

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



Kleinwärmepumpen mit Ammoniak

Phase 1

Thermodynamische Vor- und Nachteile gegenüber Propan und R407C

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

im Auftrag des
Bundesamtes für Energiewirtschaft

Zusammenfassung

Die thermodynamischen sowie wirtschaftlichen Vorteile und die möglichen Nachteile der Verwendung von Ammoniak als Kältemittel in Wärmepumpenanlagen für kleine Leistungen (Heizleistungsbereich von 6 kW bis 25 kW) sollen anhand von möglichst belegbaren Daten erfasst werden. Die vorhandenen Wissenslücken und die möglichen Lösungswege werden aufgelistet und der erwartete Aufwand abgeschätzt. Gleichzeitig soll die Wirkung eines Adsorptionsmittels als Ammoniak-Falle experimentell erprobt und die Integration dieser Falle in Ammoniak-Kleinwärmepumpen sichergestellt werden.

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

Die Untersuchung der Wirkung einer Ammoniak-Falle nach dem Adsorptionsprinzip ist ein weiterer Bestandteil dieses Projektes.

Der vorliegende Zwischenbericht beinhaltet die Ergebnisse der abgeschlossenen Vorabklärungen:

- Vergleich der theoretischen thermodynamischen Kreisprozessberechnungen mit den gewählten Kältemitteln und mit R22 als Vergleichsbasis.
- Untersuchung des Einflusses der Zwischeneinspritzung im Falle von Ammoniak.
- Aufbau eines Systems für die Auslegung von Wärmepumpen mit 6 kW resp. 25 kW Heizleistung und Überprüfung der Methode an den Auslegungspunkten und an verschiedenen Kontrollpunkten mit R22 als Kältemittel (inkl. Vergleich der Ergebnisse mit den Messungen am WP-Testzentrum).
- Untersuchung des Verhaltens von zwei Adsorptionsmitteln in zwei verschiedenen Ausführungsvarianten mit einer effektiven Füllmenge für eine Anlage mit 2,5 kg Ammoniak-Füllung.

Die theoretischen thermodynamischen Berechnungen mit Propan, R407C, Ammoniak und R22 (als Vergleichskältemittel) für die angestrebten Betriebsbedingungen zeigen deutlich, dass mit Ammoniak die besten Leistungszahlen erzielt werden. Die Volumenströme am Ansaugstutzen des Verdichters sind für alle betrachteten Kältemittel ungefähr gleich gross, hingegen sind im Falle von Ammoniak die Massenströme bei weitem die kleinsten. Mit Ammoniak bekommt man jedoch die grössten Verdichtungsendtemperaturen und das erforderliche Druckverhältnis ist dabei am grössten: Das setzt zusätzliche Anpassungen am Verdichter voraus, vor allem eine Zwischeneinspritzung. Die theoretisch erforderliche Zwischeneinspritzungsmenge wurde berechnet. Diese Daten werden die Basis für die folgenden Abklärungen für einen optimalen Verdichter für Ammoniak bilden.

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

Die Auslegung von Wärmepumpen mit vergleichbaren Bedingungen, d.h. mit für die Auslegungsbedingungen optimierten Apparaten und Verdichter, wurde für das Kältemittel R22 systematisch aufgebaut. Im folgenden Arbeitsschritt werden Anlagen mit den anderen Kältemittel ausgelegt, und diese Auslegungen soweit möglich mit den Messungen am WP-Testzentrum Töss verglichen.

Die im Labormassstab erfolgreich getesteten Adsorptionsmittel für die Ammoniak-Falle ergaben während der Erprobung mit den effektiven Füllmengen:

- im Falle von Nickelsulfat: eine hohe Querempfindlichkeit zur Luftfeuchte und
- im Falle von Kupfersulfat: eine exotherme Reaktion mit relativ hohen Temperaturen.

Eine neue Konstruktion mit einer effizienteren Wärmeabfuhr mit Kupfersulfat als Adsorptionsmittel wird demnächst einer Prüfung unterzogen.

Abstract

The thermodynamical as well as economical advantages and the potential disadvantages of ammonia as refrigerant in small heat pump plants are to be evaluated in the light of the latest developments. An appraisal of the ammonia cycle performances with those of the alternative refrigerants propane and R407C has to be made. The still required developments for the heat pump components compliant with ammonia, the way to approach them and the time necessary for further steps are to be assessed. The experimental 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 as refrigerant are the other goals of this research work.

Air-to-water heat pumps of vapour-compression type for heating capacities of 6 kW and 25 kW are to be designed primarily for the following conditions with ammonia, propane and R407C as refrigerant and the results should be compared:

- to substitute the old boilers in the existing buildings: for an outside air temperature of -5°C and a heating water temperature of 50°C
- for the new buildings: for an outside air temperature of -5°C and a heating water temperature of 35°C

The additional condition is the preparation of hot tap water at 55°C for outside air temperatures of -5°C and 30°C (summer conditions).

The performances of the heat pumps at design conditions and at selected off-design conditions should be cross checked with the measured performances of the existing plants.

One of the important goals of this research work is to test the efficiency of an ammonia-trap with a new adsorbing element under full scale conditions.

This interim report summarizes the results of the following chapters:

- Comparison of the theoretical thermodynamical cycles with ammonia, propane and R407C and also with R22 as basis for the design conditions.
- Ammonia cycle with liquid injection during the compression to reduce the gas temperature at compressor discharge.
- The global layout of a procedure for designing the heat pumps and checking their performances at off-design conditions using R22 as refrigerant (R22 allows the best check with the available test results).
- Tests with two different chemicals as adsorbing elements in the ammonia-trap for plants with an ammonia charge of 2,5 kg.

The comparison of the thermodynamical cycles with ammonia, propane, R407C and R22 shows clearly that ammonia gives the best coefficient of performance. The volume flow rates at the compressor inlet are almost the same for the four refrigerants, but the mass flow rate of ammonia is the smallest one. On the other hand the gas temperature at the discharge of the compressor is the highest with ammonia as refrigerant and also the compression ratio is the biggest: The ammonia cycle requires a special compressor with an efficient heat removal (for example: liquid injection) during the compression.

The main structure of a design procedure for heat pump components and for checking their performances at off-design conditions has been prepared for R22 as refrigerant. The application to the other refrigerants is on the way. These results of these designs will be compared with the available test results from the Test Center for Heat Pumps at Töss.

Nickelsulfate and coppersulfate have been successfully tested as adsorbent in small scale 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. An new design with an improved heat removal with coppersulfate as adsorbent will be tested soon.

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 hydraulische und die luftseitige Grundsaltungen	3.1-3.3
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	6.1-6.7
7. Anlagenauslegung mit R22 als Kältemittel (als Basis für die Vergleiche)	7.1-7.9
8. Ammoniakfalle "Ammotrap"	8.1
9. Literaturverzeichnis	9.1
10. Symbolenverzeichnis	10.1

Anhang

A1. Verwendete Komponenten (Dimensionen) zu Kapitel 7	A1.1-A1.3
---	-----------

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 Kaltdampfkomppressions-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-Profiles für das Kältemittel „Ammoniak“.

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

- mit Luft als Wärmequelle
 - für Raumheizung mit maximalen 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 einem Workshop mit Vertretern der interessierten Arbeitsgemeinschaften und Vereine sowie mit Industrievertretern, die die Komponenten herstellen können, und mit Ausschreibungsunterlagen (Pflichtenheft) für die weiteren Phasen zwecks Umsetzung der Erkenntnisse in ein Funktionsmuster „Ammoniak-Kleinwärmepumpe“ 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	<u>Auslegungspunkt</u>	(*)
A-12 / W 40	(Extrempunkt Winter)	
A -7 / W 35		(*)
A 2 / W 30		(*)

b. für den Sanierungsmarkt:

A -5 / W 50	<u>Auslegungspunkt</u>	(*)
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	Auslegungspunkt
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 unter a. und b. angegebenen Punkte werden alle bei der Auslegung und Kontrolle der 6 kW Anlage mitberücksichtigt, hingegen bei der Auslegung und Kontrolle der 25 kW Anlage nur diejenigen, die mit einem (*) gekennzeichnet sind.

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 werden 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 folgen. Der Vergleich dieser Auslegungen mit den verfügbaren Messergebnissen des Wärmepumpen-Testzentrums in Töss wird die Aufstellung eines kompletten Stärken- und Schwächen-Profiles ermöglichen.

Die Möglichkeit der Entwicklung eines Spiralverdichters mit optimierter Geometrie (für eine effizientere Verdichtung von Ammoniak) und mit der Abklärung einer Zwischeneinspritzung (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.

Es fehlen zur Zeit praktische Erfahrungen mit der Falle, und folgende Fragen werden in diesem Zusammenhang geklärt:

- Das Verhältnis zwischen Beladungsmenge (Patronengrösse) und Adsorptionskapazität
- Die Reversibilität der Beladung, d.h. der Umfang und der nötige Energieaufwand zur Rückführung von Ammoniak
- Druckabhängigkeit der Beladung
- Verhalten der Ammoniak-Falle im Falle von Fremdgasen, von Verschmutzungen, von wiederholten Be- und Entladungen.

1.4. Aufgliederung des Zwischenberichtes

Im vorliegenden Zwischenbericht sind die wichtigsten Ergebnisse der folgenden Teilaufgaben zusammengefasst:

- Im Kapitel 2: Die theoretischen Grundlagen zu den Kreisprozessberechnungen
- Im Kapitel 3: Die hydraulische und die luftseitige Grundsaltungen
- 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 Verdichtungs-temperatur im Falle von Ammoniak
- Im Kapitel 6: Die Beschreibung des Systems zur Auslegung/Dimensionierung von Wärmepumpen mit ausgewählten Komponenten
- Im Kapitel 7: Die Dimensionen und die Betriebs- sowie Teillast-Verhalten einer Wärmepumpen-Anlage für eine Heizleistung von 6 kW mit R22 als Kältemittel, zur Überprüfung der Zuverlässigkeit der verwendeten Methode.
- Im Kapitel 8: Die Versuche mit der Ammoniak-Falle.

2. Theoretische Grundlagen zu den Kreisprozessberechnungen

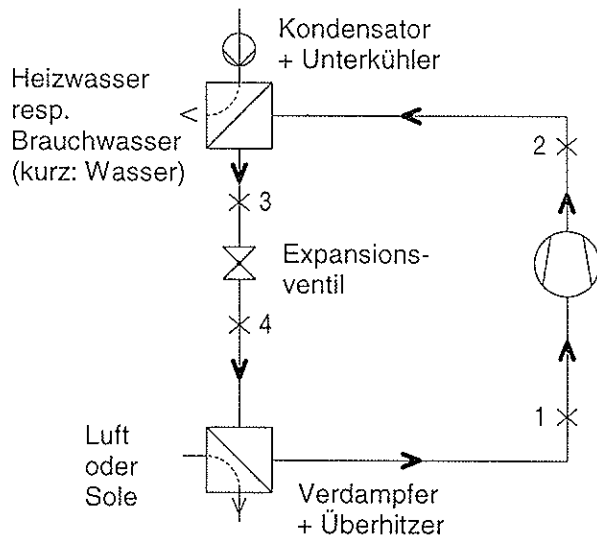


Bild 2.1: Einstufige Anlage:
Komponenten und Eckpunkte

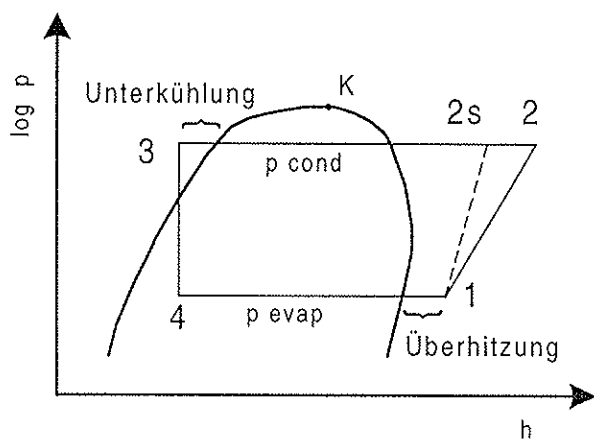


Bild 2.2: Einstufiger Kreisprozess
im log p, h - Diagramm

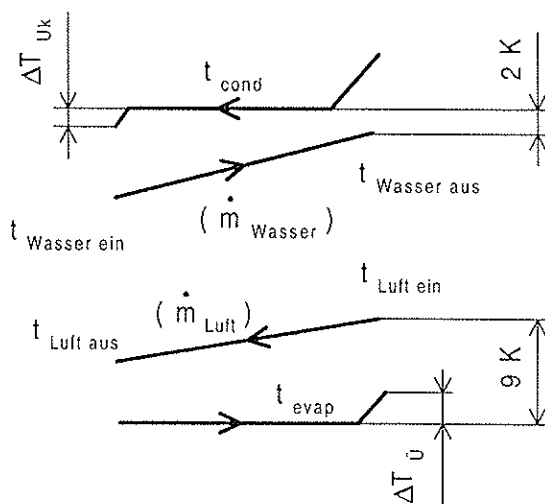


Bild 2.3: Temperaturverläufe
oben: kondensatorseitig
unten: verdampferseitig

Für die thermodynamischen Kreisprozessberechnungen des Kapitels 4 wurde jeweils eine einstufige Anlage (s. Bilder 2.1 und 2.2):

- mit Verdampfung bei dem Druck p_{evap}
(die entsprechende Sättigungstemperatur ist t_{evap})
- mit Kondensation bei dem Druck p_{cond}
(die entsprechende Sättigungstemperatur ist t_{cond})
- mit einer Überhitzung $\Delta T_{\text{Ü}}$ und
- mit einer Unterkühlung ΔT_{UK}

berücksichtigt.

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

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

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

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 Luft Eintrittstemperaturen und Heizwasser- bzw. Brauchwasser-Vorlauftemperaturen wurden die Verdampfungs- resp. Kondensationstemperaturen wie folgt festgelegt (s. Bild 2.3):

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

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

Zu Vergleichszwecke wurden im Falle beider Varianten 1 und 2

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

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

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 Berechnungen mit den isentropen Wirkungsgraden $\eta_{\text{is comp}} = 0,7$ und $\eta_{\text{is comp}} = 0,8$ auch durchgeführt: Die Ergebnisse dieser Berechnungen zeigen die gleichen Tendenzen wie derjenigen 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 hydraulische und die luftseitige Grundsaltungen

Die kondensatorseitige hydraulische Grundsaltung 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.

Im Prinzip werden die Speicher zeitlich voneinander getrennt 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 zu einem späteren Zeitpunkt untersucht.

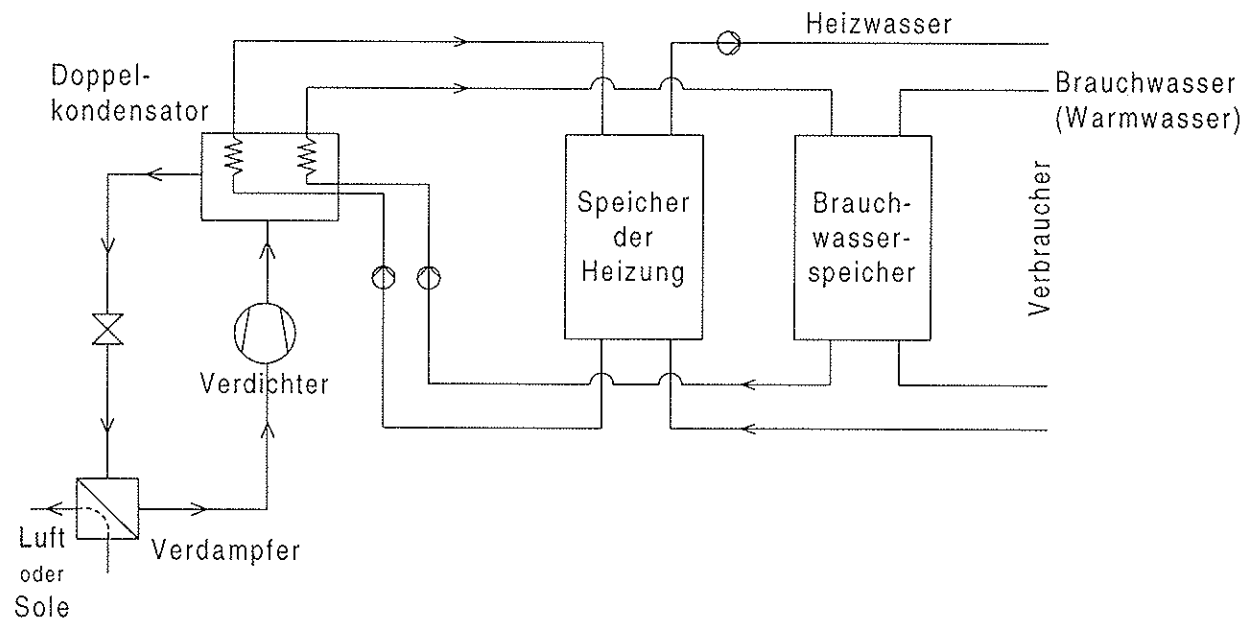


Bild 3.1: Hydraulische Grundsaltung der Wärmepumpen-Anlage für Heizwasser und für Brauchwasser (Warmwasser)

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 Lufteintrittstemperatur 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 Anlagenschaltschemata und die entsprechenden Temperaturverläufe.

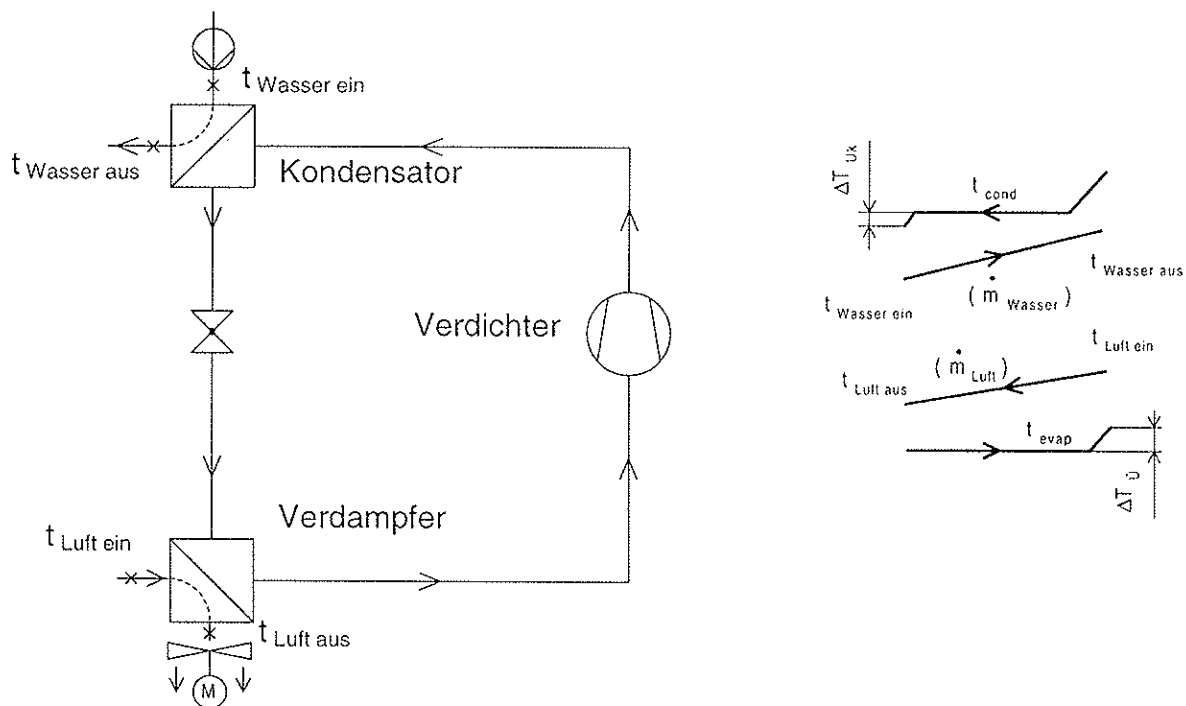


Bild 3.2: Anlage mit Direktverdampfung

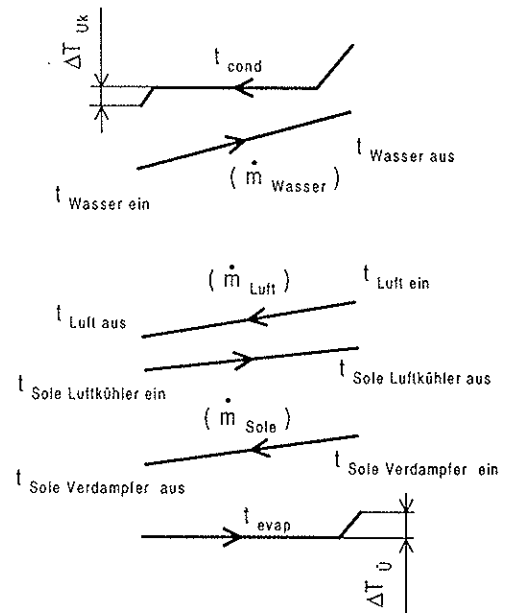
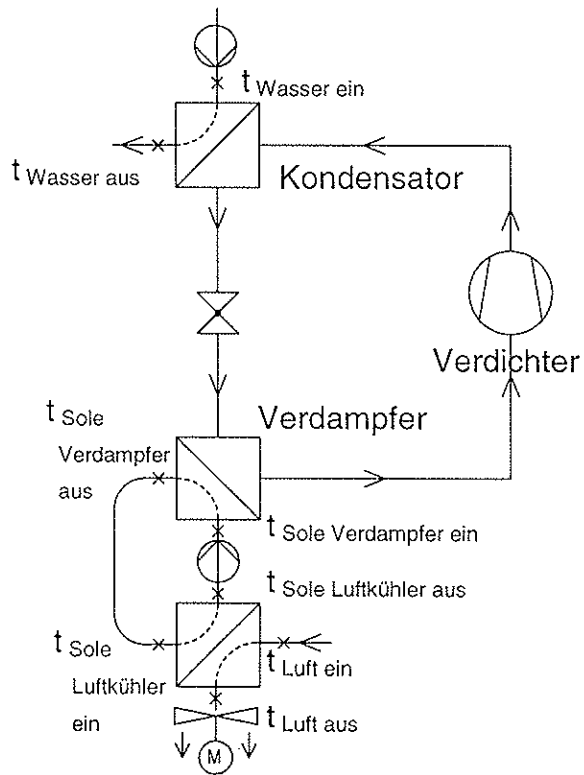


Bild 3.3: Anlage mit dem Sole-Zwischenkreislauf

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 Ammoniak, Propan, R22 und R407C)

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

Variante 2 (nur mit R407C)

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

Für beide Varianten

Luft Eintrittstemperaturen und Heizwasser- bzw. Brauchwasser-Vorlauf-temperaturen: gemäss Auslegungsbedingungen (s. Kap.1.2)
(Diese Bedingungen werden in den Diagrammen 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: $\eta_{\text{is comp}} = 0,6 = \text{konstant}$

Erläuterungen:

1. Die Betriebsbedingungen (z.B. A-5/W35) auf der x-Achse wiedergeben die Luft eintritt- resp. Wasseraustrittstemperaturen.
2. Die Bezeichnungen S6, N6 und BW6 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)

Hier wurde die Leistungszahl als $COP1 = \frac{\text{Kondensatorleistung}}{\text{Innere Verdichtungsleistung}}$ definiert.

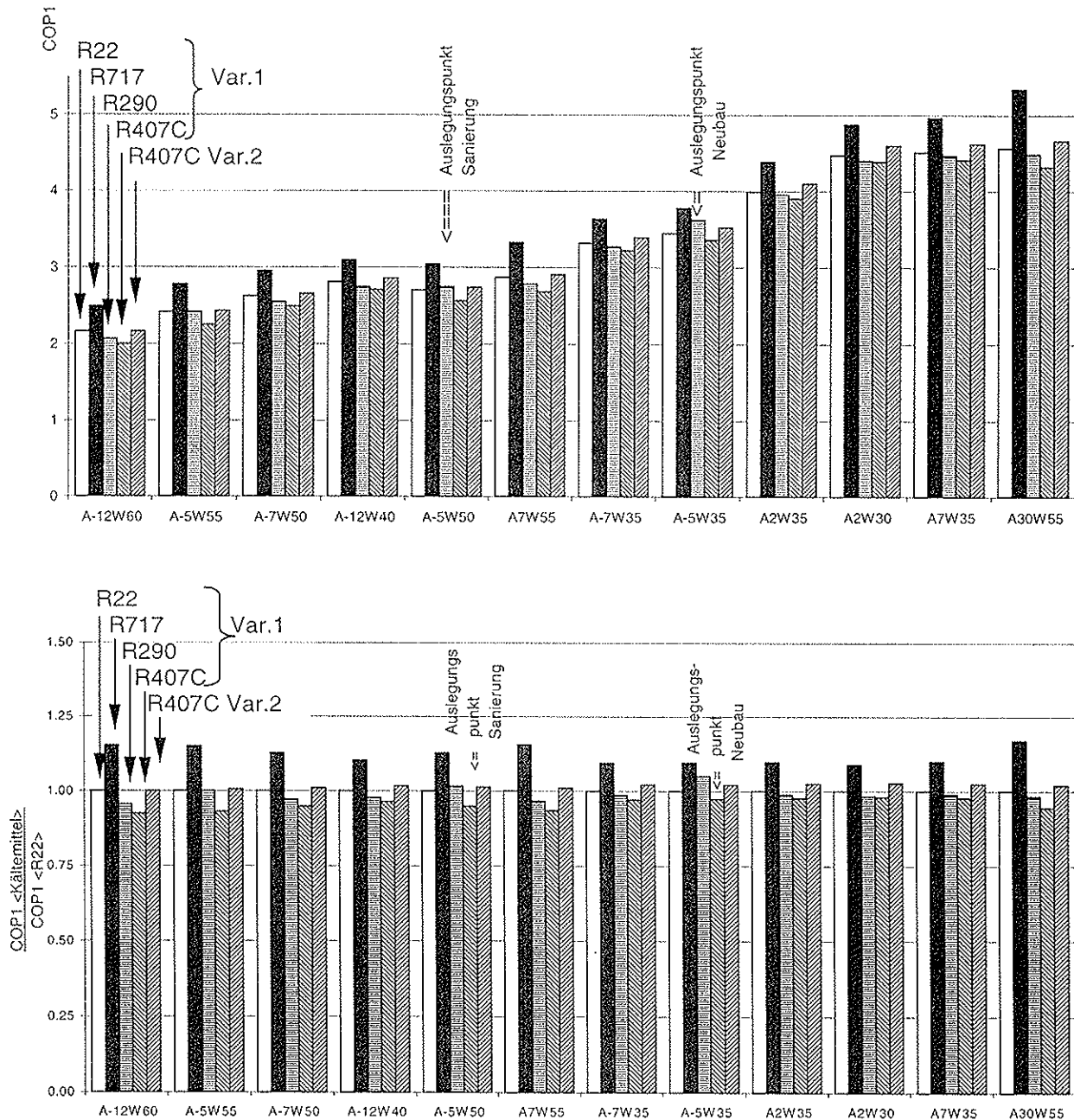


Bild 4.1: COP1 über den Betriebsbereich: oben als absolute Werte, unten im Verhältnis zu COP1 von R22 dargestellt (d.h. an jedem Betriebspunkt wurden die COP1 Werte von Ammoniak, Propan und R407C durch den entsprechenden Wert von R22 dividiert)

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 π

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

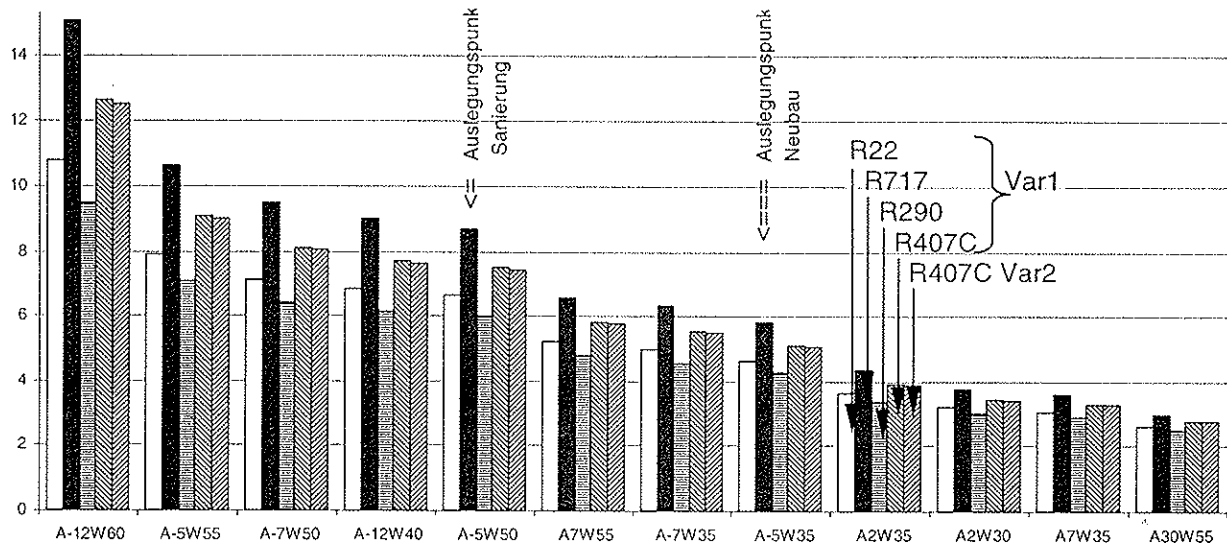


Bild 4.2: Druckverhältnis π über den Betriebsbereich

Ergebnis: Propan: Nimmt man das Druckverhältnis $\pi = 10$ als oberste Grenze für eine einstufig realisierbare Verdichtung [Ref. 1], 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 / W 60) eine mehrstufige Verdichtung, R717 sogar ein sehr hohes Druckverhältnis von $\pi = 15$.

4.2.3. Verdichtungsendtemperatur

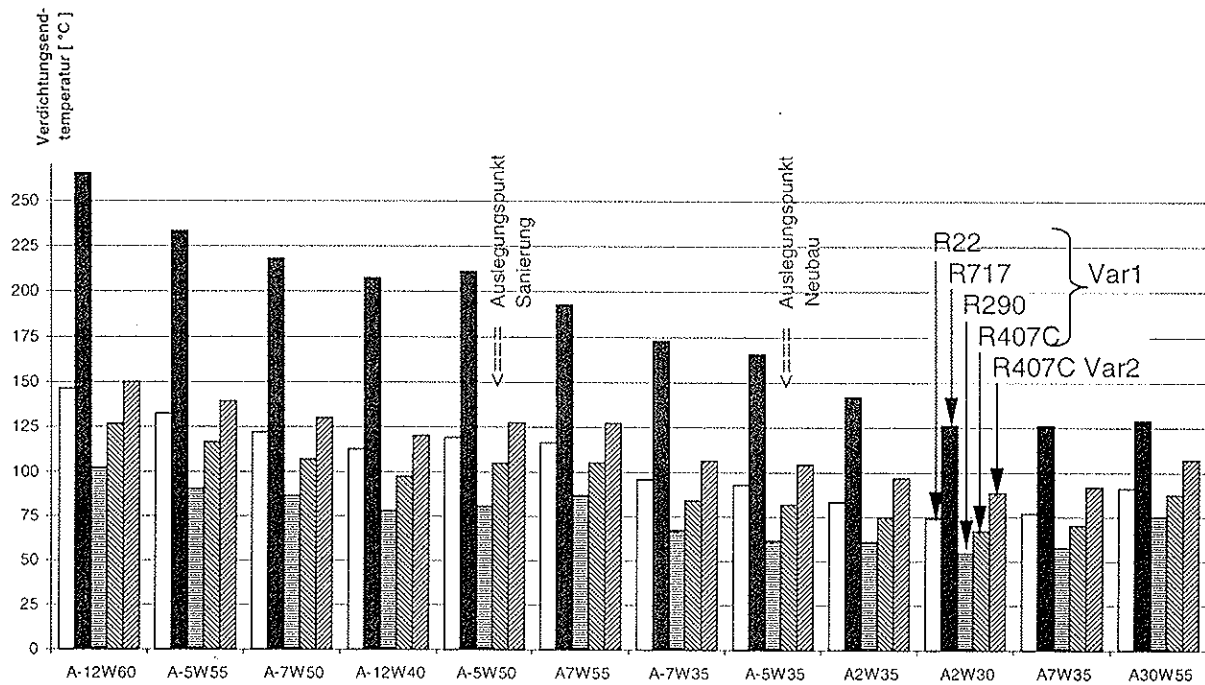


Bild 4.3: Verdichtungsendtemperatur t_2

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).

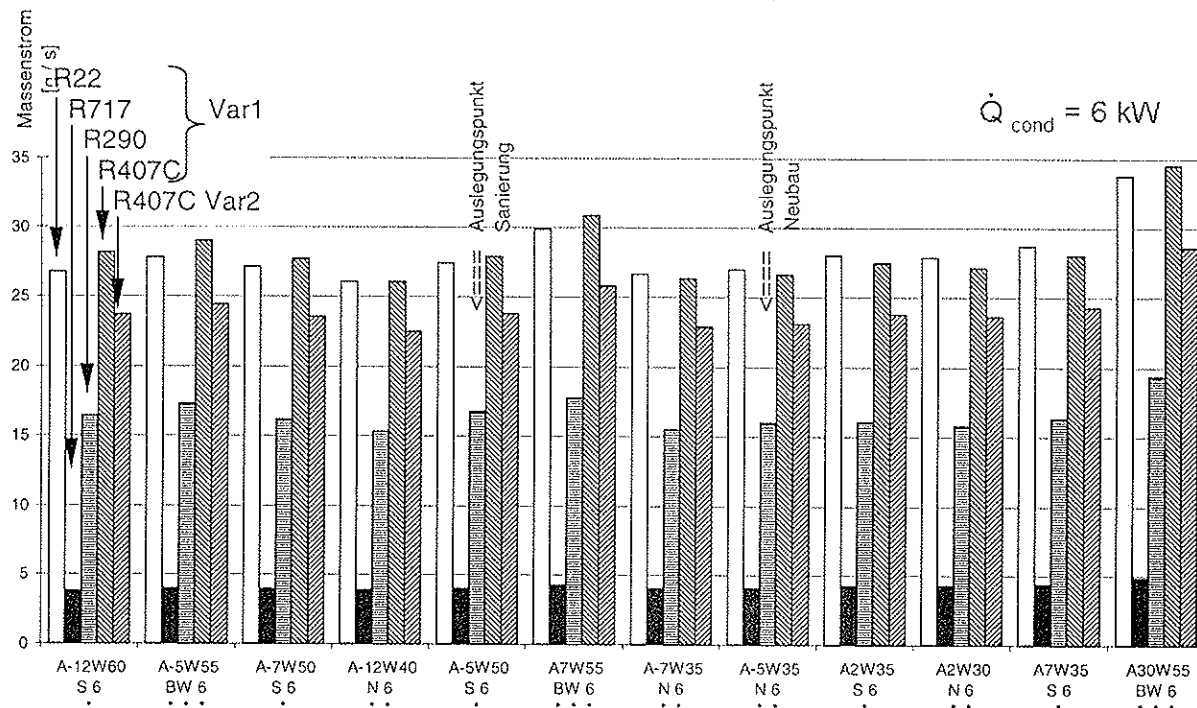


Bild 4.4: Für eine Heizleistung von 6 kW erforderliche Kältemittelmassenströme über den Betriebsbereich

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 R407 (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 m^3/h).

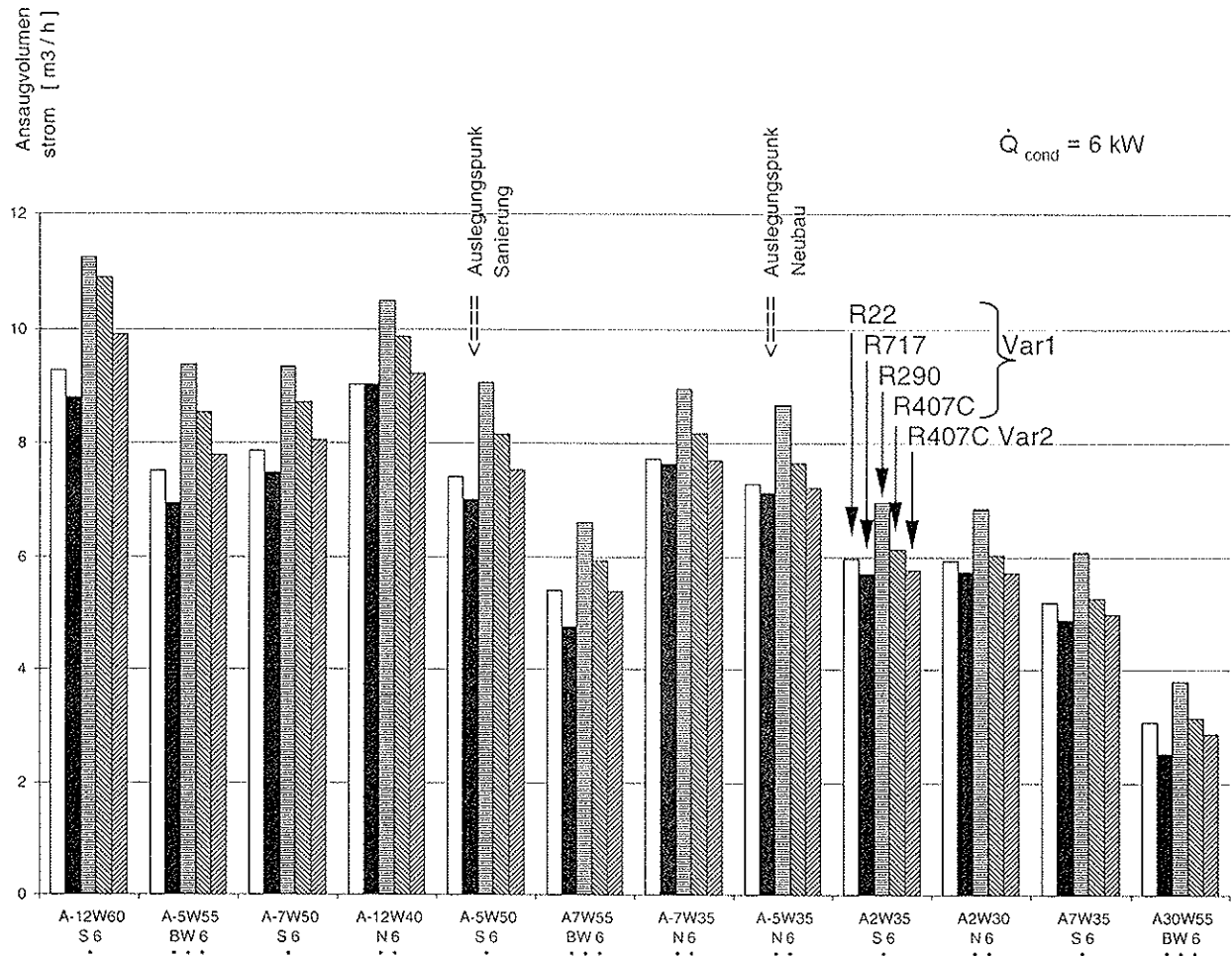


Bild 4.5: Für eine Heizleistung von 6 kW erforderliche Ansaugvolumenströme über den Betriebsbereich

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.

Im 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 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! Dieser Frage wird in den nächsten Arbeitsschritten nachgegangen.

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 $p_{z \text{ ideal}}$:

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

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

$$t_{\text{evap}} = -14^{\circ}\text{C} \quad (\rightarrow p_{\text{evap}} = 2,46 \text{ bar(a)})$$

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

$$\Delta T_{\text{Ü}} = 0 \text{ K}$$

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

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 ($\eta_{\text{is comp}} = 0,6$) genommen.

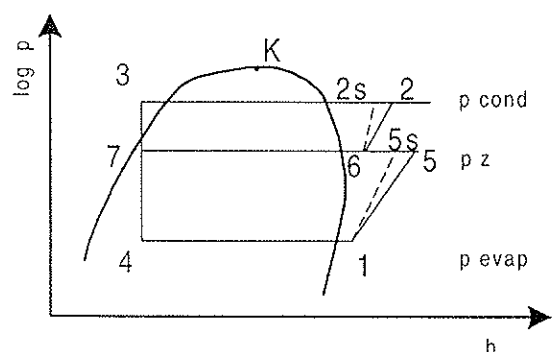
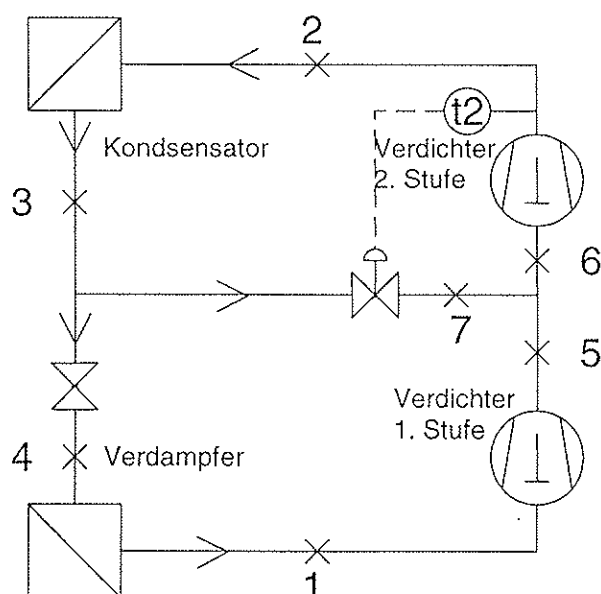


Bild 5.1: Fiktive zweistufige Anlage für die Untersuchung der Rolle der Zwischeneinspritzung

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!

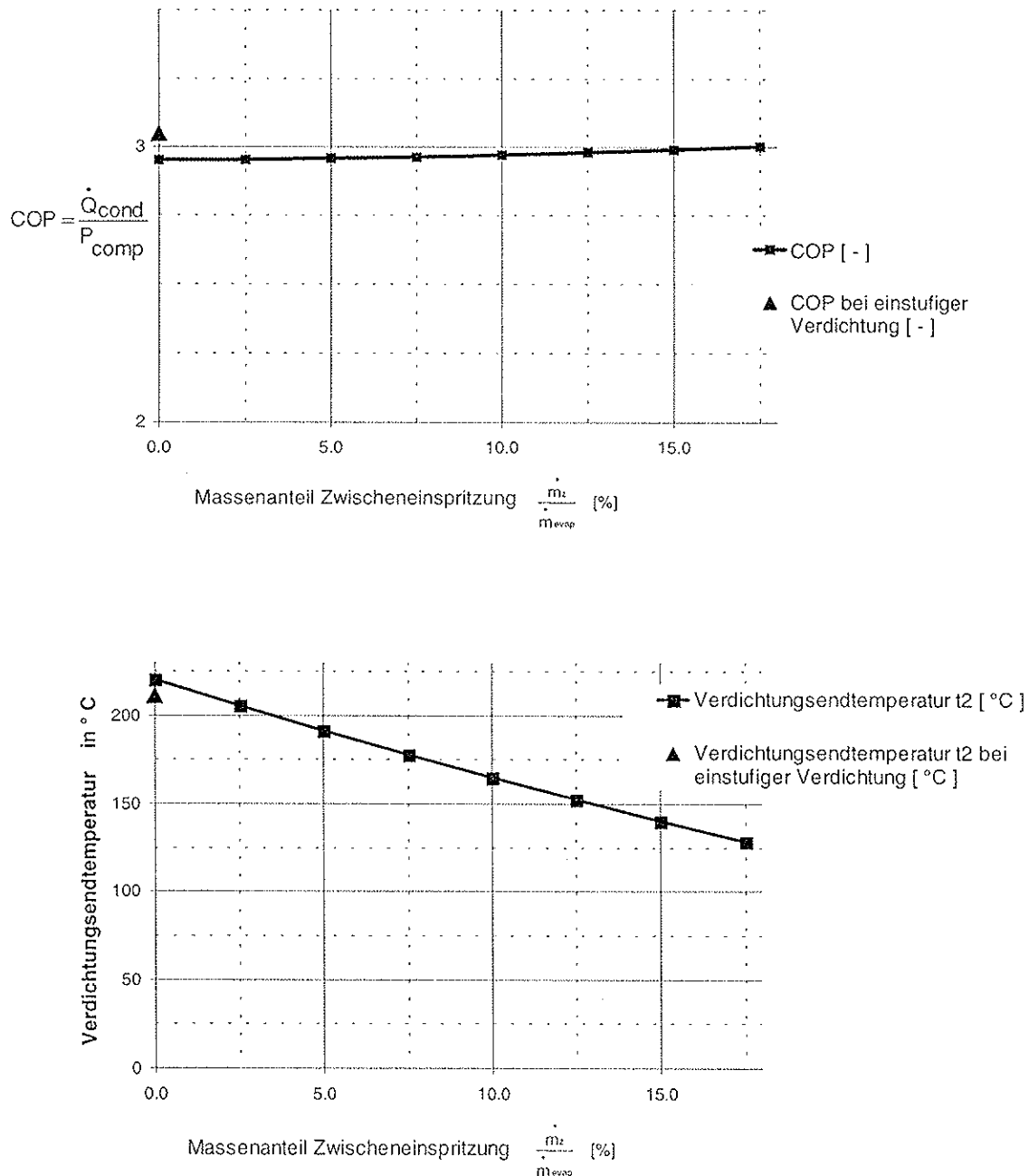


Bild 5.2: Leistungszahl (COP) und Verdichtungsendtemperatur bei Zwischen-einspritzung ($p_{z \text{ ideal}} = 7,26 \text{ bar(a)}$) bei dem Auslegungspunkt (A-5/W50)

$$\begin{aligned}
 t_{\text{evap}} &= -14^\circ\text{C} & t_{\text{cond}} &= 52^\circ\text{C} \\
 \Delta T_{\dot{U}} &= 0 \text{ K} & \Delta T_{Uk} &= 3 \text{ K}
 \end{aligned}$$

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 werden, läuft nach dem folgenden Systemschema ab:

1. In Abhängigkeit des Einsatzbereiches (Sanierungsmarkt oder Neubauten) werden die 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 6.3 (Variante "Zwischenkreislauf mit Sole") oder des Kapitels 6.4 (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 Anlagenteilen 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!).

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 Monoethylene - 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 tiefster Lufttemperatur von -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. Berechnungsablauf der Dimensionierung beim Auslegungspunkt

(Variante Zwischenkreislauf mit Sole)

Schritt 1: Verdichter vorwählen

⇒ Leistungsdatentabelle (Tab. 1.)

▷ Kreisprozessdaten vorgeben

Aus Tab. 1. :	t_{evap}	}	$\dot{Q}_{\text{evap}}$
	t_{cond}		$\dot{Q}_{\text{cond}}$
	ΔT_{u}		P_{elek}
	ΔT_{uk}		(ablesen)

Berechnungsablauf der Dimensionierung beim Auslegungspunkt

(Variante Zwischenkreislauf mit Sole)

Schritt 2: Luftkühler vorwählen

$$\Rightarrow \dot{V}_{\text{Luft}} = \text{konst. d.h. } \dot{m}_{\text{Luft}} = \text{konst}$$

▷ Daten der Luft vorgeben

Vorgabe	:	$t_{\text{Luft ein}}$	}	$t_{\text{Sole ein}}$
		φ_{Luft}		$t_{\text{Sole aus}}$
Aus Schritt 1	:	$\dot{Q}_{\text{evap}}$		(ablesen)
Für bestimmten		$\dot{m}_{\text{Sole}}$		

Kontrolle der Bedingung (Bed. 2.1)

Bed. 2.1 : $t_{\text{Sole aus}} < t_{\text{Luft ein}}$

Falls nicht : - t_{evap} tiefer wählen;
Zurück zu Schritt 1

1↑

- $\dot{m}_{\text{Sole}}$ grösser wählen;
Wiederholen Schritt 2

2↻

6.3. (Fortsig)

Berechnungsablauf der Dimensionierung beim Auslegungspunkt

(Variante Zwischenkreislauf mit Sole)

Schritt 3: Verdampfer Auslegung

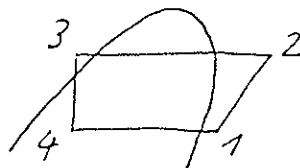
▷ Daten Kreisprozess und Luftkühler vorgeben

Wie Schritt 1 : t_{evap}

Aus Schritt 1 : $\dot{Q}_{\text{evap}}$

Aus Schritt 2 : $t_{\text{sole ein}}$
 $t_{\text{sole aus}}$

Aus Kreisprozess (vgl. Schritt 1): x_4



$\Delta T_{\text{mlog evap}}$

$\dot{m}_{\text{Kältemittel}}$

$h_1 - h_4$ (ablesen)

⇒ ermitteln $k_{\text{m evap}}$; A_{evap} (d.h. Apparategrösse)

Kontrolle der Bedingungen (Bed. 3.1, 3.2)

Bed. 3.1 $\Delta T_{\text{mlog evap}} \geq 4 \text{ K}$ erfüllt?

Falls nicht: - t_{evap} neu wählen;

Zurück zu Schritt 1

1 ↑

Bed. 3.2 Soleseitiger Druckverlust i.O.?

(d.h. $8 \text{ kPa} < \Delta P_{\text{Sole}} < 40 \text{ kPa}$)

Falls nicht: - Soleseitig Passzahl ändern;

Wiederholen Schritt 3

3 ↻

Berechnungsablauf der Dimensionierung beim Auslegungspunkt

(Variante Zwischenkreislauf mit Sole)

Schritt 4: Kondensator Auslegung

▷ Daten Wasserseite vorgeben

Wie Schritt 1 : t_{cond}

Vorgabe : $t_{\text{Wasser aus}}$

Vorgabe für $\Delta(t_{\text{Wasser aus}} - t_{\text{Wasser ein}})$
→ $t_{\text{Wasser ein}}$

Aus Schritt 1 : $\dot{Q}_{\text{cond}}$

$\Delta T_{\text{m log cond}}$
 $\dot{m}_{\text{Wasser}}$
(ablesen)

⇒ ermitteln $k_{\text{m cond}}$; A_{cond} (d.h. Apparategrösse)

Kontrolle der Bedingungen (Bed. 4.1, 4.2)

Bed. 4.1 $\Delta T_{\text{m log cond}} \geq 4 \text{ K}$ erfüllt?

Falls nicht: - t_{cond} neu wählen;

Zurück zu Schritt 1

1 ↑

Bed. 4.2 Wasserseitiger Druckverlust i.O.?
(d.h. $8 \text{ kPa} < \Delta p_{\text{Wasser}} < 40 \text{ kPa}$)

Falls nicht: - Wasserseitig Passzahl ändern

Wiederholen Schritt 4

4 ↺

6.4. Berechnungsablauf der Dimensionierung beim Auslegungspunkt

(Variante Direktverdampfer)

Schritt I: Verdichter auswählen (wie im Kap. 6.3 beschrieben)
Schritt 1

Schritt II: Direktverdampfer vorwählen
 $\Rightarrow \dot{V}_{\text{Luft}} = \text{konst. d.h. } \dot{m}_{\text{Luft}} = \text{konst.}$

▷ Daten der Luft vorgeben

Vorgabe : $t_{\text{Luft ein}}$
 φ_{Luft}
Aus Schritt 1: t_{evap}
 $\dot{Q}_{\text{evap}}$

} $\Delta(t_{\text{Luft ein}} - t_{\text{evap}})$

$\Rightarrow$ ermitteln Leistungsfaktor f_Q aus
Leistungsdatendiagramm und obigen Werten

$$f_Q = \frac{\text{Kälteleistung}}{\text{Nennleistung aus Tabelle}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_N}$$

$\Rightarrow$ berechnen $\dot{Q}_{\text{evap}}$ des Direktverdampfer

Kontrolle der Bedingung (Bed II.1)

Bed. II.1 : $\dot{Q}_{\text{evap Verdichter}} = \dot{Q}_{\text{evap Verdampfer}} ?$

Falls nicht - t_{evap} neu wählen;
Zurück zu Schritt I I↑

Schritt III: Kondensator Auslegung (wie im Kap. 6.3 beschrieben)
Schritt 4

7. Anlagenauslegung mit R22 als Kältemittel (als Basis für die Vergleiche)

7.1. Bisher ausgelegte Anlagen

Zur Überprüfung der Zuverlässigkeit der im Kapitel 6 beschriebenen Systematik wurden je eine R22-Anlage mit einer nominellen Heizleistung von 6 kW für den Sanierungsmarkt und für den Neubaumarkt ausgelegt und die "Off-Design"-Verhalten dieser Anlagen ermittelt.

Für den Sanierungsmarkt konnten beide Varianten, "Zwischenkreislauf mit Sole" und "Direktverdampfung", mitberücksichtigt und dimensioniert werden. Hingegen war für den Neubaumarkt nur die Dimensionierung der Variante mit dem "Zwischenkreislauf mit Sole" möglich, da für diese Leistungsgrösse sogar der kleinste standardmässig erhältliche luftbeaufschlagte Direktverdampfer (für R22) zu gross ist.

Die Ergebnisse dieser Auslegungen sind im Kapitel 7.3 zusammengefasst. Die Daten (Dimensionen, weitere Angaben) der im Rahmen der Auslegung / Dimensionierung gewählten Komponenten befinden sich im Anhang A1.

7.2. Bezeichnung der verschiedenen Anlagen und ergänzende Bemerkungen

Die unter Kap. 7.3 verglichenen Anlagen werden mit folgenden abgekürzten Bezeichnungen identifiziert. Die Zusätze zu den Auslegungsbedingungen und die entsprechenden Leistungsdaten werden (insofern nötig) auch einzeln angegeben

7.2.1. 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. 7.2.2)

AnINEKZTL : Luft-/Wasser-Wärmepumpen, die im Rahmen dieser Arbeit mit den Angaben von Komponentenherstellern ausgelegt wurden (Herstellerdaten gemäss Liste im Kapitel 9)

- KÜBA (luftbeaufschlagter Verdampfer, Luftkühler für die Variante mit Sole-Zwischenkreislauf)
- NEK (COMPADISC-Plattenverdampfer und -Plattenkondensator)
- Copeland (hermetische Scroll- und Kolbenverdichter)
- Grundfos (Sole- und Wasser-Umwälzpumpen)

Leistungszahldefinition nach COP3 (Kap. 7.2.2)

Diese Dimensionierung wurde mit $\Delta T_{\text{Ü}} = 5 \text{ K}$; $\Delta T_{\text{UK}} = 3 \text{ K}$;

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

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

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

Leistungszahldefinition nach COP2 (Kap. 7.2.2)

7.2.2. Verschiedene COP - Definitionen

Verwendet im Kapitel 4:

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

Verwendet im Kapitel 7:

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

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

7.3. Ergebnisse der Auslegung und Vergleich mit den im WP-Testzentrum (Töss) ausgemessenen Anlagen

Die Ergebnisse der Auslegung und der Berechnung bei "Off-Design"-Bedingungen (d.h. bei den "Kontrollpunkten" gemäss Definition im Kap.1.2) sind in Form von Kondensatorleistungen (in kW) in den Diagrammen 7.1 bis 7.3 und in Form von Leistungszahlen (COP-Werte) in den Diagrammen 7.4 bis 7.6 zusammengestellt.

Für den Sanierungsmarkt liegt am Auslegungspunkt die Heizleistung (=Kondensatorleistung) bei 6,69 kW für die Variante mit "Sole-Zwischenkreislauf" und bei 6,73 kW für die Variante mit "Direktverdampfer". Die Leistungszahlen sind 2,18 resp. 2,45.

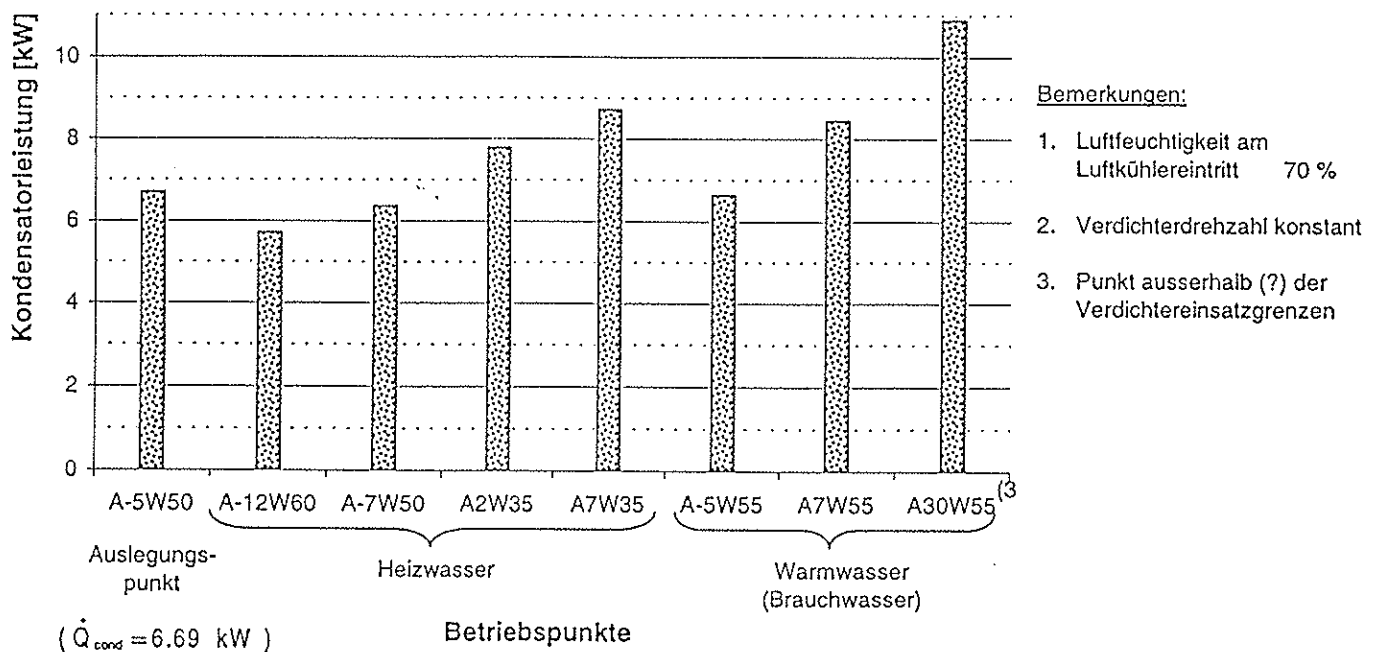
Für den Neubaumarkt liegt am Auslegungspunkt die Heizleistung (=Kondensatorleistung) bei 6,1 kW für die Variante mit "Sole-Zwischenkreislauf" und die Leistungszahl beträgt 2,48.

Die Vergleiche der COP-Werte dieser Auslegungen mit den verfügbaren Daten der ausgemessenen Anlagen befinden sich in den Diagrammen 7.7 und 7.8.

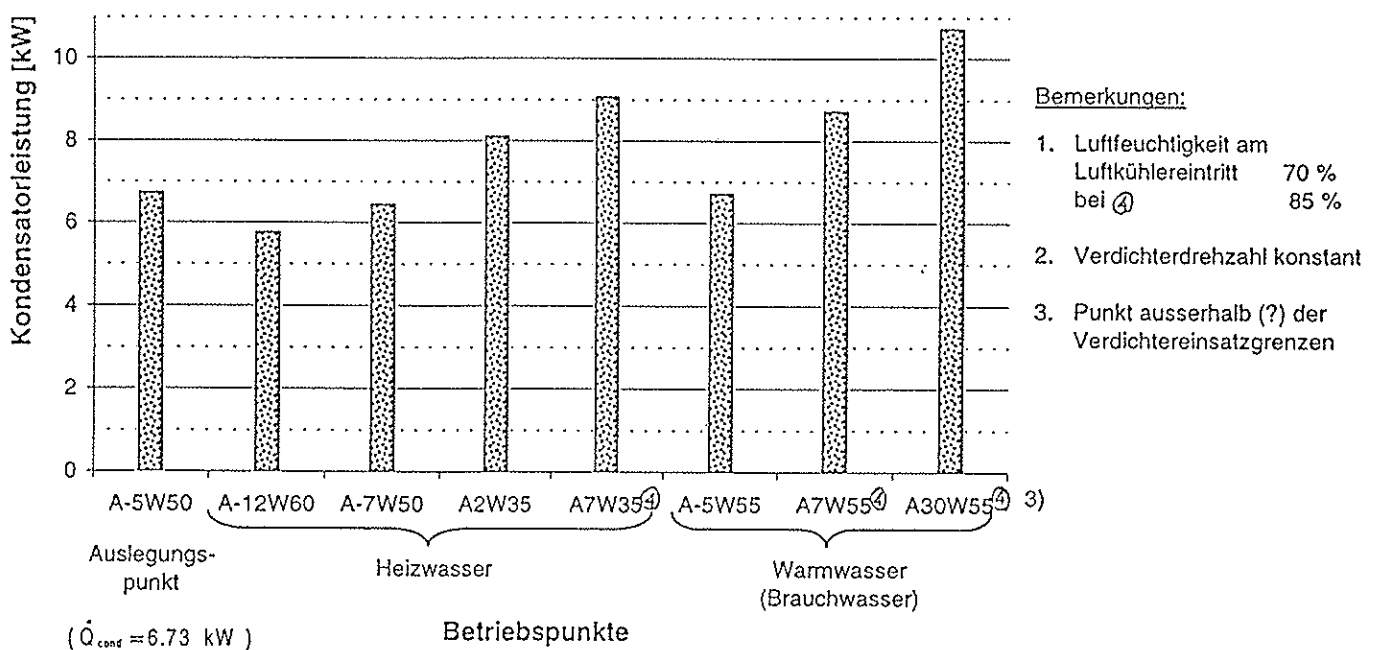
Im Falle des Sanierungsmarktes sind die COP-Werte der Anlagen **AnINEKZTL** (mit der ungünstigeren COP-Definition) im Bereich des durchschnittlichen COP-Wertes.

Eine genaue Analyse zeigt, dass eine sorgfältige Definition des COP-Wertes erforderlich ist. Die Ergebnisse des Vergleiches für den Neubaumarkt bestätigen diese Feststellung.

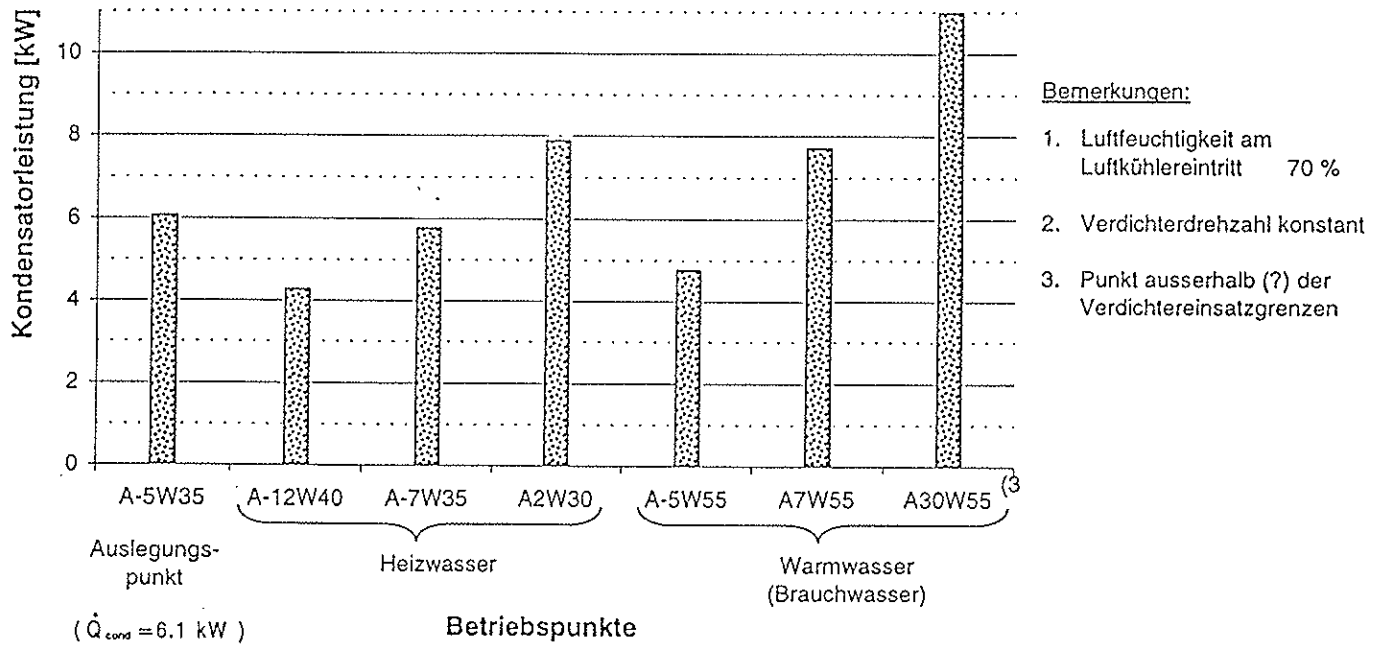
Diagr.7.1. Kondensatorleistung bei verschiedenen Betriebspunkten
(Auslegungs- und Kontrollpunkte) mit R22 als Kältemittel
(Sanierung, Zwischenkreislauf mit Sole)



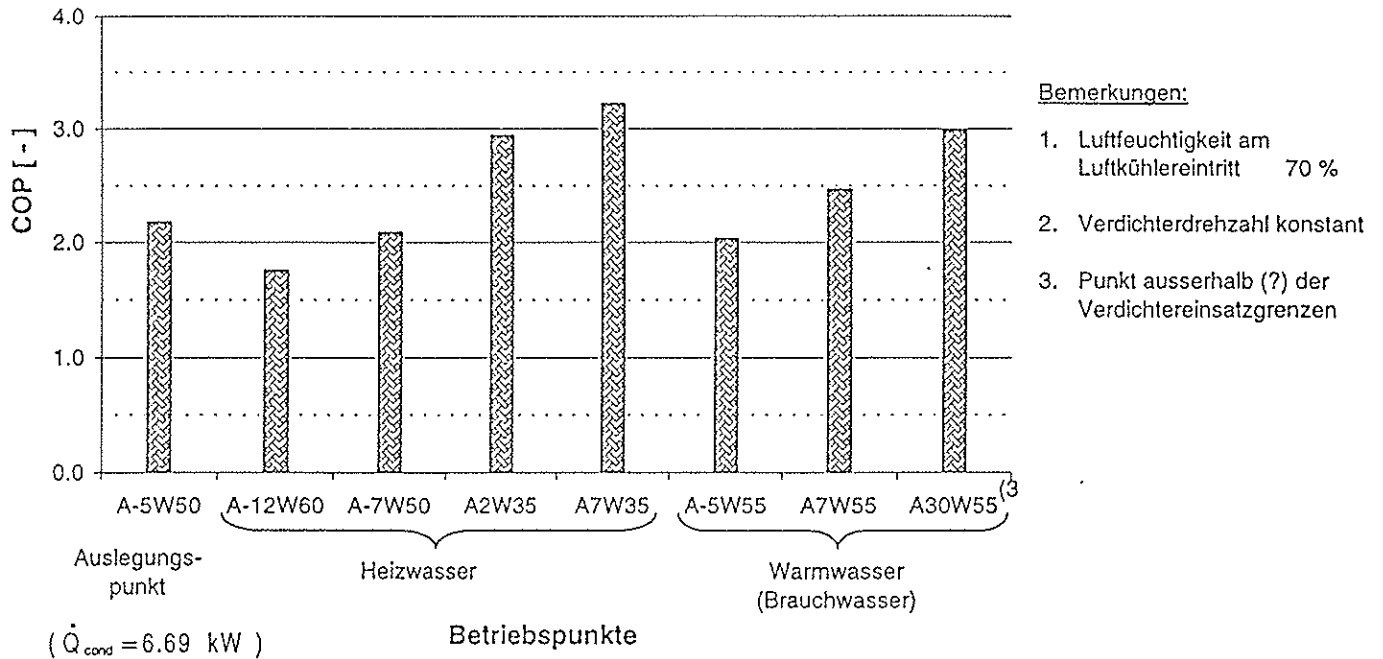
Diagr.7.2. Kondensatorleistung bei verschiedenen Betriebspunkten
(Auslegungs- und Kontrollpunkte) mit R22 als Kältemittel
(Sanierung, Direktverdampfer)



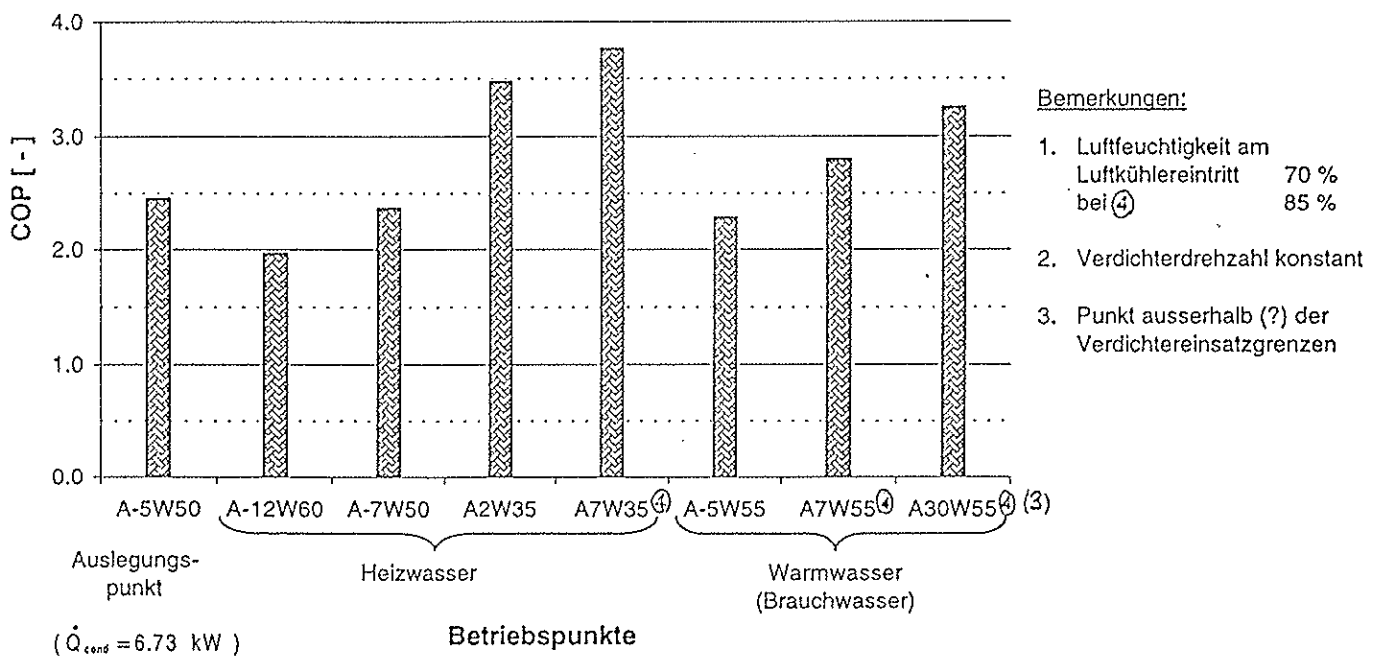
Diagr. 7.3. Kondensatorleistung bei verschiedenen Betriebspunkten
(Auslegungs- und Kontrollpunkte) mit R22 als Kältemittel
(Neubau, Zwischenkreislauf mit Sole)



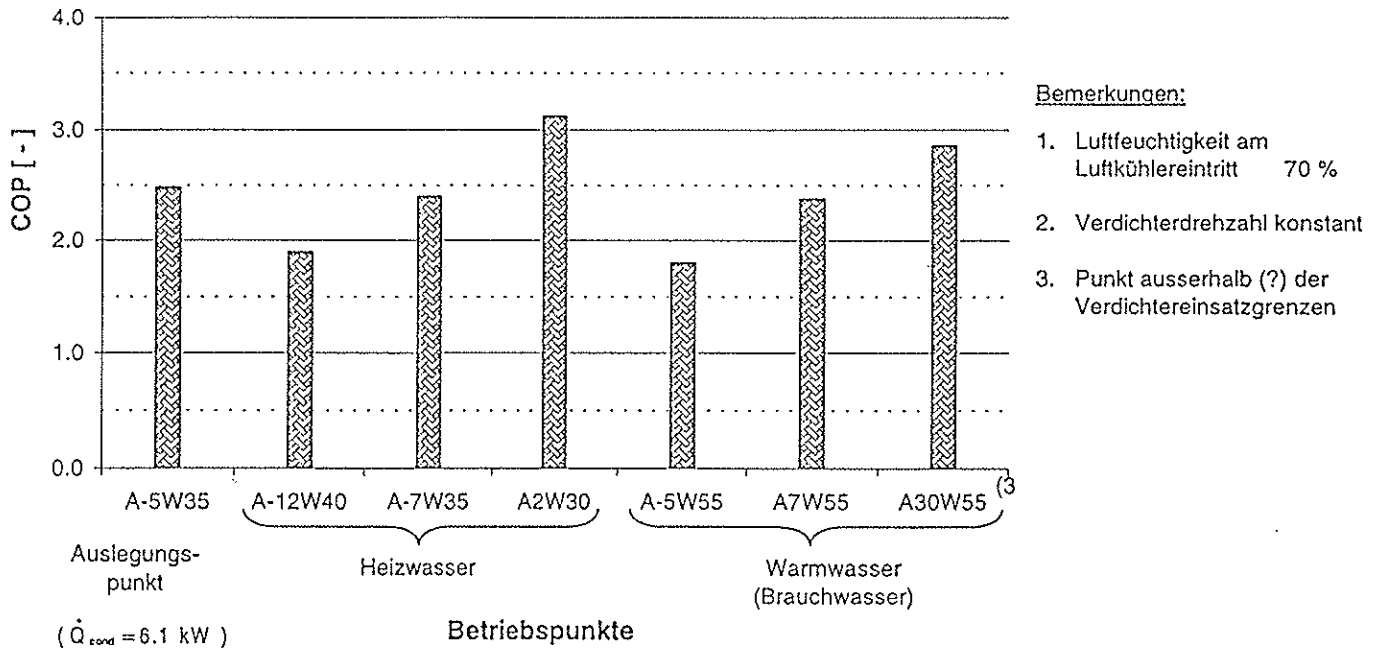
Diagr. 7.4. COP bei verschiedenen Betriebspunkten
(Auslegungs- und Kontrollpunkte) mit R22 als Kältemittel
(Sanierung, Zwischenkreislauf mit Sole)



Diagr. 7.5. COP bei verschiedenen Betriebspunkten
(Auslegungs- und Kontrollpunkte) mit R22 als Kältemittel
(Sanierung, Direktverdampfer)

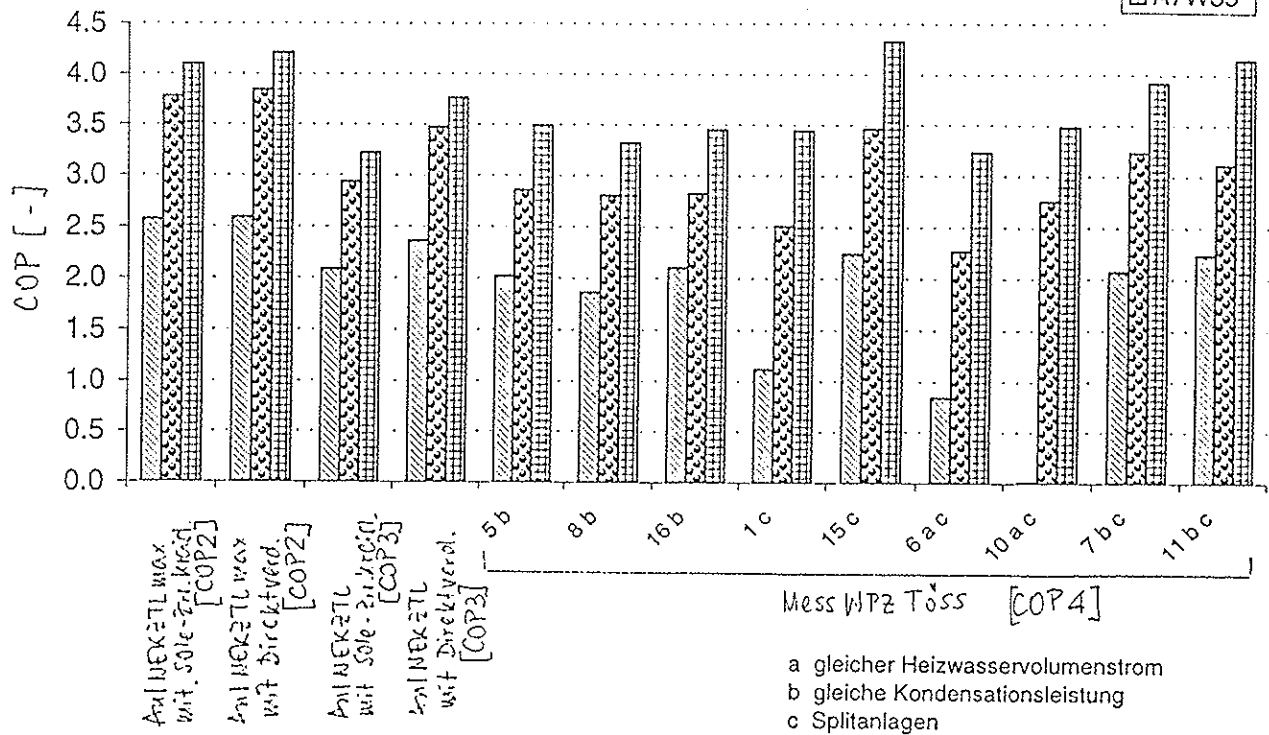
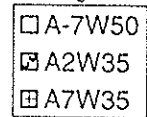


Diagr. 7.6. COP bei verschiedenen Betriebspunkten
(Auslegungs- und Kontrollpunkte) mit R22 als Kältemittel
(Neubau, Zwischenkreislauf mit Sole)



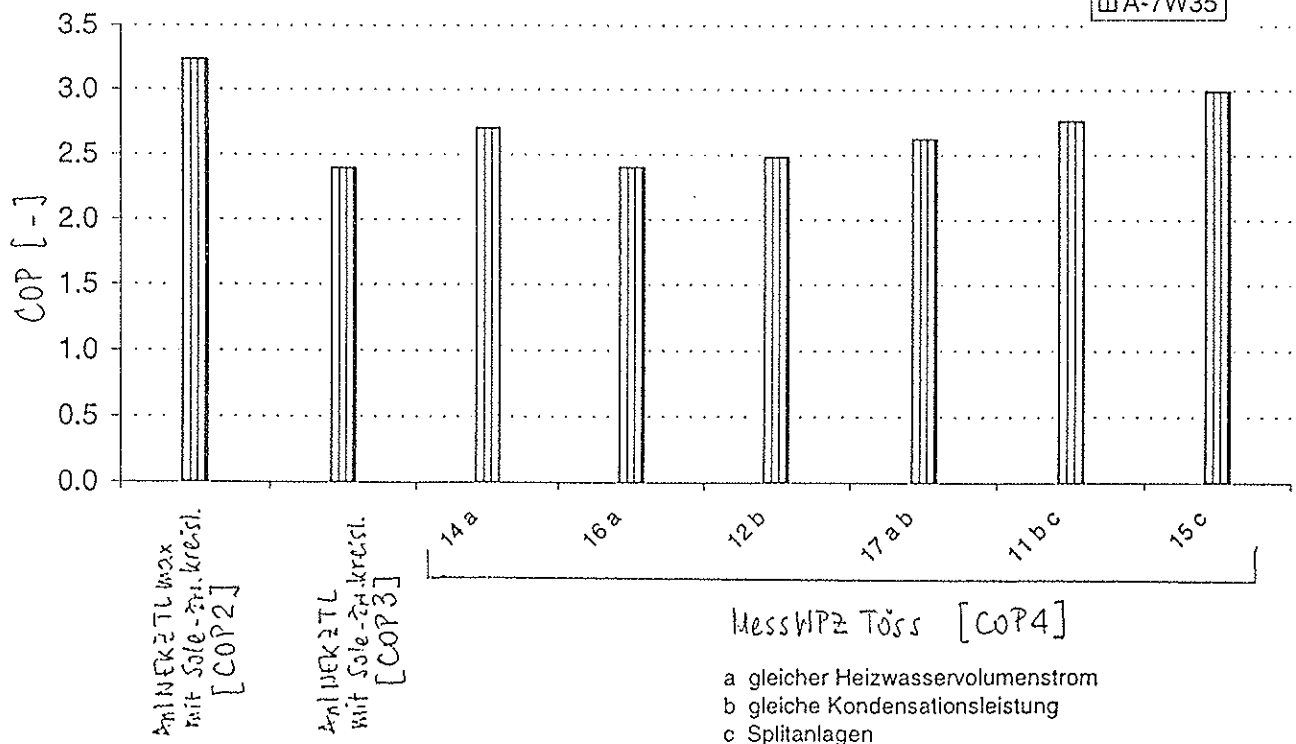
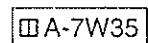
Diagr.7.7. COP-Werte der R22-Anlagen (für Sanierungsmarkt)

Bedingungen:



Diagr.7.8. COP-Werte der R22-Anlagen (für Neubauemarkt)

Bedingungen:



8. Ammoniakfalle "Ammotrap"

8.1 Durchgeführte Arbeiten

Seit April 1997 wurden folgende Arbeiten und Versuche durchgeführt:

8.1.a. Imprägnieren von Tonkörpern

Es wurden Tonkugeln und Tonwaben in NiSO_4 - und CuSO_4 -Lösung getränkt und in einem Spezialverfahren stabilisiert.

Die Versuche zeigten, dass die Massenbeladung der Körper zu klein war, um eine angemessene Menge NH_3 aufnehmen zu können.

Beim NiSO_4 -Versuch zeigte sich zudem, dass sich das Wasser in der Luft bereits angelagerte NH_3 -Moleküle wieder abtrennte und dadurch die NH_3 -Beladung wieder reduziert wurde. Da bei CuSO_4 diese Abspaltung nicht erfolgt, wurden die nachfolgenden Versuche nur noch mit diesem Salz durchgeführt

8.1.b. Herstellung von Sulfatkerzen

Es wurden in 13 Gitterröhrchen von ca. 30 mm Durchmesser und einer Länge von 300 mm CuSO_4 -Kristalle eingefüllt und diese in hexagonaler Anordnung in einen runden Behälter eingebrannt. Die Sulfatmenge betrug ca. 7 kg, was einer NH_3 -Absorptionsmenge von ca. 2.5 kg entspricht. Bei der ersten Beladung mit NH_3 wurde eine starke exotherme Reaktion auf 280°C sowie der Austritt von ca. 0.7 dm^3 Kristallwasser festgestellt. Es konnten ca. 400 g NH_3 aufgenommen werden bis zum Erreichen der max. Reaktionstemperatur.

Der Versuch zeigte, dass während der Beladung eine effiziente Wärmeabfuhr erfolgen muss. Mit dieser Apparatur wurden mehrere Versuche mit unterschiedlich behandeltem CuSO_4 gefahren.

8.2 Weitere Versuche

Zur Zeit sind zwei Versuche in Vorbereitung:

- Herstellung einer Tonwabe mit ca. 50 M % CuSO_4 beigemischt.
- Herstellung eines Gerätes, bestehend aus einem Plattenwärmetauscherapparat, in welchem eine Seite mit CuSO_4 und die andere mit Wasser gefüllt wird. Bei der Entstehung der Reaktionswärme soll das Wasser verdampft und damit die anfallende Wärme abgeführt werden.

9. Literaturverzeichnis und verwendete Firmenunterlagen

9.1 Literaturverzeichnis

- [1] Jungnickel: "Grundlagen der Kältetechnik, 3. Auflage", 1990,
S. 190, Kapitel 5. 1. 6.
- [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

9.2 Bei der Dimensionierung der R22-Anlagen verwendete Software und Firmenauslegungsunterlagen

- [F1] Softfluid / CY Du Pont de Nemours International SA
 Friosol AG, Egerkingen
Version 1.1 28. 3. 91
⇒ Stoffdaten verschiedener Kältemittel
- [F2] DUPREX Du Pont de Nemours International SA
 Friosol 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 und Plattenkondensatoren

10. Symbolenverzeichnis

Verwendete Abkürzungen

	Beschreibung
A	Luft ("air")
BW	Brauchwasserbereitstellung (Warmwasser)
N	Anlage für Neubau
S	Anlage für Sanierung
W	Wasser ("water")
COP	Leistungszahl (Definitionen in Kap. 7.2.2) (" <i>Coefficient of Performance</i> ")

Lateinisch

Symbol	Beschreibung	SI - Einheit
$\dot{m}_v$	Massenstrom durch den Verdampfer	kg / s
$\dot{m}_z$	Nach der ersten Verdichterstufe eingespritzter Massenstrom (Zwischeneinspritzung)	kg / s
p_{cond}	Kondensationsdruck	bar(a)
p_{evap}	Verdampfungsdruck	bar(a)
p_z	Zwischendruck	bar(a)
$\dot{Q}_{\text{cond}}$	Kondensationsleistung	kW
t_{cond}	Kondensationstemperatur	°C
t_{evap}	Verdampfungstemperatur	°C
$\Delta T_{\text{Ü}}$	Überhitzung	K
ΔT_{UK}	Unterkühlung	K
$\dot{V}$	Volumenstrom	m ³ / s

Griechisch

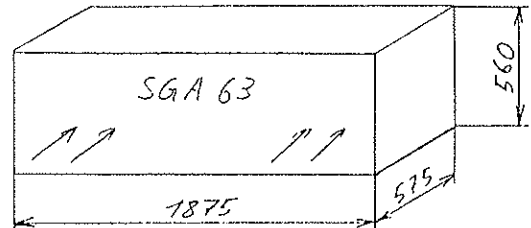
Symbol	Beschreibung	SI - Einheit
$\eta_{\text{is comp}}$	Isentroper Wirkungsgrad der Verdichtung	-
π	Druckverhältnis	-

Anhang A1. Verwendete Komponenten (Dimensionen)

R22-Anlage für Sanierungsmarkt mit Zwischenkreislauf

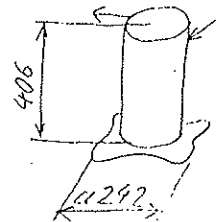
Luftkühler:

Hersteller: KÜBA
Typ: SGA 63
Aufnahmeleistung
Ventilatoren: 3 * 95 W (220 V)
Gewicht: 88 kg
weitere Angaben: Sole in 5 parallelen Stränge
Typ: Solepumpe Grundfos
UPT32-90 P2 (0.25 kW)



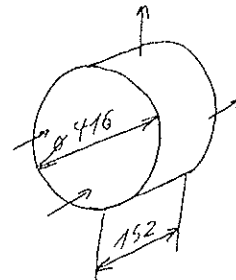
Verdichter:

Hersteller: Copeland
Typ: Scrollverdichter
ZF09K4E-TDF
Gewicht: 30 kg



Verdampfer:

Hersteller: NEK Umwelttechnik
Typ: Plattenverdampfer
1V - 3.0 / 4.16 - 16 - 1N
Gewicht: 71 kg
weitere Angaben: Soleseite 1 Pass
Kältemittelseite 1 Pass



Kondensator:

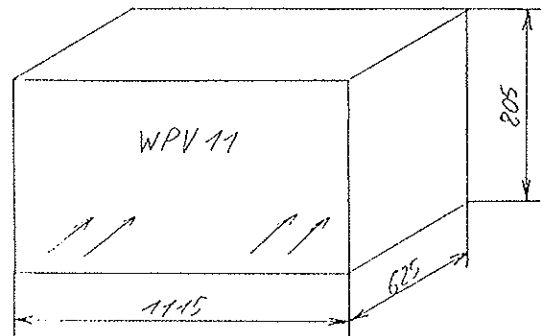
Hersteller: NEK Umwelttechnik
Typ: Plattenkondensator
1K - 3.0 / 3.68 - 16 - 4NS
Gewicht: 56 kg
weitere Angaben: Wasserseite 4 Pässe
Kältemittelseite 1 Pass
Wasserpumpe Grundfos
UPS25-40A P1 (0.05 kW)



R22-Anlage für Sanierungsmarkt mit Direktverdampfer

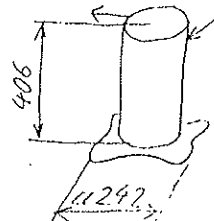
Direktverdampfer:

Hersteller: KÜBA
Typ: WPV 11
Aufnahmeleistung
Ventilator: 1* 200 W (380 V, 3 Phasen)
Gewicht: 111 kg



Verdichter:

Hersteller: Copeland
Typ: Scrollverdichter
ZF09K4E-TDF
Gewicht: 30 kg



Kondensator:

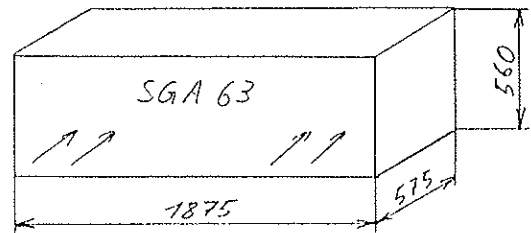
Hersteller: NEK Umwelttechnik
Typ: Plattenkondensator
1K - 3.0 / 3.68 - 16 - 4NS
Gewicht: 56 kg
weitere Angaben: Wasserseite 4 Pässe
Kältemittel-seite 1 Pass
Wasserpumpe Grundfos
UPS25-40A P1 (0.05 kW)



R22-Anlage für Neubauten mit Zwischenkreislauf

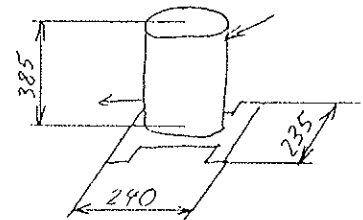
Luftkühler:

Hersteller: KÜBA
Typ: SGA 63
Aufnahmeleistung
Ventilatoren: 3 * 95 W (220 V)
Gewicht: 88 kg
weitere Angaben: Sole in 5 parallelen Stränge
Solepumpe Grundfos
UPT32-90 P2 (0.25 kW)



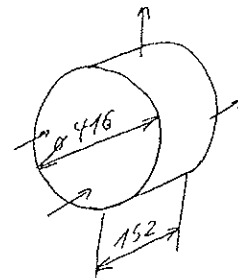
Verdichter:

Hersteller: Copeland
Typ: hermetischer Kolbenverdichter
CRJQ-0300
Gewicht: 32.5 kg



Verdampfer:

Hersteller: NEK Umwelttechnik
Typ: Plattenverdampfer
1V - 3.0 / 4.16 - 14 - 1N
Gewicht: 70 kg
weitere Angaben: Soleseite 1 Pass
Kältemittelseite 1 Pass



Kondensator:

Hersteller: NEK Umwelttechnik
Typ: Plattenkondensator
1K - 3.0 / 3.68 - 14 - 3NS
Gewicht: 55 kg
weitere Angaben: Wasserseite 3 Pässe
Kältemittelseite 1 Pass
Wasserpumpe Grundfos
UPS25-40A P1 (0.08 kW)

