperatur.

## **6.6. Anmerkungen zur Anlagenauslegung, gegliedert nach Kältemittel**

Nachfolgend sind pro Kältemittel Annahmen und Erläuterungen aufgelistet, die eingehalten wurden.

### 6.6.1. R22 (als Vergleichsbasis)

Die Stoffdaten für R22 sind mit dem Programm [Ref. F1] berechnet.

#### Verdichter

Bis zum Zeitpunkt der Anlagenauslegung waren für die Anlagen mit einer Heizleistung von 25 kW keine Scrollverdichter der ZF Reihe (d.h. mit Zwischeneinspritzung) bzw. geeignete Katalogdaten derselben erhältlich.

#### Enthitzer

Je nach Verdichtertyp, der in den Anlagen eingesetzt wird, ist die maximale Kondensationstemperatur vorgegeben. Für die vorgegebenen Betriebspunkte für die Brauchwassererwärmung ist je nach möglicher Kondensationstemperatur ein Enthitzer notwendig, um die angestrebten Wasseraustrittstemperaturen zu erreichen. In den Anlagen mit einer Heizleistung von 25 kW muss das Brauchwasser an einigen Betriebspunkten auf jeden Fall im Enthitzer bereitstehen.

#### Direktverdampfer

Die im Leistungsdiagramm des Wärmepumpenverdampfers angegebenen Werte gelten für das Kältemittel R22.

### 6.6.2. R717

Die Stoffdaten für R717 sind mit dem Programm [Ref. F1] berechnet.

#### Verdichter

Die Abstufung der Verdichtergrösse ist in dem für diese Arbeit benötigten Leistungsbereich grob. Über eine Anpassung der Drehzahl erhält man die benötigte Verdichterleistung. Die Drehzahl wurde so gewählt, dass die Heizleistung am Auslegungspunkt möglichst nahe bei 6 bzw. 25 kW liegt. Die möglichen Drehzahlen werden vom Elektromotor gegeben. In unseren Anlagen laufen die Verdichter mit den Drehzahlen  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$  oder  $n = 960 \text{ min}^{-1}$ , der Elektromotor ist dann 4 bzw. 6 polig. Über den gesamten Betriebsbereich bleibt die Drehzahl konstant.

Aus dem Computerprogramm der Firma Bock [Ref. F9] können die Kälteleistung und die entsprechend an der Welle aufgenommene mechanische Leistung für die herrschenden Betriebsbedingungen entnommen werden. Aus diesen beiden Angaben wurde die Kondensationsleistung mit dem nachfolgend beschriebenen Vorgehen bestimmt.

Für einen angenommenen mechanischen Wirkungsgrad (Aufstellung unten) wird der Isentropenwirkungsgrad iterativ so bestimmt, bis die Gleichung (Gl 6.2) erfüllt ist:

$$P_{\text{Welle}} * \eta_{\text{mech}} = \dot{m}_{\text{KM}} * (h_2 - h_1) \quad \text{wobei} \quad h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{\text{is comp}}} \quad (\text{Gl 6.2})$$

Bedeutung der Formelzeichen:	$P_{\text{Welle}}$	Verdichteraufnahmleistung an Welle
	$\eta_{\text{mech}}$	mechanischer Wirkungsgrad
	$\eta_{\text{is comp}}$	Isentropenwirkungsgrad
	$\dot{m}_{\text{KM}}$	Massenstrom Kältemittel
	$h_1$	Enthalpie am Ansaugzustand des Verdichters
	$h_{2s}$	Enthalpie nach isentroper Verdichtung
	$h_2$	Enthalpie nach verlustbehafteter Verdichtung (Angabe über die Verdichtung: $\eta_{\text{is comp}}$ )

Es wird vorausgesetzt, dass die mechanische Verlustleistung  $P_{\text{Welle}} * (1 - \eta_{\text{mech}})$  ganz an die Umgebung abgegeben und somit nicht zur Kondensationsleistung addiert wird.

Aufstellung für die gewählten Werte:

Anlagen mit 6 kW Heizleistung  $\eta_{\text{mech}} = 0,85$

Anlagen mit 25 kW Heizleistung  $\eta_{\text{mech}} = 0,90$

Anmerkungen: Die Werte berücksichtigen die unterschiedlichen Verdichtergrößen, die in den Anlagen mit 6 kW bzw. 25 kW Heizleistung eingebaut sind. Der Wirkungsgrad steigt mit zunehmender Verdichtergröße. Als vereinfachende Annahme bleibt der obige Wert über den ganzen Betriebsbereich konstant und ist somit vom Druckverhältnis unabhängig.

Wie oben erwähnt, werden für den Verdichterantrieb Drehstrommotoren verwendet. Zur Ermittlung der elektrisch aufgenommenen Leistung des Motors wird ebenfalls ein Wirkungsgrad gewählt. Dieser Wirkungsgrad berücksichtigt folgenden Zusammenhang:

$$\eta_{\text{elek}} = \frac{P_{\text{mechanisch vom Elektromotor an der Welle abgegeben}}}{P_{\text{elektrisch vom Elektromotor aufgenommen}}} \quad (\text{Gl 6.3})$$

Gewählte Werte:

Anlagen mit 6 kW Heizleistung  $\eta_{\text{elek}} = 0,85$

Anlagen mit 25 kW Heizleistung  $\eta_{\text{elek}} = 0,90$

Anmerkungen: Die Werte wurden in Anlehnung an Herstellerangaben gewählt und berücksichtigen ebenfalls den Einfluss der zunehmenden Motorengröße. Auch diese obigen Werte bleiben über den ganzen Betriebsbereich konstant und somit lastunabhängig.

Um den Verdichter im geforderten Betriebsbereich fahren zu können, ist je nach Betriebspunkt eine Zusatzkühlung des Verdichters notwendig. Die Zusatzkühlung kann mit einem Lüfter oder mit wassergekühlten Zylinderköpfen erreicht werden. In dieser

Arbeit wird auf eine Nutzung des Kühlwassers aus der Zylinderkopfkühlung zur Heizwasservorwärmung verzichtet.

### Enthitzer

Da bei Ammoniak die Verdichtungsendtemperatur sehr hoch ist, ist ein Enthitzer zur Bereitstellung des Warmwassers sehr geeignet. Weil in unserem Fall die Verdichtereinsatzgrenze bei einer Kondensationstemperatur von 55 °C liegt (Anwendungsgrenze, vom Verdichterhersteller gegeben), ist auf jeden Fall für Ammoniakanlagen ein Enthitzer erforderlich.

### Direktverdampfer

Gemäss Auskunft von Danfoss W. Kuster und KÜBA bleibt die Leistung der Wärmepumpenverdampfer mit Ammoniak fast gleich wie bei R22. Da bei luftbeaufschlagten Verdampfern der Wärmeübergangskoeffizient luftseitig deutlich kleiner als kältemittel seitig ist, so kommt der grössere Wärmeübergangskoeffizient des verdampfenden Ammoniaks kaum als Leistungsverbesserung zum Vorschein.

Beim Betrieb des Wärmepumpenverdampfers mit dem Kältemittel Ammoniak muss die angegebene Anzahl der Stränge (für den Betrieb mit R22 ausgelegt) angepasst werden, sodass der Wärmepumpenverdampfer auf die Eigenschaften von Ammoniak abgestimmt ist.

### 6.6.3. R290

Die Stoffdaten für R290 sind aus [Ref. 6] entnommen. Die Zwischenwerte sind jeweils linear interpoliert.

### Verdichter

Da von der Firma Copeland (sowie von verschiedenen anderen Herstellern) keine Garantien für mit Propan betriebene Verdichter gegeben werden, sind auch keine Leistungsdaten erhältlich.

Die Vergleichsdaten stammen aus den thermodynamischen Berechnungen im Kapitel 4. In den Anlagen mit Propan wurden dieselben Verdichter eingesetzt wie in den Anlagen mit R22, jeweils mit folgenden Beziehungen für die Verdampfer-, Kondensator- und Antriebsleistungen:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{evap R290}} &= 0,9 * \dot{Q}_{\text{evap R22}} \\ \dot{Q}_{\text{cond R290}} &= 0,9 * \dot{Q}_{\text{cond R22}} \\ P_{\text{elek R290}} &= 0,9 * P_{\text{elek R22}}\end{aligned}$$

### Enthitzer

Analog zu den Anlagen mit R22 muss in den Anlagen mit 25 kW Heizleistung ein Enthitzer für die Brauchwassererwärmung eingesetzt werden (vgl. Erläuterungen zu R22, Enthitzer).

### Direktverdampfer

Bei luftbeaufschlagten Verdampfern, die mit Propan betrieben werden, ergeben sich im Vergleich zu R22 kaum andere Leistungen, was von Lieferanten auch bestätigt wird. Es werden also die Leistungsdaten von R22 übernommen.

### 6.6.4. R407C

Die Stoffdaten für R407C sind mit dem Programm [Ref. F8] berechnet.

Bei allen Berechnungen mit R407C wurde mit den mittleren Temperaturen gerechnet, d. h., Verdampfung und Kondensation werden als isobare Zustandsänderung betrachtet.

### Kondensationstemperatur

Zu einem bestimmten Druck werden die Temperaturen auf der Siedelinie und auf der Sättigungslinie ermittelt. Die Kondensationstemperatur ist dann der Mittelwert dieser beiden Temperaturen.

### Verdampfungstemperatur

Die Verdampfungstemperatur ist der Mittelwert aus der Temperatur am Verdampfeintritt und der Temperatur auf der Sättigungslinie, ermittelt bei gleichem Druck, wobei als Näherung für die Bestimmung des Verdampfungsdruckes folgende Vereinfachung gewählt wurde:

Zu der mittleren Verdampfungstemperatur wird der halbe Wert des Gleits im Kondensator addiert. Für die so erhaltene Temperatur auf der Sättigungslinie wird der entsprechende Druck bestimmt. Die erreichte Genauigkeit dieses Vorgehens beträgt  $\pm 0,3$  K, was sich auf die Ermittlung des Druckes überträgt.

### Verdichter

Es können handelsübliche Scrollverdichter eingesetzt werden, die Leistungsdaten sind für R407C vorhanden. Die Leistungsdaten sind bei der mittleren Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur gegeben.

### Innerer Wärmetauscher (vgl. Abschnitt 6.4.6. Innerer Wärmetauscher und Bild 2.2)

Für den Kreisprozess mit dem Inneren Wärmetauscher gilt die Annahme, dass die Enthalpiedifferenzen der Überhitzung und der Unterkühlung gleich gross sind. Da die Überhitzung konstant ist ( $\Delta T_{\text{Ü}} = 20$  K) variiert die Unterkühlung für unsere Betriebspunkte zwischen 8 und 10 K.

Die Leistungsdaten der Wärmepumpe entsprechen bei den oben beschriebenen Bedingungen einem Kreisprozess mit  $\Delta T_{\text{Ü}} = 20$  K und  $\Delta T_{\text{Uk}} = 0$  K (vgl. Bild 6.1).

Ermittlung der Leistung:

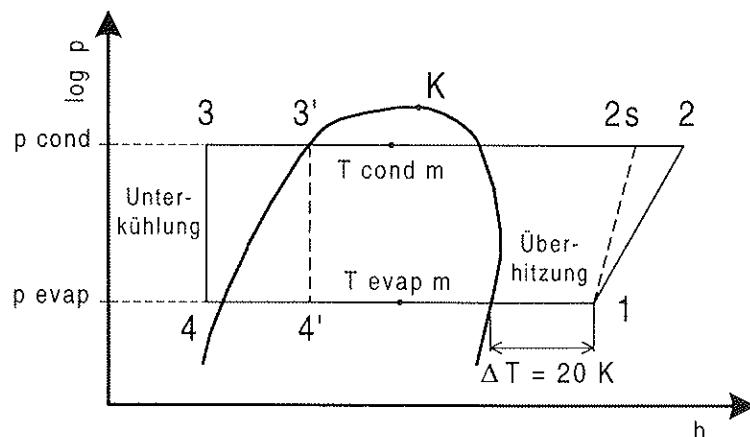


Bild 6.1: log p, h Diagramm für R407C mit Innerem Wärmetauscher

### Enthitzer

Für den Betriebspunkt A-5 / W55 (Brauchwassererwärmung) muss in allen Anlagen ein Enthitzer eingesetzt werden, da die Kondensationstemperatur tiefer als 55 °C liegt.

### Direktverdampfer

Nach Rücksprache mit der Firma KÜBA werden auch für R407C die gleichen Leistungsdaten wie für R22 verwendet. Die Temperaturdifferenz, mit der im Leistungsdiagramm der Direktverdampfer operiert wird, bezieht sich bei R407C auf die Lufteintrittstemperatur minus die mittlere Verdampfungstemperatur.

## 6.7. Schrittfolge bei der Anlagendimensionierung am Auslegungspunkt

### 6.7.1. Variante "Zwischenkreislauf mit Sole"

#### Schritt 1: Verdichter vorwählen

- 1.1 Kreisprozessdaten vorgeben → Verdichterdaten ablesen  
(Anwendungsgrenzen beachten)

$$\left. \begin{array}{l} T_{\text{evap}} \\ T_{\text{cond}} \\ \Delta T_{\text{Ü}} \\ \Delta T_{\text{Uk}} \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} \dot{Q}_{\text{evap}} \\ \dot{Q}_{\text{cond}} \\ P_{\text{elek}} \end{array} \right\}$$

#### Schritt 2: Luftkühler vorwählen

$$\dot{V}_{\text{Luft}} = \text{konstant}, \text{ d. h. } \dot{m}_{\text{Luft}} = \text{konstant}$$

- 2.1  $\dot{m}_{\text{Sole}}$  wählen

- 2.2 Daten der Luft vorgeben

$$\left. \begin{array}{l} T_{\text{Luft ein}} \\ \varphi_{\text{Luft ein}} \\ \dot{Q}_{\text{evap}} \end{array} \right. \text{ (aus Schritt 1.1)}$$

→ Soletemperaturen ermitteln

$$\left. \begin{array}{l} T_{\text{Sole ein}} \\ T_{\text{Sole aus}} \end{array} \right\}$$

- 2.3 Kontrolle der Bedingung Bed. 2.1.:

mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $> 3 \text{ K}$

Falls nicht:  $T_{\text{Sole ein}}$  tiefer wählen und ab Schritt 2.2 wiederholen

$\dot{m}_{\text{Sole}}$  neu wählen und ab Schritt 2.1 wiederholen

- 2.4 Kontrolle der Bedingung Bed. 2.2.:

soleeseitiger Druckverlust soll klein sein

Falls nicht:  $\dot{m}_{\text{Sole}}$  neu wählen und ab Schritt 2.1 wiederholen

### Schritt 3: Verdampfer auslegen

- 3.1 Kreisprozessdaten und weitere Daten aus den Schritten 1 und 2 vorgeben  
 $T_{\text{evap}}$ ,  $\dot{Q}_{\text{evap}}$ ,  $T_{\text{Sole ein}}$ ,  $T_{\text{Sole aus}}$ , Kältemittel, Wärmeträger ist Sole,  
Dampfgehalt am Eintritt in den Verdampfer, Enthalpiedifferenz  
 $h_{\text{Verdampfer aus}} - h_{\text{Verdampfer ein}}$
- 3.2 Kontrolle der Bedingung Bed. 3.1.:  
mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $> 4 \text{ K}$   
Falls nicht:  $T_{\text{evap}}$  tiefer wählen und ab Schritt 1.1 wiederholen
- 3.3 Kontrolle der Bedingung Bed. 3.2.:  
soleseitiger Druckverlust zwischen 0,08 und 0,40 bar  
Falls nicht: Passzahl verändern und Schritt 3.3 wiederholen  
Plattenzahl verändern und Schritt 3.3 wiederholen  
 $m_{\text{Sole}}$  neu wählen und ab Schritt 2.1 wiederholen
- 3.4 Ermitteln des Wärmedurchgangskoeffizienten (k-Wert)

### Schritt 4: Kondensator auslegen

- 4.1 Kreisprozessdaten und weitere Daten aus den Schritten 1 und 2 vorgeben  
 $T_{\text{cond}}$ ,  $\dot{Q}_{\text{cond}}$ ,  $T_{\text{Wasser aus}}$ ,  $T_{\text{Wasser ein}}$  (mit Differenz  $T_{\text{Wasser aus}} - T_{\text{Wasser ein}}$  je nach Anlagentyp "Sanierung" oder "Neubau," Kältemittel, Wärmeträger ist Wasser)
- 4.2 Kontrolle der Bedingung Bed. 4.1.:  
mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $> 4 \text{ K}$   
Falls nicht:  $T_{\text{cond}}$  höher wählen und ab Schritt 1.1 wiederholen
- 4.3 Kontrolle der Bedingung Bed. 4.2.:  
wasserseitiger Druckverlust zwischen 0,08 und 0,40 bar  
Falls nicht: Passzahl verändern und Schritt 4.3 wiederholen  
Plattenzahl verändern und Schritt 4.3 wiederholen
- 4.4 Ermitteln des Wärmedurchgangskoeffizienten (k-Wert)

## Schritt 5: Enthitzer auslegen

5.1 Gleiche Anzahl Platten wie beim Kondensator

5.2 Kontrolle der Bedingung Bed. 5.1.:

wasserseitiger Druckverlust zwischen 0,08 und 0,40 bar

Falls nicht: Passzahl verändern und Schritt 5.2 wiederholen

## 6.7.2. Variante "Direktverdampfer"

### Schritt I: Verdichter vorwählen

(wie Schritt 1 des Kap. 6.7.1.)

### Schritt II: Direktverdampfer vorwählen

II.1 Daten der Luft vorgeben

$T_{Luft\ ein}$

$T_{evap}$  (aus Schritt I)

$\Delta T_1 = T_{Luft\ ein} - T_{evap\ Verdampfungsende}$

$\dot{V}_{Luft} = \text{konstant, d. h. } \dot{m}_{Luft} = \text{konstant}$

$\rightarrow$  Leistungsfaktor ablesen

$f_Q$

$\dot{Q}_{evap\ Verdampfer} = f_Q * \dot{Q}_{Apparat\ nenn}$

II.2 Kontrolle der Bedingung Bed. II.1.:

$\Delta T_1 \geq 6\text{ K}$

Falls nicht:  $T_{evap}$  tiefer wählen und ab Schritt I (1.1) wiederholen

II.3 Kontrolle der Bedingung Bed. II.2.:

$\dot{Q}_{evap\ Verdampfer} = \dot{Q}_{evap\ Verdichter}$

Falls nicht:  $T_{evap}$  neu wählen und ab Schritt I (1.1) wiederholen

### Schritt III: Kondensator auslegen

(wie Schritt 4 des Kap. 6.7.1.)

### Schritt IV: Enthitzer auslegen

(wie Schritt 5 des Kap. 6.7.1.)

## 7. Disposition der Komponenten, Anlagenbetrieb

### 7.1. Anlagendisposition

Bei der Anlagendisposition gilt es, die optimale Lösung zwischen den unterschiedlichen, teils widersprüchlichen Forderungen zu finden. Einige dieser Forderungen sind:

- Kleine Standfläche, geringer Platzbedarf
- stabile Bauweise, damit keine Schwingungen auftreten
- tiefer Schwerpunkt

Am einfachsten ist es, alle Komponenten auf etwa gleichem Niveau auf einem Rahmen zu montieren. Ein Nachteil dieser Lösung ist der grösere Platzbedarf gegenüber einer gestapelten Variante. Es ist ebenfalls möglich, den Kondensator über den Verdampfer zu stellen. Somit verringert sich die benötigte Grundfläche, doch für die Konstruktion ergeben sich erhöhte Anforderungen.

Bei der Anlagendisposition muss berücksichtigt werden, dass zwischen Verflüssiger und Verdampfer ein Höhenunterschied von 6 - 7 cm besteht. Durch das Höherstellen des Verdampfers kann dieser nicht durch Entleerung des Verflüssigers überfüllt werden.

Durch eine entsprechend gute Isolation / Konstruktion des Grundrahmens werden Kältebrücken vermieden.

Die Anlagendispositionen sind in den Kapiteln 8.5. und 8.6. zu finden.

#### Anmerkung

In sämtliche Anlagen mit einer Heizleistung von 6 kW ist mit der gewählten Anlagen-disposition mindestens eine Seitenlänge kürzer als 750 mm, sodass die Wärmepumpe durch Türen mit einer Breite > 750 mm transportiert werden kann.

Mit der aktuellen Anordnung der Anlagenkomponenten für die Anlagen 25 kW Heizleistung wird das Mass 750 mm teilweise überschritten. Die einzelnen Komponenten sind aber schmäler als das obige Mass, sodass mit einer anderen Anlagendisposition das Mass 750 mm sicher unterschritten werden kann.

### 7.2. Aufstellungsort der Anlage

Grundsätzlich ergeben sich die Möglichkeiten der Anlagenaufstellung:

- im Hausinnern
- im Freien
- Splitanlage: getrennte Aufstellung der einzelnen Anlagenteile, z. B. im Innern den Anlagenteil mit Verdichter und Kondensator/Enthitzer und im Freien den Direktverdampfer.

## 7.3. Anlagenbetrieb

### 7.3.1. Starten der Anlage

#### Anlagen mit Zwischenkreislauf

Der Verdichter startet, die Anlage findet selbständig den Betriebspunkt.

#### Anlagen mit Direktverdampfer

Vor dem Anlauf des Verdichters wird das Magnetventil in der Flüssigkeitsleitung geöffnet. In den Verdampfer strömt Nassdampf, welcher weiter verdampft. Kurze Zeit später wird der Verdichter gestartet.

### 7.3.2. Abstellen der Anlage

#### Anlagen mit Zwischenkreislauf

Nach dem Abstellen des Verdichters findet ein Niveaualausgleich des Kältemittels zwischen Verdampfer und Verflüssiger statt.

#### Anlagen mit Direktverdampfer

In den Anlagen mit dem Direktverdampfer wird beim Abstellen der Anlage zuerst das Magnetventil vor dem Expansionsorgan geschlossen, dann wird der Verdichter abgestellt.

Das verflüssigte Kältemittel sammelt sich im Hochdrucksammler und im Kondensator.

## 7.4. Abtauung

Bei allen Wärmetauschern, die Luft als Wärmequelle haben, beginnt an Oberflächen mit Temperaturen um 0 °C und darunter ein Ansatz von Reif. Von Zeit zu Zeit muss dieser Reifansatz abgetaut werden, da sonst der Wärmedurchgang allzu stark verschlechtert wird und die Leistungsaufnahme der Anlage stark ansteigt.

Für die Abtauung des luftbeaufschlagten Verdampfers, bzw. des solebeaufschlagten Luftkühlers stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Die Varianten mit der entsprechenden Anwendung werden nachstehend beschrieben.

In den im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Anlagen ist die Abtauart nicht festgelegt.

#### 7.4.1. Anlagen mit Zwischenkreislauf oder mit Direktverdampfer

##### Abtauung mit Luft

Die einfachste Abtauung geschieht mit Luft, wenn die Lufttemperatur über 0 °C liegt, die Oberflächentemperatur des Verdampfers aber schon unter 0 °C. In diesem Fall laufen die Ventilatoren weiter, während der Verdichter abgestellt ist. Je näher allerdings die Lufttemperatur beim Gefrierpunkt liegt, um so länger dauert der Abtauvorgang.

##### Elektrische Abtauheizung

In jedem Fall kann eine elektrische Abtauheizung installiert werden. Da der entsprechende Apparat (Verdampfer oder Luftkühler) mit der eingebauten Abtauheizung gekauft werden kann, ist der zusätzlich entstehende Installationsaufwand gering.

Nachteil dieser Abtauart ist, dass die gesamte Abtauwärme in Form von elektrischer Energie bezogen werden muss.

#### 7.4.2. Anlagen mit Direktverdampfer

##### Heissgasabtauung

Mit geringem Installations- und Apparateaufwand (Vier - Wege - Ventil) wird ermöglicht, dass Heissgas (Verdichteraustritt) durch den Verdampfer strömt und den angesetzten Reif wegschmilzt.

Ein Vorteil dieser Abtauart ist, dass der Anteil der elektrisch aufgenommenen Energie im Vergleich zur erzeugten Abtauwärme nur etwa einen Drittelp beträgt.

#### 7.4.3. Anlagen mit Zwischenkreislauf

##### Abtauung mit Sole

Die warme Sole strömt durch den Luftkühler und schmilzt den angesetzten Reif weg. Für die Herkunft der Abtauwärme gibt es verschiedene Varianten:

- dem Brauchwasser wird die benötigte Wärme entzogen
- dem Heizwasserkreislauf wird die benötigte Wärme entzogen
- es wird ein Speicher geleert, der jeweils während des Betriebs der Anlage mit einer vergrösserten Unterkühlung des flüssigen Kältemittels geladen wird.

Bei dieser Abtauart kommt zum Installationsaufwand für die Rohrleitungen noch ein Wärmetauscher dazu. In diesem Wärmetauscher wird die Sole erwärmt.

Vorteilhaft an dieser Abtauvariante ist, dass der Anteil der elektrisch aufgenommenen Energie im Vergleich zur erzeugten Abtauwärme nur etwa einen Drittelp beträgt.

Nicht zu unterschätzen ist bei dieser Abtauart der Zeitaufwand, weil vor dem Abtauen zuerst die Sole aufgewärmt werden muss. Im Anschluss an das Abtauen muss die Sole wieder abgekühlt werden, wobei die entsprechende Wärme kondensatorseitig genutzt werden kann.

## 8. Vergleich der Anlagen

### 8.1. Bezeichnungen der verschiedenen Anlagen, ergänzende Bemerkungen

Die ab Kapitel 8.2. verglichenen Anlagen werden mit folgenden abgekürzten Bezeichnungen identifiziert. Die Zusätze zu den Auslegungsbedingungen und die entsprechenden Leistungsdaten werden (insofern nötig) auch einzeln angegeben.

#### 8.1.1. Abkürzungen

**MessWPZTöss** : Luft-/Wasser-Wärmepumpen verschiedener Hersteller (mit Nummern identifiziert), die im Wärmepumpen-Testzentrum Töss ausgemessen wurden (Angaben stammen aus [Ref. 3])

Leistungszahldefinition nach COP4 (Kap. 8.1.2.)

**AnlNEKZTL** : Luft-/Wasser-Wärmepumpen, die im Rahmen dieser Arbeit mit den Angaben von Komponentenherstellern ausgelegt wurden (Herstellerdaten gemäss Liste im Kapitel 11.2.)

- KÜBA (luftbeaufschlagter Verdampfer, Luftkühler für die Variante mit Sole-Zwischenkreislauf)
- NEK (COMPADISC-Plattenverdampfer, -Plattenkondensator und -Plattenentheitzer)
- Copeland (vollhermetische Scrollverdichter)
- Bock (offene Hubkolbenverdichter)
- Grundfos (Sole- und Wasser-Umwälzpumpen)

Leistungszahldefinition nach COP3 (Kap. 8.1.2.)

Diese Dimensionierung wurde mit  $\Delta T_{Ü}$ ;  $\Delta T_{Uk}$  nach Tabelle 8.1;

$T_{Wasser\ aus} - T_{Wasser\ ein} = 10\ K$  (für Sanierungsmarkt)

$T_{Wasser\ aus} - T_{Wasser\ ein} = 5\ K$  (für Neubaumarkt) durchgeführt

**AnlNEKZTLmax** : Genau gleiche Luft-/Wasser-Wärmepumpen-Anlage wie AnlNEKZTL, jeweils mit Ermittlung der Leistungszahl nur mit Verdichterantriebsleistung (deshalb die Bezeichnung "max")

Leistungszahldefinition nach COP2 (Kap. 8.1.2.)

### 8.1.2. Verschiedene COP - Definitionen

Verwendet im Kapitel 4.:

$$\text{COP1} = \frac{\text{Kondensatorleistung}}{\text{Innere Verdichtungsleistung}}$$

Verwendet im Kapitel 8.:

$$\text{COP2} = \frac{\text{Heizleistung}}{\text{elektr. aufgenommene Leistung nur zum Antrieb des Verdichters}}$$

COP2: Bei der Ermittlung der Leistungszahl COP wurde nur die Verdichterantriebsleistung mitberücksichtigt

$$\text{COP3} = \frac{\text{Heizleistung}}{\text{Antriebsleistungen von Verdichter, Ventilator, Wasser- und ggf. Solepumpe}}$$

COP3: Bei der Ermittlung der Leistungszahl COP wurden zusätzlich zur Verdichterantriebsleistung die Leistungen aller Verbraucher [d.h. Wasserpumpe, Ventilatoren und Solepumpe (nur für Varianten mit Sole-Zwischenkreislauf)] mitberücksichtigt

COP4 = Werte aus [Ref. 3]

COP4: Ermittelt im Wärmepumpentestzentrum Töss

### 8.1.3. Genauigkeit des COP - Wertes

Die Aussage und die Genauigkeit des COP - Wertes steht und fällt mit der Übereinstimmung der Katalogdaten mit dem effektiven Verhalten (Leistungen) der verwendeten Komponenten.

## 8.2. Vergleich der Anlagen mit den verschiedenen Kältemitteln

### 8.2.1. Allgemeine Vorausbemerkungen zum Vergleich

Einige vorgegebene Betriebspunkte können mit den im Rahmen dieser Arbeit zusammengestellten Anlagen nicht erreicht werden, bzw., es können mit den erhältlichen Produktangaben nur begrenzte Aussagen über diesen Betriebspunkt gemacht werden.

#### Verdichter

Bei den Kältemitteln R22 und R290 wurde für die Anlagen mit einer Heizleistung von 6 kW ein Scrollverdichter mit einer eingebauten Zwischeneinspritzung verwendet. Die Zwischeneinspritzung erweitert den Betriebsbereich.

In den Anlagen mit einer Heizleistung von 25 kW werden nur Scrollverdichter ohne Zwischeneinspritzung verwendet (vgl. Kap. 6.4.1.).

Die Auswirkung der oben erwähnten unterschiedlichen Verdichtereigenschaften (mit bzw. ohne Zwischeneinspritzung) zeigt sich als Unterschied zwischen den Anlagen mit einer Heizleistung von 6 kW bzw. 25 kW. Die erreichbaren Wasseraustrittstemperaturen sind unterschiedlich hoch.

Aus den Anmerkungen zu den offenen Verdichtern der Ammoniak - Anlagen (vgl. Kap. 6.6.2. R717 Abschnitt "Verdichter") geht hervor, dass die gesamte mechanische Verlustleistung sowie die Verluste des Elektromotors als Abwärme an die Umgebung abgegeben werden. Somit kann diese Abwärme nicht als Heizleistung genutzt werden.

Hingegen werden bei vollhermetischen Verdichtern in den Anlagen mit R22, R290, R407C die mechanische Verlustleistung sowie die Verluste des Elektromotors zum grössten Teil an das Kältemittel abgegeben (vgl. Kap. 6.4.1. Verdichter). Im Kondensator kann diese Wärmeleistung dann als Heizleistung genutzt werden.

#### Einzelne Betriebspunkte

A-12 / W60 bzw. A-12 / W40: Der Extrempunkt Winter ist für einige Anlagen unter Beachtung der Produktangaben kritisch. Mit dem gewählten Vorgehen (vgl. Kap. 6.5.1.) lassen sich trotzdem Aussagen über diesen Betriebspunkt machen.

A30 / BW55:

Aus dem Zusammenspiel der Komponenten hat sich ergeben, dass am Betriebspunkt A30 / BW55 (Extrempunkt Sommer) bei einigen Anlagen die Lufteintrittstemperatur tiefer als der vorgegebene Wert 30 °C sein muss.

### 8.2.2. Randbedingungen

Ein Vergleich der verschiedenen, im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Anlagen muss unter Berücksichtigung der einzelnen Randbedingungen durchgeführt werden.

Unterschiede zwischen den Anlagen mit den verschiedenen Kältemitteln ergeben sich:

- aus den verwendeten Verdichtern
- aus den Kreisprozessbedingungen
- aus dem Zusammenspiel der Komponenten

In der Tabelle 8.1 sind Unterschiede zwischen den Anlagen zusammengestellt.

Die Eigenschaften der Anlagen mit den verschiedenen Kältemitteln (gewählte Komponenten und deren Auswirkungen auf den Betrieb ) sind im Kapitel 6. genau beschrieben.

### 8.2.3. Konsequenzen für die Ammoniakanlagen für den Vergleich

Die Ammoniakanlagen weisen gegenüber den anderen Anlagen einige Unterschiede auf:

- offene Hubkolbenverdichter statt vollhermetische Scrollverdichter
- Da die Verdichterbaureihe gross abgestuft ist, kann die Leistung nur über die Drehzahl angepasst werden. Mit sinkender Drehzahl im Betrieb steigt die Leistungsreserve, die Verdichter sind also für den effektiven Bedarf überdimensioniert.
- Die Kondensationsleistung wird nicht vom Verdichterhersteller angegeben, sondern aus der Kälteleistung und der an der Welle aufgenommenen mechanischen Leistung gemäss Vorgehensbeschreibung im Kap. 6.6.2. R717 Abschnitt "Verdichter" errechnet.
- Die gesamte Verlustleistung (mechanische Verluste, Elektromotor) wird an die Umgebung abgegeben und steht nicht als zusätzliche Heizleistung zur Verfügung (vgl. 6.6.2. R717 Abschnitt "Verdichter").

### 8.2.3. Übersicht über wichtige Anlagenmerkmale

Anlage	Kältemittel	R22	R717	R290	R407C
<u>Sanierung, Zwischenkreislauf 6 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	6,43 kW	6,80 kW	5,71 kW	6,52 kW	
Verdichter	Scroll mit Zwischen einspritzung	offener Hubkolben	Scroll mit Zwischen einspritzung	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Kondensator	im Enthitzer	im Kondensator	im Enthitzer	
<u>Sanierung, Direktverdampfer 6 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	6,72 kW	7,04 kW	6,10 kW	5,97 kW	
Verdichter	Scroll mit Zwischen einspritzung	offener Hubkolben	Scroll mit Zwischen einspritzung	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Kondensator	im Enthitzer	im Kondensator	im Enthitzer	
<u>Neubau, Zwischenkreislauf 6 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	6,53 kW	6,17 kW	5,87 kW	6,64 kW	
Verdichter	Scroll mit Zwischen einspritzung	offener Hubkolben	Scroll mit Zwischen einspritzung	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Kondensator	im Enthitzer	im Kondensator	im Enthitzer	
<u>Neubau, Direktverdampfer 6 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	6,83 kW	6,34 kW	6,22 kW	6,01 kW	
Verdichter	Scroll mit Zwischen einspritzung	offener Hubkolben	Scroll mit Zwischen einspritzung	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Kondensator	im Enthitzer	im Kondensator	im Enthitzer	
<u>Sanierung, Zwischenkreislauf 25 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	25,70 kW	24,61 kW	23,13 kW	25,94 kW	
Verdichter	Scroll	offener Hubkolben	Scroll	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	
<u>Sanierung, Direktverdampfer 25 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	27,40 kW	26,52 kW	24,97 kW	27,39 kW	
Verdichter	Scroll	offener Hubkolben	Scroll	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	
<u>Neubau, Zwischenkreislauf 25 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	26,16 kW	26,73 kW	23,54 kW	26,29 kW	
Verdichter	Scroll	offener Hubkolben	Scroll	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	
<u>Neubau, Direktverdampfer 25 kW</u>					
Heizleistung am Auslegungspunkt	27,60 kW	28,40 kW	25,24 kW	27,78 kW	
Verdichter	Scroll	offener Hubkolben	Scroll	Scroll	
Kreisprozess	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 5K$ $\Delta T_{uk} = 3K$	$\Delta T_0 = 20K$ $\Delta T_{uk} = 8 \text{ bis } 10K$	
Warmwasserbereitung	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	im Enthitzer	

Tabelle 8.1: Übersicht über wichtige Anlagenmerkmale

#### 8.2.4. Verzeichnis der Anmerkungen in den Diagrammen

- Allgemeine Hinweise zu den Vergleichsdiagrammen Bilder 8.1 bis 8.8

Anordnung der vorgegebenen Betriebspunkte sortiert nach ansteigender Lufteintrittstemperatur jeweils für

- den Auslegungspunkt A-5 / W 50 (Sanierung) bzw. A-5 / W 35 (Neubau)
- die Betriebspunkte Heizwassererwärmung

A-12 / W 60      A-7 / W 50      A2 / W 35      A7 / W 35 (Sanierung)

A-12 / W 40      A-7 / W 35      A2 / W 30 (Neubau)

- und die Betriebspunkte Brauchwasser- (Warmwasser-) Erwärmung

A-5 / W 55      A 7 / W 55      A30 / W 55

mit auf 1 K gerundeten Wasseraustrittstemperaturen bei den Betriebspunkten.

- Verzeichnis der Anmerkungen in den Bildern 8.1 bis 8.8

Anmerkung	Bedeutung	Verweis zum Kapitel
1	Luftfeuchtigkeit	70 %
2	Luftfeuchtigkeit	85 %
4	Wasseraustrittstemperatur gegenüber Vorgabe zu tief	
5	Enthitzer zur Brauchwasserbereitung	3.1.
6	höhere Kondensationstemperatur möglich, Anlagenverhalten dann aber nicht mehr berechenbar	6.5.1.
7	Kondensationstemperatur wegen Anwendungsgrenze beschränkt	

Tabelle 8.2: Verzeichnis der Anmerkungen in den Diagrammen

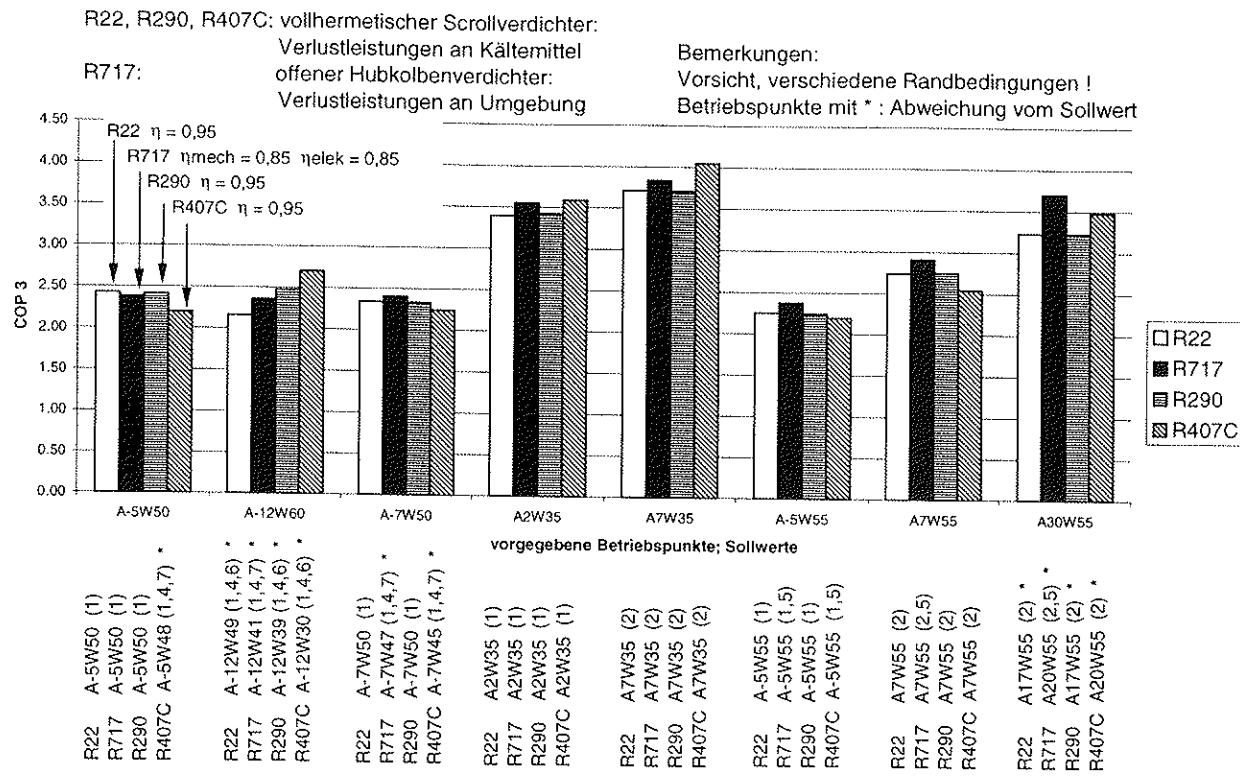


Bild 8.1: Anlagen für Sanierung mit Direktverdampfer für 6 kW Heizleistung

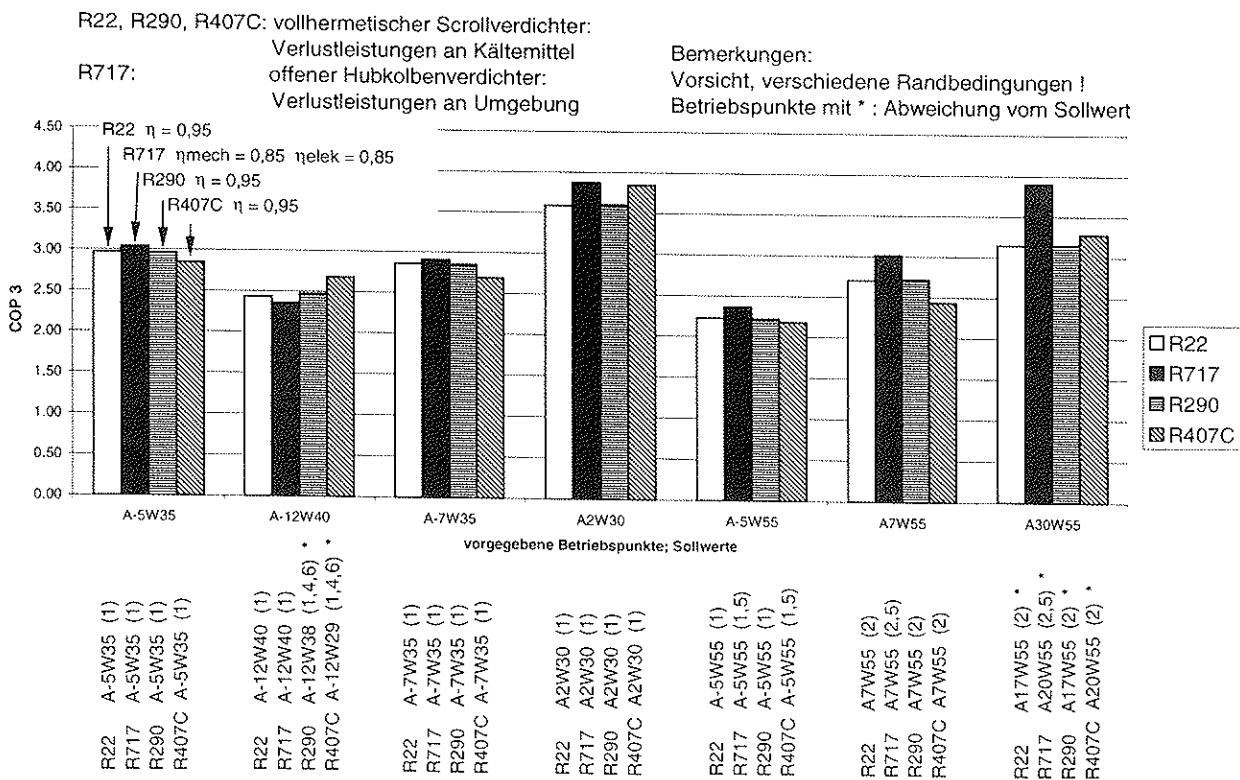


Bild 8.2: Anlagen für Neubau mit Direktverdampfer für 6 kW Heizleistung

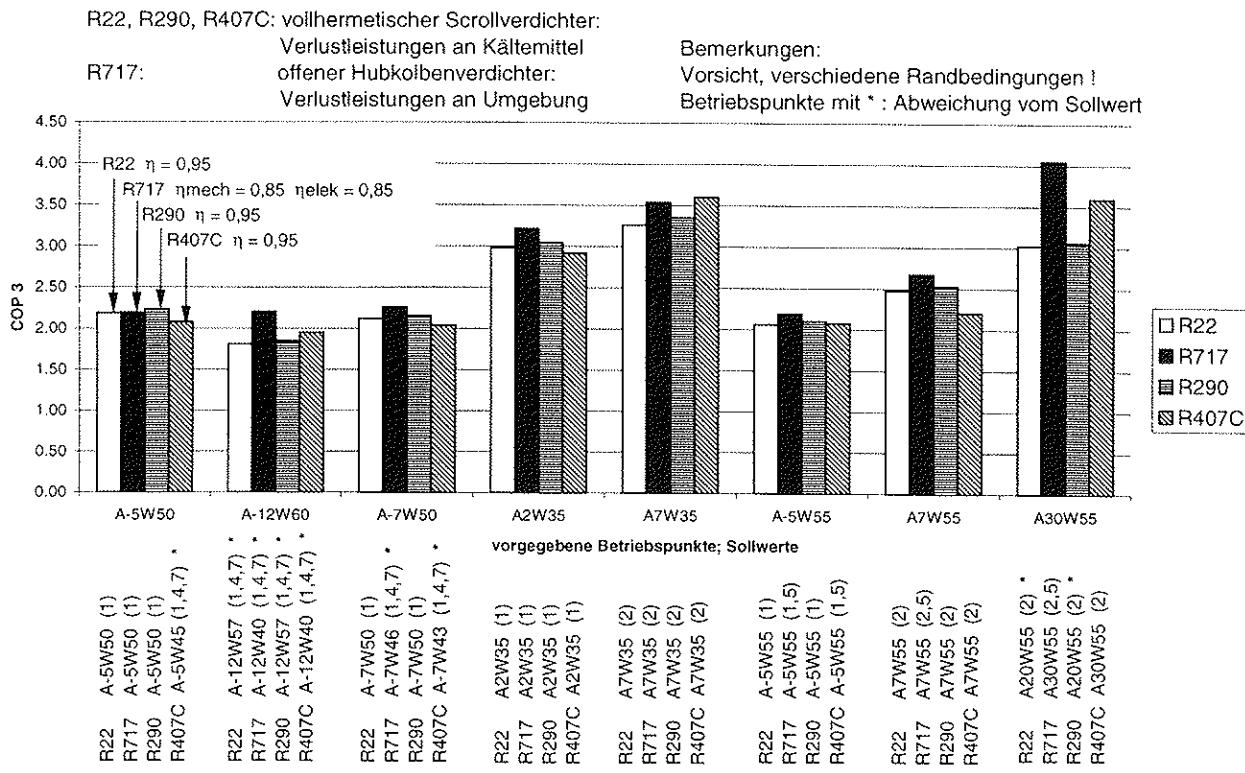


Bild 8.3: Anlagen für Sanierung mit Zwischenkreislauf für 6 kW Heizleistung  
Die Anlagen mit Zwischenkreislauf weisen eine geringere Füllmenge auf, was für R717 und R290 gewollt ist. Zu Vergleichszwecken wurden R22 und R407C-Anlagen auch mit einem Zwischenkreislauf ausgelegt.

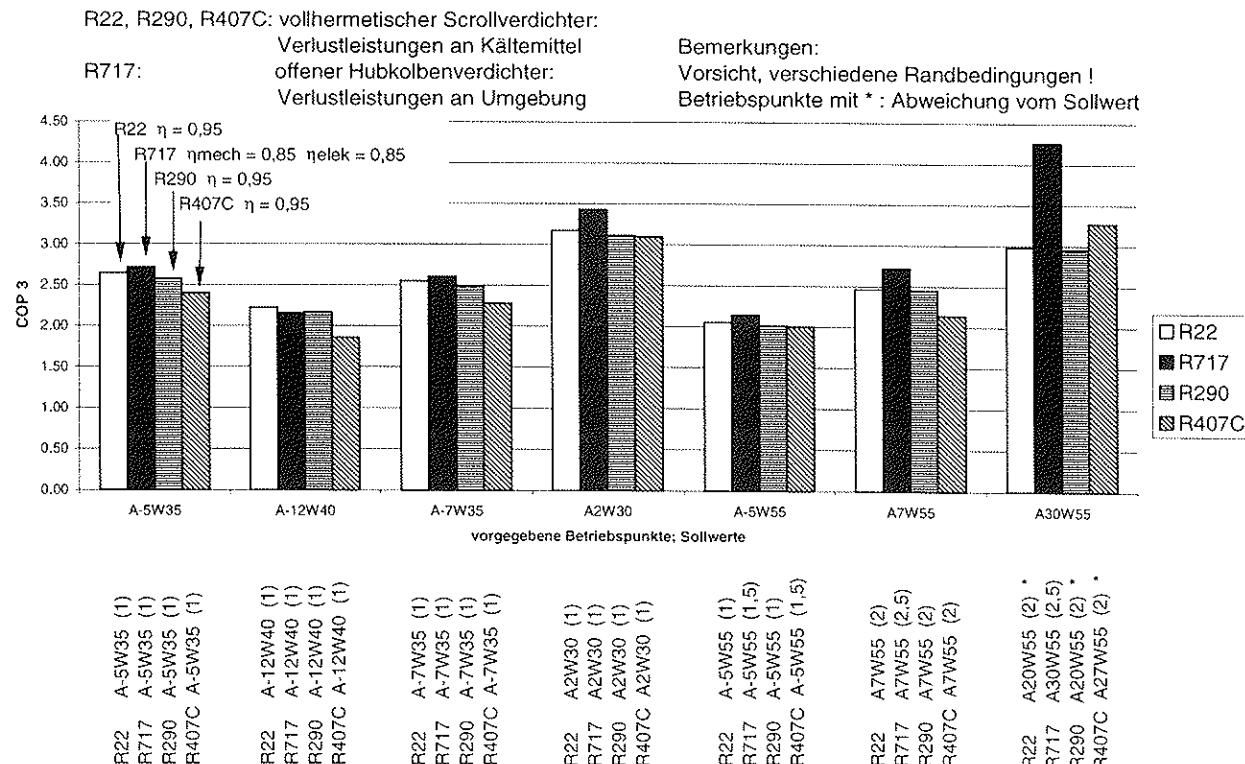


Bild 8.4: Anlagen für Neubau mit Zwischenkreislauf für 6 kW Heizleistung  
Die Anlagen mit Zwischenkreislauf weisen eine geringere Füllmenge auf, was für R717 und R290 gewollt ist. Zu Vergleichszwecken wurden R22 und R407C-Anlagen auch mit einem Zwischenkreislauf ausgelegt.

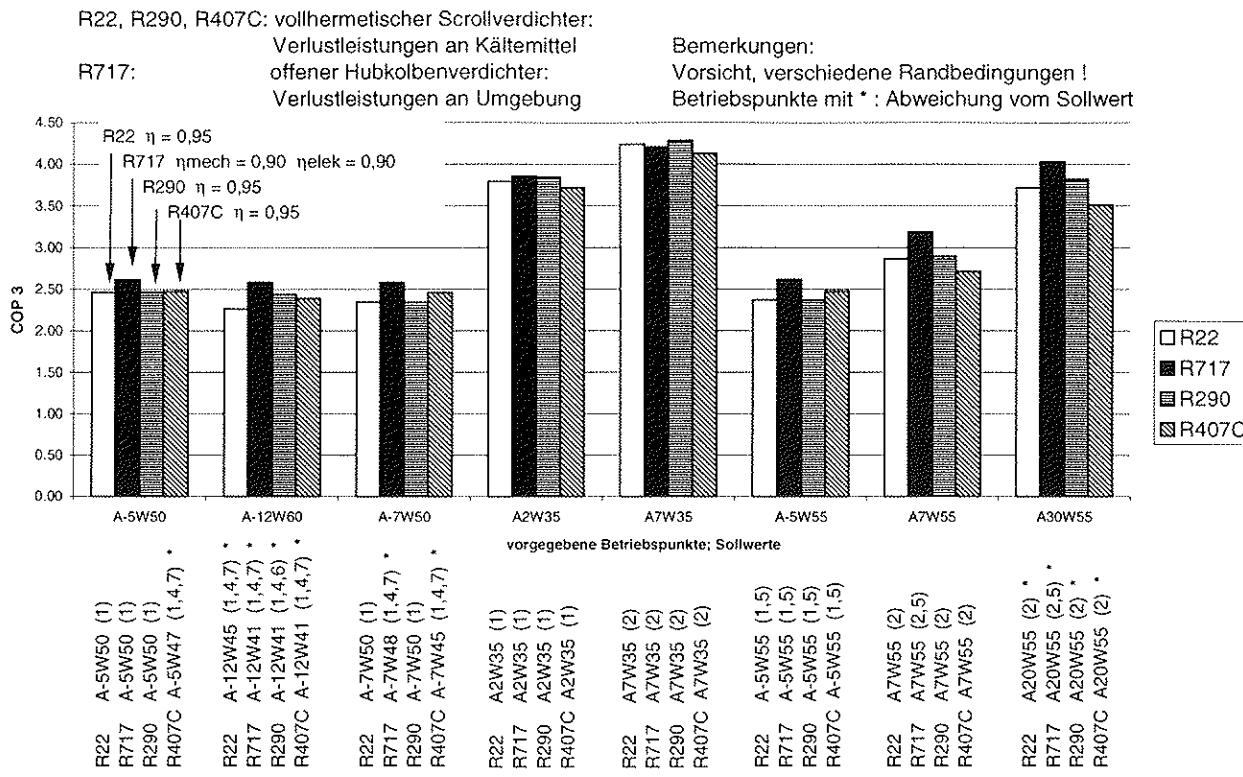


Bild 8.5: Anlagen für Sanierung mit Direktverdampfer für 25 kW Heizleistung

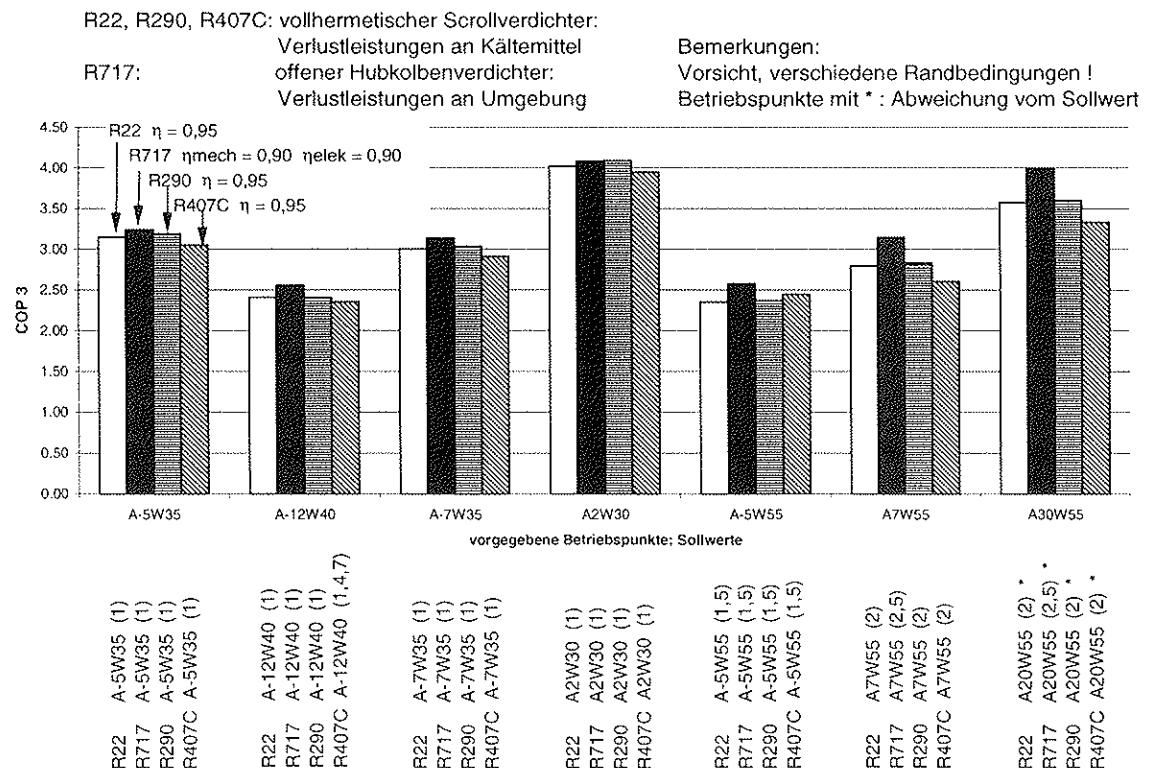


Bild 8.6: Anlagen für Neubau mit Direktverdampfer für 25 kW Heizleistung

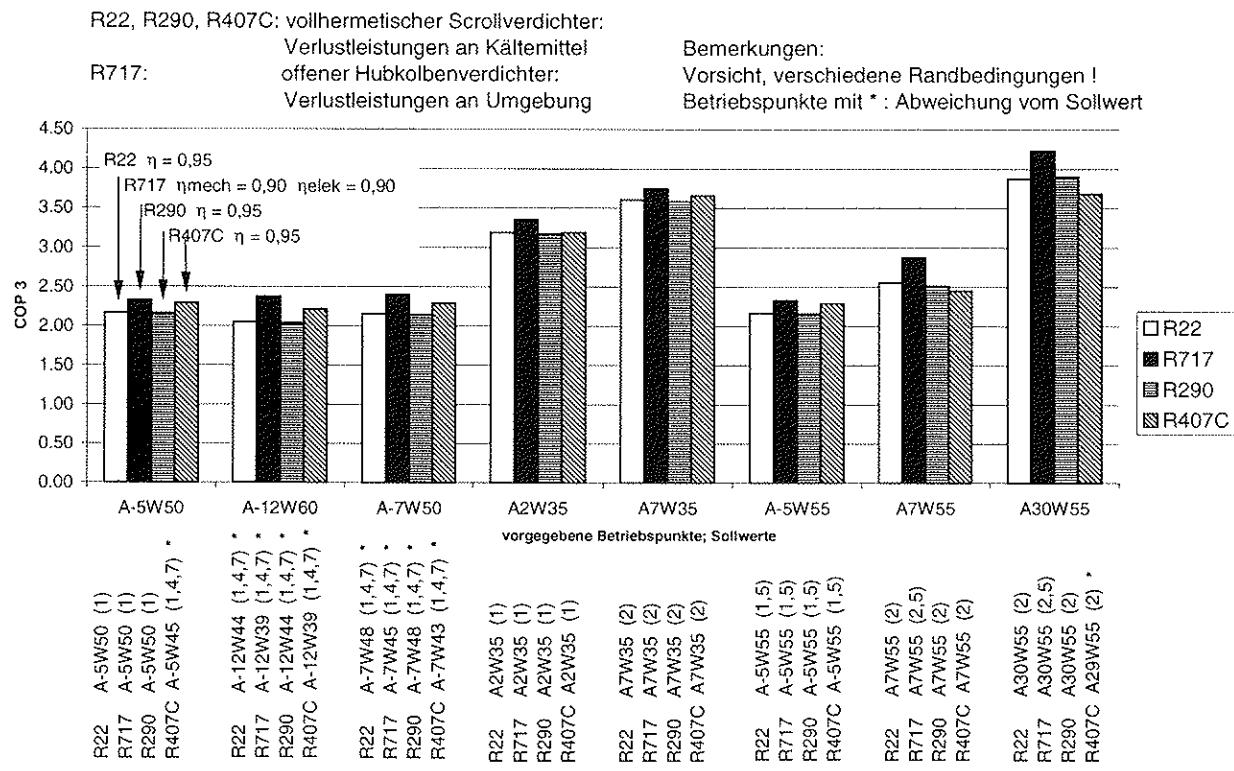


Bild 8.7: Anlagen für Sanierung mit Zwischenkreislauf für 25 kW Heizleistung

Die Anlagen mit Zwischenkreislauf weisen eine geringere Füllmenge auf, was für R717 und R290 gewollt ist. Zu Vergleichszwecken wurden R22 und R407C-Anlagen auch mit einem Zwischenkreislauf ausgelegt.

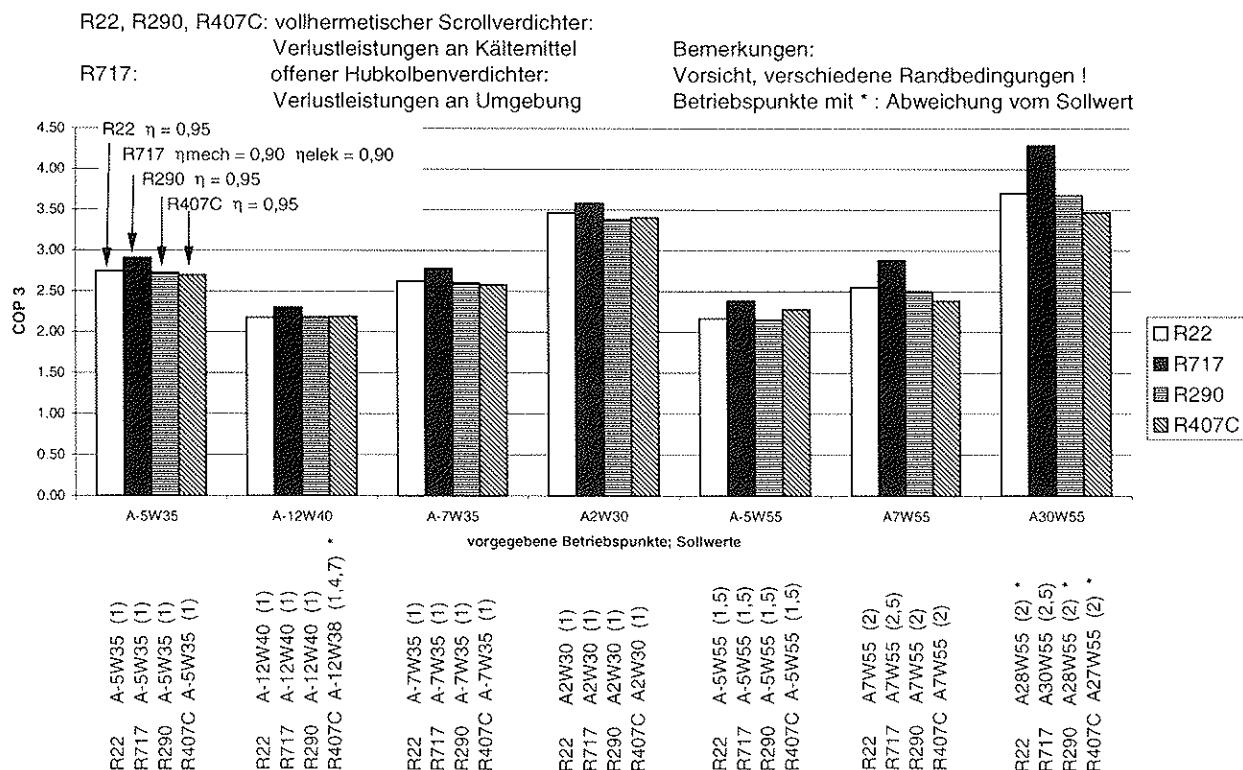


Bild 8.8: Anlagen für Neubau mit Zwischenkreislauf für 25 kW Heizleistung

Die Anlagen mit Zwischenkreislauf weisen eine geringere Füllmenge auf, was für R717 und R290 gewollt ist. Zu Vergleichszwecken wurden R22 und R407C-Anlagen auch mit einem Zwischenkreislauf ausgelegt.

### 8.3. Bezeichnungen der verschiedenen Anlagen, ergänzende Bemerkungen

Die im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Anlagen werden mit realen Anlagen verglichen, die im WPZ Töss getestet und ausgemessen wurden (Abkürzung MessWPZTöss).

Für den Vergleich der Anlagen müssen die geprüften Anlagen geordnet werden, damit unter möglichst gleichen oder ähnlichen Rahmenbedingungen verglichen werden kann. Im Abschnitt 8.3.1. wird die Ordnungssystematik beschrieben.

#### Anmerkung

In diesem Vergleich werden Zahlenwerte (COP) einander gegenübergestellt, die unter ähnlichen äusseren Bedingungen (luft und wasserseitig) ermittelt wurden.

COP3 - Werte: Anlagenauslegung, basierend auf Herstellerangaben (Katalogdaten)

COP4 - Werte: aus Messungen auf dem Prüfstand des WPZ Töss

#### 8.3.1. Unterteilung in Anlagen für den Sanierungs- und den Neubaumarkt

Die wesentlichen Unterschiede der im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten Anlagen für den Sanierungs- bzw. Neubaumarkt sind:

Kriterium	Sanierung	Neubau
Auslegungspunkt	A-5 / W50	A-5 / W35
Temperaturdifferenz des Heizwassers	10 K	5 K

Bei der Wärmepumpenprüfung im WPZ Töss werden die Anlagen unter anderem an zwei Prüfpunkten ausgemessen, die unseren Auslegungspunkten recht nahe sind.

Diese Prüfpunkte sind: A-7 / W50 und A-7 / W35

Als Teil der Prüfergebnisse [Ref. 3] wird auch der Nennvolumenstrom (Nutzerseite) angegeben, der während den Messungen unverändert bleibt [Ref. 5, S. 11]. Aus der Heizleistung am Punkt A-7 / W50 und dem zugehörigen Heizwasservolumenstrom lässt sich die Temperaturdifferenz des Heizwassers errechnen.

In einem ersten Schritt wurden für alle MessWPZTöss - Anlagen die Temperaturdifferenz des Heizwassers an den beiden oben genannten Prüfpunkten bestimmt. Als weiterer Schritt wurden alle Anlagen mit einer Temperaturdifferenz des Heizwassers am Prüfpunkt A-7 / W50 > 5,5 K den Anlagen für den Sanierungsmarkt zugeordnet. Zuletzt wurden von den verbleibenden Anlagen all jene den Anlagen für den Neubaumarkt zugeordnet, bei welchen der Prüfpunkt A-7 / W35 überhaupt gemessen wurde. (Dieser Messpunkt wird erst seit 1995 gemessen).

Aufgeteilt nach oben beschriebener Systematik steht nun folgende Anzahl an MessWPZTöss - Anlagen für den Vergleich zur Verfügung:

Kältemittel	Sanierung	Neubau
R22	5	3
R717	—	—
R290	1	2
R407C	1	—

### 8.3.2. Übersichtstabelle für MessWPZTöss - Anlagen

Aus den vorhandenen Firmenunterlagen und ergänzenden Abklärungen wurde die untenstehende Übersichtstabelle erstellt. Die Liste ist ein Auszug der im Wärmepumpentestzentrum Töss in der Kategorie Luft-/Wasser-Wärmepumpen geprüften Wärmepumpen.

In sämtlichen unten aufgeführten Anlagen ist ein luftbeaufschlagter Verdampfer (Direktverdampfer) eingebaut.

Anlage Nr	Typ	Kältemittel	$\dot{Q}_{\text{Heiz}}$ an S / N [ kW ]	Füllmenge [ kg ]	Verdichter	Aufstellung	Bemerkung
4	S	R22	10,353	12,0	HK	I	
5	S	R22	6,135	4,4	HK	I	
11	S	R22	6,775	7,0	HK	S	
13	S	R22	7,367	10,0	HK	I	PV
14	S	R22	5,183	5,7	HK	S	
12	N	R22	6,198	1,9	HK	I	
15	N	R22	7,232	7,1	HK	I	
16	N	R22	5,685	5,8	HK	I	
22	S	R290	7,207	1,4	HS	A	FU bei 70 Hz
20	N	R290	7,894	1,8	HK	A	
21	N	R290	7,215	2,5	HK	A	FU bei 60 Hz
23	S	R407C	7,826	4,3	HS	I	

Tabelle 8.3: Merkmale der gewählten MessWPZTöss Anlagen

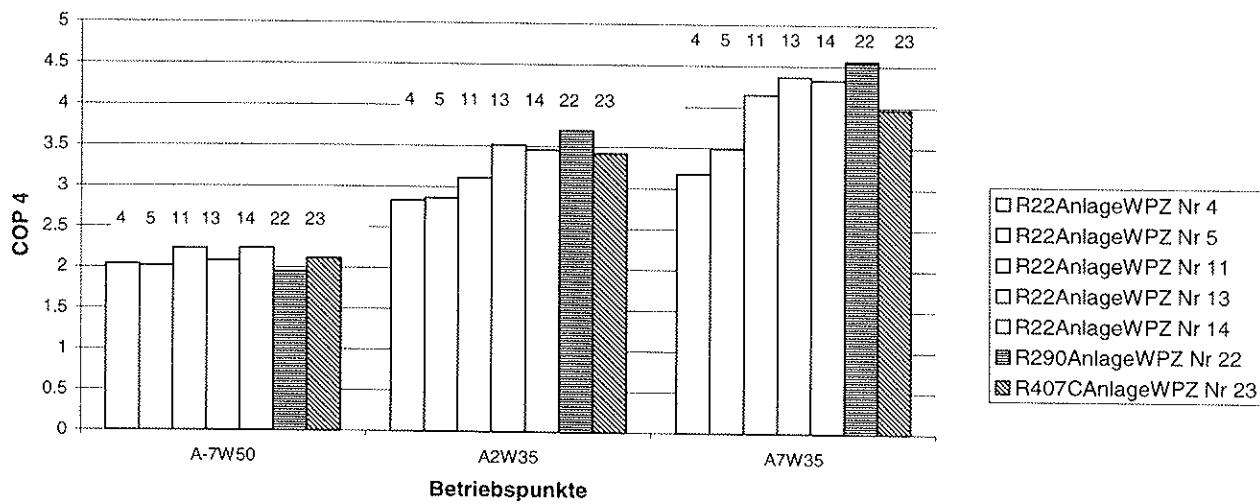
Legende: Anlage Nr

Interne Nummerierung der Anlagen

Typ	S	Zuordnung zu Anlage für den Sanierungsmarkt
Typ	N	Zuordnung zu Anlage für den Neubaumarkt
$\dot{Q}_{\text{Heiz}}$		Heizleistung am Punkt A -7 / W 50 (Anlagen S) A -7 / W 35 (Anlagen N)
Füllmenge		Angegebene Kältemittelfüllmenge
Verdichter	HK	hermetischer Hubkolbenverdichter
	HS	hermetischer Scrollverdichter
Aufstellung	I	Kompakt-Wärmepumpe für Innenaufstellung
	A	Kompakt-Wärmepumpe für Außenaufstellung
	S	Splitwärmepumpe (min. 8 m Splitleitung)
Bemerkung	PV	Leistungsgeregelte Wärmepumpe mit 2 parallelgeschalteten Verdichtern
	FU	Leistungsgeregelte Wärmepumpe mit Frequenzumformer

### Kommentar und Zusammenfassung

In sämtlichen Anlagen, die in den Vergleich miteinbezogen werden, wird ein luftbeaufschlagter Verdampfer (Direktverdampfer) eingesetzt. In der Mehrzahl der oben aufgelisteten Anlagen ist ein hermetischer Hubkolbenverdichter eingebaut. Die eingefüllte Kältemittelmenge variiert sehr stark, wobei die grössten Füllmengen nicht in den Anlagen eingefüllt sind, die in Splitbauweise aufgestellt sind.

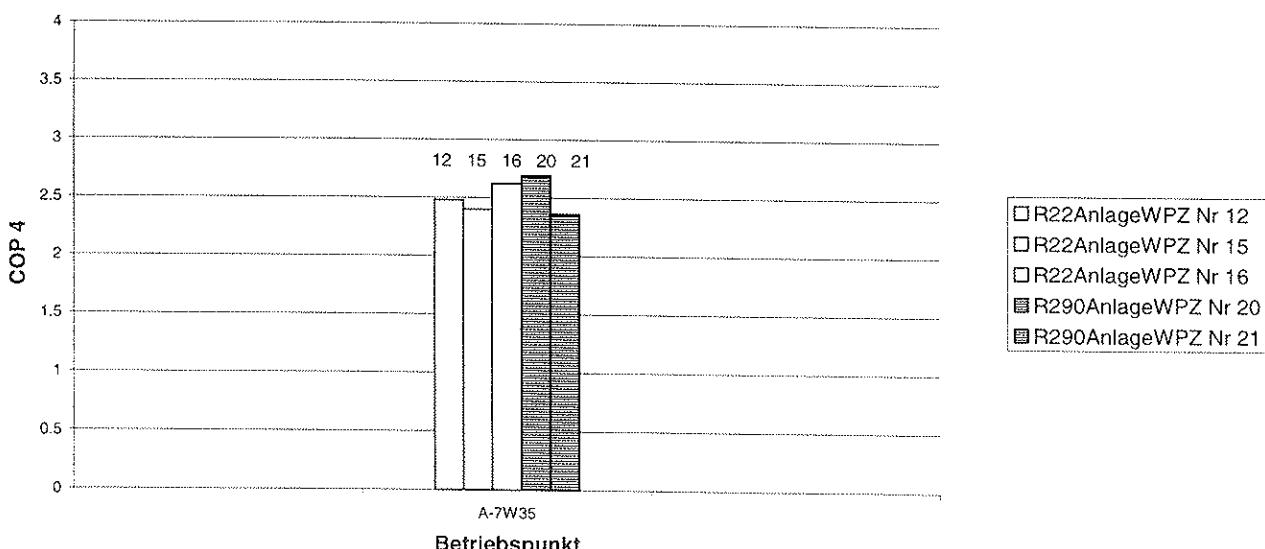


#### Bemerkungen:

- Kompakt WP für Innenaufstellung: Anlage Nr 4, 5, 13, 23
- Kompakt WP für Aussenaufstellung: Anlage Nr 22
- Splitwärmepumpe (min 8 m Splitleitung): Anlage Nr 11, 14
- Leistungsgeregelte Wärmepumpe mit 2 parallelgeschalteten Verdichtern: Anlage Nr 13
- Leistungsgeregelte Wärmepumpe mit Frequenzumformer: Anlage Nr 22

Luftfeuchtigkeit:  
 A-7W50 75 % rel. F.  
 A2W35 93 % rel. F.  
 A7W35 89 % rel. F.

Bild 8.9: MessWPZTöss (zu Sanierung zugeordnet)



#### Bemerkungen:

- Kompakt WP für Innenaufstellung: Anlage Nr 12, 15, 16
- Kompakt WP für Aussenaufstellung: Anlage Nr 20, 21
- Leistungsgeregelte Wärmepumpe mit Frequenzumformer: Anlage Nr 21

Luftfeuchtigkeit:  
 A-7W35 75 % rel. F.

Bild 8.10: MessWPZTöss (zu Neubau zugeordnet)

## 8.4. Vergleich der Anlagen AnlNEKZTL und MessWPZTöss

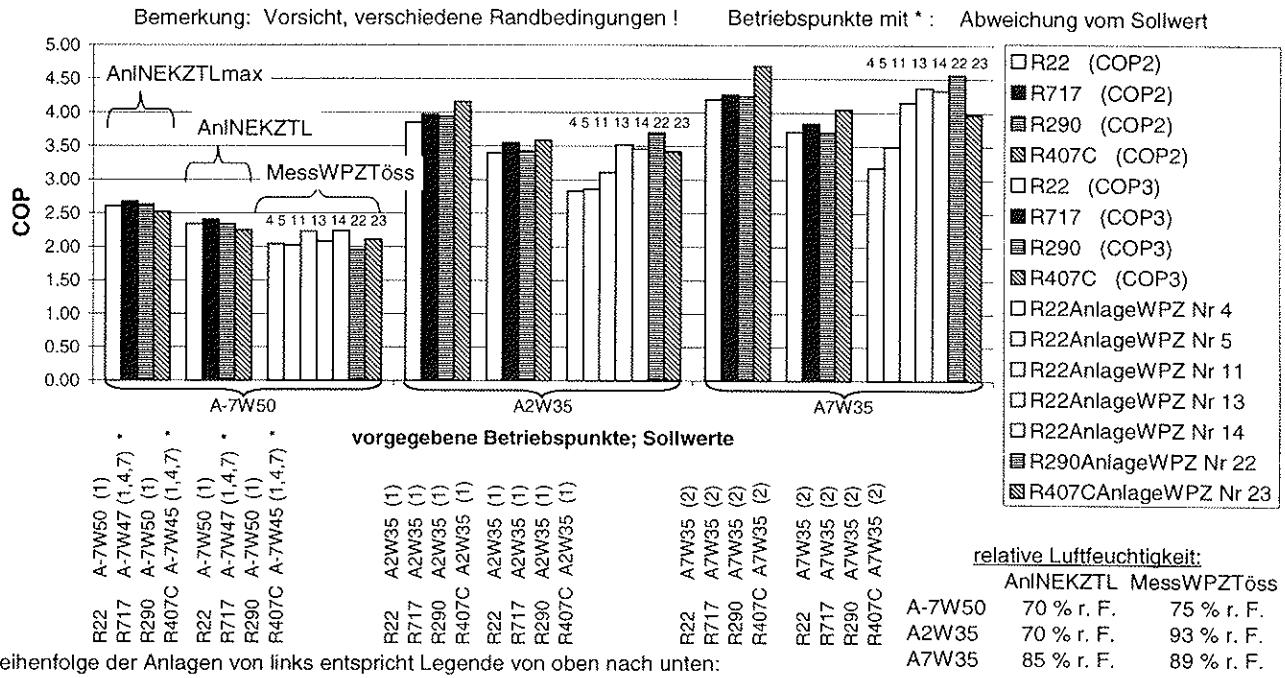


Bild 8.11: Anlagen für Sanierung mit Direktverdampfer für 6 kW Heizleistung

Verwendete Abkürzungen, ausführlich beschrieben ab Kap. 8.1.1.

**MessWPZTöss:** reale, im Wärmepumpen-Testzentrum Töss ausgemessene Anlagen

**AnlNEKZTL:** Ausgelegte Anlagen, gesamte Leistungsaufnahme für COP Ermittlung (COP 3)

**AnlNEKZLmax:** Ausgelegte Anlagen, nur Verdichterantriebsleistung für COP Ermittlung (COP 2)

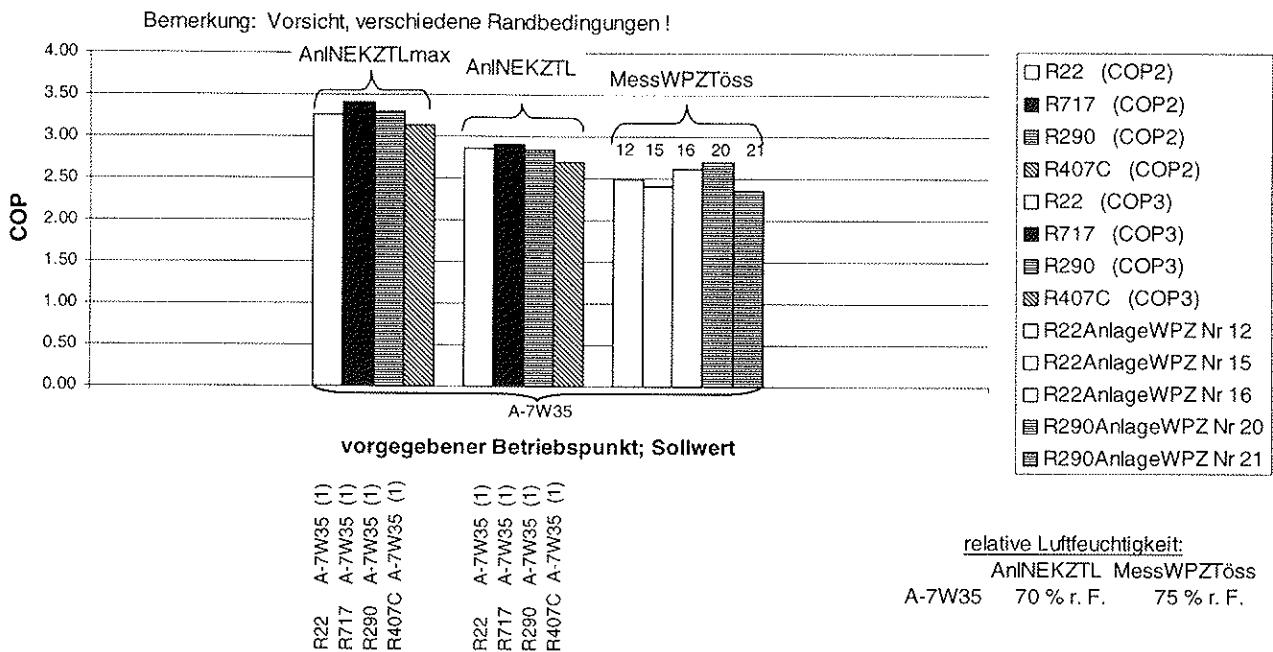


Bild 8.12: Anlagen für Neubau mit Direktverdampfer für 6 kW Heizleistung

Verwendete Abkürzungen, ausführlich beschrieben ab Kap. 8.1.1.

- MessWPZTöss:** reale, im Wärmepumpen-Testzentrum Töss ausgemessene Anlagen
- AnINEKZTL:** Ausgelegte Anlagen, gesamte Leistungsaufnahme für COP Ermittlung (COP 3)
- AnINEKZTLmax:** Ausgelegte Anlagen, nur Verdichterantriebsleistung für COP Ermittlung (COP 2)

## 8.5. Dispositionszeichnungen 6 kW Anlagen

### 8.5.1. R22 (als Vergleichsbasis) / R290 mit Direktverdampfer

R22 / R290

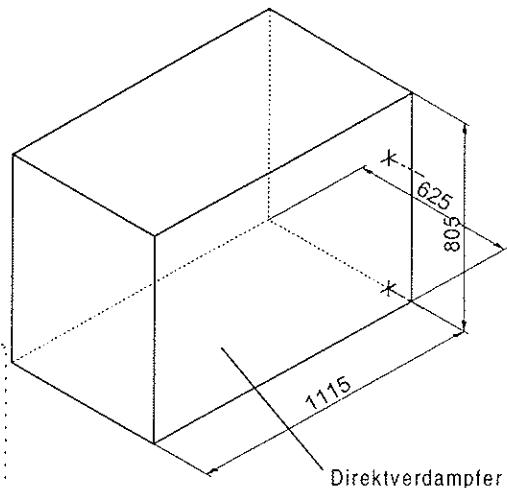
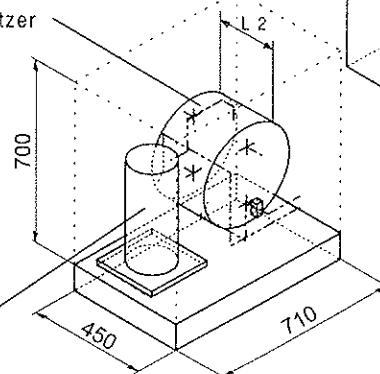
Sanierung / Neubau mit Direktverdampfer

$Q_{\text{Heiz}} \approx 6 \text{ kW}$

		L 2	Kondensator	Enthitzer		
		[mm]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R22	Sanierung	228	14	0.89	14	0.89
R22	Neubau	238	16	1.02	16	1.02
R290	Sanierung	238	16	1.02	16	1.02
R290	Neubau	238	16	1.02	16	1.02

Kondensator + Enthitzer

Scroll - Verdichter



Klein WP mit NH<sub>3</sub> / 0398 / RB

### 8.5.2. R22 (als Vergleichsbasis) / R290 mit Zwischenkreislauf

R22 / R290

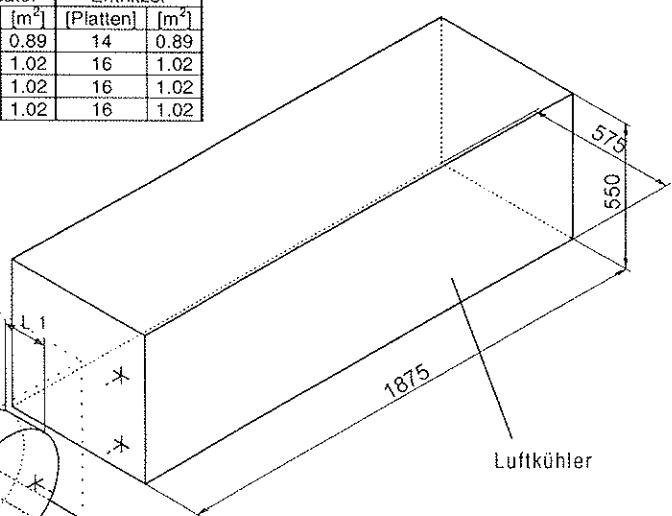
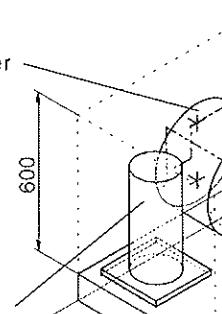
Sanierung / Neubau mit Zwischenkreislauf

$Q_{\text{Heiz}} \approx 6 \text{ kW}$

		L 1	L 2	Verdampfer	Kondensator	Enthitzer			
		[mm]	[mm]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R22	Sanierung	147	228	14	0.89	14	0.89	14	0.89
R22	Neubau	152	238	16	1.02	16	1.02	16	1.02
R290	Sanierung	147	238	14	0.89	16	1.02	16	1.02
R290	Neubau	158	238	18	1.15	16	1.02	16	1.02

Kondensator + Enthitzer

Scroll - Verdichter



Klein WP mit NH<sub>3</sub> / 0398 / RB

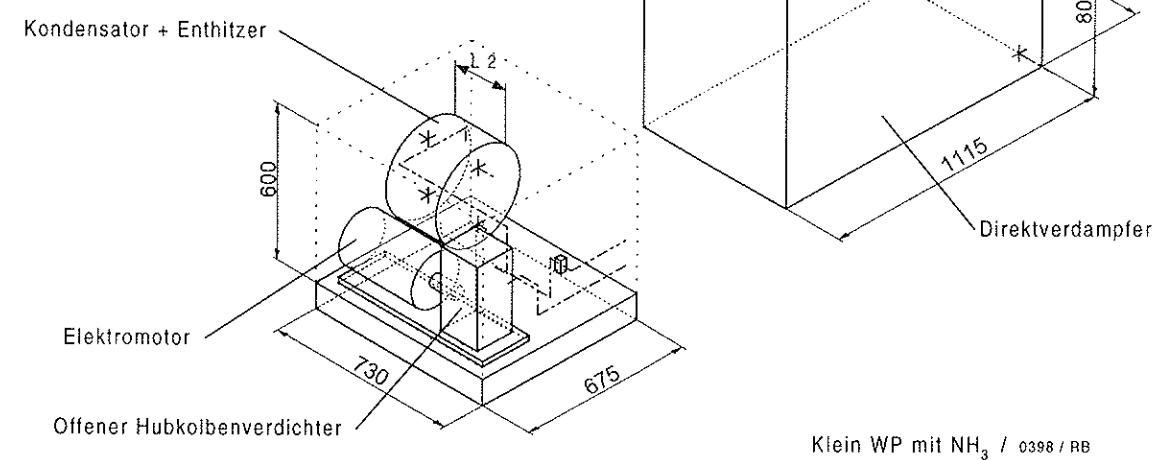
### 8.5.3. R717 mit Direktverdampfer

R717

Sanierung / Neubau mit Direktverdampfer

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} \approx 6 \text{ kW}$$

	L 2 [mm]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R717   Sanierung	228	14	0.89	14	0.89
R717   Neubau	216	12	0.77	12	0.77



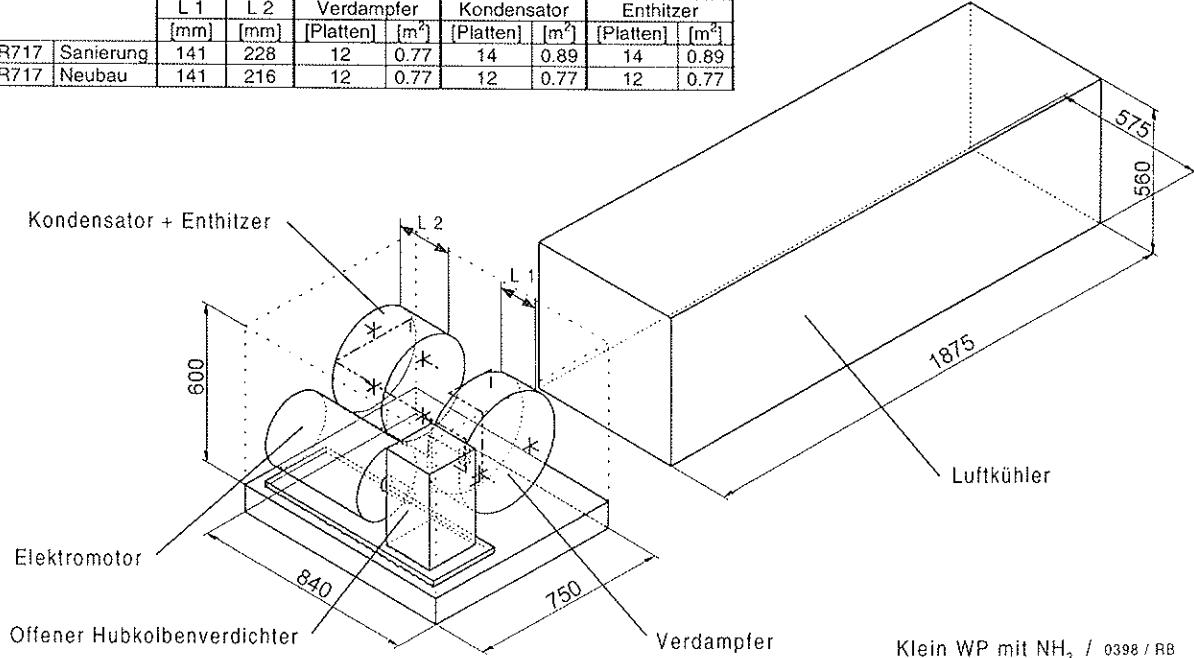
### 8.5.4. R717 mit Zwischenkreislauf

R717

Sanierung / Neubau mit Zwischenkreislauf

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} \approx 6 \text{ kW}$$

	L 1 [mm]	L 2 [mm]	Verdampfer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R717   Sanierung	141	228	12	0.77	14	0.89	14	0.89
R717   Neubau	141	216	12	0.77	12	0.77	12	0.77



### 8.5.5. R407C mit Direktverdampfer

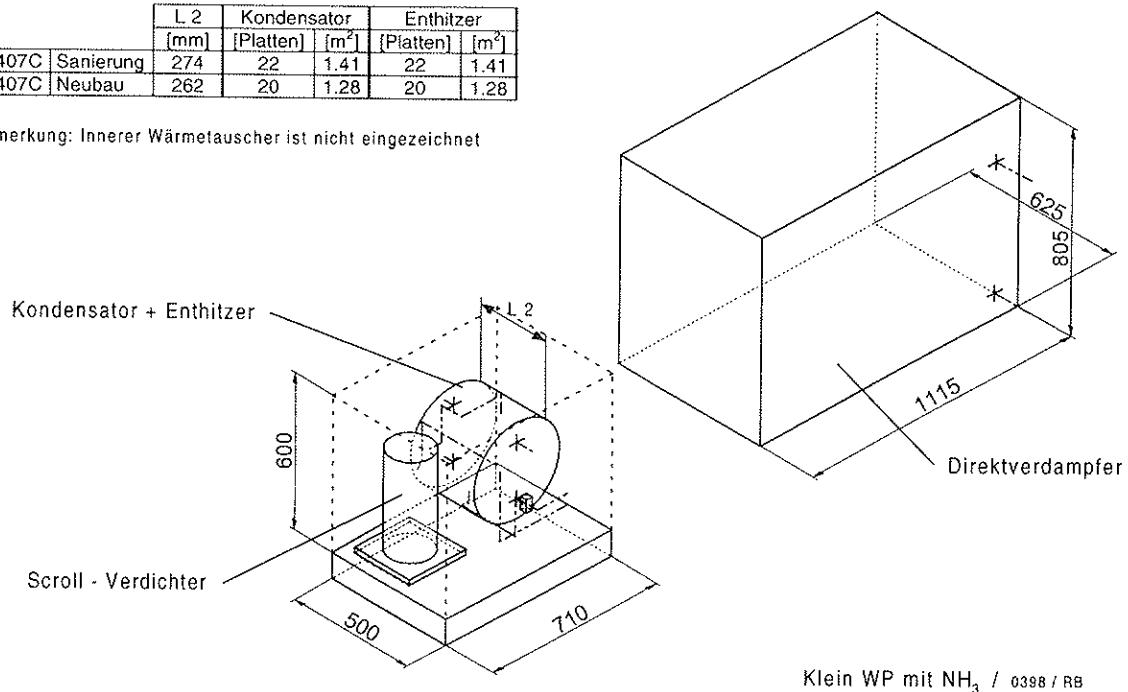
R407C

Sanierung / Neubau mit Direktverdampfer

$Q_{\text{Heiz}} \approx 6 \text{ kW}$

	L 2 [mm]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R407C Sanierung	274	22	1.41	22	1.41
R407C Neubau	262	20	1.28	20	1.28

Bemerkung: Innerer Wärmetauscher ist nicht eingezeichnet



### 8.5.6. R407C mit Zwischenkreislauf

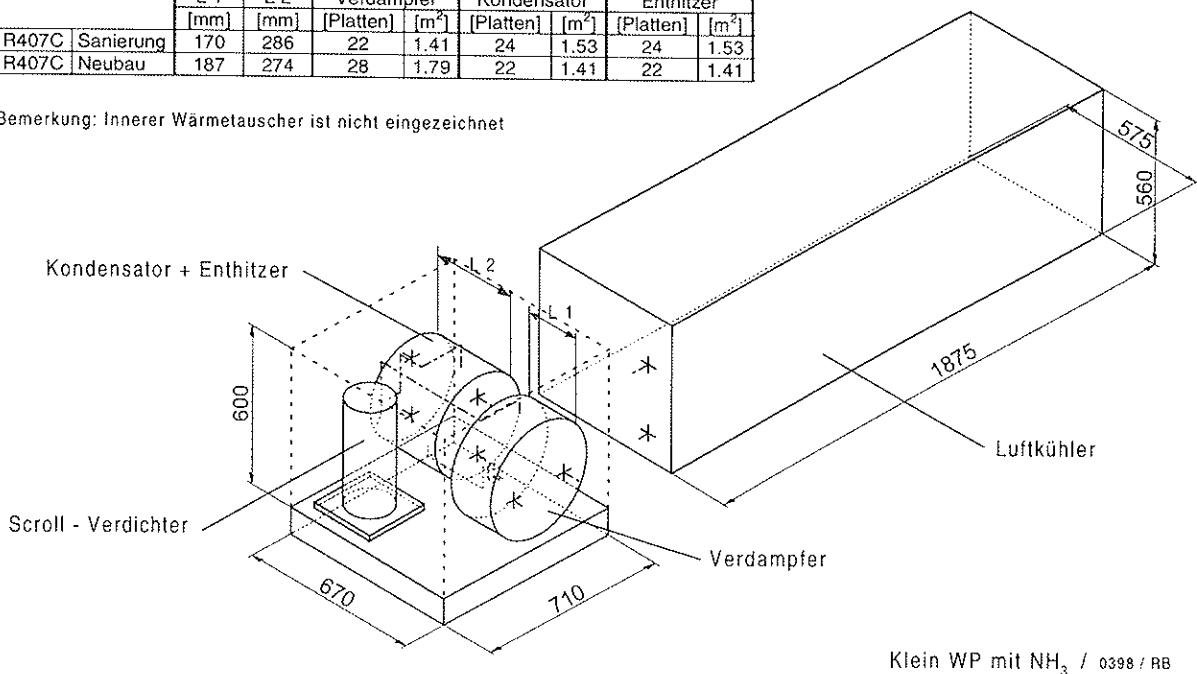
R407C

Sanierung / Neubau mit Zwischenkreislauf

$Q_{\text{Heiz}} \approx 6 \text{ kW}$

	L 1 [mm]	L 2 [mm]	Verdampfer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R407C Sanierung	170	286	22	1.41	24	1.53	24	1.53
R407C Neubau	187	274	28	1.79	22	1.41	22	1.41

Bemerkung: Innerer Wärmetauscher ist nicht eingezeichnet

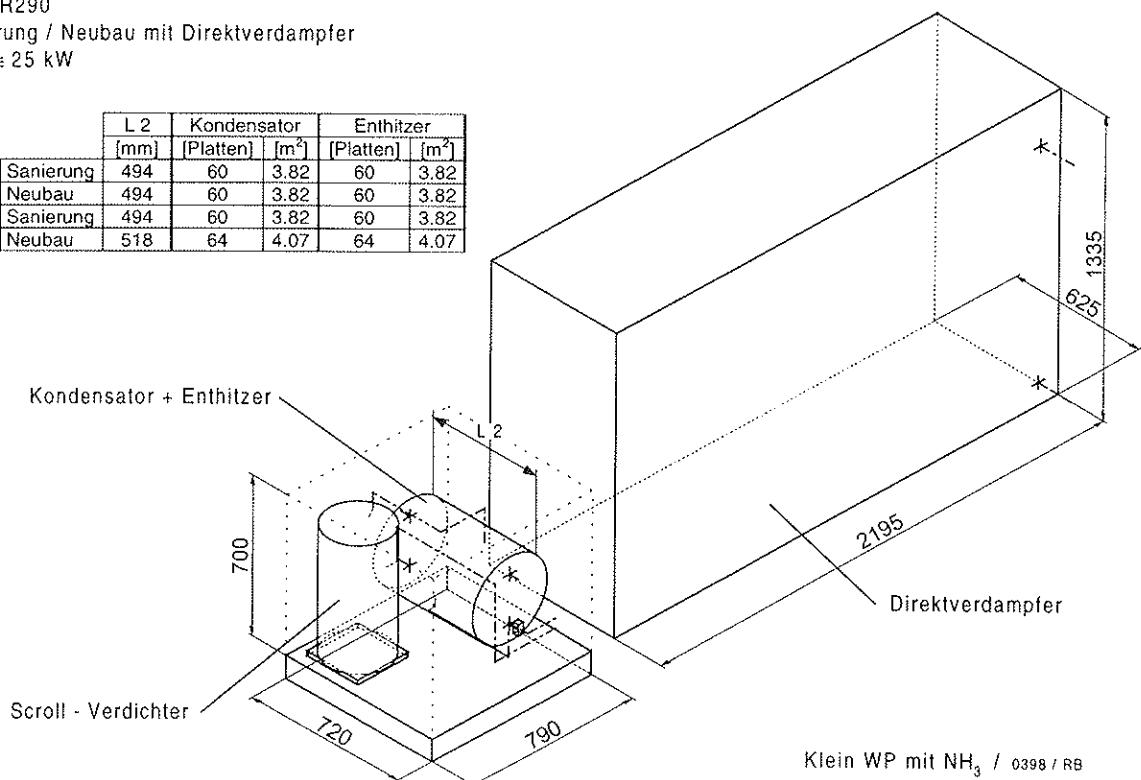


## 8.6. Dispositionszeichnungen 25 kW Anlagen

### 8.6.1. R22 (als Vergleichsbasis) / R290 mit Direktverdampfer

R22 / R290  
 Sanierung / Neubau mit Direktverdampfer  
 $\dot{Q}_{\text{Heiz}} \geq 25 \text{ kW}$

		L 2 [mm]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R22	Sanierung	494	60	3.82	60	3.82
R22	Neubau	494	60	3.82	60	3.82
R290	Sanierung	494	60	3.82	60	3.82
R290	Neubau	518	64	4.07	64	4.07

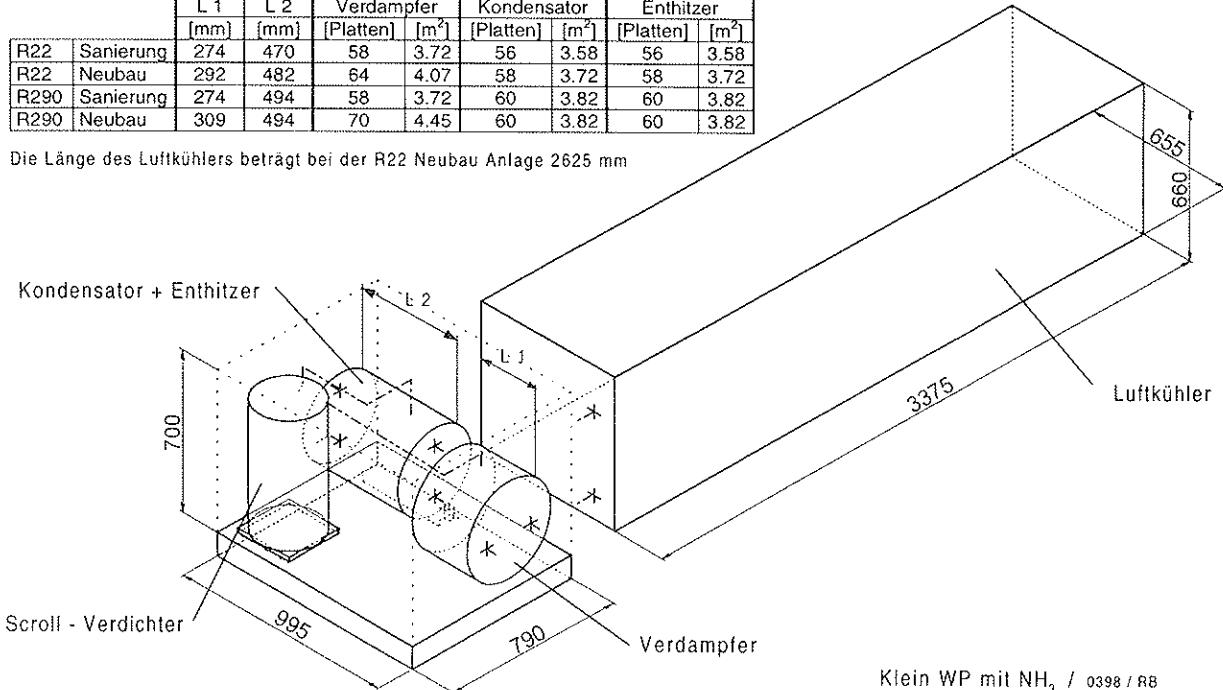


### 8.6.2. R22 (als Vergleichsbasis) / R290 mit Zwischenkreislauf

R22 / R290  
 Sanierung / Neubau mit Zwischenkreislauf  
 $\dot{Q}_{\text{Heiz}} \geq 25 \text{ kW}$

	L 1 [mm]	L 2 [mm]	Verdampfer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	
R22	Sanierung	274	470	58	3.72	56	3.58	56	3.58
R22	Neubau	292	482	64	4.07	58	3.72	58	3.72
R290	Sanierung	274	494	58	3.72	60	3.82	60	3.82
R290	Neubau	309	494	70	4.45	60	3.82	60	3.82

Die Länge des Luftkühlers beträgt bei der R22 Neubau Anlage 2625 mm



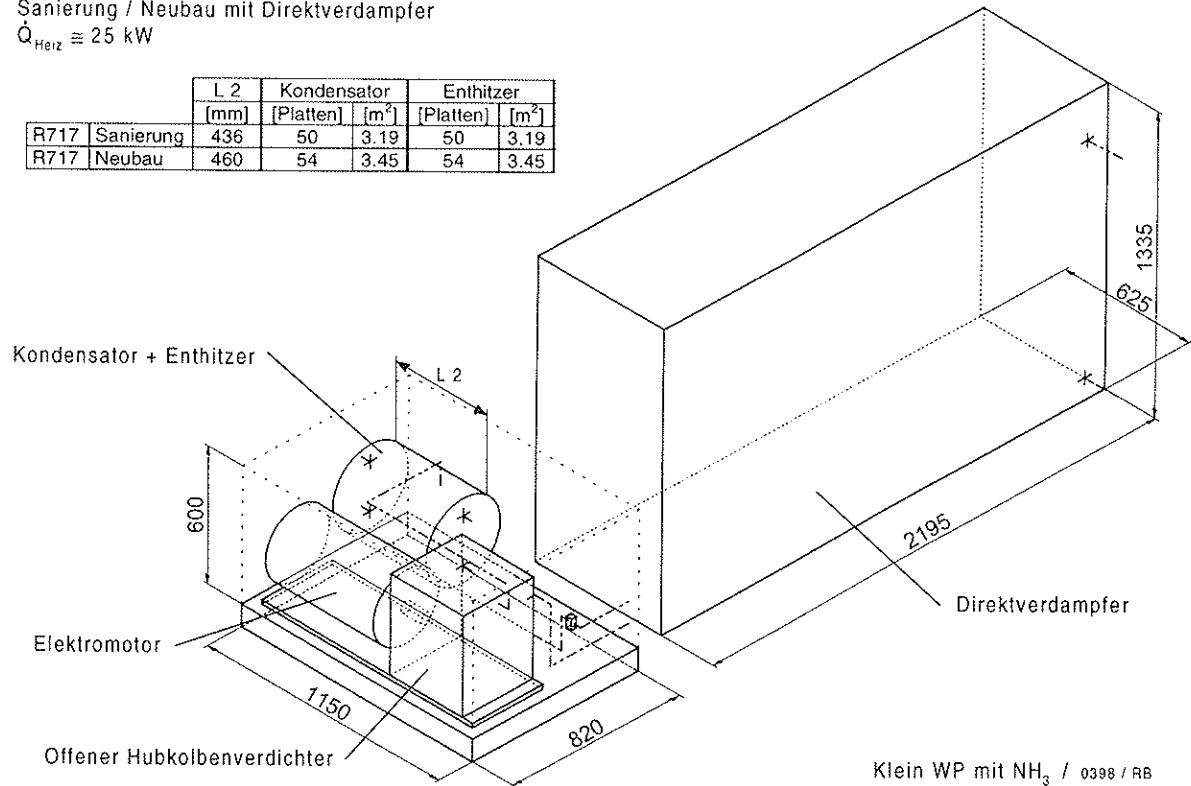
### 8.6.3. R717 mit Direktverdampfer

R717

Sanierung / Neubau mit Direktverdampfer

$\dot{Q}_{\text{Heiz}} \approx 25 \text{ kW}$

R717	Sanierung	L 2 [mm]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]
		436	50	3.19	50	3.19
	Neubau	460	54	3.45	54	3.45



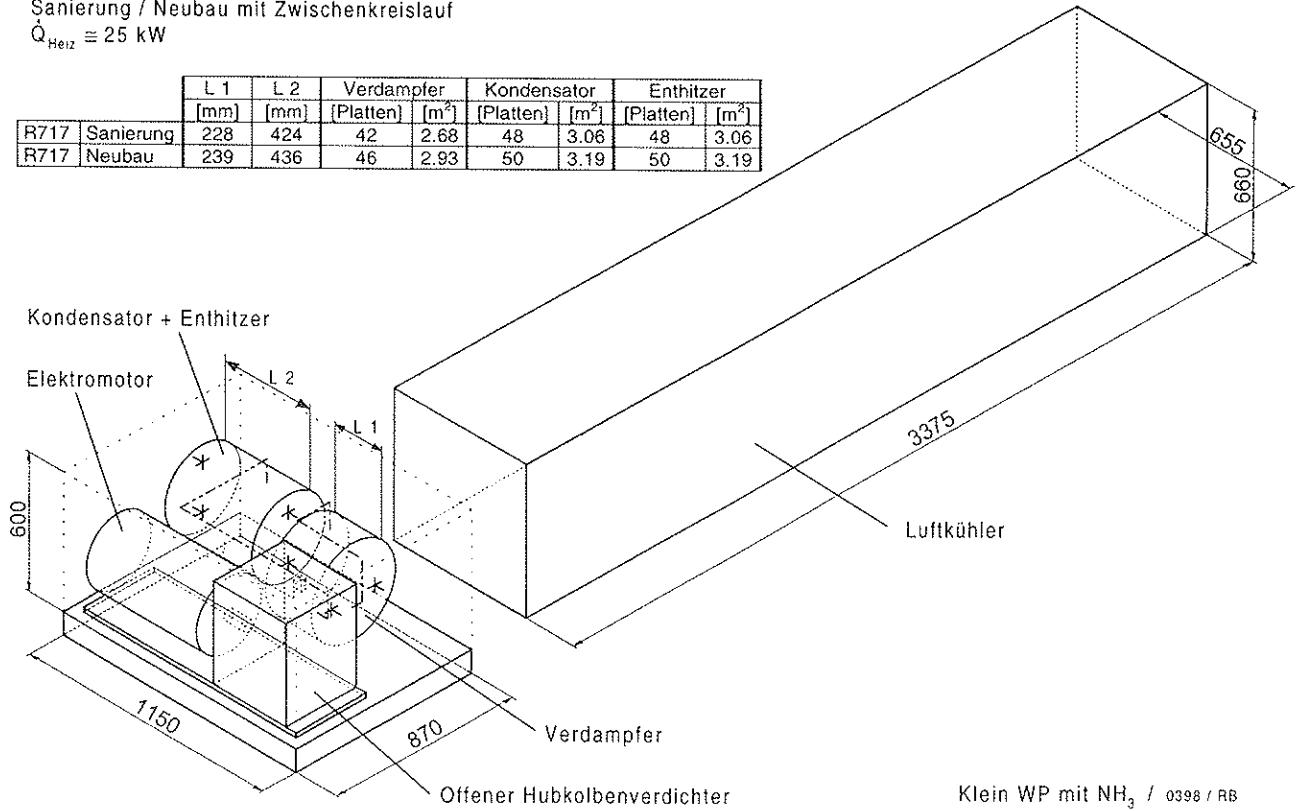
### 8.6.4. R717 mit Zwischenkreislauf

R717

Sanierung / Neubau mit Zwischenkreislauf

$\dot{Q}_{\text{Heiz}} \approx 25 \text{ kW}$

R717	Sanierung	L 1 [mm]	L 2 [mm]	Verdampfer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Kondensator [Platten]	[m <sup>2</sup> ]	Enthitzer [Platten]	[m <sup>2</sup> ]
		228	424	42	2.68	48	3.06	48	3.06
	Neubau	239	436	46	2.93	50	3.19	50	3.19



### 8.6.5. R407C mit Direktverdampfer

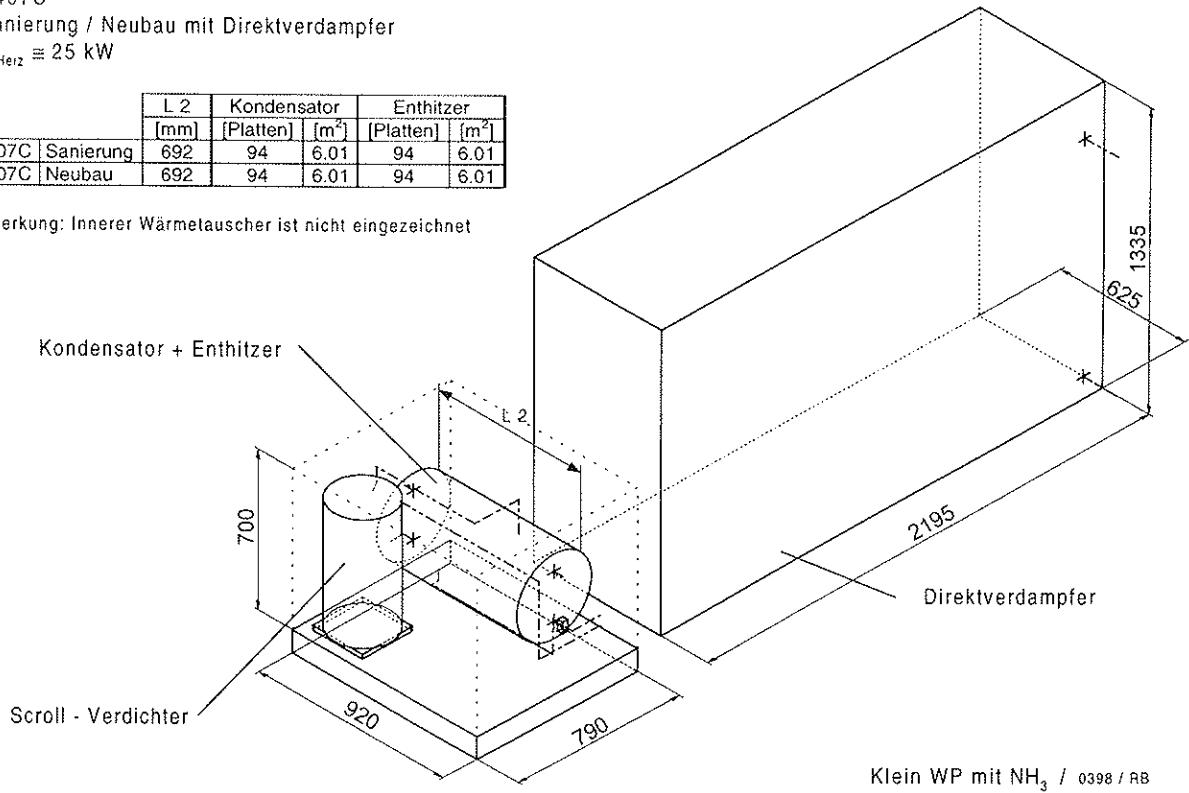
R407C

Sanierung / Neubau mit Direktverdampfer

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} \approx 25 \text{ kW}$$

	L 2 [mm]	Kondensator		Enthitzer	
		[Platten]	[m <sup>2</sup> ]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R407C Sanierung	692	94	6.01	94	6.01
R407C Neubau	692	94	6.01	94	6.01

Bemerkung: Innerer Wärmetauscher ist nicht eingezeichnet



### 8.6.6. R407C mit Zwischenkreislauf

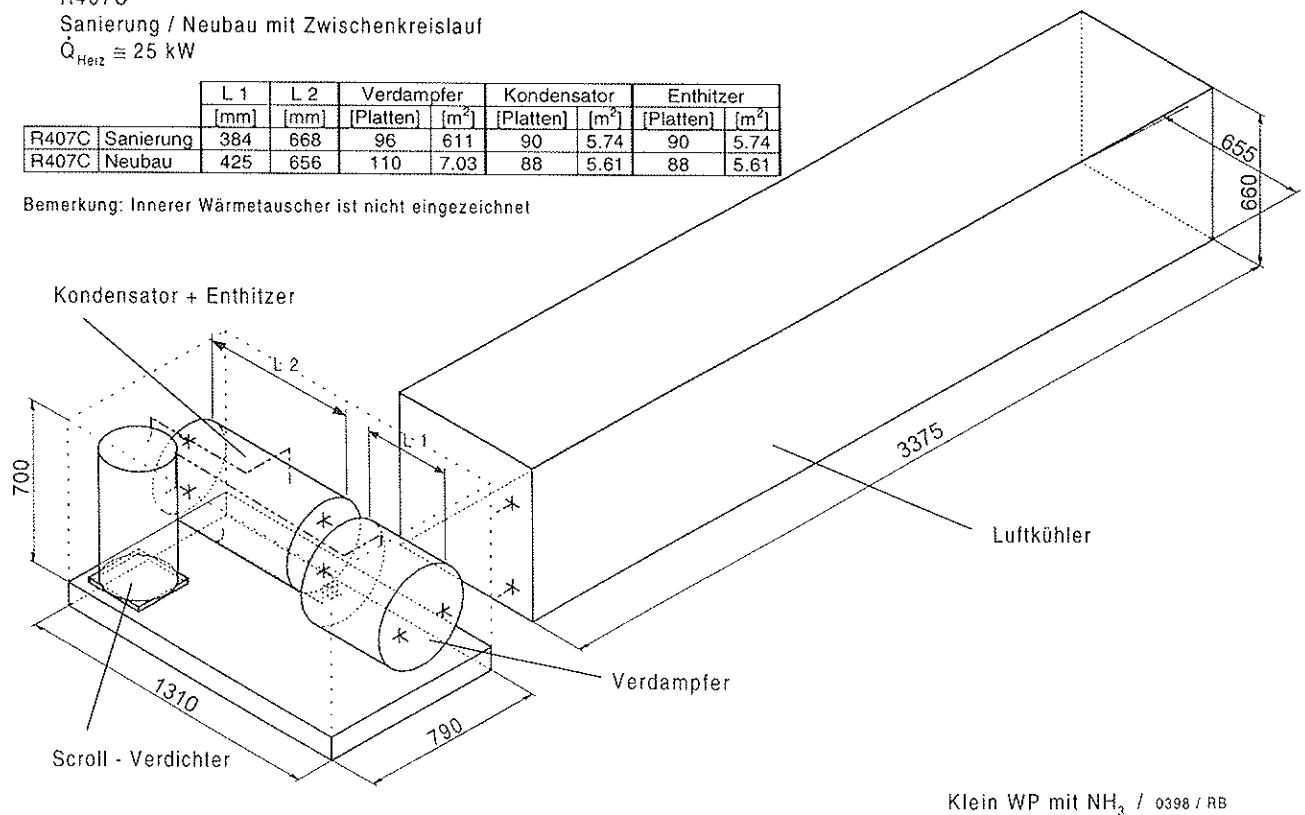
R407C

Sanierung / Neubau mit Zwischenkreislauf

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} \approx 25 \text{ kW}$$

	L 1 [mm]	L 2 [mm]	Verdampfer		Kondensator	
	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]	[Platten]	[m <sup>2</sup> ]
R407C Sanierung	384	668	96	6.11	90	5.74
R407C Neubau	425	656	110	7.03	88	5.61

Bemerkung: Innerer Wärmetauscher ist nicht eingezeichnet



## 8.7. Ermittlung der Füllmenge

Ein Vergleichskriterium für die Anlagen mit den verschiedenen Kältemitteln ist die Kältemittelmenge, mit der die Anlage gefüllt wird.

Der Einfachheit halber werden die Stoffwerte des Kältemittels nur an drei bzw. vier verschiedenen Zuständen ermittelt:

- |                               |  |
|-------------------------------|--|
| 1. Saugseite:                 | Verdampferaustritt, Kältemittel überhitzt        |
| 2. Hochdruckseite:            | Verdichteraustritt                               |
| 3. Flüssigkeit:               | Kondensatoraustritt, Kältemittel unterkühlt      |
| 3a. Flüssigkeit im Verdampfer | Dichte auf Siedelinie bei Verdampfungstemperatur |

Das Ermitteln der Kältemittelmenge in den Komponenten Verdampfer und Kondensator ist recht schwierig. Bei den Anlagen mit einem Zwischenkreislauf sind beide Komponenten Plattenwärmeübertager.

### 8.7.1. Füllmenge im NEK - COMPADISC Verdampfer

Im Stillstand der Anlage ist im Verdampfer das flüssige Kältemittel unten, der Dampf oben. Die beiden Phasen sind eindeutig getrennt.

Im Betrieb der Anlage ist das flüssige Kältemittel unten, jedoch gibt es ein mehr oder weniger starkes Sieden, d. h., Dampfblasen steigen durch die Flüssigkeit nach oben. Durch die aufsteigenden Blasen ist das Volumen des Flüssigkeit - Dampfgemisches gegenüber nur Flüssigkeit viel grösser. Dadurch erhöht sich die Füllhöhe.

Damit im Anlagenbetrieb das Plattenpaket optimal ausgenutzt werden kann und die Überhitzung am Verdampferaustritt genügend gross ist, muss sichergestellt sein, dass der Füllstand des mit Blasen durchsetzten Kältemittels nicht zu hoch ist. Daher ist die Füllhöhe beim Stillstand der Anlage relativ niedrig.

Je nach Eigenschaften des Kältemittels ist das Verhältnis der Füllhöhe im Betriebszustand verglichen mit der Füllhöhe beim Stillstand der Anlage unterschiedlich gross.

Das Bild 8.13 und die nachfolgende Auflistung zeigen die Füllhöhe für die verschiedenen Kältemittel:

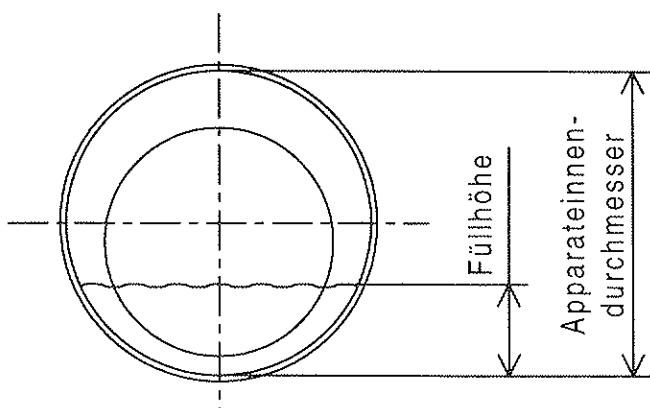


Bild 8.13: Füllhöhe im Vergleich zum Apparateinnendurchmesser innen das Plattenpaket

Im Bild 8.13 sind die Füllkörper, die zwischen dem Plattenpaket und dem Mantelrohr eingebaut sind, nicht eingezeichnet. Für die Bestimmung der Füllmenge wurden die Füllkörper aber berücksichtigt.

Kältemittel	Füllhöhe in % des Apparateinnendurchmessers
R22, R290, R407C	35
R717	25

Bei R717 ist das spezifische Volumen der Gasphase deutlich grösser als bei den anderen Kältemitteln und damit ist der Füllstand der flüssigen Phase entsprechend tiefer.

Für die Ermittlung der Füllmenge im Verdampfer gelten folgende Bedingungen:

- Flüssigkeit: Dichte der siedenden Flüssigkeit (Siedelinie) bei  $p_{\text{evap}}$
- Dampf: überheizter Dampf bei  $p_{\text{evap}}$  (Ansaugzustand beim Verdichter)

(Dieser Zustand stellt sich unmittelbar nach dem Abstellen des Verdichters ein, sobald sich in der Flüssigkeit keine Dampfblasen mehr bilden).

#### 8.7.2. Füllmenge im luftbeaufschlagten Verdampfer (Direktverdampfer)

Erfolgt die Verdampfung des Kältemittels in einem luftbeaufschlagten Verdampfer, so ist die genaue Bestimmung der Füllmenge schwierig. Als Näherung für die Ermittlung des Kältemittelinhalts bei Trockenexpansionsverdampfern wird 10 % bzw. 20 % des Rohrinhaltes als flüssig angenommen, der Rest als Dampf.

Es gelten die folgenden Bedingungen:

- Flüssigkeit: Dichte der siedenden Flüssigkeit (Siedelinie) bei  $p_{\text{evap}}$
- Dampf: überheizter Dampf bei  $p_{\text{evap}}$  (Ansaugzustand beim Verdichter)

#### 8.7.3. Füllmenge im NEK - COMPADISC Kondensator

Die Füllmenge im Kondensator ist verglichen mit derjenigen im Verdampfer sehr viel kleiner. Für die Ermittlung der Kondensatorfüllmenge wird der Kältemitteldampf als Sattdampf angenommen. Bei R407C wird die Dichte des Sattdampfes bei Kondensationsdruck genommen.

Im Kondensator wird im Betrieb ein Füllstand von 10 mm flüssiges Kältemittel angenommen.

#### 8.7.4. Füllmenge im NEK - COMPADISC Enthitzer

Durch den Enthitzer strömt überheizter Kältemitteldampf, der sich abkühlt. Der ganze Kältemitteldampf wird als überheizter Dampf bei  $p_{\text{cond}}$  und  $T_{\text{überhitzt}} = 70^{\circ}\text{C}$  angenommen.

#### 8.7.5. Hochdrucksammler

Bei den Anlagen mit einem Direktverdampfer muss zusätzlich ein Hochdrucksammler eingebaut werden.

Der Volumeninhalt des Sammlers beträgt:

- Anlagen mit einer Heizleistung von 6 kW: 1 dm<sup>3</sup>
- Anlagen mit einer Heizleistung von 25 kW: 3 dm<sup>3</sup>

Im Betriebszustand wird der Sammler zu einem Drittel mit Flüssigkeit gefüllt angenommen.

#### 8.7.6. Innerer Wärmetauscher für R407C

Durch den Einbau eines Inneren Wärmetauschers (NEK - Komponente) für R407C erhöht sich die Füllmenge in der Anlage erfahrungsgemäss um 3%.

#### 8.7.7. Ölaustreiber für R22, R290 und R407C

Damit sich im Verdampfer das ausgeworfene Schmieröl des Verdichters nicht aufkonzentrieren kann, muss ein Ölaustreiber eingesetzt werden. Durch diese Vorrichtung nimmt die Kältemittelfüllmenge in der Anlage um 1 - 2% zu.

### 8.7.8. Füllmenge in der Anlage und grobe Aufteilung nach Hauptkomponenten:

In der Tabelle ist nur die Kältemittelmenge angegeben, die in den drei Komponenten Verdampfer, Kondensator und Enthitzer enthalten ist.

Als Näherung für die Ermittlung des Kältemittelinhals bei Trockenexpansionsverdampfern wird 10 % bzw. 20 % (Werte in Klammer) des Rohrinhaltes als flüssig angenommen, der Rest als Dampf.

Anlage	Kältemittel	R22	R717	R290	R407C
<b>Sanierung Zwischenkreislauf 6 kW</b>					
gesamt	3,5 kg	0,9 kg	1,5 kg	4,2 kg	
davon im Verdampfer	3,0 kg	0,8 kg	1,2 kg	3,4 kg	
im Doppelkondensator	0,5 kg	—	0,3 kg	—	
im Kondensator + Enthitzer	—	0,1 kg	—	0,8 kg	
<b>Sanierung Direktverdampfer 6 kW</b>					
gesamt	2,8 (4,9) kg	1,2 (2,2) kg	1,2 (2,0) kg	3,0 (5,1) kg	
davon im Verdampfer	2,3 (4,4) kg	1,1 (2,1) kg	1,0 (1,8) kg	2,2 (4,3) kg	
im Doppelkondensator	0,5 kg	—	0,2 kg	—	
im Kondensator + Enthitzer	—	0,1 kg	—	0,8 kg	
<b>Neubau Zwischenkreislauf 6 kW</b>					
gesamt	3,5 kg	0,9 kg	1,5 kg	4,4 kg	
davon im Verdampfer	3,1 kg	0,8 kg	1,3 kg	3,8 kg	
im Doppelkondensator	0,4 kg	—	0,2 kg	—	
im Kondensator + Enthitzer	—	0,1 kg	—	0,6 kg	
<b>Neubau Direktverdampfer 6 kW</b>					
gesamt	2,7 (4,8) kg	1,2 (2,2) kg	1,2 (2,0) kg	2,8 (4,8) kg	
davon im Verdampfer	2,3 (4,4) kg	1,1 (2,1) kg	1,0 (1,8) kg	2,3 (4,3) kg	
im Doppelkondensator	0,4 kg	—	0,2 kg	—	
im Kondensator + Enthitzer	—	0,1 kg	—	0,5 kg	
<b>Sanierung Zwischenkreislauf 25 kW</b>					
gesamt	7,8 kg	1,8 kg	3,3 kg	11,1 kg	
davon im Verdampfer	5,9 kg	1,4 kg	2,4 kg	8,2 kg	
im Doppelkondensator	—	—	—	—	
im Kondensator + Enthitzer	1,9 kg	0,4 kg	0,9 kg	2,9 kg	
<b>Sanierung Direktverdampfer 25 kW</b>					
gesamt	10,4 (18,0) kg	4,3 (8,1) kg	4,4 (7,6) kg	11,4 (18,8) kg	
davon im Verdampfer	8,4 (16,0) kg	3,9 (7,7) kg	3,5 (6,7) kg	8,2 (15,6) kg	
im Doppelkondensator	—	—	—	—	
im Kondensator + Enthitzer	2,0 kg	0,4 kg	0,9 kg	3,2 kg	
<b>Neubau Zwischenkreislauf 25 kW</b>					
gesamt	7,7 kg	1,8 kg	3,4 kg	11,4 kg	
davon im Verdampfer	6,3 kg	1,4 kg	2,8 kg	9,1 kg	
im Doppelkondensator	—	—	—	—	
im Kondensator + Enthitzer	1,4 kg	0,4 kg	0,6 kg	2,3 kg	
<b>Neubau Direktverdampfer 25 kW</b>					
gesamt	9,9 (17,5) kg	4,3 (8,1) kg	4,2 (7,4) kg	10,7 (18,1) kg	
davon im Verdampfer	8,4 (16,0) kg	3,9 (7,7) kg	3,5 (6,7) kg	8,2 (15,6) kg	
im Doppelkondensator	—	—	—	—	
im Kondensator + Enthitzer	1,5 kg	0,4 kg	0,7 kg	2,5 kg	

Tabelle 8.4: Kältemittelmengen in den drei Komponenten Verdampfer, Kondensator und Enthitzer. Annahme für den Kältemittelinhalt bei Trockenexpansionsverdampfern: 10 % bzw. 20 % (Werte für 20 % in Klammer) des Rohrinhaltes ist flüssig, der Rest dampfförmig.

### 8.7.9. Füllmenge in der Flüssigkeitsleitung

Zu den Kältemittelmengen in den einzelnen Komponenten (Direktverdampfer, Kondensator, Enthitzer) kommen die Füllmengen der Saug-, Druck- und Flüssigkeitsleitung hinzu. Dabei spielt die Distanz zwischen den Komponenten Verdichter/Kondensator und Verdampfer (unmittelbar nebeneinander "Kompaktanlage" oder weit entfernt "Splitanlage") eine wesentliche Rolle. In der Tabelle 8.5 sind die Füllmengen in den Flüssigkeitsleitungen aufgelistet.

Die Dimensionierung der Rohrquerschnitte erfolgt am Auslegungspunkt unter Berücksichtigung des grössten, über den Betriebsbereich sich ergebenden Massenstroms. Für die Geschwindigkeit in den Rohrleitungen ist [Ref. 4, S. 343, Tabelle 6-81] massgebend.

Anlagen für Sanierungsmarkt, mit Direktverdampfer:

Bezeichnungen	R22	R717	R290	R407C
Heizleistung 6 kW	1,3 kg / 10 m Rohr	0,4 kg / 10 m Rohr	0,6 kg / 10 m Rohr	2,0 kg / 10 m Rohr
Rohrquerschnitt	DN 10	DN 8	DN 10	DN 15
T <sub>cond</sub>	51 °C	51 °C	51 °C	49 °C
ΔT <sub>uk</sub>	3 K	3 K	3 K	9 K
Heizleistung 25 kW	4,0 kg / 10 m Rohr	0,7 kg / 10 m Rohr	2,6 kg / 10 m Rohr	6,0 kg / 10 m Rohr
Rohrquerschnitt	DN 20	DN 10	DN 25	DN 25
T <sub>cond</sub>	51 °C	51 °C	51 °C	48 °C
ΔT <sub>uk</sub>	3 K	3 K	3 K	9 K

Tabelle 8.5: Kältemittelmengen in 10 m Flüssigkeitsleitung in den Anlagen für Sanierung mit Direktverdampfer. Werte am Auslegungspunkt (A-5/W50) bei den aufgelisteten Bedingungen (Kondensationstemperatur, Unterkühlung) ermittelt.

Die geringen Massenströme, die in den Ammoniakanlagen zirkulieren, haben kleine Rohrquerschnitte zur Folge. Dementsprechend ist auch die Füllmenge in der Flüssigkeitsleitung klein.

### Anmerkung

Die berechneten Füllmengen und die Mengen, die effektiv in einer realen Anlage (in den entsprechenden Komponenten) eingefüllt werden könnten, weichen aus technischen Gründen (z. B. Abtauung) etwas voneinander ab. Wichtig für einen Quervergleich unter den Anlagen ist es, dass das Verfahren für die Ermittlung der Füllmengen immer gleich ist.

## 9. Ammoniakfalle "Ammotrap"

### 9.1 Versuche unter Simulation des Havariefalles (GAU)

#### 9.1.1. Versuch mit oberflächenvergrösserten Tonwaben

##### Versuchsanordnung und Durchführung

- Mittels  $TiO_2$  wurde die Oberfläche des Tonkörpers behandelt und damit diese um das ca. 100-fache vergrössert.
- Die Probanden bestanden aus Tonwabenkörpern mit einer Wabengrösse von  $4 \times 4$  mm und einer Aussenabmessung von  $150 \times 50 \times 50$  mm (L x B x H) (Bild. 9.1).
- Die Begasung erfolgte an offener Luft unter atmosphärischem Druck (Bild. 9.2).
- Der Versuch wurde mit den Salzen  $CuSO_4$ ,  $MnSO_4$  und  $NiSO_4$  durchgeführt. Die Versuchsresultate können der Tabelle 9.1 entnommen werden.

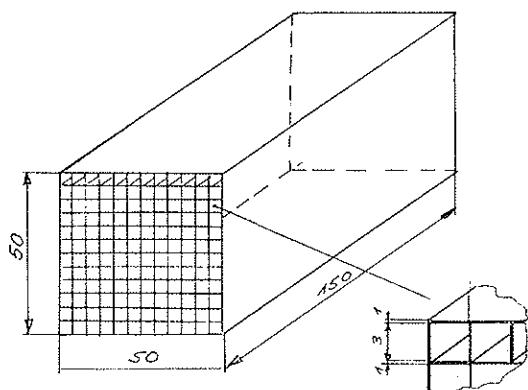


Bild 9.1: Tonwabenkörper, mit denen die ersten Versuche durchgeführt wurden.

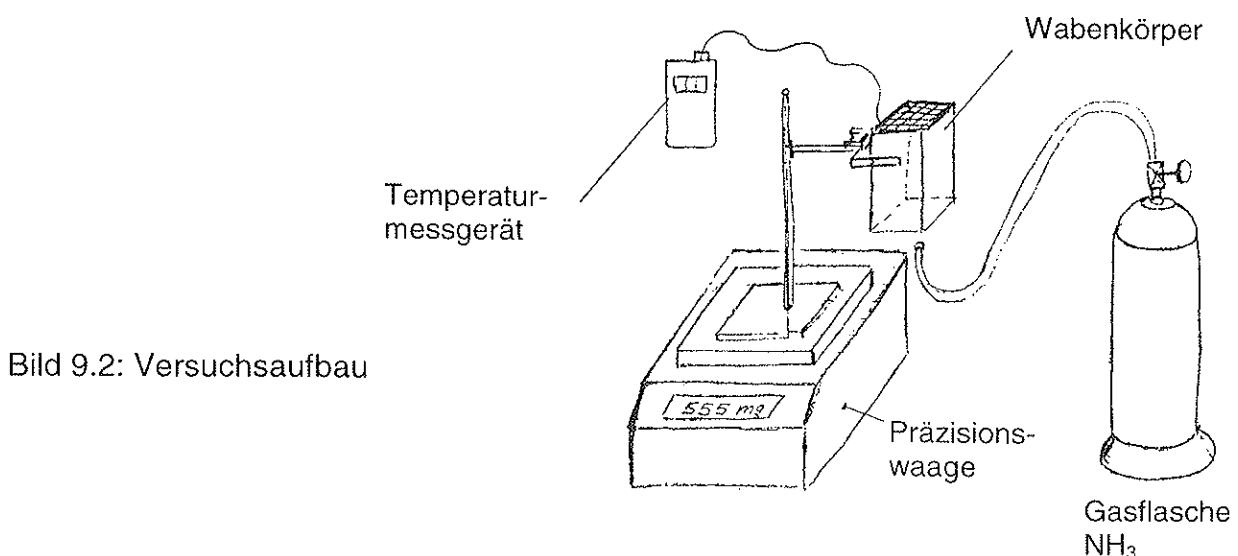


Bild 9.2: Versuchsaufbau

## Versuchsergebnisse

Versuch Nr.	Metallsalz	Oberfläche	Aufgebrachte Salzmenge	Aufgenommener NH <sub>3</sub>	Bemerkung
1	CuSO <sub>4</sub>	Beschichtung nicht kontinuierlich	60 g	6 g	kein Geruch
2	CuSO <sub>4</sub> mit Kristallwasser	Beschichtung in Ordnung	60 g	5,8 g	kein Geruch
3	MnSO <sub>4</sub>	Beschichtung in Ordnung	66 g	1 g	leichter Geruch nach NH <sub>3</sub>
4	NiSO <sub>4</sub>	Beschichtung in Ordnung	58 g	1 g	leichter Geruch nach NH <sub>3</sub>

Tab. 9.1: Bedingungen und Ergebnisse der durchgeführten Versuche mit den Tonwabenkörpern

Die Versuche zeigen, dass die Beladungen weit unter den theoretischen Werten ( $0,50 \div 0,60$ ) liegen, nämlich bei  $0,015 \div 0,10$ .

Auf das Volumen bezogen ergäbe dies 100 g NH<sub>3</sub> auf 7 dm<sup>3</sup> Tonwabenkörper.

Die gemessenen Beladungsmengen zeigen, dass das angelagerte NH<sub>3</sub> weit unter den theoretischen, stöchiometrischen Werten der chemischen Formel Cu[(NH<sub>3</sub>)<sub>6</sub>] SO<sub>4</sub> liegt, d. h. pro CuSO<sub>4</sub> können 6 NH<sub>3</sub>-Moleküle aufgenommen werden. Das Molgewicht von CuSO<sub>4</sub> beträgt  $\sim 159,6$  g/mol und jenes von NH<sub>3</sub>  $\sim 17$  g/mol. Hieraus ergibt sich, dass auf ein CuSO<sub>4</sub>-Einheit im Maximum 102 g/mol NH<sub>3</sub> aufgenommen werden können, dies entspricht einer Beladung von 0,639 [-].

Bei den anderen beiden Metallsalzen wäre die Beladungsmenge NH<sub>3</sub> etwas grösser, da die Mol-Massen leicht kleiner sind (NiSO<sub>4</sub> = 154,78 g/mol und MnSO<sub>4</sub> = 151,01 g/mol). Die maximalen Beladungsmengen betragen hier 0,659 [-] für das NiSO<sub>4</sub> und 0,675 [-] für das MnSO<sub>4</sub> bezogen auf die Massen der Salze. Bei den letzten beiden Salzen zeigte sich, dass das Wasser aus der Luftfeuchte bei beiden Salzen angelagerte NH<sub>3</sub>-Moleküle wieder abtrennen kann.

Wie nachträgliche Laboruntersuchungen bestätigten, ist dieser Effekt beim CuSO<sub>4</sub> nicht zu beobachten und daher ist dieses Metallsalz für unsere Anwendung am besten geeignet.

Bei weiteren Versuchen wurde festgestellt, dass die schlechten Beladungsresultate auf die bei der stark exotherm verlaufenden Reaktion schlechte Temperaturleitung in der Tonwabe zurückgeführt werden kann.

Die Anlagerung der NH<sub>3</sub>-Moleküle erfolgt paarweise in drei Stufen, wobei die erste Stufe bei der höchsten und die dritte Stufe bei der tiefsten Temperatur erfolgt. Die Desorption verläuft in entgegengesetzter Richtung auf der Temperaturskala mit leicht höheren Temperaturen (vgl. Bild 9.4). Aufgrund des starken Temperaturanstiegs im schlecht wärmeleitenden Tonkörper konnte sich bei den vorgenannten Versuchen nur gerade das erste NH<sub>3</sub>-Paar anlagern. Danach war die Temperatur so hoch angestiegen, dass ein Teil des angelagerten NH<sub>3</sub> bereits wieder desorbierte und der freie Ammoniak nicht mehr zur Reaktion kam. Auf weitere Versuche mit Tonkörpern wurde daher aus nachfolgenden Gründen verzichtet:

1. Die volumenbezogene Beladungsmenge liegt um das ca. 25-fache unter den Zielvorstellungen.
2. Wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit im Tonkörper ist ein genügender Wärmetransport praktisch nicht möglich. Auch durch die Verdampfung des Kristallwassers auf der Tonkörperoberfläche (Versuch Nr. 2) konnten keine besseren Resultate erzielt werden.

Die Versuche, bei welchen ein Tonkörper hergestellt wurde, dem 30 Gew. % CuSO<sub>4</sub> der Tonmasse beigemischt wurden, zeigten noch schlechtere Resultate als bei den beschichteten Probanden.

Da auch hier das Problem der Wärmeleitfähigkeit praktisch nicht lösbar ist, wurde auch diese Versuchsreihe entgegen den Andeutungen im Zwischenbericht Seite 8.1, nicht mehr weiterverfolgt.

### 9.1.2. Versuch mit wassergekühlten Metallplatten

#### Konstruktion

Zur Erzielung möglichst hoher Beladungswerte ist eine gezielte Wärmeabfuhr während der NH<sub>3</sub>-Beladung wie bereits besprochen, unumgänglich. Zu diesem Zwecke wurde ein Adsorbergerät, bestehend aus einem Plattenwärmetauscherapparat mit runden, verschweißten Platten, in welchem die gasberührte Seite mit CuSO<sub>4</sub> beschickt wird und das Platteninnere von Wasser als Wärmeträgermedium durchströmt ist. Das Plattenpaket wurde in einen gasdichten und druckfesten Stahlbehälter eingebaut (Bild. 9.3).

Durch einen im Plattenpaket angebrachten Temperaturfühler wird die Wasserseite temperaturabhängig durchströmt und damit eine vorgegebene Maximaltemperatur nicht überschritten.

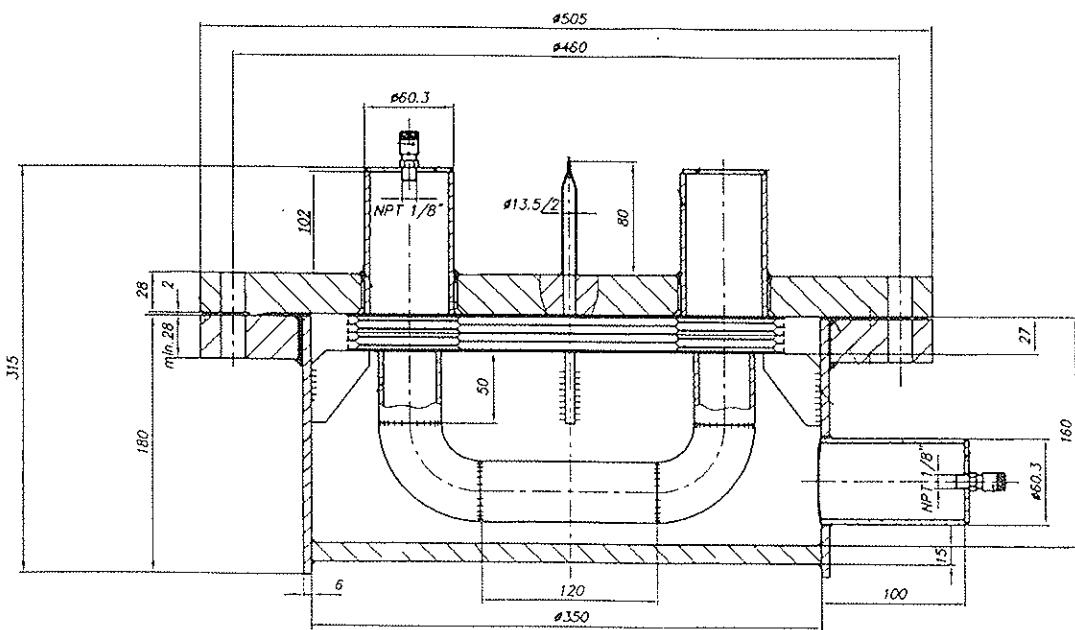


Bild 9.3: Schnittdarstellung des Plattenwärmetauschers mit den wassergekühlten Metallplatten

### Versuchsdurchführung und Versuchsergebnisse

Die ersten Versuche wurden mit 300 g CuSO<sub>4</sub> durchgeführt. Der gasdicht verschlossene Behälter, in welchem sich wie oben erwähnt das Plattenpaket befindet, wurde nach dem Befüllen mit CuSO<sub>4</sub> auf 50 mbar(a) evakuiert und dann mit NH<sub>3</sub> auf einen Druck von 3 bar(a) gefüllt.

Der Versuch ergab, dass das Salz dabei nur die ungenügende Menge von 32 g NH<sub>3</sub> aufnehmen konnte. Die Wasserkühlung war während des Versuches nicht in Betrieb.

Eine nachträgliche Untersuchung der Plattenzwischenräume zeigte, dass bei den Einströmöffnungen an den aufgeschichteten Blechen eine starke Verkrustung auftrat. In den platteninneren Bereichen wurde, hervorgerufen durch die am Plattenrand erfolgte Verkrustung, keine Reaktion mit dem Metallsalz festgestellt. Aus dieser Beobachtung musste darauf geschlossen werden, dass die Randpartien der Platten durch die Reaktion sich gegen weiter einströmendes Ammoniak verschlossen haben.

Mit dem gleichen Metallsalz wurde folglich ein weiterer Versuch mit einer Schüttung von 5 mm CuSO<sub>4</sub> auf den Boden des Behälters aufgebracht und wie im vorangehenden Fall mit NH<sub>3</sub> begast. Die nachträgliche Untersuchung der Salzschicht ergab, dass auch bei diesem Versuch nur ca. auf 1 mm Tiefe der Ammoniak mit dem Salz reagierte, die darunterliegende Schicht zeigte ebenfalls keine Reaktion.

Die unbefriedigenden Resultate wurden eingehend mit Herrn Prof. Dr. Reller besprochen und folgende Schlüsse daraus gezogen:

1. Die eingebrachte Metallsalzstruktur war zu feinkörnig. Die Korngrösse lag unter 0.05 mm (ähnlich Puderzucker). Dadurch ergab sich die erwähnte Verkrustung der Pulveroberfläche.
2. Die Reaktionstemperaturen scheinen für die maximale Beladung eine zentrale Rolle zu spielen und müssen im Labor exakt ermittelt werden.
3. Die bei der Firma Hug Engineering AG durchgeführten Versuche am Adsorbergerät werden abgebrochen und im Labor von Herrn Prof. Dr. Reller in Hamburg weitergeführt. Der Versuchsapparat wird nach Hamburg transportiert.
4. In Hamburg werden umgehend Versuche mit grobkörnigem CuSO<sub>4</sub> durchgeführt, um die unter Punkt 1 aufgeführte Vermutung schlüssig nachzuweisen.

### Weitere Abklärungen und Versuche

Als Beispiel des Adsorptions- bzw. Desorptionsverhaltens von Metallsalz-Amin-Komplexen ist die Enthalpiemessung der Desorptionsprozesse des Nickelsulfat-Ammoniak-Systems gezeigt. Die Messung wurde unter einem Ammoniak-Partialdruck von ca. 5 bar(a) aufgezeichnet.

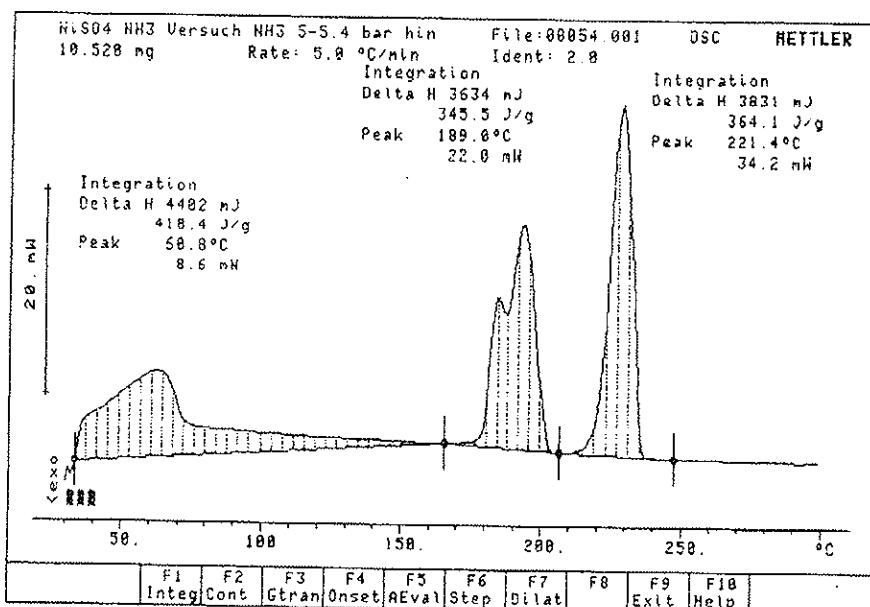


Bild 9.4: Adsorptions- bzw. Desorptionsverhalten von Metallsalz - Amin - Komplexen

Klar erkennbar ist der dreistufige Ablauf, der durch die (Zwischen-) Produkte

- Nickelsulfat mit 6 Ammoniak: Desorption im Temperaturbereich RT (Raumtemperatur) bis 150 °C, d.h. diese stöchiometrische Verbindung zersetzt sich relativ früh. Umgekehrt ist zu sagen, dass sie nur in einem relativ tiefen Temperaturbereich entstehen bzw. Ammoniak aufnehmen kann.
- Nickelsulfat mit 4 Ammoniak: Die Desorption beginnt ab 170 °C, d.h. unter den gegebenen Bedingungen wird diese Verbindung bis zur genannten Temperatur gebildet.
- Nickelsulfat mit 2 Ammoniak zersetzt sich unter den gegebenen Bedingungen ab 210 °C, kann also bis zu dieser Temperatur gebildet werden.

Analoge Verhältnisse ergeben sich für das System Kupfersulfat / Ammoniak, wobei aber die Temperaturen des Aufbaus bzw. der Zersetzung der einzelnen Phasen schieben.

Insgesamt bleibt zu erwähnen, dass die Adsorptionskapazitäten von der Temperatur abhängig sind, da sich ja stabile, wohldefinierte Phasen mit 2, 4 oder 6 gebundenen Ammoniak-Molekülen pro Salzeinheit bilden. Die Kinetik der Prozesse, die auch für die Wärmeabführung und dementsprechend für die Bildung der unterschiedlich beladenen Phasen von angelagertem Ammoniak verantwortlich ist, wird durch den Ammoniak-

Partialdruck, wiederum die Temperatur und durch die Morphologie und Teilchengröße der Metallsalze direkt gesteuert.

### Chemische Reaktionen zwischen Metallsalz, Ammoniak

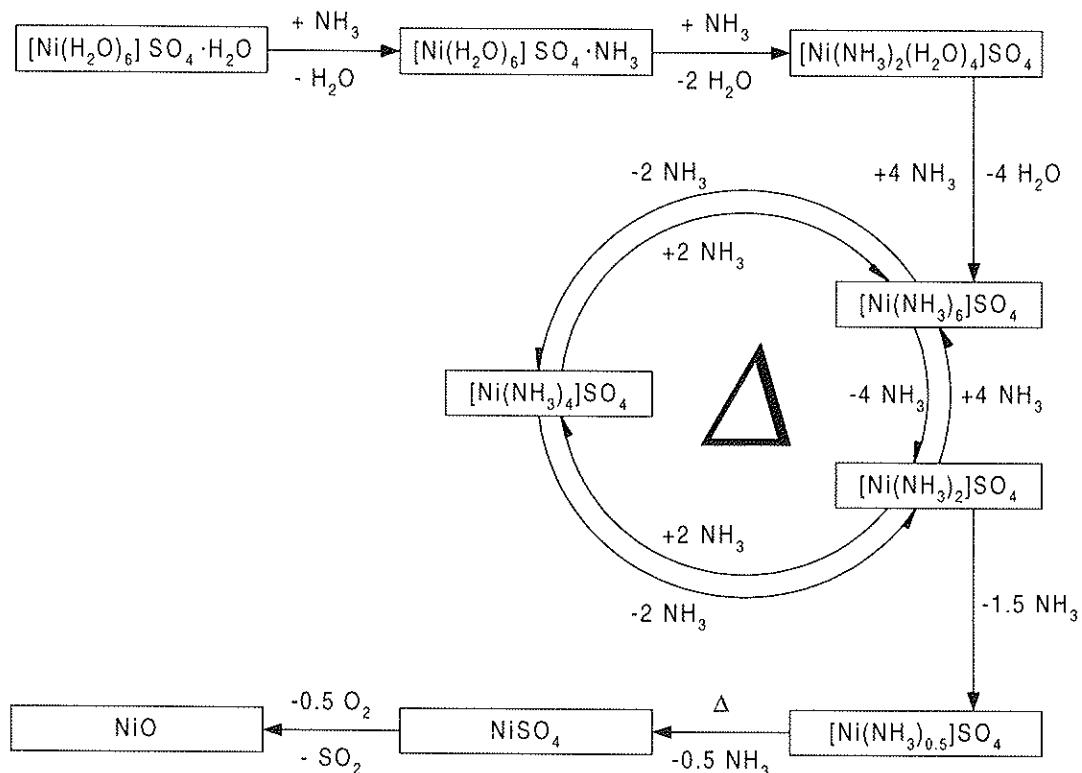


Bild 9.5: Chemische Reaktionsvorgänge am Beispiel  $\text{NiSO}_4$ .

Für das Sicherheitssystem bzw. die Adsorption von Ammoniak an den Übergangsmetallsalzen wie Kupfer-, Nickel- oder Mangansulfat wurden an der Universität in Hamburg bei Herrn Prof. A. Reller eine Reihe von festkörperchemischen Untersuchungen durchgeführt. Folgende Fragen sollten mittels thermoanalytischer, nasschemischer und struktureller Untersuchungen abgeklärt werden:

- Wieviel Ammoniak lässt sich pro Formeleinheit Metallsalz bei welchen Temperaturen binden?

Es konnte gezeigt werden, dass Kupfersulfat die für einen technischen Einsatz besten Eigenschaften aufweist. Mangansulfat und Nickelsulfat scheinen mit und ohne adsorbiertem Ammoniak zu hygroskopisch zu sein.

- Wie muss das eingesetzte Material beschaffen sein, um eine schnelle und möglichst vollständige Adsorption von Ammoniak zu garantieren?

Neben Temperatur und Ammoniakpartialdruck spielt vor allem die Korngröße der eingesetzten Pulver eine zentrale Rolle für eine optimale Adsorptionskinetik und für eine maximale Adsorption. Wenn zu feines und dementsprechend sehr reaktionsfreudiges Pulver eingesetzt wird, ist wohl eine anfänglich sehr rasche Reaktion zu beobachten, aber die Oberfläche "verklebt" und die weitere bzw. maximale Adsorption von Ammoniak kann nicht stattfinden. Eine mittlere Körnung, die noch eine genügend schnelle Adsorption zulässt, zwischen den Körnern aber

die für einen möglichst vollständigen Umsatz notwendige Gasdiffusion erlaubt, wird zur Zeit in einem Modellreaktor geprüft.

- *Müssen für den technischen Einsatz Puffersysteme oder eine Wasserkühlung vorgesehen werden?*

In diesem Zusammenhang sind zur Zeit folgende Problemstellungen in Bearbeitung bzw. abgeschlossen:

- Der einmal adsorbierte Ammoniak kann vollständig desorbiert werden, das Metallsalz lässt sich regenerieren.
- Die Maximaltemperaturen, bei denen noch Ammoniak adsorbiert wird, werden zur Zeit unter atmosphärischen Bedingungen gemessen.

## 9.2 Verhalten der Ammoniakfalle bei Leckagen

### 9.2.1. Allgemeines

Wie die vorangehend beschriebenen Versuche ergaben, kann das Metallsalz unter atmosphärischen Bedingungen grundsätzlich Ammoniak adsorbieren. Die Luftfeuchte ergibt bei erwähntem Salz keine unmittelbare Beeinflussung der Adsorptionsleistung. Kleinere Ammoniakmengen, welche durch Undichtigkeiten an der Anlage in die Umgebung gelangen, kann das Adsorptionsmittel den Vorstellungen entsprechend aufnehmen. Entscheidend für die Aufnahmefähigkeit sind die Menge Ammoniak pro Zeiteinheit und damit die hieraus entstehende Adsorptionswärme, wie bereits vorangehend bemerkt.

### 9.2.2. Systemaufbau für Leckagemengen

Da bei Leckagemengen keine grossen Adsorptionswärmenden abgeführt werden müssen, besteht die Möglichkeit, die Maschinengehäuseinnenseite eines Wärmepumpenaggregates mit dem Adsorptionsmittel zu beschichten. Auch können Teile mit einem grösseren Leckagerisiko, wie Gleitringdichtungen, Verschraubungen, etc., gezielt mit dem Adsorptionsmittel ummantelt werden. Die Ammoniakaufnahme kann durch eine bläuliche Verfärbung des Salzes leicht festgestellt werden.

### Adsorptionsverhalten der Ammoniakfalle am Beispiel $\text{NiSO}_4$

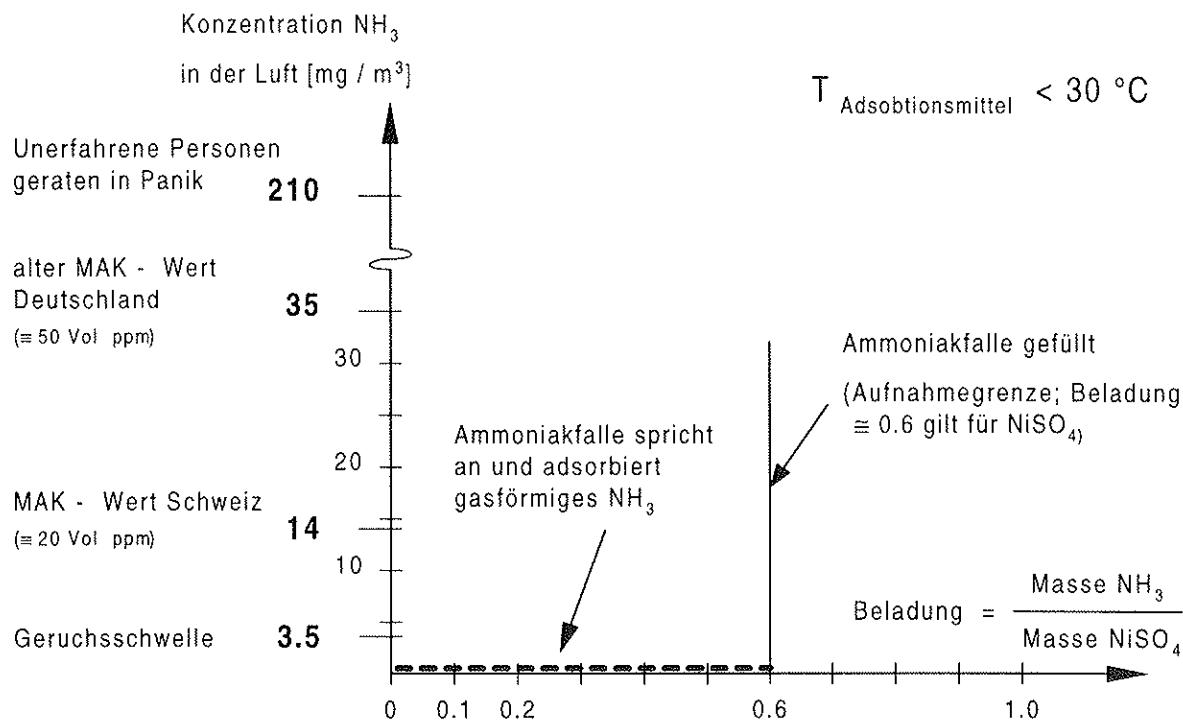


Bild 9.6: Adsorptionsverhalten der Ammoniakfalle für den Leckagefall.  
Reines Ansprechverhalten, ohne Berücksichtigung des Stofftransports von der Leckagestelle zur Ammoniakfalle.  
Daten aus [Ref. 7, S. 858], [Ref. 8, S. 34, Tab. 2.02] und [Ref. 9].

### 9.3 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die vorgeschlagenen Metallsalze wurden an diversen Tonkörpern wie Kugelchen, Waben und metallarmierte Platten, auf ihre Ammoniakaufnahme geprüft. Die Salze wurden durch Imprägnierung und Beschichtung auf die Tonkörper aufgebracht. Die Untersuchungen an den Tonkörpern zeigten, dass

- die Ammoniakbeladung maximal 0,10 betrug
- die angelagerte Ammoniakmenge für den Havariefall zu gering war (100 g  $\text{NH}_3$  auf 7  $\text{dm}^3$  Tonwabenkörper)
- und durch die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Materials die Reaktionswärme nicht abgeführt werden konnte.

Bei den Versuchen mit Sulfatkerzen wurden Beladungsmengen bis zu 0,12 gemessen. Die Wärmeabfuhr zeigte jedoch auch bei dieser Konstruktion unbefriedigende Resultate. Die Beladungsmenge lag hier bei 300 g auf 12  $\text{dm}^3$  bzw. 2,5 kg Metallsalz und liegt damit ebenfalls unter der Zielvorstellung von 2,5 kg  $\text{NH}_3$  auf 5 kg Metallsalz bei einem Apparatebauvolumen von 7  $\text{dm}^3$ .

Zusammenfassend haben die Untersuchungen folgende wichtigen Erkenntnisse erbracht:

- Die Korngrösse der Salze muss einer definierten Grösse entsprechen.
- Die Reaktionstemperatur darf einen salzspezifischen Grenzwert nicht übersteigen.
- Das Metallsalz Kupfersulfat hat die kleinste Querempfindlichkeit zur Luftfeuchte und erfüllt damit die Zielvorstellungen für einen praktischen Einsatz.

Bei den Untersuchungen mit wassergekühlten Metallplatten konnten im Labor Beladungsmengen von 0,40 bis 0,50 ermittelt werden, sofern die oben aufgeführten Erkenntnisse eingehalten wurden. Dieser Systemaufbau scheint damit der gestellten Aufgabe zu entsprechen.

Sowohl die interessanten physikalischen Daten als auch die hundertprozentige Rezyklierbarkeit von Ammoniak sprechen eindeutig für den Einsatz dieses natürlichen Kältemittels. Bei der Ammoniaktechnologie handelt es sich, entgegen den FKW-Kältemitteln und Propan, um ein stofflich geschlossenes System, es ist damit für die Umwelt unbedenklich.

Mit dem hier untersuchten Sicherheitssystem kann der Einsatz dieses Kältemittels bedenkenlos auf mittlere, kleine und mobile Anlagen erweitert werden und damit der dem Ammoniak anhaftende "schlechte Ruf" zu einem grossen Teil genommen werden.

Die Erprobung von grundsätzlich möglichen Puffersystemen sowie die praktische Prüfung in Wärmepumpen- und Kälteanlagen sollten die Aufgaben weiterer Untersuchungen (2. Projektphase) sein.

## 10. Schlussfolgerungen der Phase 1, Empfehlungen zur Weiterführung des Projektes

Die thermodynamischen und ökologischen Vorteile von Ammoniak sind unbestritten. In den Kälte- und Wärmepumpen-Anlagen ab ca. 100 kW Kälteleistung wird Ammoniak sehr häufig eingesetzt. Dabei kommen offene Hubkolben- und Schraubenverdichter und die mit Ammoniak nichtmischbaren Öle zum Einsatz. In den letzten Jahren wurden Elektromotoren mit Aluminiumwicklungen entwickelt (Leistung ab 50 kW<sub>elektrisch</sub>), die eine halbhermetische Verdichtung ermöglichen. Die Entwicklung von synthetischen, mit Ammoniak mischbaren Ölen wurde auch vorangetrieben, so dass Anlagen mit Direktexpansionsverdampfung realisiert werden können.

Eine Umfrage bei den europäischen Forschungsanstalten zeigte, dass die Aktivitäten im Bereich von kleinen Ammoniakanlagen eher gering sind. Im Rahmen eines Forschungsprojektes im IEA Annex Nr. 22 "Compression systems with natural working fluids" befindet sich eine grosse Wärmepumpenanlage (mit einer Heizleistung von 2\*450 kW) in Norwegen in Untersuchung. Eine Anlage für kleine Leistungen (bis 4,5 kW Heizleistung) wurde am Institut für Luft- und Kältetechnik in Dresden bei W10/W45 Bedingungen untersucht, jedoch sind zur Zeit keine Details erhältlich. Die seit 1993 an der Dänischen Technologietransferanstalt DTI (Danish Technological Institute) in Aarhus durchgeführten Arbeiten konzentrieren sich mehrheitlich auf die kälte-technischen Anwendungen, inkl. indirekter Kühlung mit Ammoniak-Kälteanlagen.

Die Komponenten für Ammoniak-Anlagen für kleinere Leistungen sind zur Zeit teurer. Wirtschaftliche Gründe (geringere Stückzahlen als für Anlagen mit Kohlenwasserstoff-derivaten KW, FKW oder HFKW) spielen dabei eine Rolle. Die Mehrkosten einer Kleinwärmepumpe mit Ammoniak werden aus heutiger Sicht gegenüber einer konventionellen FKW Anlage auf 10 bis 20% geschätzt.

Die Herstellung von geschweißten Plattenwärmetauschern (Kompaktwärmeübertrager) wird heutzutage ohne grosse Schwierigkeit beherrscht. Die Erfahrungen mit den Direktexpansionsverdampfern mit ammoniaklöslichen Ölen sind ebenfalls positiv zu beurteilen. Diese neuesten Entwicklungen bei den genannten Wärmeübertragern ermöglichen eine starke Reduktion der Ammoniak-Füllung in der Anlage, was zu einer Erhöhung der Akzeptanz führen sollte.

Die Akzeptanz von Ammoniak wird wegen seines Geruches in bestimmten Kreisen in Frage gestellt. Die Ammoniak-Falle, die im Rahmen dieser Projektphase 1 näher untersucht wurde, dient zur Beseitigung dieser psychologischen Barriere und wieder zur Erhöhung der Akzeptanz von Ammoniak als Kältemittel (Die mit Geruchsorganen wahrnehmbaren Ammoniakmengen sind physiologisch nicht gefährlich). Eine **Erprobung der Ammoniak-Falle in Testanlagen** wird in der Projektphase 2 angestrebt.

Unter den Bedingungen des Pflichtenheftes der vorliegenden Arbeit bekommt man mit einer einstufigen Verdichtung von Ammoniak zu hohe Verdichtungsendtemperaturen. Eine Möglichkeit ist die Zwischeneinspritzung von flüssigem Ammoniak während der Verdichtung. Die Dosierung der eingespritzten Menge muss in diesem Fall sehr genau geregelt werden.

Eine viel mehr erfolgsversprechendere Variante ist die Verdichtung mit gleichzeitiger Ölüberflutung. Die Verdichtungsendtemperatur wird dadurch drastisch reduziert und die Abwärmeenergie bei der Öl Kühlung zur Erwärmung von Heizwasser nutzbar gemacht.

Die Projektgruppe schlägt die **Errichtung von zwei Testanlagen** (Funktionsmuster) **mit einem ölüberfluteten Flügelzellenverdichter** (Antriebsart: in einer ersten Phase offene Bauart) und mit kompakten geschweißten Wärmeübertragern und die Erfassung der Anlagen- sowie Verdichterdaten bei ausgewählten Auslegungsbedingungen vor.

## 11. Literaturverzeichnis und verwendete Firmenunterlagen

### 11.1. Literaturverzeichnis

- [ 1 ] Jungnickel: "Grundlagen der Kältetechnik," 3., stark bearbeitete Auflage, Verlag Technik GmbH, Berlin 1990
- [ 2 ] Entwurf DIN EN 255 (Teil 2): "Wärmepumpen: Anschlussfertige WP mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zum Heizen oder zum Heizen und Kühlen (Anschlussfertige Luft/Wasser-WP: Prüfung und Anforderungen an die Kennzeichnung)", Mai 1988
- [ 3 ] WPZ - Bulletin Nr. 13  
September 1997
- [ 4 ] Maake-Eckert: "Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik," Band 1: Grundlagen und Anwendung, 17. neu bearbeitete, erweiterte Auflage, Verlag C. F. Müller, Karlsruhe 1988
- [ 5 ] Prüfreglement für die Prüfung von Luft/Wasser - Wärmepumpen auf dem Prüfstand Töss (2. Revision vom 3. Oktober 1996), Winterthur, 3. Oktober 1996
- [ 6 ] "Kältemaschinenregeln," Berechnungsunterlagen und Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen (Kühlmaschinen und Wärmepumpen) 3. Auflage, Verlag C. F. Müller, Karlsruhe 1981
- [ 7 ] DIE KÄLTE und Klimatechnik, "Ammoniak ist das Kältemittel!" Ausgabe 10/95
- [ 8 ] H. Dölz, D. Otto: "Ammoniak - Verdichter - Kälteanlagen," Band 2: Montage und Betrieb, 1. Auflage, Verlag C. F. Müller, Karlsruhe 1983
- [ 9 ] Suva - Publikation 1903.d, Grenzwerte am Arbeitsplatz 1997

## 11.2. Bei der Dimensionierung der Anlagen verwendete Software und Firmenauslegungsunterlagen

- [ F1 ] Softfluid / CY Du Pont de Nemours International SA  
Friolite AG, Egerkingen  
Version 1.1 28. 3. 91  
⇒ Stoffdaten verschiedener Kältemittel
- [ F2 ] DUPREX Du Pont de Nemours International SA  
Friolite AG, Egerkingen  
Version 1.00 1994  
⇒ Stoffdaten verschiedener Kältemittel
- [ F3 ] Antifrogen Hoechst AG, Frankfurt am Main (D)  
Version 2.3 1997  
⇒ Stoffdaten von Antifrogen N in beliebiger Mischung mit Wasser
- [ F4 ] PARS Copeland GmbH, Berlin (D)  
Charles Hasler AG  
Version 3.3 1996  
⇒ Verdichterdaten
- [ F5 ] KÜBA Select KÜBA Kältetechnik GmbH, Baierbrunn (D)  
Version 6.0c 26. 6. 96  
⇒ Planungshilfe für Soleluftkühler (und andere KÜBA Produkte)
- [ F6 ] KÜBA: WPV Prospekt 1420 - 08.80 "Verdampfer für Haus-Wärmepumpen"
- [ F7 ] COMPADISC NEK Umwelttechnik AG, Zürich  
Version 1.0 8. 97  
⇒ Auslegungsprogramm für Plattenverdampfer, -kondensatoren und -enthitzer
- [ F8 ] KLEA Calc Deutsche ICI GmbH, Frankfurt am Main (D)  
M. Paulus AG, Aesch - Basel  
Version 3.00 1. 1. 1995  
⇒ Stoffdaten für R407C
- [ F9 ] VAP 6.0 Bock GmbH & Co, Frickenhausen (D)  
Version 6.0 6. 97  
⇒ Verdichter- und Verflüssigerauswahlprogramm
- [ F10 ] CAPS GRUNDFOS Pumpen AG, Fällanden  
Version 3.31 1995  
⇒ Auswahlprogramm für Sole- und Wasser - Umwälzpumpen

## 12. Symbolenverzeichnis

### Verwendete Abkürzungen

A	Luft ("air")
BW	Brauchwasserbereitstellung (Warmwasser)
N	Anlage für Neubau
S	Anlage für Sanierung
W	Wasser ("water")
COP	Leistungszahl (Definitionen in Kap. 8.1.2.) ("Coefficient of Performance")

### Formelzeichen

Formelzeichen	SI - Einheit
$\dot{m}$	Massenstrom kg / s
$\dot{Q}$	Wärmestrom (Wärmeleistung) W
$\dot{V}$	Volumenstrom $\text{m}^3 / \text{s}$
h	Enthalpie J / kg
k	Wärmedurchgangskoeffizient (k-Wert) $\text{W} / \text{m}^2 \text{K}$
p	Druck bar(a)
P	Leistung (mechanisch oder elektrisch) W
T	Temperatur $^{\circ}\text{C}$
$\pi$	Druckverhältnis -
$\Delta T_1$	Temperaturdifferenz $T_{\text{Luft ein}} - T_{\text{evap Verdampfungsende}}$ K
$\Delta T_{\text{m log}}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz K
$\Delta T_{\text{Ü}}$	Überhitzung K
$\Delta T_{\text{uk}}$	Unterkühlung K
$\eta$	Wirkungsgrad -

### Indices

cond	Kondensation
elek	elektrisch
evap	Verdampfung
is comp	isentrop, der Verdichtung (isentroper Wirkungsgrad der Verdichtung)
KM	Kältemittel
mech	mechanisch
z ideal	idealer Zwischendruck, errechnet mit $(p_{\text{evap}} \cdot p_{\text{cond}})^{0,5}$ (Kap. 5.)
z	zwischeneingespritzt (Massenstrom, bei fiktiv zweistufiger Anlage) (Kap. 5.)
z	zwischen (bei Zwischendruck) (Kap. 5.)
1	am Ansaugzustand des Verdichters
2	Verdichteraustritt, nach verlustbehafteter Verdichtung
2s	nach isentroper Verdichtung

## Anhang A1      Übersicht über die ausgewählten Komponenten

Für die Komponenten Luftkühler, Plattenverdampfer, Plattenkondensator, Plattenenthitzer und Verdichter können die Produktbezeichnungen aufgeschlüsselt werden:

### Luftkühler, KÜBA

SGA 63	SG	Typenbezeichnung für Hochleistungs - Luftkühler
	A	Lamellenabstand = 4,5 mm
	6	Grösse
	3	Anzahl Ventilatoren

### Verdampfer, Kondensator und Enthitzer, NEK

1V-3.0/4.16-14-2N	1V-	Anzahl, V = Verdampfer
		K = Kondensator    E = Enthitzer
	3.0/4.16-	Aussendurchmesser des Plattenpakets in dm / Apparateaussendurchmesser in dm
	14-	Plattenanzahl
	2N	Anzahl Pässe, Angabe Spezifikationen z. B.: N = Normal    S = Schauglas

### Scrollverdichter, Copeland

ZF09K4E - TFD	Z	Z = Compliant Scroll
	F	F = Hoch- / Mittel- / Tieftemperatur R = Klimabereich / Normalbereich
	09	Nenn-Kälteleistung in BTU/h bei 60 Hz unter ARI - Bedingungen
	K	Faktor für Nenn-Kälteleistungsangabe: K = Faktor 1000, M = Faktor 10'000
	4	Modell - Variation
	E -	Esteröl
	TFD	Motorversion

### Hubkolbenverdichter, Bock

F5 - NH <sub>3</sub>	F	Baureihe offene Verdichter
	5	Baugrösse
	- NH <sub>3</sub>	Ausführung für NH <sub>3</sub> geeignet

Komponenten R22	Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 6 kW				
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 63, KÜBA	WPV 11, KÜBA	SGA 63, KÜBA	WPV 11, KÜBA
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-14-2N, NEK		1V-3.0/4.16-16-2N, NEK	
Austauschfläche	0,89 m <sup>2</sup>		1,02 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	147 mm		152 mm	
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-14-5NS, NEK	1K-3.0/3.68-14-5NS, NEK	1K-3.0/3.68-16-3NS, NEK	1K-3.0/3.68-16-3NS, NEK
Austauschfläche	0,89 m <sup>2</sup>	0,89 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	114 mm	114 mm	119 mm	119 mm
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-14-1/5N, NEK	1E-3.0/3.68-14-1/5N, NEK	1E-3.0/3.68-16-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-16-1/3N, NEK
Austauschfläche	0,89 m <sup>2</sup>	0,89 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	114 mm	114 mm	119 mm	119 mm
Verdichter, Hersteller	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland
Verdichtertyp	ZF09K4E - TFD	ZF09K4E - TFD	ZF09K4E - TFD	ZF09K4E - TFD
Solepumpe, Hersteller	UPS25-60 180, Grundfos		UPS25-50 180, Grundfos	
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPS25-40A 180, Grundfos	UPS25-40A 180, Grundfos	UPS25-40A 180, Grundfos	UPS25-40A 180, Grundfos

Komponenten R22	Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 25 kW				
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 103, KÜBA	WPV 17, KÜBA	SGA 103, KÜBA	WPV 17
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-58-1N, NEK		1V-3.0/4.16-64-1N, NEK	
Austauschfläche	3,72 m <sup>2</sup>		4,07 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	274 mm		292 mm	
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-56-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-60-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-58-3NS, NEK	1K-3.0/3.68-60-3NS, NEK
Austauschfläche	3,58 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>	3,72 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	235 mm	247 mm	241 mm	247 mm
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-56-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-60-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-58-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-60-1/3N, NEK
Austauschfläche	3,58 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>	3,72 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	235 mm	247 mm	241 mm	247 mm
Verdichter, Hersteller	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland
Verdichtertyp	ZR16M3 - TWD	ZR16M3 - TWD	ZR16M3 - TWD	ZR16M3 - TWD
Solepumpe, Hersteller	UPC40-120F06, Grundfos		UPC40-120F06, Grundfos	
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPS25-60 180, Grundfos	UPS25-60 180, Grundfos	UPC32-60F06, Grundfos	UPC32-60F06, Grundfos

Apparatel. (o. Stutzen): Apparatelänge (ohne Stutzen)

Komponenten R717	Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 6 kW				
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 63, KÜBA	WPV 11, KÜBA	SGA 63, KÜBA	WPV 11, KÜBA
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-12-1N, NEK		1V-3.0/4.16-12-1N, NEK	
Austauschfläche	0,77 m <sup>2</sup>		0,77 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	141 mm		141 mm	
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-14-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-14-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-12-3NS, NEK	1K-3.0/3.68-12-3NS, NEK
Austauschfläche	0,89 m <sup>2</sup>	0,89 m <sup>2</sup>	0,77 m <sup>2</sup>	0,77 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	114 mm	114 mm	108 mm	108 mm
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-14-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-14-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-12-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-12-1/3N, NEK
Austauschfläche	0,89 m <sup>2</sup>	0,89 m <sup>2</sup>	0,77 m <sup>2</sup>	0,77 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	114 mm	114 mm	108 mm	108 mm
Verdichter, Hersteller	offener Hubkolben, Bock	offener Hubkolben, Bock	offener Hubkolben, Bock	offener Hubkolben, Bock
Verdichtertyp	F3 - NH <sub>3</sub>	F3 - NH <sub>3</sub>	F2 - NH <sub>3</sub>	F2 - NH <sub>3</sub>
Verdichterdrehzahl	960 min <sup>-1</sup>	960 min <sup>-1</sup>	1450 min <sup>-1</sup>	1450 min <sup>-1</sup>
Solepumpe, Hersteller	UPE25-45 180, Grundfos		UPS25-60 180, Grundfos	
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPS25-40A 180, Grundfos	UPS25-40A 180, Grundfos	UPS25-60 180, Grundfos	UPS25-60 180, Grundfos

Komponenten R717	Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 25 kW				
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 103, KÜBA	WPV 17, KÜBA	SGA 103, KÜBA	WPV 17, KÜBA
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-42-1N, NEK		1V-3.0/4.16-46-1N, NEK	
Austauschfläche	2,68 m <sup>2</sup>		2,93 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	228 mm		239 mm	
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-48-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-50-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-50-3NS, NEK	1K-3.0/3.68-54-3NS, NEK
Austauschfläche	3,06 m <sup>2</sup>	3,19 m <sup>2</sup>	3,19 m <sup>2</sup>	3,45 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	212 mm	218 mm	218 mm	230 mm
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-48-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-50-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-50-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-54-1/3N, NEK
Austauschfläche	3,06 m <sup>2</sup>	3,19 m <sup>2</sup>	3,19 m <sup>2</sup>	3,45 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	212 mm	218 mm	218 mm	230 mm
Verdichter, Hersteller	offener Hubkolben, Bock	offener Hubkolben, Bock	offener Hubkolben, Bock	offener Hubkolben, Bock
Verdichtertyp	F5 - NH <sub>3</sub>	F5 - NH <sub>3</sub>	F5 - NH <sub>3</sub>	F5 - NH <sub>3</sub>
Verdichterdrehzahl	960 min <sup>-1</sup>	960 min <sup>-1</sup>	960 min <sup>-1</sup>	960 min <sup>-1</sup>
Solepumpe, Hersteller	UPC32-120F06, Grundfos		UPC32-120F06, Grundfos	
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPS25-60 180, Grundfos	UPE25-45 180, Grundfos	UPC40-60F06, Grundfos	UPC40-60F06, Grundfos

Komponenten R290	Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 6 kW				
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 63, KÜBA	WPV 11, KÜBA	SGA 63, KÜBA	WPV 11, KÜBA
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-14-1N, NEK		1V-3.0/4.16-18-1N, NEK	
Austauschfläche	0,89 m <sup>2</sup>		1,15 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	147 mm		158 mm	
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-16-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-16-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-16-3NS, NEK	1K-3.0/3.68-16-3NS, NEK
Austauschfläche	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	119 mm	119 mm	119 mm	119 mm
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-16-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-16-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-16-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-16-1/3N, NEK
Austauschfläche	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>	1,02 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	119 mm	119 mm	119 mm	119 mm
Verdichter, Hersteller	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland
Verdichtertyp	ZF09K4E - TFD	ZF09K4E - TFD	ZF09K4E - TFD	ZF09K4E - TFD
Solepumpe, Hersteller	UPS25-60 180, Grundfos		UPC32-60F06, Grundfos	
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPS25-20 180, Grundfos	UPS25-40A 180, Grundfos	UMS25-20 180, Grundfos	UPS25-40A 180, Grundfos

Komponenten R290	Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 25 kW				
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 93, KÜBA	WPV 17, KÜBA	SGA 93, KÜBA	WPV 17, KÜBA
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-58-1N, NEK		1V-3.0/4.16-70-1N, NEK	
Austauschfläche	3,72 m <sup>2</sup>		4,45 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	274 mm		309 mm	
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-60-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-60-5NS, NEK	1K-3.0/3.68-60-3NS, NEK	1K-3.0/3.68-64-3NS, NEK
Austauschfläche	3,82 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>	4,07 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	247 mm	247 mm	247 mm	259 mm
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-60-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-60-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-60-1/3N, NEK	1E-3.0/3.68-64-1/3N, NEK
Austauschfläche	3,82 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>	3,82 m <sup>2</sup>	4,07 m <sup>2</sup>
Apparatel. (o. Stutzen)	247 mm	247 mm	247 mm	259 mm
Verdichter, Hersteller	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland
Verdichtertyp	ZR16M3 - TWD	ZR16M3 - TWD	ZR16M3 - TWD	ZR16M3 - TWD
Solepumpe, Hersteller	UPC32-120F06, Grundfos		UPC40-120F06, Grundfos	
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPS25-40 180, Grundfos	UPS25-55G 180, Grundfos	UPS25-55G 180, Grundfos	UPS40-50F 250, Grundfos

Komponenten R407C		Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 6 kW					
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 53, KÜBA	WPV 11, KÜBA	SGA 53, KÜBA	WPV 11, KÜBA	
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-22-3N, NEK		1V-3.0/4.16-28-2N, NEK		
Austauschfläche	1,41 m <sup>2</sup>		1,79 m <sup>2</sup>		
Apparatel. (o. Stutzen)	170 mm		187 mm		
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-24-6NS, NEK	1K-3.0/3.68-22-6NS, NEK	1K-3.0/3.68-22-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-20-4NS, NEK	
Austauschfläche	1,53 m <sup>2</sup>	1,41 m <sup>2</sup>	1,41 m <sup>2</sup>	1,28 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	143 mm	137 mm	137 mm	131 mm	
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-24-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-22-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-22-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-20-1/4N, NEK	
Austauschfläche	1,53 m <sup>2</sup>	1,41 m <sup>2</sup>	1,41 m <sup>2</sup>	1,28 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	143 mm	137 mm	137 mm	131 mm	
Verdichter, Hersteller	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	
Verdichtertyp	ZR40K3E - TFD	ZR34K3E - TFD	ZR40K3E - TFD	ZR34K3E - TFD	
Solepumpe, Hersteller	UPS25-55G 180, Grundfos		UPS32-80 180, Grundfos		
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPS25-40A 180, Grundfos	UPS25-40A 180, Grundfos	UPS25-60 180, Grundfos	UPS25-60 180, Grundfos	

Komponenten R407C		Sanierung Zwischenkreislauf	Sanierung Direktverdampfer	Neubau Zwischenkreislauf	Neubau Direktverdampfer
Heizleistung 25 kW					
Luftkühler / Direkt- verdampfer, Hersteller	SGA 103, KÜBA	WPV 17, KÜBA	SGA 103, KÜBA	WPV 17, KÜBA	
Verdampfer, Hersteller	1V-3.0/4.16-96-3N, NEK		1V-3.0/4.16-110-3N, NEK		
Austauschfläche	6,11 m <sup>2</sup>		7,03 m <sup>2</sup>		
Apparatel. (o. Stutzen)	384 mm		425 mm		
Kondensator, Hersteller	1K-3.0/3.68-90-6NS, NEK	1K-3.0/3.68-94-6NS, NEK	1K-3.0/3.68-88-4NS, NEK	1K-3.0/3.68-94-4NS, NEK	
Austauschfläche	5,74 m <sup>2</sup>	6,01 m <sup>2</sup>	5,61 m <sup>2</sup>	6,01 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	334 mm	346 mm	328 mm	346 mm	
Enthitzer, Hersteller	1E-3.0/3.68-90-1/6N, NEK	1E-3.0/3.68-94-1/7N, NEK	1E-3.0/3.68-88-1/4N, NEK	1E-3.0/3.68-94-1/4N, NEK	
Austauschfläche	5,74 m <sup>2</sup>	6,01 m <sup>2</sup>	5,61 m <sup>2</sup>	6,01 m <sup>2</sup>	
Apparatel. (o. Stutzen)	334 mm	346 mm	328 mm	346 mm	
Verdichter, Hersteller	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	Scroll, Copeland	
Verdichtertyp	ZR16M3E - TWD	ZR16M3E - TWD	ZR16M3E - TWD	ZR16M3E - TWD	
Solepumpe, Hersteller	UPC32-120F06, Grundfos		UPC32-120F06, Grundfos		
Heizwasserpumpe, Hersteller	UPE25-45 180, Grundfos	UPE25-45 180, Grundfos	UPC32-60F06, Grundfos	UPC32-60F06, Grundfos	