

**Vergleich alternativer Ersatzkältemittel für R22
–Propan, Propylen, CO₂ und 407C-
in Wärmepumpensystemen mit
unterschiedlicher Wärmenutzung**

Dem Fachbereich 12-Maschinenwesen
„Energie- und Verfahrenstechnik, Maschinentechnik“
an der Universität Essen

zur

Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
eingereichte Dissertation

von

Sabina Klingner
aus Gotha

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. F. Steimle
Prof. Dr.-Ing. J. Köhler

Tag der mündlichen Prüfung: 02.08.04

Kurzfassung

In der Arbeit werden die Kältemittel R290, R1270, R407C und R744 hinsichtlich ihrer Eigenschaften bei verschiedenen Kreisprozeßparametern näher untersucht. Ziel ist es, unter Berücksichtigung der verschiedenen Randbedingungen ein „Vorzugskältemittel“ zu benennen und durch Ausnutzung der besonderen Stoffeigenschaften bestimmter Kältemittel sowie einer angepaßten Kreisprozeßgestaltung eine Deckung von differenzierten Bedarfsansprüchen bei gleichzeitiger Steigerung der Jahresarbeitszahl zu gewährleisten.

Die Untersuchungen führen zu dem Ergebnis, daß R1270 unter Berücksichtigung der genannten Randbedingungen, das zu bevorzugende Kältemittel ist. R1270 hat im Vergleich zu R22 annähernd die gleichen thermodynamischen Eigenschaften. In einer Bewertungsmatrix wurden alle Kriterien, u.a. die globalen und lokalen Bewertungskriterien, mit einem Faktor gemäß einer Skala von 1 bis 5 bewertet. R1270 hat mit 1,75 den besten Wert erreicht. R290 und R744 sind mit einem Wert von 2,0 bei dieser Art der Bewertung gleichwertig und R407C erreicht den schlechtesten Wert mit 3.

Es wurde versucht aus der Vielzahl der möglichen Entscheidungsfaktoren für oder gegen ein Alternativkältemittel, eine vereinfachte Bewertungsmethode zu entwickeln. Die Anzahl der Bewertungskriterien ist beliebig erweiterbar.

Die Veränderung der Bedarfsverhältnisse sowie die Tatsache, daß für die Warmwasserbereitung und Raumheizung unterschiedliche Temperaturniveaus erforderlich sind, müssen im Bereich der Erzeugeranlagen, insbesondere in der Wärmepumpentechnologie trotz stetiger Verbesserung der Gütegrade der Anlagen, Berücksichtigung finden. Die Prozesse sind an diese Forderungen anzupassen, d. h. die traditionelle Schaltung der Wärmepumpe, die nur eine isotherme Wärmeabgabe ermöglicht, muß so verändert werden, daß eine nichtisotherme Wärmeauskopplung mit gleichzeitiger Verbesserung der Leistungszahl möglich ist.

Unter Berücksichtigung der sich veränderten Bedarfswerte (Raumheizung und Warmwasserbereitung) wurden in der Arbeit Möglichkeiten von systemoptimierten Kreisprozeßgestaltungen u.a. durch eine angepaßte Systemkonfiguration oder unter Ausnutzung bestimmter Stoffeigenschaften von Kältemitteln z.B. einer transkritischen Kreisprozeßführung mittels CO₂ als Kältemittel untersucht.

Die in der Arbeit betrachteten systemoptimierte Kreisprozesse unterscheidet sich von traditionellen Wärmepumpenprozessen dadurch, daß die im Kondensator auf unterschiedlichen Temperaturniveaus ablaufenden Prozesse - Enthitzung, Kondensation und Kondensatunterkühlung - in drei separaten Wärmeübertragern stattfinden (Enthitzer, Kondensator und Kondensatunterkühler). Durch diese nichtisotherme Wärmeauskopplung können die Exergieverluste in den Wärmeübertragern minimiert und eine kombinierte Bereitstellung von Wärme für Raumheizung und Warmwasserbereitung realisiert werden. Der Enthitzer und der Kondensatkühler dienen der Warmwasserbereitung, und der Kondensator liefert die Wärme für die Raumheizung. Die Verbesserung der Leistungszahl soll zum einen durch die Absenkung der Kondensationstemperatur und zum anderen durch die Vergrößerung des Nutzwärmeanteils durch die Kondensatunterkühlung erreicht werden.

In Abhängigkeit von den Veränderungen der Bedarfswerte für die Raumheizung und Warmwasserbereitung erfolgte die Bewertung der verschiedenen Anlagenkonzepte mit Wärmepumpen, dazu zählen die z.Z. üblichen Versorgungsvarianten mittels Wärmepumpe zur Raumheizung und einer separaten Warmwasserbereitung ebenfalls mit einer Wärmepumpe, mit einem Elektrodurchlauferhitzer oder einer elektrischen Heizpatrone. Alternativ wurde eine angepaßte Systemkonfiguration einer Wärmepumpe untersucht, wo die Warmwasserbereitung und die Wärme für Raumheizzwecke in einer Anlage erfolgen kann. Die Variante mit der systemoptimierten Kreisprozeßgestaltung bietet in den theoretischen Betrachtungen gegenüber den anderen Versorgungsvarianten große energetische Vorteile. Ob die theoretisch möglichen Ergebnisse dieser Systemanpassung praktisch erreichbar sind, haben Untersuchungen an einer Modellwärmepumpe gezeigt. Die theoretisch möglichen Leistungszahlen konnten nicht nachgewiesen werden. Die Auswertung der Meßergebnisse hat gezeigt, daß speziell im Teillastfall die theoretisch möglichen Werte nicht erreicht werden. Mögliche Lösungsvorschläge wurden aufgezeigt, die allerdings zu einem enormen Regelungsaufwand bei diesem Anlagenkonzept führen, so daß der Variante mit jeweils einer Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung und zur Raumheizung der Vorrang gegeben wurde.

Abschließend kann folgendes Versorgungskonzept empfohlen werden: jeweils eine Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung und zur Raumheizung mit dem Kältemittel R1270. Die Vorteile dieses Anlagenkonzeptes sind: die Technik steht serienmäßig zur Verfügung, die Wärmepumpen sind individuell, je nach Bedarf regelbar und somit auch nicht bezüglich nicht vorhandener Gleichzeitigkeit voneinander abhängig.

Vorwort

Die 3 Phasen meiner Promotionsarbeit:

1. Vorher: Das schaffst du nie.
2. Mittendrin: Es könnte zu schaffen sein.
3. Danach: Es hat sich gelohnt.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. F. Steimle für die intensive fachliche Betreuung und die umfassende Unterstützung, so daß ich die 3. Phase jetzt genießen kann.

Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Köhler, Leiter des Instituts für Thermodynamik der TU Braunschweig, danke ich für das Zweitgutachten und die fachspezifischen Hinweise.

Für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Tracht, Leiter des Lehrstuhls für Automatisierungstechnik an der Universität Essen.

Herrn Dr. W.E. Kraus von der TU Dresden, Lehrstuhl für Kälte- und Kryotechnik, danke ich für den fachlichen Gedankenaustausch.

Schließlich und insbesondere danke ich an dieser Stelle meinem „Teilzeitlebensabschnittsgefährten“ Peter Heyl, der mir in dieser Zeit den Rücken frei gehalten hat und sich mit dem Prädikat „ausgezeichnet“ um unsere „kleine Wärmepumpe“ Paul gekümmert hat. Mein Dank gilt auch meinen Kindern Johannes, Florian und Fabian, für ihre Unterstützung und Rücksichtnahme.

Danke!

Köln, 16.08.04

Sabina Klingner

	Seite
Kurzfassung	I
Vorwort	II
Formelverzeichnis, Indizes und Abkürzungen	2
0 Einleitung	7
1 Bewertung des Umweltverhaltens von Kältemittel	11
1.1 Ausgangssituation	11
1.2 Bewertungskriterien für Alternativkältemittel	12
1.3 Allgemeine Betrachtungen zu den zu untersuchenden Alternativkältemitteln	17
1.3.1 R290 und R1270	17
1.3.2 R744	17
1.3.3 R407C	20
1.4 Thermodynamische Eigenschaften	21
1.4.1 Auswirkungen der thermodynamischen Eigenschaften auf die Leistungszahlen	22
1.4.2 Auswirkungen der thermodynamischen Eigenschaften auf die Anlagenkomponenten	35
1.5 Bewertungsmatrix für die Auswahl des Vorzugskältemittels	41
2 Wärmepumpenanwendungen	43
2.1 Wärmepumpenanwendungsgebiete	43
2.2 Welche Veränderungen sind notwendig?	46
2.3 Bedarfswerte für Raumheizung und Warmwasserbereitung	47
2.4 Bewertungsmethoden für die Bereitstellung von Raumheizung und Warmwasser	51
2.5 Raumheizung und Warmwasserbereitung in einer Wärmepumpenanlage mit angepaßter Systemkonfiguration	55
3 Bewertung von Meßdaten der Modellwärmepumpe	69
3.1 Modellwärmepumpe	69
3.2 Meßtag 1-Winterbetrieb-Maximallastfall	75
3.3 Meßtag 2-Sommerbetrieb	81

4	Wirtschaftliche Bewertung der Systemkonfigurationen	85
4.1	Berechnung der Jahresgesamtkosten von Anlagen und CO ₂ -Emissionen	85
4.2	Vergleich der verschiedenen Systemkonfigurationen 1-4	86
5	Zusammenfassung	89
6	Literatur	91

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Zeichen

a	[1/a], [-]	Annuitätsfaktor, spezifische Wohnfläche
A	[m ²]	beheizte Wohnfläche
c_p	[kJ/kg K]	spezifische Wärmekapazität
e	[kg/kWh]	spezifische Emission
$e_{CO_2, MIX}$	[kg/kWh]	CO ₂ -Emission bezogen auf den Strommix
E	[kg/a]	Emission
h	[kJ/kg]	spezifische Enthalpie
i	[1/a]	Zinssatz
I	[DM]	Investitionskosten
k	[W/m ² K]	Wärmedurchgangskoeffizient
K	[€/a]	Jahreskosten
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/s]	Massestrom
n	[a]	Nutzungsdauer
p	[€/kWh], [MPa]	spezifischer Preis, Druck
P	[-], [kW]	Personenzahl, Leistung
q	[kWh/m ² a], [-]	spezifischer Wärmebedarf
Q	[kWh]	Wärme
Q_a	[kWh/a]	Jahreswärmebedarf
\dot{Q}	[kW]	Wärmestrom
\bar{Q}	[kW]	mittlerer Wärmestrom
t	[°C],[h/a]	Temperatur, Zeit
t_B	[h/a]	jährliche Betriebsstunden
t_v	[h/a]	Vollbenutzungsstundenzahl
v	[-]	Wärmeverlustfaktor
\dot{V}	[l/min]	Volumenstrom
$w_{t,i}$	[kJ/kg]	spezifische technische Arbeit
W	[kWh]	Arbeit
W_a	[kWh/a]	Jahresarbeit
x	[-]	Dampfgehalt

Griechische Buchstaben

β (beta)		Jahresarbeitszahl
Δ (delta)		Differenz
ε (epsilon)		Leistungszahl
η (eta)		Wirkungsgrad
φ (phi)		Wärmeverhältnis
λ (lambda)		Liefergrad
ρ (rho)	[kg/m ³]	Dichte

Indizes und Abkürzungen

a	auf ein Jahr bezogen, Außentemperatur
c	Kondensation
CO ₂	Kohlendioxid
d	auf einen Tag bezogen
el	elektrisch
E	Elektroenergie
EN	Elektronetze
ges	gesamt
Ge-WP	Wärmepumpe mit angepaßter Systemkonfiguration
GP	Grundpreis
KM	Kältemittel
KU	Kondensatunterkühlung
KW	Kraftwerk, Kaltwasser
m	mittlere
RH	Raumheizung
S	Sonde
theo	theoretisch
Ü	Überhitzung
V	Verluste, Vorlauf
Verd	Verdichter
WE	Wohneinheit
WP	Wärmepumpe
WÜ1	Wärmeübertrager 1-Enthitzer
WÜ3	Wärmeübertrager 3-Kondensatkühler
WW	Warmwasser
Z	Zirkulation
0	Verdampfer
1	Enthitzer, Anfangszustand
2	Kondensator, Endzustand
3	Kondensatkühler

0 Einleitung

Bis vor kurzem war R22 ein sehr häufig verwendetes Kältemittel. Bedingt durch das Verwendungsverbot seit 2000 in Neuanlagen wird weiter nach optimalen Alternativen unter Berücksichtigung sicherheitstechnischer, ökologischer, wirtschaftlicher und anwenderfreundlicher Aspekte gesucht bzw. detailliert untersucht, um für die jeweiligen Anwendungsfälle optimal geeignete langfristig einsetzbare Kältemittel zu finden.

Auf der Suche nach geeigneten Alternativ- und Ersatzkältemitteln, stößt man immer wieder auf die Frage:

„Welche Anforderungen muß ein optimales Ersatzkältemittel erfüllen?“

In /2/ wird davon ausgegangen, daß ein Ersatzkältemittel für R 22 einen ODP kleiner als 0,055 hat. Es sollte gemäß EG-Verordnung deutlich weniger umweltschädlicher sein, als teilhalogenierte FCKW. Das toxikologische Risiko sollte nicht größer sein als bei R 22. Das Umweltbundesamt sowie das Bundesumweltministerium geben natürlichen Kältemitteln, wie Wasser, Luft, NH₃, Kohlenwasserstoffe, den Vorrang vor künstlichen Kältemitteln.

Bei der Auswahl des Kältemittels sollte das „Gesamtbelastungspotential“, welches die spezifischen Eigenschaften des Kältemittels selbst als auch den Energieverbrauch der jeweiligen Anlage während der Betriebszeit sowie die Kältemittlemissionen während des gesamten Anlagenlebenszyklus berücksichtigt, möglichst gering sein.

In /1/ wird eine prognostische Aufteilung des Kältemittelmarktes bis zum Jahr 2008 für Deutschland gegeben (Bild 1).

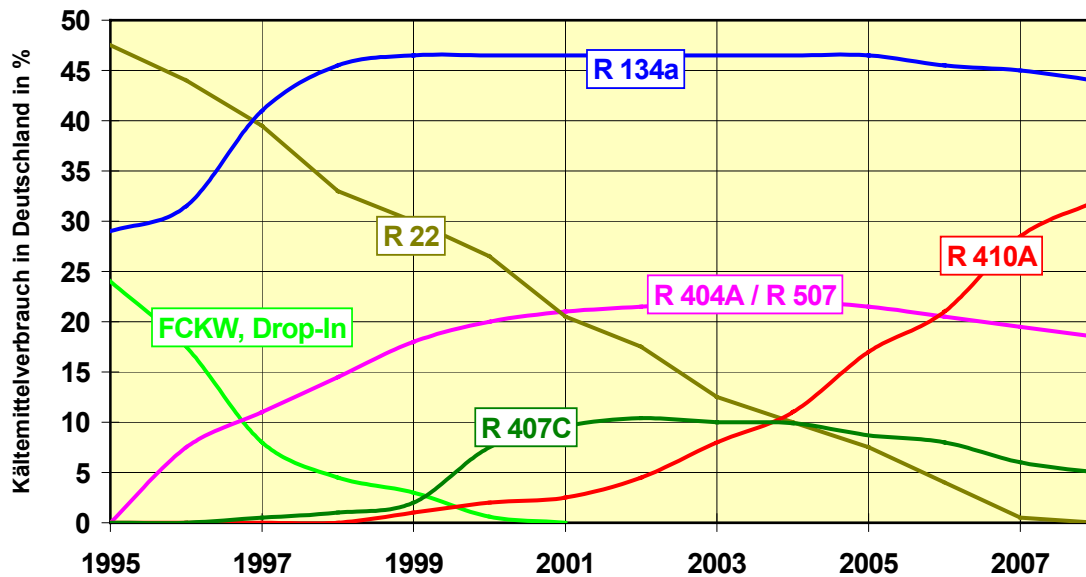


Bild 1: Kältemittelmarkt in Deutschland bis zum Jahre 2008 (nur Sicherheitskältemittel) /1/

Es gibt eine Auswahl von Einstoffkältemitteln sowie Kältemittelgemischen, die als Ersatzkältemittel für R22 in Betracht kommen. Im Rahmen der Arbeit werden 4 Kältemittel hinsichtlich ihrer spezifischen Eigenschaften für den Einsatz speziell in Wärmepumpen näher untersucht.

Der Einsatz von Wärmepumpen führt im Vergleich zu anderen Erzeugeranlagen (Öl- oder Gaskessel) zu wesentlich höheren Brennstoffausnutzungsgraden und dadurch zu einer Verringerung des Ausstoßes an CO₂. Der Einsatz eines Brennwertkessels führt im Vergleich zur Wärmepumpe zu einer um 11% höheren Umweltbelastung durch CO₂. Für einen normalen Gaskessel liegt der Wert bei 28%.

Bedingt durch den verbesserten Wärmeschutz im Rahmen der Energiesparverordnung (EnEV) kommt es zu einer Verringerung des Wärmebedarfs für die Raumheizung. Der Bedarf an Warmwasser kann als konstant betrachtet werden. Diese Fakten führen zu einer Veränderung der bisherigen Bedarfsverhältnisse. Daraus ergeben sich Konsequenzen für die Erzeugeranlagen, speziell in der Wärmepumpentechnologie.

Um den Anforderungen unterschiedlicher Temperaturniveaus (Raumheizung in Abhängigkeit von der nachgeschalteten Heizungsanlage 30-50°C, Warmwasserbereitung 10-60°) thermodynamisch günstig gerecht zu werden, erfolgt die Warmwasserbereitung und Heizwassererwärmung beim Einsatz von Wärmepumpen bisher getrennt. Die Warmwasserbereitung wird

mit Anlagen verwirklicht, die durch einen Wirkungsgrad¹ von maximal 1 gekennzeichnet sind. Unter Berücksichtigung der auftretenden Verluste bei der Warmwasserbereitung (Zirkulationsverluste) ist die erreichbare Jahresgesamtarbeitszahl wesentlich schlechter als die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe.

Die Veränderung der Bedarfsverhältnisse sowie die Tatsache, daß für die Warmwasserbereitung und Raumheizung unterschiedliche Temperaturniveaus erforderlich sind, müssen im Bereich der Erzeugeranlagen, insbesondere in der Wärmepumpentechnologie trotz stetiger Verbesserung der Gütegrade² der Anlagen (Bild 2), Berücksichtigung finden. Die Prozesse sind an diese Forderungen anzupassen, d. h. die traditionelle Schaltung der Wärmepumpe, die nur eine isotherme Wärmeabgabe ermöglicht, muß so verändert werden, daß eine nicht-isotherme Wärmeauskopplung mit gleichzeitiger Verbesserung der Leistungszahl möglich ist.

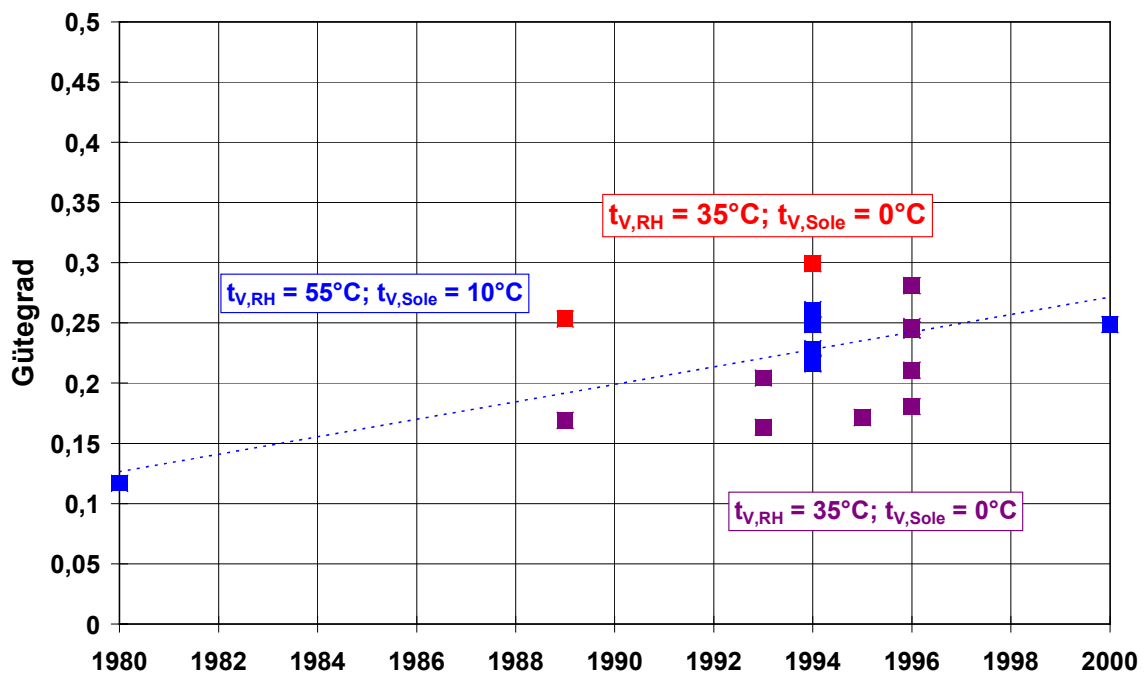


Bild 2: Trend der Gütegradverbesserung von Wärmepumpenanlagen /22/

¹ Die allgemeine Definition für den Wirkungsgrad lautet: $\eta = \frac{\text{gewollter Nutzen}}{\text{notwendiger Aufwand}}$. Zähler und Nenner in diesem

Quotienten haben bei thermodynamischen Prozessen die Dimension einer Energie oder Exergie bzw. eines Energie-oder Exergiestromes. /45/

² Der Gütegrad ist ein Maß für die thermodynamische Qualität der Prozeßführung und ist der Quotient aus der Exergie der Wärmeleistung und der erforderlichen Antriebsexergie, die mit der mechanischen Antriebsleistung identisch ist. Der Gütegrad wird auch als exergetischer Wirkungsgrad bezeichnet. /41/

Im Rahmen der Arbeit werden gemäß den o.g. Zielen die möglichen Alternativkältemittel Propan, Propen, R 407C und CO₂ näher untersucht. Es soll der Nachweis erbracht werden, daß unter Berücksichtigung der verschiedenen Randbedingung ein „Vorzugskältemittel“ benannt werden kann und durch Ausnutzung der besonderen Stoffeigenschaften bestimmter Kältemittel sowie einer angepaßten Kreisprozeßgestaltung eine Deckung von differenzierten Bedarfsansprüchen bei gleichzeitiger Steigerung der Jahresarbeitszahl möglich ist.

Die betrachtete Systemkonfiguration unterscheidet sich von traditionellen Wärmepumpen dadurch, daß die im Kondensator auf unterschiedlichen Temperaturniveaus ablaufenden Prozesse - Enthitzung, Kondensation und Kondensatunterkühlung - in drei separaten Wärmeübertragern stattfinden (Enthitzer, Kondensator und Kondensatunterkühler). Durch diese nichtisotherme Wärmeauskopplung können die Exergieverluste in den Wärmeübertragern minimiert und eine kombinierte Bereitstellung von Wärme für Raumheizung und Warmwasserbereitung realisiert werden. Der Enthitzer und der Kondensatkühler dienen der Warmwasserbereitung, und der Kondensator liefert die Wärme für die Raumheizung. Die Verbesserung der Leistungszahl soll zum einen durch die Absenkung der Kondensationstemperatur und zum anderen durch die Vergrößerung des Nutzwärmeanteils durch die Kondensatunterkühlung erreicht werden.

Aus diesen Anforderungen lassen sich die Ziele der Arbeit ableiten:

- Auswahl des „besten“ Kältemittels hinsichtlich Umweltverträglichkeit, Wirtschaftlichkeit und Betriebsfreundlichkeit unter Berücksichtigung der jeweiligen spezifischen Anwendungsbedingungen – im speziellen Fall Wärmepumpenanwendungen

- Systemoptimierte Kreisprozeßgestaltung unter Berücksichtigung der sich verändernden Bedarfswerte (Raumheizung und Warmwasserbereitung) u.a. durch eine angepaßte Systemkonfiguration oder unter Ausnutzung bestimmter Stoffeigenschaften von Kältemitteln z.B. eine transkritische Kreisprozeßführung mittels CO₂ als Kältemittel

1 Bewertung des Umweltverhaltens von Kältemitteln

1.1 Ausgangssituation

Die These von MOLINA und ROWLAND /3/ über die katalytische Wirkung der Chloratome bei der Zerstörung der Ozonschicht führte zum Nachdenken über den zukünftigen Einsatz von chlorierten Kohlenwasserstoffen als Sicherheitskältemittel. Mit dem Montrealer Protokoll von 1987 wurden erste konkrete Schritte zum FCKW-Ausstieg eingeleitet. Diesem folgten weitere internationale und nationale Regelungen und Verordnungen. Vom Bundesministerium wurde im Jahre 1990 dazu die FCKW-Halon-Verbotsordnung erlassen. Diese Verordnung verlangt, daß Stoffe mit einem ODP³>0,05 nicht mehr eingesetzt werden dürfen und seit dem Jahre 2000 alle Stoffe mit ODP >0 verboten sind. /3/

R22 (ODP = 0,05; GWP² = 0,37 /7.13/) ist seit dem 01.01.2000 in Neuanlagen (nach § 12 Abs. 2 u. 3 der BMU-Vorlage der FCKW-Halon-Verbots-Verordnung vom 23.05.90 - Verbot der Herstellung der Erzeugnisse nach § 3 Abs. 2 (d. h. Geräte und Anlagen) seit 01.01.2000 nach § 1 Abs. 2 gültig für R22; nach § 10 Abs. 3 - Verbot des Inverkehrbringens der Erzeugnisse nach § 3 Abs. 2 (d. h. Geräte und Anlagen) seit 01.01.2000 für nach diesem Datum hergestellte Erzeugnisse nach § 1 Abs. 2 gültig für R 22) verboten. Für R22 müssen langfristige Lösungen gefunden werden, die ökologisch unbedenklich sind und alle anderen Kriterien (z. B. ähnliche thermodynamische Eigenschaften, technische Handhabbarkeit usw.) erfüllen.

In /4/ wird erläutert, daß im Eckpunktepapier der Bundesregierung „Umsetzung des Nationalen Klimaschutzprogramms im Bereich der fluorierten Treibhausgase“ vorgeschlagen wird, ein Verbot des Einsatzes von speziellen H-FKW-Kältemitteln in neuen Wärmepumpen zu diskutieren. Als Ersatzstoffe für diese im „TEWI-Konzept“ vorgeschlagenen Kältemittel gelten u.a. Propan, Butan u.ä. oder CO₂.

Folgende Kältemittelalternativen zu R22 werden im weiteren Verlauf der Arbeit näher untersucht: Propan, Propylen, CO₂ und R407C.

³ODP- Ozone depleting potential -Ozonabbaupotential, Angaben bezogen auf das FCKW R 11. Der in den FCKW enthaltene Chlor(Cl)-Anteil wirkt als Katalysator beim Ozonabbau in der oberen Stratosphäre (in ca. 40 km Höhe). Noch stärker wirkt der Brom(Br)-Anteil der Halone (z.B. R13B1). Bei den H-FCKW führt der Anteil von mindestens 1 Wasserstoffatom (H) im Molekül zu einem schnelleren Abbau der chemischen Verbindung und somit zu einem geringeren ODP-Wert. /5/

⁴GWP- Global-Warming Potential-Erderwärmungspotential. Angaben bezogen auf R11. Der allgemeine unter Treibhauseffekt bekannte Vorgang führt zur Erwärmung der Atmosphäre, die durch verstärkte Absorption des Infrarot-Anteils aus dem Sonnenlicht verursacht wird. (Andere Werte sind auf CO₂ bezogen). /5/

Der Tafel 1 /6/ sind vorab die wichtigsten Eigenschaften (z.B. Ozonabbaupotential (ODP), Treibhauspotential (GWP), Tautemperatur bei 1 und 26 bar sowie das einzusetzende Öl) der genannten Alternativkältemittel im Vergleich zu R22 zu entnehmen:

Tafel 1: Eigenschaften der Alternativkältemittel

Kältemittel	ODP R11 = 1	GWP CO ₂ = 1; 100a	t (1 bar) °C	t (26 bar) °C	Öl ⁵
R 22	0,055	1700	-40,8	63	A, M, A/M
R 290	0	3	-42,1	70	A, M
R 1270	0	0	-47,7	61	A, M
R 744	0	1	-79	-11	A, M
R 407 C	0	1526	-44,3	62	E

1.2 Bewertungskriterien für Alternativkältemittel

Die Bewertungskriterien werden allgemein unterschieden in:

⇒ globale Kriterien

Dazu zählen das ODP, das Treibhauspotential - GWP und die TEWI-Zahl⁶. Das GWP beschreibt das direkte Treibhauspotential eines Stoffes, welches z. B. durch Leckagen oder unsachgemäßen Umgang mit Kältemitteln verursacht wird. Darüber hinaus sollte auch das indirekte Treibhauspotential, welches u.a. durch den CO₂-Ausstoß bei der Elektroenergieerzeugung verursacht wird, Berücksichtigung finden /7/. Beide Anteile zusammen ergeben die TEWI-Zahl, die nach /8/ wie folgt berechnet werden kann:

⁵ A: Alkylbenzol, M: Mineralöl, A/M: Gemisch Alkylbenzol-/Mineralöl, E: Esteröl

⁶TEWI-Zahl- Total Equivalent Warming

$$\text{TEWI} = (\text{GWP} \cdot \text{L} \cdot \text{n}) + (\text{GWP} \cdot \text{m} \cdot [1 - \alpha_r]) + (\text{n} \cdot \text{E}_a \cdot \beta) \quad (1)$$

Leckage
Rückgewinnungsverluste
Energiebedarf

direkter
Treibhauseffekt
indirekter Treibhauseffekt

L	-	Leckrate pro Jahr	[kg]
n	-	Betriebszeit der Anlage	[Jahre]
m	-	Anlagenfüllgewicht	[kg]
α_r	-	Recycling-Faktor	
E_a	-	Energiebedarf pro Jahr	[kWh/a]
β	-	Energiemix/CO ₂ -Emission pro kWh	

⇒ lokale Kriterien

Zu den lokalen Bewertungskriterien zählen die Smogbildung, Wassergefährdung, Toxizität und Brennbarkeit.

Zur Smogbildung, die zu Augenreizungen und Atemwegsbeschwerden führen kann, kommt es z.B. durch NO_x-Verbindungen, die u.a. aus Ammoniak in der Atmosphäre gebildet werden, und durch Kohlenwasserstoffe (z.B. Propan und Butan). Die Sicherheitskältemittel (z.B. R 134a, R 404A usw.) sind als neutral einzustufen. Im Vergleich zu Propan und Butan ist bei den Sicherheitskältemitteln die Gefahr der Smogbildung um ein 400 bis 800faches niedriger /7/.

Die Wassergefährdung ist ein weiteres wichtiges Bewertungskriterium. Ammoniak ist sehr gut in Wasser löslich (in einem Liter Wasser lösen sich mehr als 0,5 kg Ammoniak). Die Kohlenwasserstoffe und die Sicherheitskältemittel sind im Vergleich dazu wasserunlöslich und können als unbedenklich angesehen werden.

Die Sicherheitskältemittel sind im Vergleich zu den Kohlenwasserstoffen nicht brennbar. Propan und Butan bilden unter Umgebungsbedingungen ein explosives Gemisch. Die Explosionsgrenze der beiden Stoffe liegt ca. bei 2 bis 9 Vol.-% /7/.

Die Ersatzkältemittel für R22 sollten folgende Eigenschaften haben:

- hohe Leistungsparameter (eine schlechtere Leistungszahl würde zu einer Erhöhung des indirekten GWP führen)
- Umweltverträglichkeit (ODP, GWP und TEWI-Zahl müssen sehr klein bzw. Null sein)
- hohe Sicherheit (nicht brennbar, nicht toxisch, nicht wasserlöslich)
- einfache Handhabung
- technische Verwendbarkeit
- ähnliche thermodynamische Eigenschaften.

Bisher gibt es kein Ersatzkältemittel welches all diese Anforderungen optimal erfüllt. Als chlorfreie Alternativ-Kältemittel werden in /9/ folgende Alternativ-Kältemittel (Bild 3) und in /7/ folgende Sicherheitskältemittel und Kohlenwasserstoffe genannt (Tafel 2):

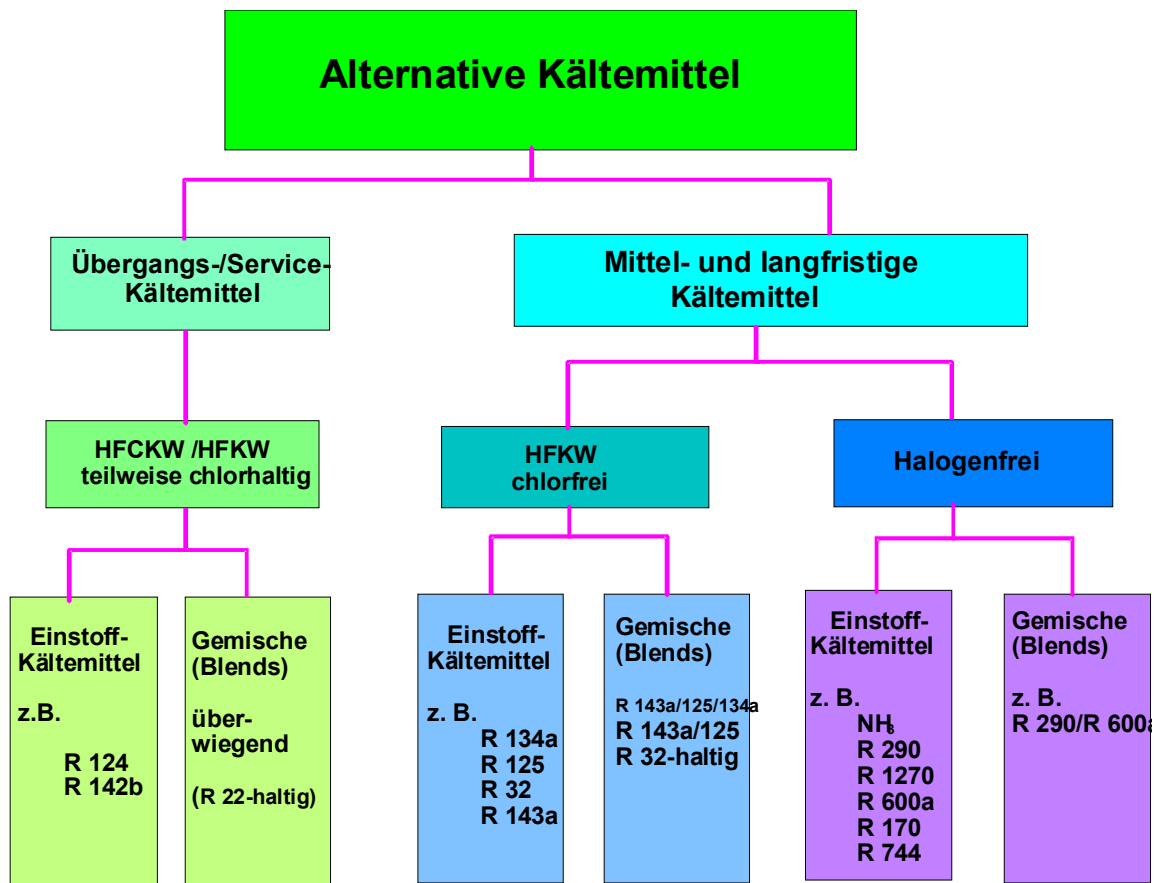


Bild 2: Überblick über Alternativ-Kältemittel für R22

Tafel 2: Überblick der chlorfreien Ersatzkältemittel

	Sicherheitskältemittel	Kohlenwasserstoffe
Kältemittel	R134a, R404A, R507; R410 A, R407C	i-Butan, Propan
Einsatzbereich	alle Anwendungen	Haushaltgeräte, Wärmepumpen
Ozonabbau (ODP)	kein	kein
Treibhauspotential (GWP)	hoch	unbedeutend
Smogbildung	unbedeutend	hoch
Wasserlöslichkeit	1-2[g/l]	-
Sicherheit	nicht brennbar nicht toxisch	brennbar (2-9 Vol.-%) nicht toxisch

Als langfristige Alternativen für R22 in Wärmepumpen werden in dieser Arbeit die

- Einstoffkältemittel
R290 (C₃H₈-Propan); R1270 (C₃H₆-Propylen), R744 (CO₂)
- Kältemittelgemisch
R407C (R32 – CH₂F₂-Difluormethan mit 23 %, R125 – C₂HF₅-Pentafluorethan mit 25 %, R134a - C₂H₂F₄ Tetrafluorethan mit 52%)

untersucht. Die Globale Bewertungskriterien ODP- und GWP-Werte für diese Kältemittel sind der Tafel 1 zu entnehmen.

In letzter Zeit wird auch über NH₃ (R717) als Ersatzstoff für R22 im Bereich der Wärmepumpentechnik wieder nachgedacht.

Den positiven Eigenschaften, wie z. B.

- ODP =0; GWP = 0
- gute Leistungszahlen
- sehr preiswert,

stehen die negativen Eigenschaften, wie z. B.

- hohe Verdichtungsendtemperaturen ($t_v = 189^\circ\text{C}$ für $t_0 = 0^\circ\text{C}$ und $t_c = 60^\circ\text{C}$ bzw. $t_v = 131^\circ\text{C}$ für $t_0 = 0^\circ\text{C}$ und $t_c = 40^\circ\text{C}$), was besondere Anforderungen an die Schmierstoffe und Anlagenkomponenten stellt
- keine geeigneten Schmierstoffe für kleinere Anlagen
- korrosive Wirkung gegenüber Kupferwerkstoffen
- Toxizität
- Brennbarkeit

gegenüber. Vorrangig wegen der Toxizität (führt zu Panik- und Vergiftungserscheinungen) wird NH_3 in Wärmepumpen bisher nicht eingesetzt.

Die nachfolgenden Untersuchungen beziehen sich ausschließlich auf die genannten Kältemittel.

Die als Substitute für R22 in Frage kommenden Kältemittelgemische

- ISCEON 59 (R125/134a/600a); R410A (R32/125) /8/

sind nicht Gegenstand der weiteren Betrachtungen. Das nahe-azeotrope Gemisch R410A hat den Nachteil, daß der Kondensationsdruck im Vergleich zu R22 wesentlich höher (ca. 50% /20/) ist. Für bestehende Anlagen bedeutet das, daß die Anlagenteile hinsichtlich ihrer Festigkeit überprüft werden müssen. Die statische Bauteilbeanspruchung durch den höheren Druck kann relativ problemlos durch konstruktive Veränderungen gewährleistet werden. Problematischer ist die dynamische Belastung (An- und Abfahrvorgänge). Dieser Fakt muß vor allem bei der Verdichterauslegung Berücksichtigung finden /10/.

Ein weiteres Problem beim Einsatz von Kältemittelgemischen sind die Leckagen. In /3/ wird darauf verwiesen, daß bei Kältemittelleckagen Konzentrationsverschiebungen auftreten. Diese Konzentrationsverschiebungen führen zu einer energetischen Verschlechterung des Anlagenverhaltens, und es kann zu einer Gefährdung des sicheren Betriebes der Anlage, z.B. durch Flüssigkeitsschläge im Verdichter kommen.

1.3 Allgemeine Betrachtungen zu den zu untersuchenden Alternativkältemitteln

1.3.1 R 290 und R 1270

Die Kältemittel R290 und R1270 sind mit den bisher in Wärmepumpen verwendeten Werkstoffen und Schmiermitteln gut verträglich /11/. Wegen der Brennbarkeit (Zündtemperatur liegt bei 510°C) und Explosionsgefahr (bei Mischung mit Luft bei Konzentrationen zwischen 2,1 und 5,9 Vol-% ein leicht explosives Gemisch /12/) gehören Propan sowie Propen zur Kältemittelgruppe L3 gemäß der Unfallverhütungsvorschrift (UVV) VBG 20. Die Anlagen müssen in Abhängigkeit von der Füllmenge über besondere sicherheitstechnische Maßnahmen verfügen, wie z.B. Ausführung gemäß der Explosionsschutz-Richtlinie (EX-RL). Nicht alle Verdichter verfügen nach /6/ grundsätzlich über eine Freigabe für den Einsatz in Anlagen mit Propan. Nach /13/ ist es nicht empfehlenswert Anlagen mit einer größeren Leistung als 10 kW Kälteleistung zu betreiben, da die Sicherheitsanforderungen mit steigender Kältemittelfüllmenge steigen. Was wiederum zu hohen Investitions- und Betriebskosten führt. Propan selbst ist preiswert und in großen Mengen verfügbar. In /12/ wird darauf verwiesen, daß das handelsübliche Propan für Heizzwecke bedingt durch zu viele Fremdgase, Feuchtigkeit und andere Verunreinigungen, die zu starker Ölkohlebildung im Verdichter führen würde, nicht als Kältemittel geeignet ist.

1.3.2 R 744

Neben Ammoniak ist CO₂ eines der klassischen Kältemittel. Es wurde als Kältemittel in Kompressionskältemaschinen erstmals 1850 von Alexander Twining in einer englischen Patentschrift erwähnt /14/. Wie jedes Kältemittel hat auch CO₂ Vor- und Nachteile. Als Vorteile sind u.a. die ökologischen Aspekte-kein Ozonerstörungspotential und ein zu vernachlässigender Treibhauseffekt, die niedrigen Kältemittelkosten, was wiederum zu niedrigeren Betriebskosten führt, hohe volumetrische Kälteleistung, d.h. die Anlagenquerschnitte werden kleiner, die Anlagen insgesamt kompakter, dadurch sinkt der Materialaufwand und faktisch die Kosten, aber da sind auch schon der eigentlichen Nachteile zu nennen: sehr hohe Betriebsdrücke. Die Betriebsdrücke von Anlagen mit Kohlendioxid liegen u.a. bei Wärmepumpenanwendungen deutlich über den sonst üblichen Betriebsdrücken von $2,5 \leq p_{\max} \leq 3,0$ MPa, d.h. an die Anlagenkomponenten werden hohe Festigkeitsanforderungen gestellt. Derzeit verwendete Komponenten können mit CO₂ als Kältemittel nicht genutzt werden. Die Entwicklung von Komponenten, die in die Serienproduktion gehen können und auch vom „Markt“ angenommen werden, läuft in vielen Bereichen auf Hochtouren, Vorreiter an dieser Stelle ist die Automobilindustrie. Die sicherheitstechnischen Aspekte sind eigentlich gelöst und technisch umsetzbar, aber die Marktakzeptanz fehlt, was auch die Diskussionen auf der DKV-Tagung vom 19.-21.11.2003 in Bonn erneut gezeigt hat. Ein weiterer

wesentlicher Aspekt, der bei einer ersten Betrachtung Vorbehalte gegenüber der Verwendung von Kohlendioxid als Kältemittel auslöst, sind die erreichbaren Leistungszahlen von transkritischen Prozessen im Vergleich zu Leistungszahlen von subkritischen Prozessen bei theoretischen Prozeßberechnungen /15/. Eine Auswertung zu den positiven Effekten einer transkritischen Prozeßführung ist dem Pkt. 2 zu entnehmen.

In der Literatur gibt es umfassende Darstellungen und Abhandlungen zum Kältemittel CO₂ sowie den möglichen Einsatzbereichen u.a. in /12/, /15/, /14/, /16/, /17/, /18/ und /19/. An dieser Stelle werden nur die wichtigsten, für den Einsatz von CO₂ entscheidenden Eigenschaften aus /15/ genannt:

– Thermodynamische Eigenschaften:

Die Tafel 3 enthält die wichtigsten Parameter der Dampfdruckkurve sowie die Sublimationstemperatur bei Umgebungsdruck.

Tafel 3: Stoffspezifische Eigenschaften des Kohlendioxids

	Temperatur / °C	Druck / MPa
Sublimationstemperatur bei Umgebungsdruck	-78,5	0,101
Tripelpunkt	-56,56	0,518
Kritischer Punkt	30,98	7,377

– Chemische und physikalische Eigenschaften:

- nicht brennbar, nicht explosiv
- inert
- sehr stabil, reaktionsträge, thermische Spaltung oberhalb von 1500 bis 2000 °C
- geruchlos und geschmacksfrei; daraus folgt bei Austritt in größeren Mengen im Gegensatz zu NH₃ keine panikerzeugende Wirkung, aber auch keine Warnfähigkeit
- hohe Löslichkeit in verschiedenen organischen Flüssigkeiten und in Wasser bei Bildung einer schwachen Säure
- starkes Lösungs- bzw. Extraktionsvermögen bei überkritischen Drücken sowie niedrigen Temperaturen
- schlechter elektrischer Leiter

– Physiologische Besonderheiten / Gefährdungspotentiale (Angabe in Volumenprozent der Raumluft)/15/:

- nicht toxisch
- bis zu 2,5 %: erträgt der Mensch Kohlendioxid bei stundenlanger Einatmung
- 3 – 5 %: Konzentration des Kohlendioxids im Atemgas zum Inhalieren, zur Kreislaufanregung oder Wiederbelebung bei Herzstillstand
- 8 – 10 %: Kopfschmerzen, Schwindel, Blutdruckanstieg und Erregungszustände
- über 10 %: Bewußtlosigkeit, Krämpfe und Kreislaufschwäche
- über 15 %: apoplexieähnliche Lähmungen

Neben diesen Angaben gibt es jedoch in der Literatur auch abweichende Aussagen über die Auswirkungen verschiedener Konzentrationen.

– Sicherheitstechnische Einordnung:

- MAK-Wert: 0,5 Vol.- %
- Kältemittel der Gruppe L1/A1
- Einstufung in Gefahrenklasse 5 nach Underwriters Laboratories
- die Möglichkeit einer elektrostatischen Aufladung besteht bei der Reibung von flüssigem bzw. festem Kohlendioxid an der Rohrwand beim Ausströmen (Lenard-Effekt)

– Wirtschaftliche Aspekte:

- weltweit verfügbar
- kostengünstig
- wird aus natürlichen Quellen gewonnen bzw. fällt als Abgas in chemischen Verarbeitungsprozessen an
- auf Grund der sich einstellenden Betriebsdrücke können die in der Kältetechnik üblichen Komponenten mit einem maximal zulässigen Druck von $2,5 \leq p_{\max} \leq 3,0$ MPa in den meisten Anwendungen nicht mehr genutzt werden

– Ökologische Verträglichkeit:

- Bei der kältetechnischen Nutzung des Kohlendioxids entsteht keine zusätzliche Belastung der Atmosphäre, da das CO₂ dem natürlichen Kreislauf entzogen und später wieder zugeführt wird. Abgesehen von Luft und Wasser ist Kohlendioxid das Kältemittel, das einer Umweltneutralität am nächsten kommt. Diese Aussage bezieht sich aber nur auf das direkte Treibhauspotential. /41/
- Ozonabbaupotential (ODP) = 0
- Für die Klassifizierung von chemischen Substanzen hinsichtlich des Treibhauspotentials stellt CO₂ mit einem GWP von 1 die Bezugsbasis dar.
Im Vergleich dazu besitzt R134a bezogen auf das Kohlendioxid und einem Zeithorizont von 100 Jahren einen Wert von GWP = 1300

- POCP = 0
POCP = Photochemical Ozone Creation Potential. Diese Kenngröße beschreibt den Anteil der Ozonbildung in der Troposphäre und ist insbesondere für die brennbaren Kohlenwasserstoffe von Bedeutung.
- Recycling / Entsorgung unproblematisch
- Bei der ökologischen Bewertung einer Kälteanlage sollten neben der Betrachtung des verwendeten Kältemittels auch die Eigenschaften des benötigten Verdichterschmieröls berücksichtigt werden.

1.3.3 R 407C

Das Dreistoffgemisch ist nach /13/ ein theoretisches Ersatzkältemittel für R 22, da die thermodynamischen Eigenschaften sowie die Leistungszahl vergleichbar sind.

Ein Vergleich mit verschiedenen Kältemitteln in ausgeführten Anlagen mit Angaben aus /1/ bestätigt diese Aussage (Bild 4).

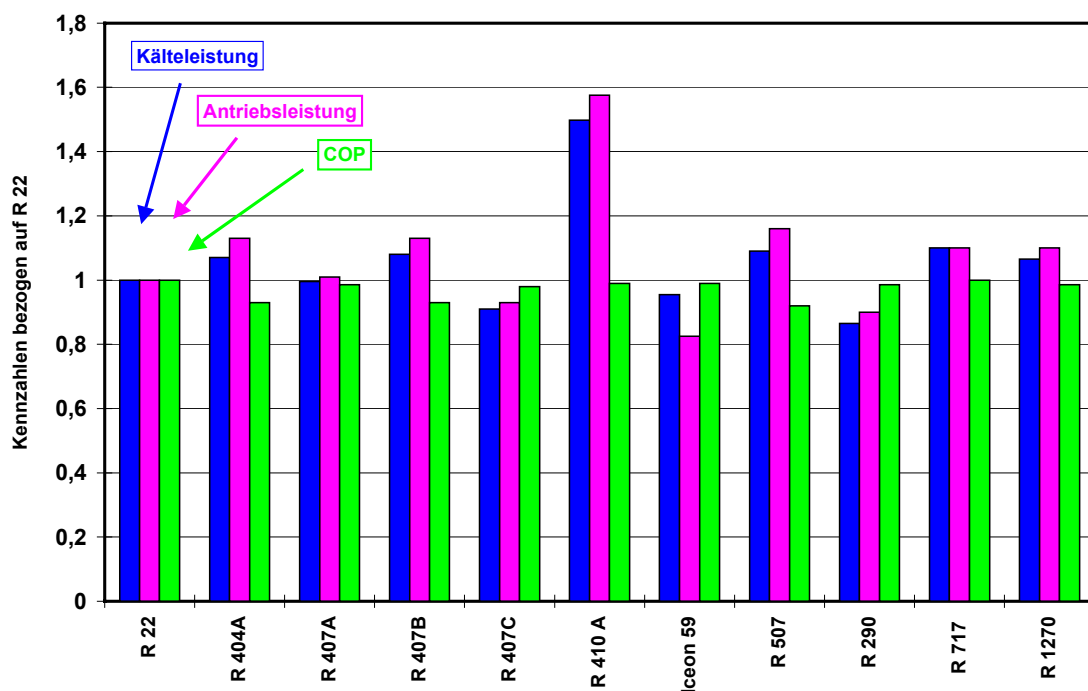


Bild 4: Vergleich der Heizleistung, Antriebsleistung und Leistungszahl mit verschiedenen Kältemitteln normiert auf R 22

Der ausgeprägte Temperaturgleit von ca. 7,4 K des zeotropen Gemisches R 407C erfordert eine spezielle Auslegung der wesentlichen Anlagenkomponenten (u.a. Verdampfer, Kondensator und Expansionsventil).

Ein Temperaturgleit tritt bei zeotropen Kältemittelgemischen auf. Die Prozesse im Zweiphasengebiet (Kondensation und Verdampfung) verlaufen nichtisotherm-isobar, d.h. die Phasenänderung erfolgt „gleitend“ über ein bestimmtes Temperaturband. Dieser Temperaturgleit

ist in Abhängigkeit vom verwendeten Kältemittelgemisch mehr oder weniger stark ausgeprägt und im wesentlichen abhängig von den Siedepunktslagen und den prozentualen Anteilen der Einzelkomponenten. In der Praxis führt dieses Verhalten zu einem geringfügig Temperaturanstieg in der Verdampfungsphase und einer Temperaturabnahme bei der Verflüssigung, d.h. bezogen auf einen bestimmten Druck sind die Sättigungstemperaturen in der Flüssigkeits- und Dampfphase unterschiedlich. /44/

Zu berücksichtigen ist außerdem, daß in Abhängigkeit von der Wärmeübertragerbauart der Wärmeübergang deutlich verminderter ist /10/. Beim Einsatz von R 407C ist die Anlage außerdem so auszulegen, daß der Kondensationsdruck beim Anfahrvorgang nicht unkontrolliert steil ansteigt /20/. Im Vergleich zu den anderen in dieser Arbeit zu untersuchenden Kältemitteln muß in Anlagen mit R 407C ein Esteröl verwendet werden. Eine direkte Umstellung von R22 auf R407C ist im Vergleich zu den anderen in der Arbeit untersuchten Kältemitteln mit einem höheren Aufwand verbunden, da alle Ölreste aus der Anlage entfernt werden müssen.

Bei Leckagen ist bedingt durch die zeotrope Eigenschaft des Gemisches nicht nachvollziehbar wieviel von welchem Bestandteil noch in der Anlage ist, d.h. es muß das gesamte Kältemittel ausgetauscht werden, was im Vergleich zu Einstoffkältemitteln zu höheren Betriebskosten führt.

Je nach Ausführung von Anlagen mit R407C kann es zu Separationserscheinungen kommen, was wiederum zu Leistungsveränderungen führt /38/.

Nach /11/ wird R407C nur als kurzfristiger Ersatz für R22 in Wärmepumpen gesehen.

1.4 Thermodynamische Eigenschaften

Nach PLANK /21/ versteht man unter den thermodynamischen Eigenschaften all die Zusammenhänge, die zwischen den fundamentalen Zustandsgrößen - das sind der Druck p [MPa], die Temperatur t [°C] oder T [K] und das Volumen V [m³] oder v [m³/kg] - bestehen.

Neben den thermodynamischen Stoffeigenschaften können Kältemittel auch auf ihre physikalischen Eigenschaften (Viskosität, Wärmeleitfähigkeit usw.), chemischen Eigenschaften (Verhalten mit Werkstoffe, Verhalten mit Schmiermitteln usw.) und physiologischen Eigenschaften (Giftigkeit, Warnfähigkeit usw.) näher untersucht werden.

Da die Eignung eines Stoffes als Kältemittel, speziell als Substitut für R 22, im wesentlichen von den thermodynamischen Eigenschaften (z. B. lassen die thermischen Eigenschaften Rückschlüsse auf die Anlagenkomponenten und das Leistungsverhalten zu) abhängt, werden sich die nachfolgenden Betrachtungen auch nur auf diesen Komplex beschränken.

1.4.1 Auswirkungen der thermodynamischen Eigenschaften auf die Leistungszahl

Eine wesentliche Kenngröße zur Bewertung eines thermodynamischen Linksprozesses ist die Leistungszahl. Für die Auswahl eines Ersatzkältemittels ist die Leistungszahl ein entscheidender Faktor, da ein Ersatzkältemittel mit einer schlechteren Leistungszahl indirekt zu einer Erhöhung der TEWI-Zahl führen würde. Für ein Ersatzkältemittel sollte daher in Bezug auf die Leistungszahl folgende Bedingung gelten:

$$\epsilon_{\text{Ersatzkältemittel}} \geq \epsilon_{\text{Kältemittel}}$$

Die Leistungszahl als alleiniges Bewertungskriterium für die Wahl eines Ersatzkältemittels ist unzureichend, deshalb wurden für die Kältemittel R 290, R 1270, R 744 und R 407C mit den Programmen BERKÄM /23/ und den in der Tafel 4 angegebenen Randbedingungen Prozeßberechnungen zu

- Druckverläufen/Dampfdruckkurve
- Verdichtungsendtemperaturen
- volumetrischen Heizleistungen

durchgeführt.

Tafel 4: Prozeßdaten für den Leistungszahlenvergleich der verschiedenen Ersatzkältemittel

		ohne Kondensatunterkühlung		mit Kondensatunterkühlung	
Verdampfungstemperatur	t_0 [°C]	-10/ 0/ +10	-10/ 0/ +10	-10/ 0/ +10	-10/ 0/ +10
Kondensationstemperatur/ Enthitzer Austrittstemperatur	t_c [°C]	40	60	40	60
Kondensatunterkühlung	Δt_{ku} [K]			10	10

Außerdem wurde der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers in die Untersuchungen mit einbezogen.

⇒ Druckverlauf/Dampfdruckkurve

Der Vergleich der Druckparameter in Abhängigkeit von der Kältemitteltemperatur (Bild 5) zeigt, daß die Kältemittel R 290, R 1270 und R 407C ähnliche Werte erreichen und ab ca.

30°C etwas differieren. Für R407C wurde die Kondensationstemperatur an der Taulinie ($x=1$) gewählt.

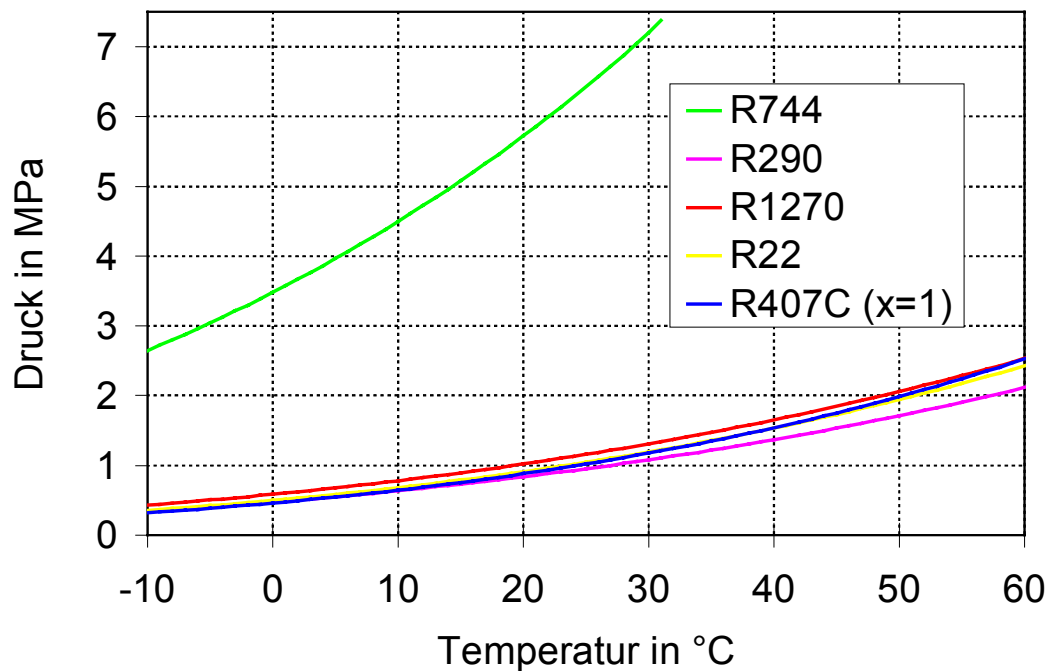


Bild 5: Dampfdruckkurve der Ersatzkältemittel für R 22 (einschließlich R 22)

Es ist zu erkennen, daß es bei der Verdampfung (-10 bis +10°C) nur geringfügige Unterschiede gibt. Bei den üblichen Kondensationstemperaturen erreichen die Drücke Werte, die im Bereich der vorhandenen Komponenten liegen und somit die Festigkeitsgrenze von 30 bar nicht überschreiten. Ab ca. 30°C werden die Unterschiede geringfügig größer. R 290 hat mit 1,079 MPa den niedrigsten und R1270 mit 1,308 MPa den höchsten Wert. Bei einer Kondensationstemperatur von 60°C hat sich die Differenz zwischen R290 und R1270 verdoppelt und beträgt 0,416 MPa. Die Werte von R22 und R407C (Berechnung wurde für $x=1$ durchgeführt) sind im gesamten Verlauf nahezu identisch und nähern sich im weiteren Verlauf den Werten von R1270 an. Die Druckdifferenzen der Kältemittel R290, R1270 und R407C sind im Vergleich zu R22 zu vernachlässigen, d.h. es sind keine konstruktiven Veränderungen oder zusätzliche sicherheitstechnische Einrichtungen, wie z.B. Sicherheitsdruckbegrenzer etc. erforderlich. Bei R407C ist bei der Auslegung der Wärmeübertrager (Verdampfer und Kondensator) der Temperaturgleit zu berücksichtigen. Die Regelung einer Anlage ist so zu gestalten, daß der Kondensationsdruck beim Anfahrprozeß der Anlage nicht unkontrolliert ansteigt und dadurch Störungen verursacht.

Eine Ausnahme bildet das Kältemittel CO₂. Der Druckverlauf ist wesentlich steiler und die Druckdifferenz zu R 290 beträgt bereits bei -10°C 2,3 MPa. Der Wert von CO₂ liegt bei -10°C bereits über dem Druck bei R1270 bei einer Temperatur von 60°C. Es ist an dieser Stelle schon zu erkennen, daß bereits im Verdampfer höhere Drücke als in den

schon zu erkennen, daß bereits im Verdampfer höhere Drücke als in den Kondensatoren bei den anderen Vergleichskältemitteln herrschen.

Die Dampfdrücke des CO₂ können nur bis zur kritischen Temperatur von 31 °C dargestellt werden. Oberhalb der kritischen Temperatur sind Druck und Temperatur zwei frei voneinander wählbare Parameter, der Prozeß verläuft transkritisch, die Wärmeabgabe erfolgt im überkritischen Bereich bei gleitender Temperatur, vgl. Bild 6.

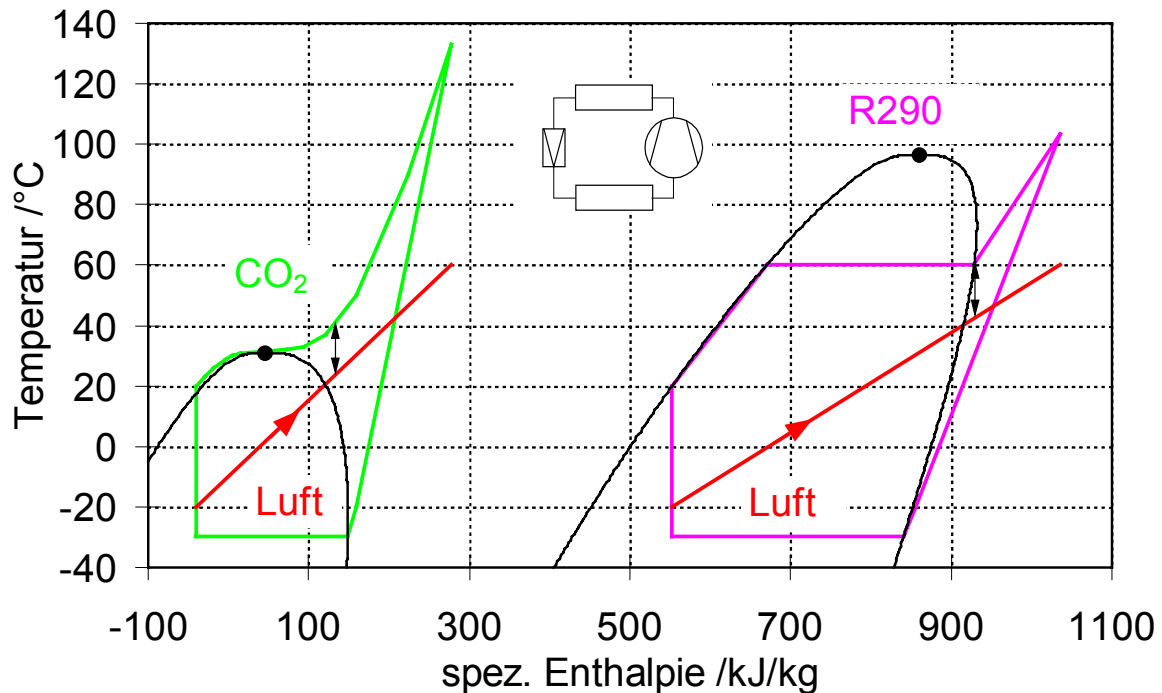


Bild 6: Prozeßvergleich transkritisch mit CO₂ und nichtisotherm mit R290

Die maximale Leistungszahl eines transkritischen Prozesses ergibt sich, wenn sich der optimale Hochdruck einstellt. Im Vergleich zum subkritischen Prozeß, bei dem der Kondensationsdruck bei einem Prozeß mit und ohne Kondensatunterunterkühlung identisch ist, ergibt sich für CO₂ für jede Enthitzer Austritts- und Verdampfungstemperatur ein jeweils optimaler Hochdruck. Die optimalen Hochdrücke sind dem Bild 7 zu entnehmen. Die Hochdrücke steigen mit zunehmender Enthitzer austrittstemperatur und mit abnehmender Verdampfungstemperatur. Bei der unterkritischen Temperatur von 30 °C ist der ermittelte optimale Hochdruck geringfügig größer als der kritische Druck und über die gesamte Verdampfungstemperatur annähernd konstant. Bei einer Austrittstemperatur von 60 °C nimmt der optimale Hochdruck um etwa 10 MPa auf etwa 17,5 MPa zu. Anhand der Größenordnung des Hochdruckes erkennt man, daß Kohlendioxid nicht für jede Anwendung eingesetzt werden kann. Neben den sicherheitstechnischen Anforderungen werden auch hohe Anforderungen an die zu verwenden Materialien gestellt.

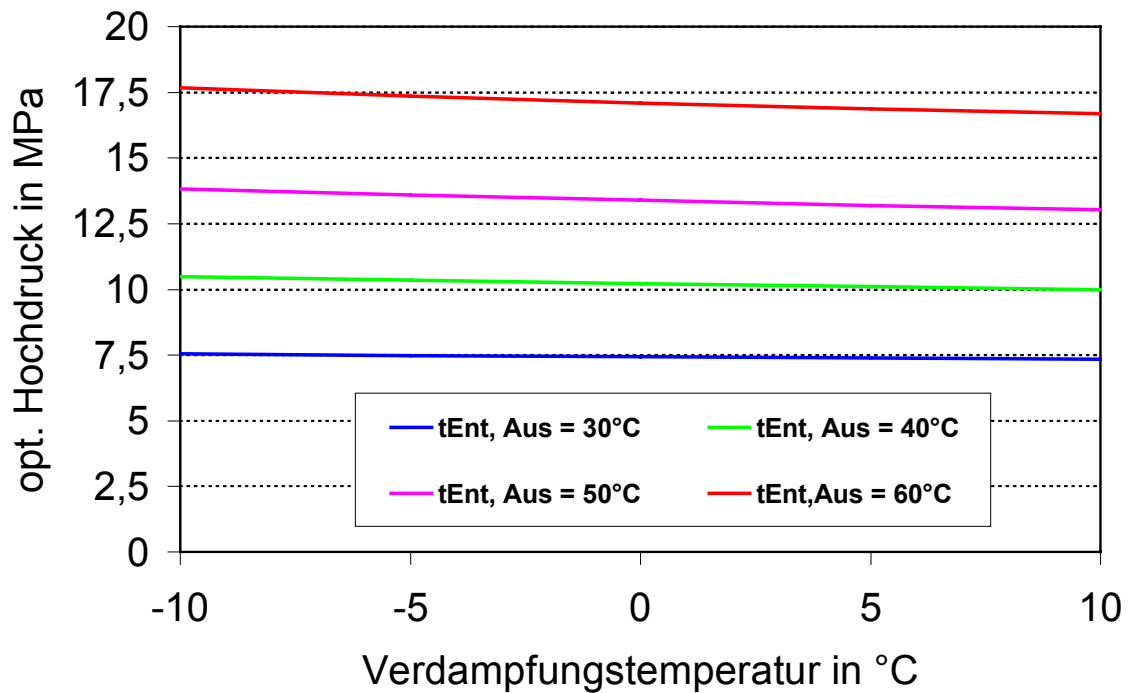


Bild 7. Optimaler Hochdruck von CO₂ in Abhängigkeit von der Enthitzeraustritts- und der Verdampfungstemperatur.

⇒ **Verdichtungsendtemperatur**

Die Verdichtungsendtemperatur eines Wärmepumpenprozesses ist von den Faktoren

- Verdampfungstemperatur
- Kondensationstemperatur
- Kältemittel
- Verdichterbauart

abhängig.

Die Verdichtungsendtemperaturen der Ersatzkältemittel sind bis auf CO₂ im Vergleich zu R22, in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur und der Verdampfungstemperatur wesentlich niedriger (Bild 8). In allen Fällen wurde ein Verdichterwirkungsgrad $\eta_V = 0,72$ für die Berechnungen verwendet.

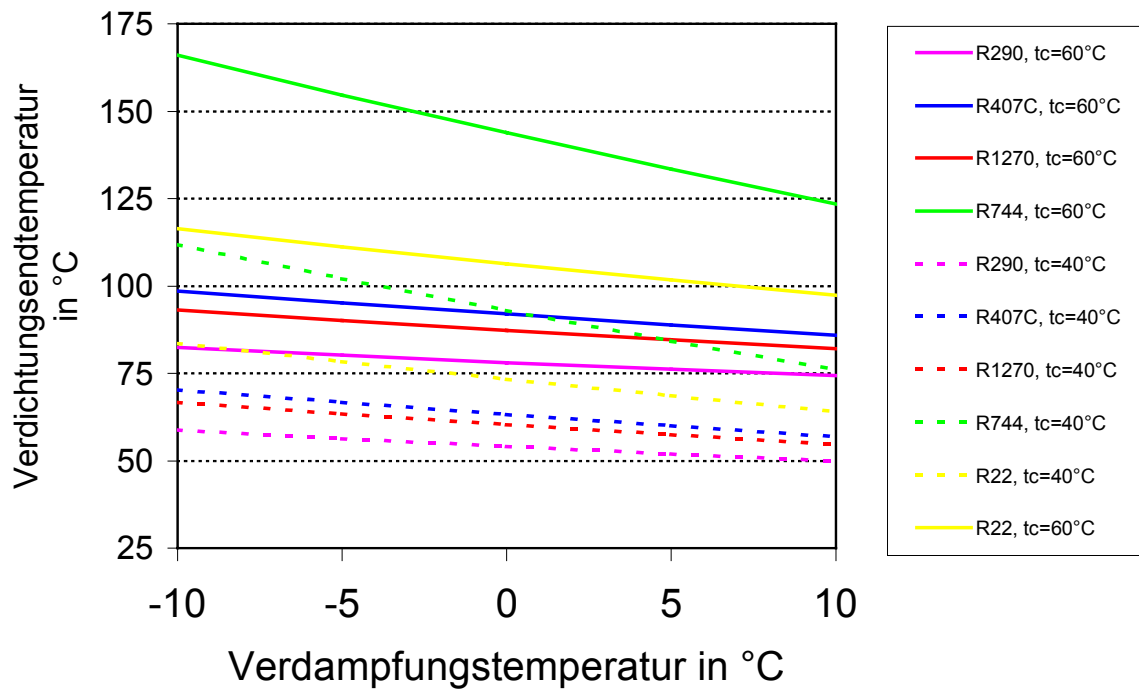


Bild 8: Verdichtungsendtemperaturen für die Kondensationstemperaturen $t_c = 40^\circ\text{C}$ und $t_c = 60^\circ\text{C}$ bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen

Die niedrigsten Verdichtungsendtemperaturen werden mit R290 bei einer Kondensations-temperatur $t_c = 40^\circ\text{C}$ erreicht. R1270 und das R407C haben ungefähr das gleiche Niveau, wobei die Werte bei R407C leicht höher liegen werden.

Für eine Heizwärmepumpe sind die Verdichtungsendtemperaturen u.a. für die Stabilität des Kältemittels von Bedeutung. Die Stabilitätsgrenze definiert die maximal mögliche Einsatz-temperatur eines Kältemittels, bei der z.B. noch keine Polymerisationserscheinungen auf-treten und keine Zersetzung des Kältemittel-Öl-Gemisches stattfindet. Die Temperaturen des Kohlendioxids liegen deutlich über denen der Vergleichskältemittel und erreichen Bereiche, die an die Grenzen der Stabilität der Verdichterschmieröle heranreicht (166°C). Es ist zu überprüfen, inwieweit eine ggf. geringfügige Leistungszahlverschlechterung akzeptiert wer-den kann, wenn man vom optimalen auf einen geringeren Hochdruck übergeht und somit die Stabilitätsgrenze nicht überschreitet.

Für eine kombinierte Bereitstellung von Heizungswärme und Warmwasser mittels Wärme-pumpe ist die Verdichtungsendtemperatur ein wichtiger Parameter für die Warmwasserbe-reitung. Die Enthitzungswärme soll wie im Pkt. 2 beschrieben zur Erwärmung des Wassers auf einem hohen Temperaturniveau (über 60°C zur Realisierung der Legio-Kill-Schaltung) genutzt werden. Für den Fall das die Verdichtungsendtemperatur zu niedrig ist, muß der

Kreisprozeß so umgestaltet werden, z.B. durch einen inneren Wärmeübertrager, daß die Verdichtungsendtemperatur über 60°C liegt. Eine Prozeßführung mit höheren Kondensatontemperaturen führt zu einer Leistungszahlverschlechterung (Siehe Bild 11 und Bild 12).

⇒ Volumetrische Heizleistung

Beim Vergleich der volumetrischen Heizleistung (Bild 9 und Bild 10) ist zu erkennen, daß R22 und R1270 unabhängig von den Prozeßparametern, wie z. B. Kondensationstemperatur und Kondensatunterkühlung, ähnliche Werte erreichen.

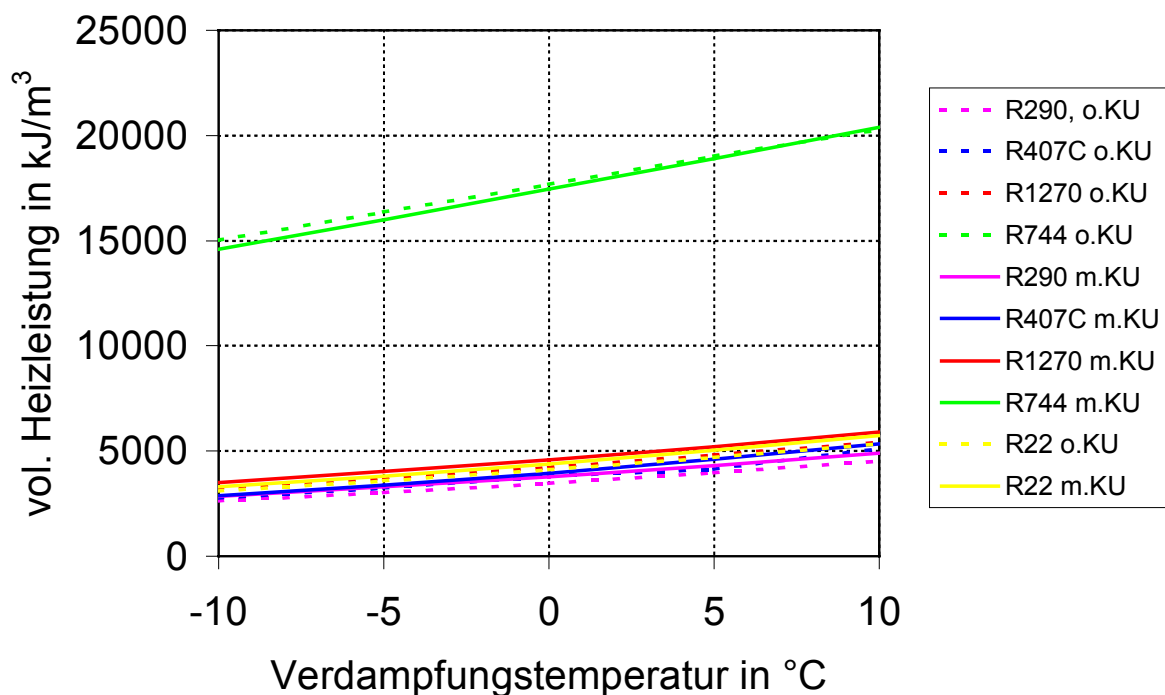


Bild 9: Volumetrische Heizleistung für verschiedene Kältemittel in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 40^\circ\text{C}$ (für R744 Austrittstemperatur aus dem Enthitzer) ohne Kondensatunterkühlung (o.KU) und mit einer Kondensatunterkühlung von 10 K (m.KU),

Zu den anderen Kältemittel mit Ausnahme von CO_2 sind die Unterschiede sehr gering. Die volumetrische Heizleistung des R407C ist 6% und die des R1270 etwa 25% größer als die des Kältemittels R290. Im Vergleich dazu hat Kohlendioxid auf Grund der großen Ansaugdichte des Kältemittels etwa eine um den Faktor 5 bis 7 größere Heizleistung. Systeme mit Kohlendioxid sind durch kompaktere Saugleitungen, Komponenten und Verdichter mit geringerem Hubvolumen gekennzeichnet.

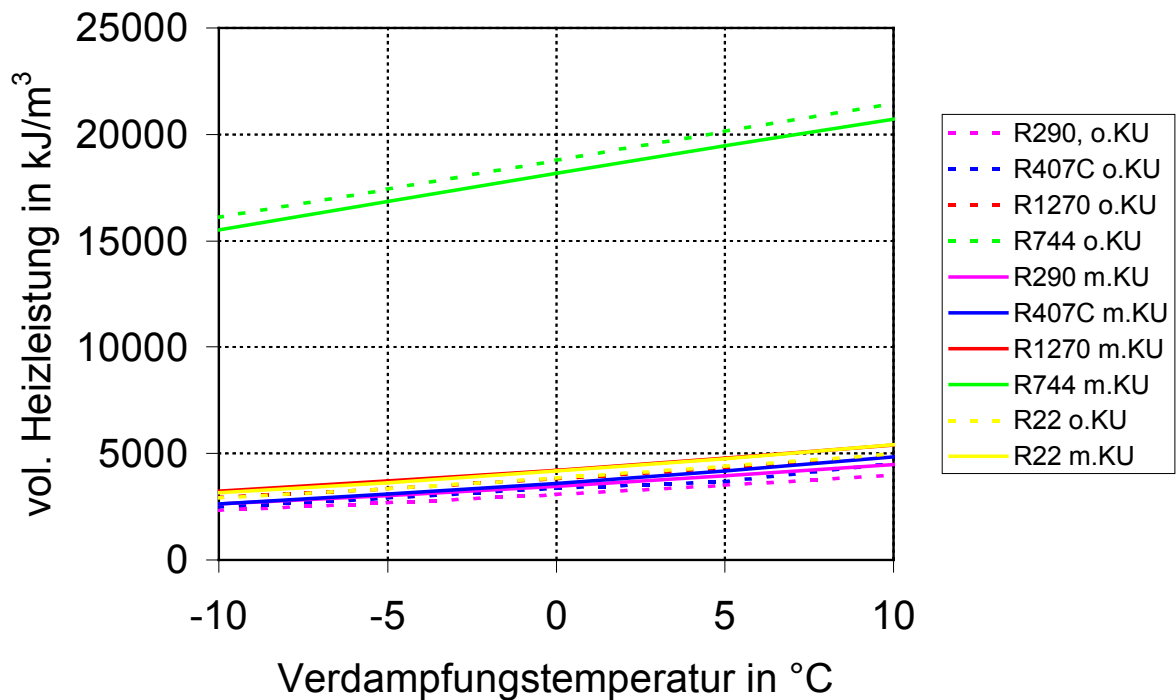


Bild 10: Volumetrische Heizleistung für verschiedene Kältemittel in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 60^\circ\text{C}$ (für R744 Austrittstemperatur aus dem Enthitzer) ohne Kondensatunterkühlung (o.KU) und mit einer Kondensatunterkühlung von 10 K (m.KU)

Bei den subkritischen Kältemitteln ist die volumetrische Heizleistung des Prozesses mit Unterkühlung größer als die des Prozesses ohne Unterkühlung. Beim Kältemittel Kohlendioxid hat der Prozeß mit der höheren Austrittstemperatur aus dem Enthitzer die höhere volumetrische Heizleistung. Ursache dafür ist der variierende Hochdruck und die sich ändernde spezifische Heizleistung

Analog zu den Druckverläufen und den Werten der Verdichtungsendtemperaturen ist auch bei der volumetrischen Heizleistung zu erkennen, daß CO_2 im Vergleich zu R290, R1270 und R407C eine Sonderstellung hat. Die anderen drei untersuchten Kältemittel liegen in einer „Bandbreite“, d.h. die Unterschiede sind kaum von Bedeutung und den Eigenschaften von R22 sehr ähnlich.

⇒ Leistungszahl

Die Auswertung der Berechnungsergebnisse für die Leistungszahlen (Bild 11) zeigt, daß die Werte für gleiche Prozeßbedingungen (z. B. bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 40^\circ\text{C}$ ohne Kondensatunterkühlung-gestrichelte Linien) für R22, R290, R1270 und R407C kaum

differieren. Die bestehenden Unterschiede, wie z.B. bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C ist R1270 im Vergleich zu R290 um 0,7% besser, sind minimal.

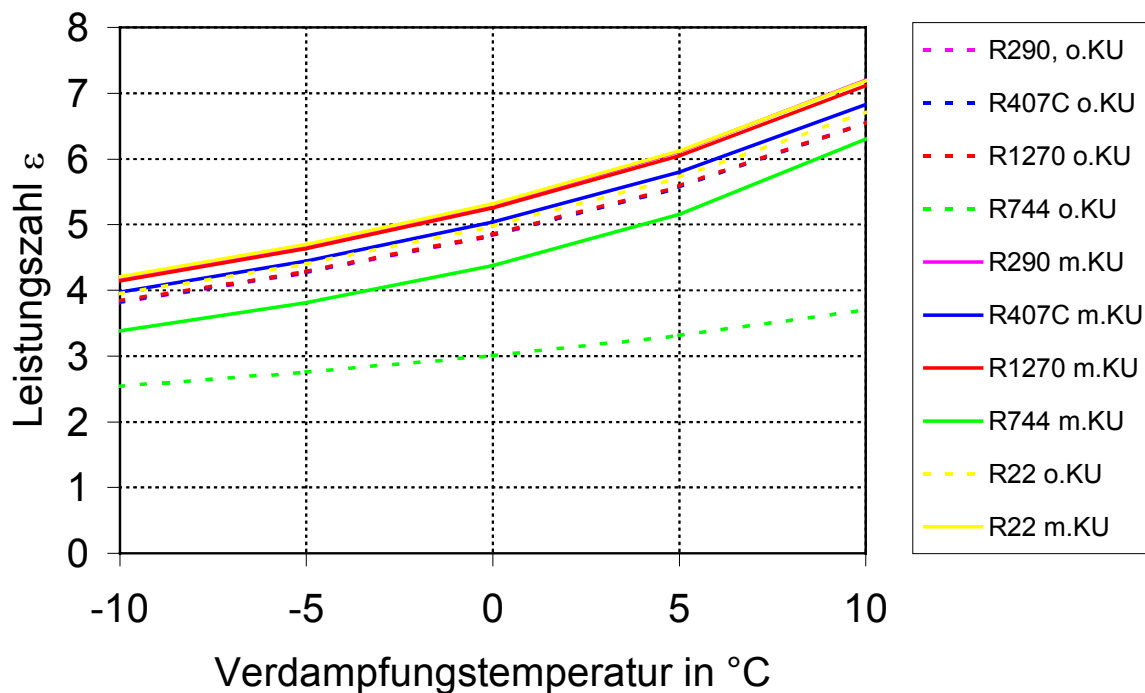


Bild 11: Leistungszahl für verschiedene Kältemittel mit (m.KU) und ohne Kondensatunterkühlung (o.KU) in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 40^{\circ}\text{C}$ (für R744 Austrittstemperatur aus dem Enthitzer)

Bei einem Prozeß mit einer Kondensationstemperatur von 40°C und einer Kondensatunterkühlung von 10 K kommt es bei allen betrachteten Kältemitteln zu einer Verbesserung der Leistungszahlen: R407C ca. 4%, R290 und R1270 im Bereich 7-9%. R290 ist im Vergleich zu R22 die beste Alternative. Mit zunehmender Verdampfungstemperatur wird die Differenz zu R22 geringer. Die Leistungszahlen von CO_2 sind im Vergleich zu den anderen Kältemitteln bei dem Prozeß ohne Unterkühlung deutlich schlechter. Mit einer Unterkühlung von 10 K bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C kann hier eine Verbesserung der Leistungszahl von ca. 24% und bei einer Verdampfungstemperatur von $+10^{\circ}\text{C}$ sogar eine Verbesserung von ca. 41% erreicht werden und die erreichbaren Leistungszahlen des CO_2 liegen dann in den Bereich der anderen Kältemittel.

R407C ist bei den genannten Verdampfungstemperaturen etwa 4,7 % bzw. 5,1 % schlechter als R290.

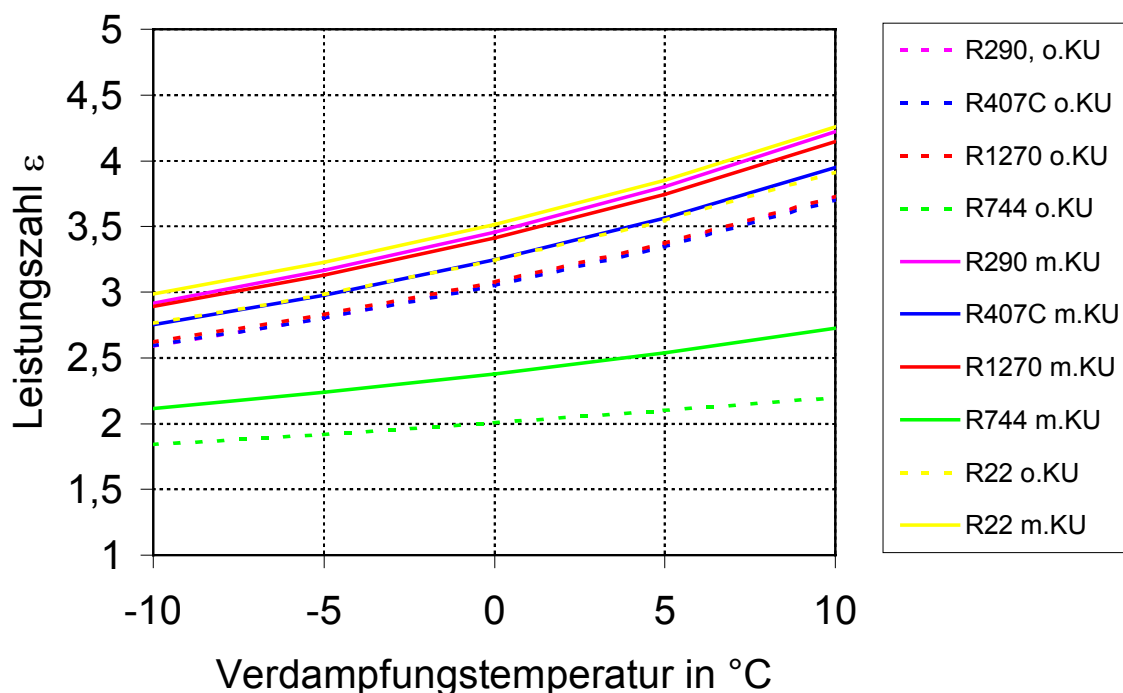


Bild 12: Leistungszahl für verschiedene Kältemittel mit (m.KU) und ohne Kondensatunterkühlung (o.KU) in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 60^\circ\text{C}$ (für R744 Austrittstemperatur aus dem Enthitzer)

Die Leistungszahlen bei einer Kondensationstemperatur von 60°C (Bild 12) sind im Vergleich zu den Prozessen mit einer Kondensationstemperatur von 40°C deutlich niedriger. Bei einer Verdampfungstemperatur von 10°C liegen die Leistungszahlen für die untersuchten Kältemittel um 40-57% schlechter.

R1270 erreicht bei diesen Prozessparametern die besten Leistungszahlen. Bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C hat R290 die kleinste Leistungszahl. Die Unterschiede sind insgesamt wieder sehr gering. Die Differenz von R1270 zu R290 beträgt 1,2% und zwischen R1270 und R407C etwa 1,1%. Mit steigender Verdampfungstemperatur, R290 ist bereits bei einer Verdampfungstemperatur von -5°C besser als R407C, nähert sich Propan der Leistungszahl des R1270 an. Bei einer Verdampfungstemperatur von 10°C beträgt der Unterschied noch etwa 0,2 %.

Die Leistungszahlen mit Kondensatunterkühlung sind im Vergleich zu den Prozessen ohne Kondensatunterkühlung besser.

Auffällig ist die Leistungszahlverbesserung des transkritischen Prozesses mit CO_2 bei einer Verringerung der Austrittstemperatur um 10K von 40 auf 30°C . Die Leistungszahl wird um 32,7 % bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C und um 70,0 % bei einer Verdampfungstemperatur von 10°C besser. Bei den anderen Kältemitteln wird die Leistungszahl etwa

10 % verbessert. Dies verdeutlicht, daß der Auslegung des Enthitzers eine besondere Aufmerksamkeit beigemessen werden muß.

Die Größe der Leistungszahl ist generell abhängig vom Verhältnis der spezifisch abzugebenden Wärme Δh_{2-3} zur spezifisch aufzuwendenden Arbeit $\Delta h_{1-2} = w_i$ (Bild 13). Die Absolutwerte der Enthalpie an den einzelnen Prozeßpunkten (1,2,3 und 4) sind direkt abhängig von Druck und Temperatur.

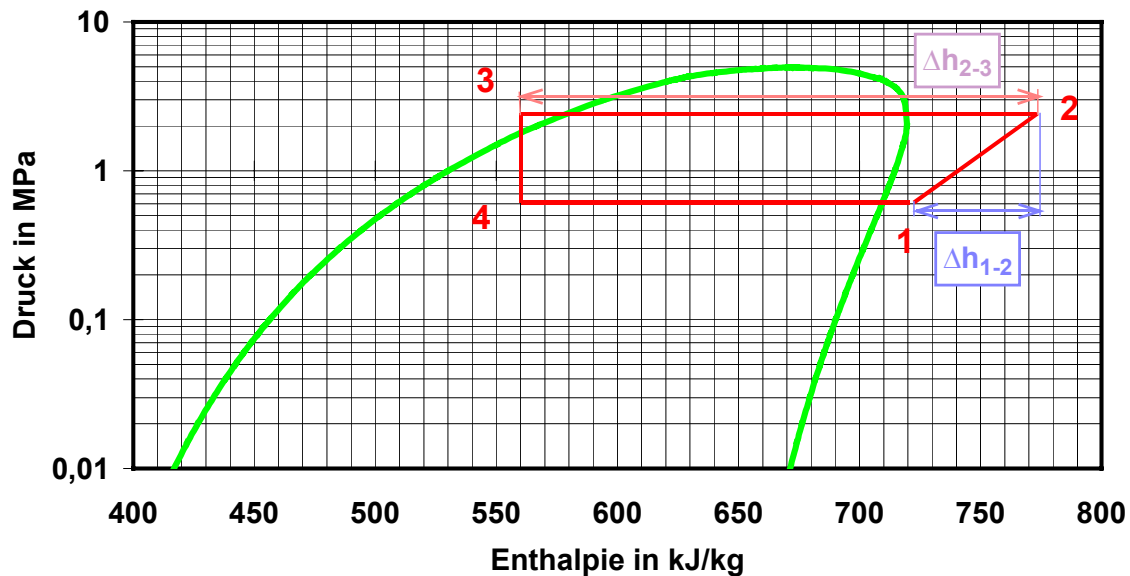


Bild 13: Kreisprozeß im log-p,h-Diagramm

Für die verschiedenen Kältemittel differieren die spezifischen Enthalpiedifferenzen, aber das Verhältnis der Enthalpiedifferenzen (Δh_{2-3} zu Δh_{1-2}) ist wieder ähnlich. Das spiegelt sich in der Leistungszahl wider.

Der Einfluß der spezifischen Stoffeigenschaften der betrachteten Kältemittel ist unter der Voraussetzung gering, wenn die Anlagen an diese Besonderheiten (z. B. Auslegung der Wärmeübertrager, Verdichter usw.) angepaßt werden. Die Größe der Leistungszahl ist jedoch stark abhängig von den Prozeßparametern Kondensationstemperatur, Kondensatunterkühlung und Verdampfungstemperatur.

Durch Untersuchungen zum Einfluß der Kondensatunterkühlung auf die Leistungszahl bei verschiedenen Kältemitteln konnte diese Aussage bestätigt werden (Bild 14 - $t_c = 60^\circ\text{C}$; Bild 15- $t_c = 40^\circ\text{C}$).

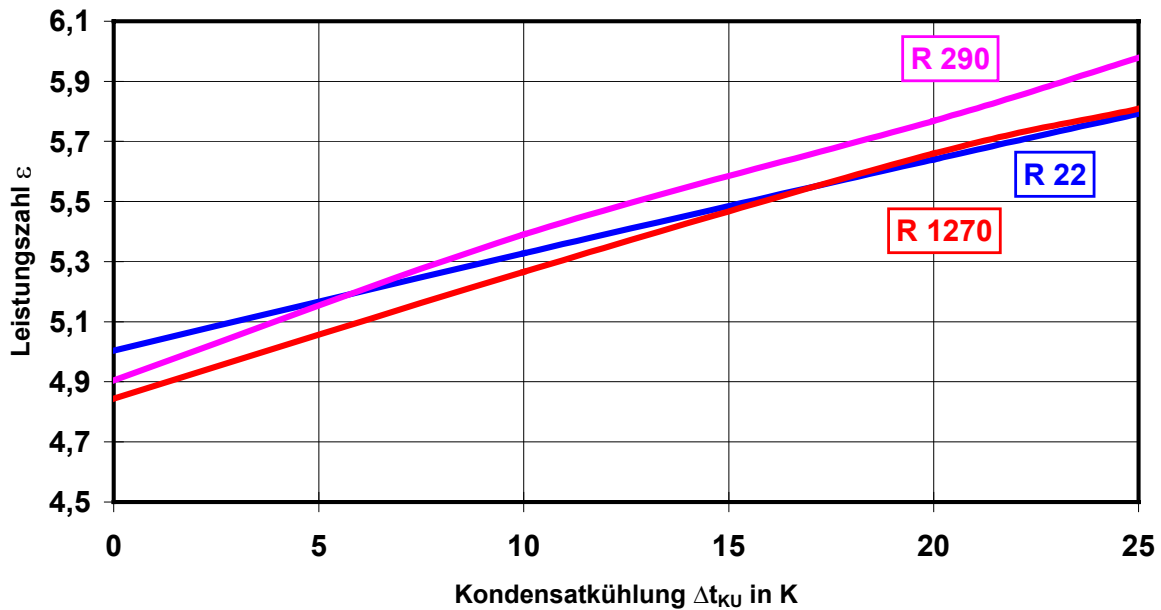


Bild 14: Leistungszahlen in Abhängigkeit von der Kondensatunterkühlung bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 40^\circ\text{C}$

Für die auszugsweise betrachteten Kältemittel R290, R1270 und R22 kommt es wie erwartet zu einer Verbesserung der Leistungszahl je stärker das Kältemittel abgekühlt wird. Im Realprozeß ist die theoretisch mögliche Kondensatunterkühlung geringer oder erfolgt gar nicht. Das Sekundärmedium (Heizwasser oder Trinkwasser) ist hier der bestimmende Faktor. Bei einer Wärmepumpe für Raumheizzwecke kommt die Leistungszahlverbesserung durch eine Kondensatunterkühlung kaum zum tragen. Bei der Warmwasserbereitung mittels Wärmepumpe kann das Kältemittel, je nach Kreisprozeßgestaltung und in Abhängigkeit vom Sekundärkreislauf (z.B. Ein- und Austrittstemperatur des Trinkwassers aus dem Speicher. Bei einer guten Schichtung hat das Trinkwasser eine entsprechend niedrige Temperatur.) durchaus bis zu 20 K unterkühlt werden, d.h. es sind Leistungszahlverbesserungen, z.B. bei R1270 um ca. 17% möglich.

Ein Vergleich der zwei Prozeßvarianten (Bild 15)

- Kondensationstemperatur $t_c = 60^\circ\text{C}$, Kondensatunterkühlung $\Delta t_{KU} = 0\text{ K}$
- Kondensationstemperatur $t_c = 60^\circ\text{C}$, Kondensatunterkühlung $\Delta t_{KU} = 45\text{ K}$ (theoretisch mögliche maximale Kondensatunterkühlung bei einer Erwärmung von Kaltwasser mit einer Wärmeübertragereintrittstemperatur von 10°C)

zeigt, daß eine Verbesserung der Leistungszahl in Abhängigkeit vom Kältemittel zwischen 32 (R 22) - 43%(R 290) möglich ist. Die für die betrachteten Kältemittel berechneten Leistungszahlen differieren kaum ($\varepsilon_{R\ 22}/\varepsilon_{R\ 290} = 4\%$).

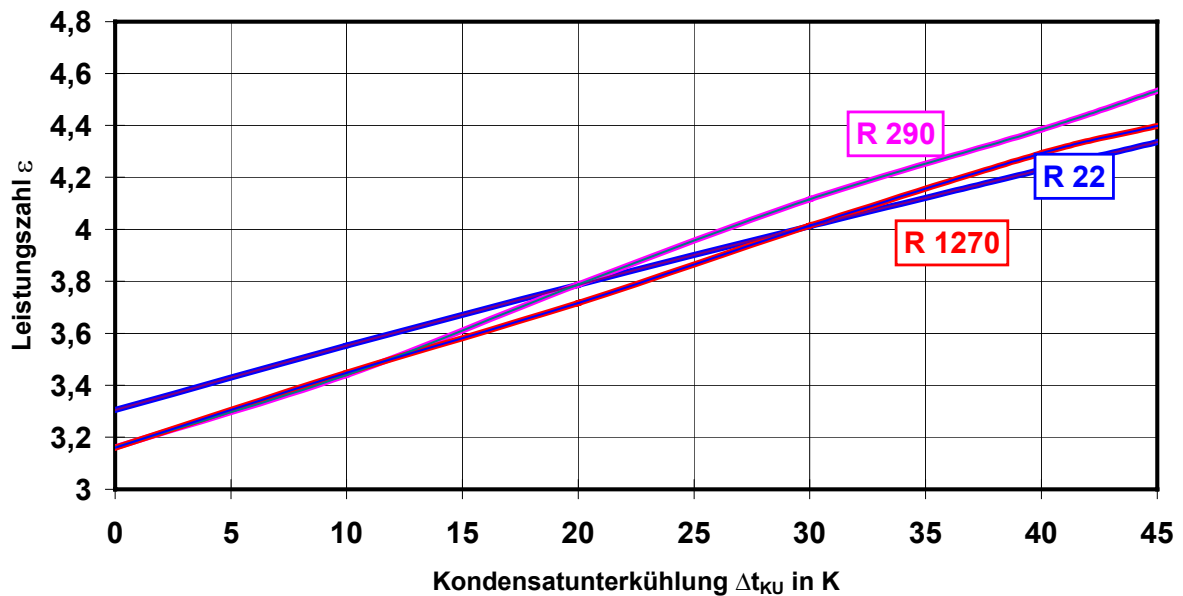


Bild 15: Leistungszahlen in Abhängigkeit von der Kondensatunterkühlung bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 60^\circ\text{C}$

Die Gegenüberstellung der Prozesse mit verschiedenen Kondensationstemperaturen $t_c = 40^\circ\text{C}$ und $t_c = 60^\circ\text{C}$ führt zu dem Ergebnis, daß durch eine Absenkung der Kondensationstemperatur eine weitere Verbesserung der Leistungszahl erreicht werden kann. Stellt man die Prozesse mit der theoretisch maximal möglichen Kondensatunterkühlung gegenüber (für $t_c = 60^\circ\text{C} - \Delta t_{KU} = 45\text{ K}$ und für $t_c = 40^\circ\text{C} - \Delta t_{KU} = 25\text{ K}$), so ist zu erkennen, daß die Leistungszahl um ca. 33% verbessert werden kann.

Neben der Kondensatunterkühlung wurde auch der Einfluß eines inneren Wärmeübertragers auf die Leistungszahl in die Prozeßbewertung einbezogen (Bild 16). Der innere Wärmeübertrager wird aus den verschiedensten Gründen u.a. zur Verbesserung der Leistungszahl eingesetzt. Der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers bewirkt in Abhängigkeit von den Betriebsparameter und dem verwendeten Kältemittels nicht in jedem Fall eine Leistungsverbesserung.

In CO_2 -Anlagen wird der innere Wärmeübertrager eingesetzt, um bei extrem hohen Enthitzeraustrittstemperaturen überhaupt eine Verdampferleistungen zu gewährleisten und um eine Leistungsverbesserung zu erreichen. Ein zweiter Effekt ist, daß der optimale Hochdruck insbesondere bei hohen Enthitzeraustrittstemperaturen deutlich gesenkt werden kann u.a. in /24/. Bei der Auslegung des inneren Wärmeübertragers sind für alle Kältemittel die

prozeßbedingten höheren Verdichtungsendtemperaturen unter Berücksichtigung der Stabilitätsgrenzen des Kältemittels bzw. Kältemittel-Ölgemisches zu beachten.

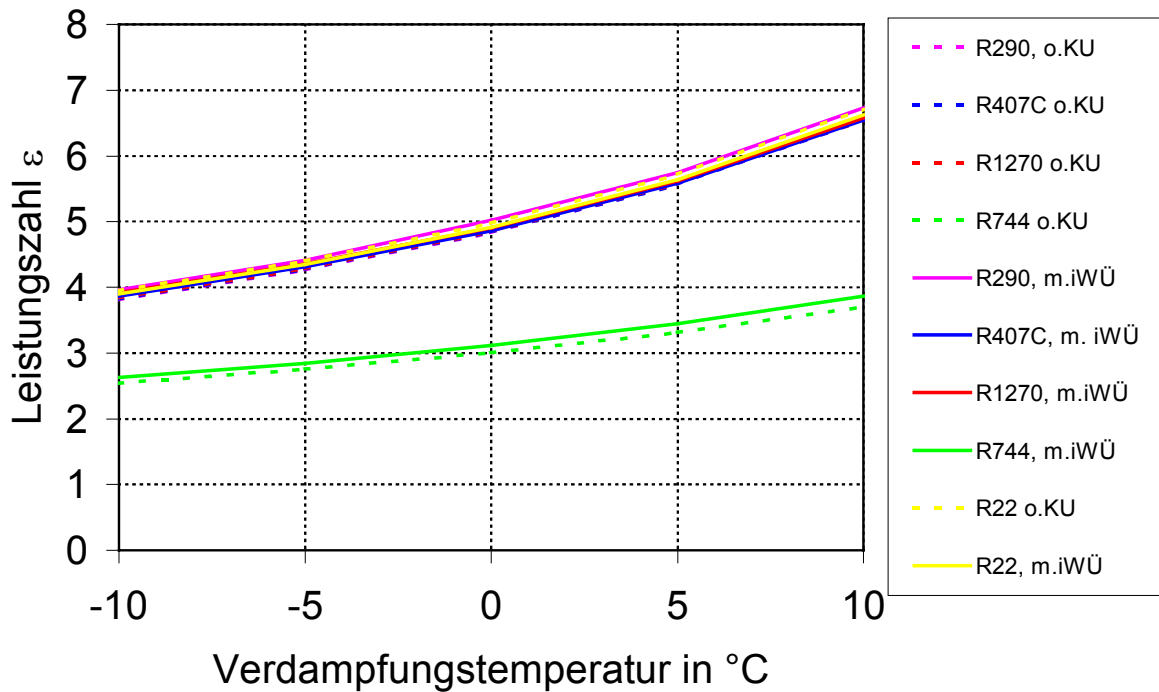


Bild 16: Leistungszahl mit innerem Wärmeübertrager (m.iWÜ) für verschiedene Kältemittel in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei einer Kondensatortemperatur $t_c = 40^\circ\text{C}$ ohne Kondensatunterkühlung

Die Werte für die Kältemittel mit Ausnahme von CO_2 differieren kaum. CO_2 erreicht trotz innerem Wärmeübertrager bei diesen Prozeßparametern deutlich schlechtere Werte als R290, R1270, R407C und R22.

Bild 17 zeigt den Vergleich der Leistungszahlen für R1270 für einen Normalprozeß, einen Prozeß mit innerem Wärmeübertrager und einen Prozeß mit Kondensatunterkühlung.

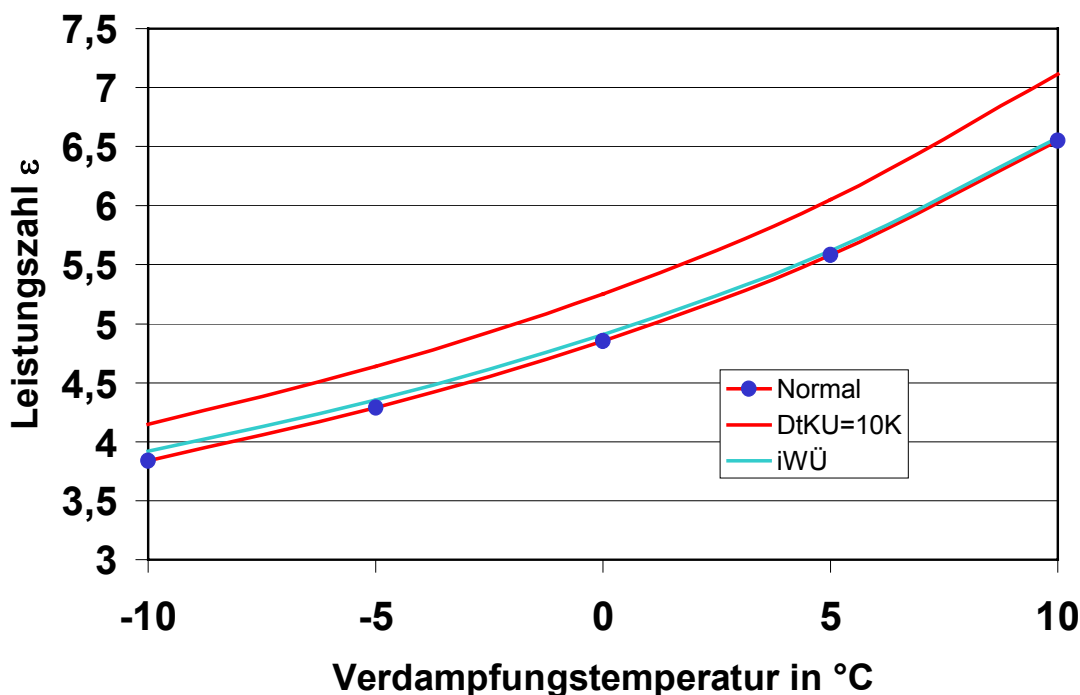


Bild 17: Leistungszahlen für R1270 Normalprozeß, Prozeß mit innerem Wärmeübertrager und Kondensatunterkühlung in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei einer Kondensationstemperatur $t_c = 40^\circ\text{C}$

Es wird deutlich, daß die Leistungszahlverbesserung durch den inneren Wärmeübertrager gering ist. Sie liegt im Bereich von ca. 2%, d.h. diese minimale Prozeßverbesserung rechtfertigt die zusätzlichen Kosten für einen inneren Wärmeübertrager nicht unbedingt. Die Leistungszahlverbesserung durch die Kondensatunterkühlung liegt im Bereich von ca. 8%, d.h. die erreichbaren Effekte sind hier höher.

1.4.2 Auswirkungen der thermodynamischen Eigenschaften auf die Anlagenkomponenten

Bei den Untersuchungen zu den Kältemitteln im Pkt. 1.4.1 wurden nur die spezifischen Eigenschaften des jeweiligen Kältemittels untersucht. Es wurde davon ausgegangen, daß für jedes Kältemittel die geeigneten Komponenten zur Verfügung stehen oder in der Entwicklung sind und, daß mit diesen Komponenten unter Berücksichtigung der Besonderheiten des jeweiligen Kältemittels eine optimale Prozeßführung möglich ist. Im folgenden soll aufgezeigt werden, welche thermodynamischen Eigenschaften eine spezielle Berücksichtigung bei der Auslegung von Wärmepumpenanlagen mit den Kältemitteln R290, R1270, R744 und R407C erfordern.

Für die Prozeßparameter $t_c = 40^\circ\text{C}$, $t_0 = 0^\circ\text{C}$ und einer Kondensatunterkühlung $\Delta t_{\text{KU}} = 10\text{K}$ liegt die Leistungszahl im Bereich von 4,37 bis 5,32 (Tafel 5).

Tafel 5: Spezifische Kältemittleigenschaften für $t_c = 40^\circ\text{C}$, $t_0 = 0^\circ\text{C}$, $\Delta t_{\text{KU}} = 10\text{K}$

Kälte- mittel	p_0 [MPa]	p_c [MPa]	t_v [°C]	q_v [kJ/m ³]	ε
R 22	0,49	1,53	74	4381	5,32
R 290	0,47	1,37	54	3772	5,29
R 1270	0,58	1,65	61	4580	5,25
R 407C	0,46	1,54	63	3952	5,04
R 744	3,48	7,37	93	17437	4,37

Die Parameter, wie z. B. Druck, volumetrische Heizleistung und Verdichtungsendtemperatur weisen mit Ausnahme von CO_2 geringfügige Unterschiede auf, die keinen Einfluß auf die konstruktive Gestaltung der Anlage haben.

Für die sicherheitstechnische Auslegung einer Anlage ist der Kondensationsdruck ein wichtiger Aspekt. Denn je höher der Kondensationsdruck ist, desto aufwendiger wird der Aufbau der Anlage, die diesen Druck standhalten muß. Bei den untersuchten Kältemitteln R290, R1270 und R407C sind keine zusätzlichen sicherheitstechnische Maßnahmen erforderlich. Bei R1270 sollte, da der Kondensationsdruck ca. 15% über dem von R22 liegt, durch eine Festigkeitsberechnung der Nachweis erbracht werden, daß die Anlage den höheren statischen Anforderungen standhält. Die dynamische Belastung, die durch An- und Abfahrvorgänge entsteht, ist ebenfalls zu beachten und ggf. zu untersuchen.

Bei R407C ist im regelungstechnischen Konzept zu berücksichtigen, daß der Kondensationsdruck im Anfahrvorgang nicht unkontrolliert ansteigt und Störungen verursacht oder zur vorzeitigen Instandsetzung der Anlage durch Überbeanspruchung der Bauteile führt.

Die Kondensationsdrücke für R 290 sind im Vergleich zu R 22 niedriger, d.h. die Anlagenbauteile können beim Neubau der Anlage für einen geringeren Druck ausgelegt werden, was kostengünstiger sein kann.

Die Ausnahme ist auch hier CO_2 , als Extrembeispiel können durchaus Drücke von 17 MPa erreicht werden. Anlagenkomponenten für Systeme mit den Kältemitteln R290, R1270 und R 407C sind für den Einsatz von CO_2 nicht geeignet. Die Komponenten müssen so ausgelegt werden, daß sie für das hohe Druckniveau geeignet sind. In /25/ wird eine umfassende Übersicht über die geltenden Normen und Verordnungen gegeben, die zu beachten sind, damit Anlagen mit CO_2 sicher betrieben werden können.

Das Druckverhältnis $\pi = \frac{p_c}{p_0}$ (Bild 18) hat Einfluß auf den Liefergrad λ des Verdichters.

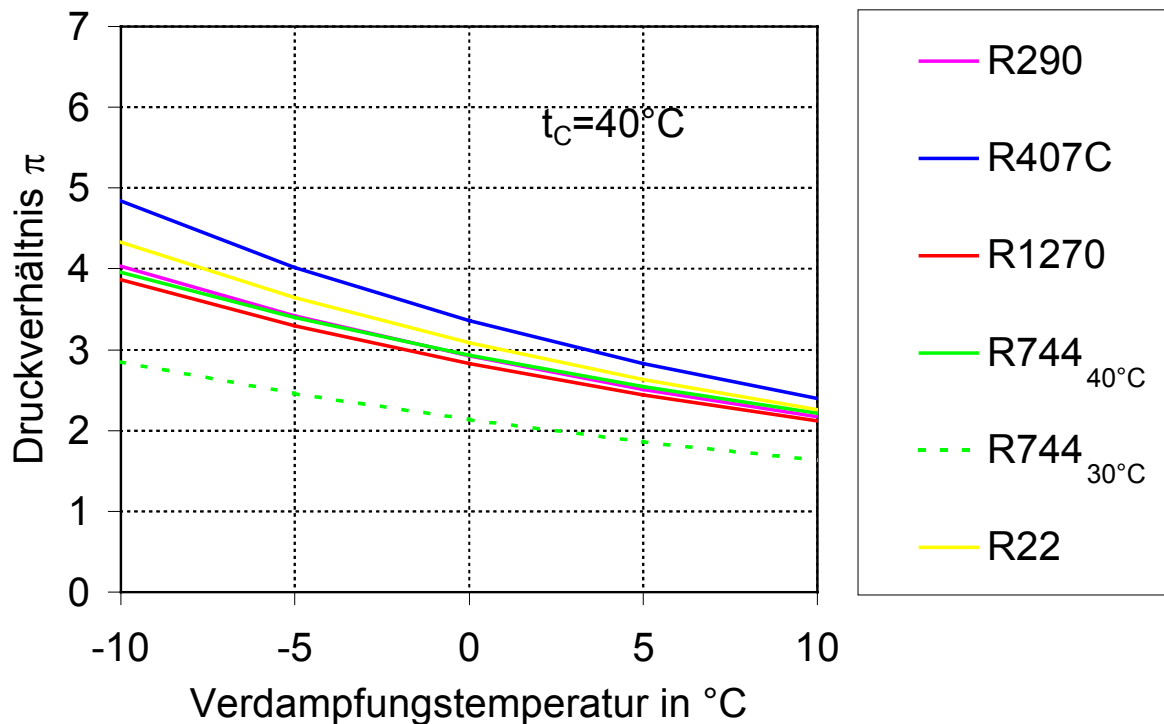


Bild 18: Druckverhältnis π für verschiedene Kältemittel in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur für $t_c = 40^\circ\text{C}$, bei R744 Austrittstemperatur aus dem Enthitzer

Mit sinkender Verdampfungstemperatur nimmt das Druckverhältnis bei allen untersuchten Kältemitteln zu. Obwohl die Absolutdrücke für diese Prozeßparameter von CO_2 deutlich über den Werten der anderen Kältemittel liegt, sind die Druckverhältnisse niedriger bzw. gleichwertig. R1270 und R290 haben im Vergleich zu R22 ein niedrigeres Druckverhältnis. Für CO_2 ist das Druckverhältnis auf Grund des geringeren optimalen Hochdruckes bei Enthitzer-austrittstemperaturen von 30°C kleiner.

Das Druckverhältnis ist sowohl von der Verdampfungstemperatur und als auch von der Kondensationstemperatur abhängig. Dieser Zusammenhang ist exemplarisch für R22 und R1270 im Bild 19 dargestellt.

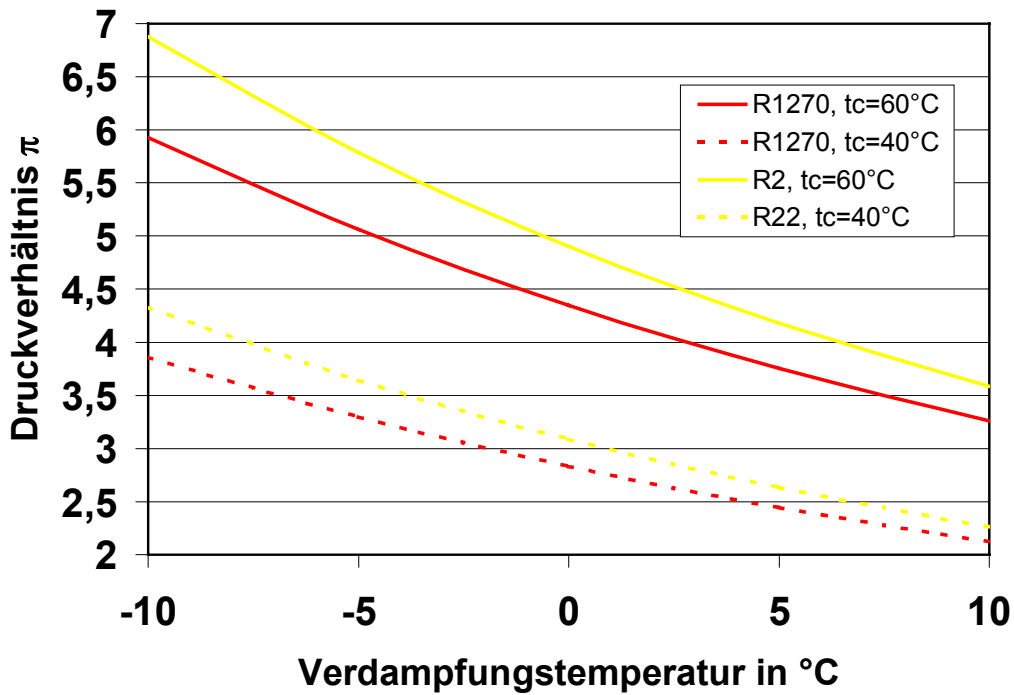


Bild 19: Druckverhältnis π für die Kältemittel R22 und R1270 in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei den Kondensationstemperaturen 40°C und 60°C

Das Druckverhältnis steigt allgemein mit abnehmender Verdampfungstemperatur und zunehmender Kondensationstemperatur, wobei bei R1270 der Anstieg im Vergleich zu R22 flacher verläuft. Es wird in dieser Darstellung deutlich, daß die Druckverhältnisse für R1270 im Vergleich zu R22 bei $t_v = -10^\circ\text{C}$ und $t_c = 60^\circ\text{C}$ um den Wert 1 niedriger ist.

Nach /37/ gilt für Hubkolbenverdichter für Druckverhältnisse im Bereich von $\pi = 1 \dots 8$ für den Liefergrad folgende Beziehung:

$$\lambda = 0,93 - 0,06 \cdot (\pi - 1),$$

d.h. mit steigendem Druckverhältnis sinkt der Liefergrad des Verdichters (Bild 20).

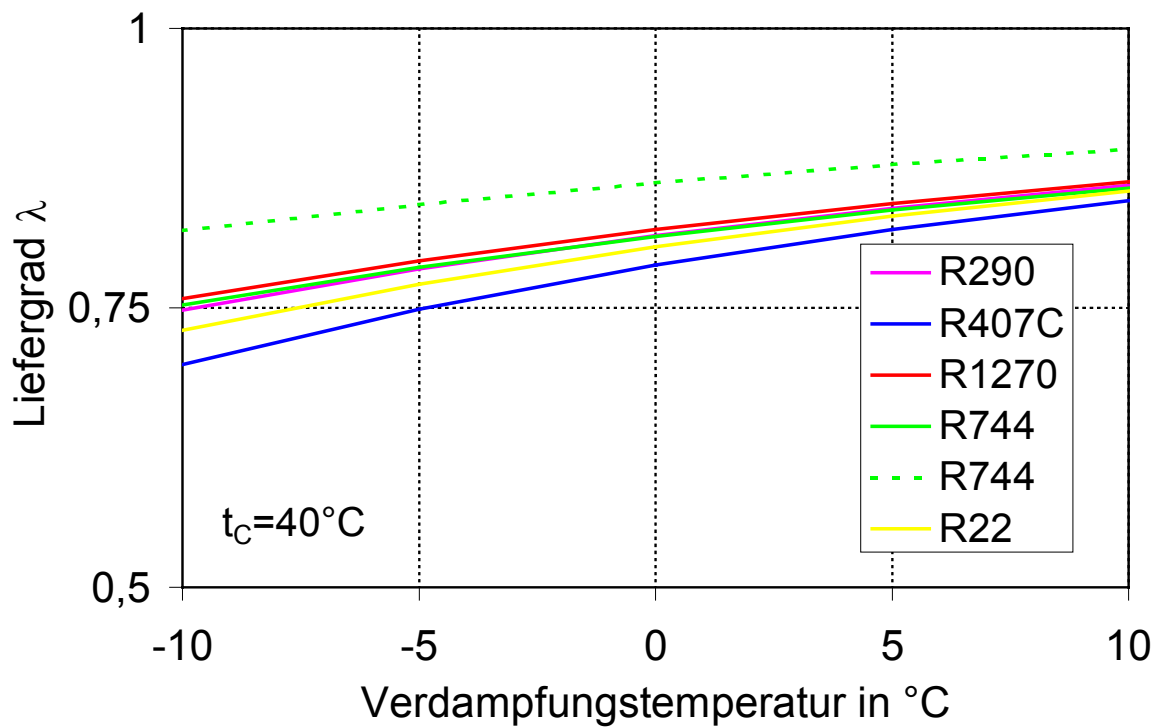


Bild 20: Liefergrad in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur bei einer Kondensationstemperatur $t_c=40^\circ\text{C}$, für R744 Austrittstemperatur aus dem Enthitzer (gestrichelt= 40°C , durchgezogen= 30°C)

Die Abweichungen für den Liefergrad sind bei den betrachteten Kältemitteln gering. Im Vergleich zu R22 kommt es mit R290 zu einer minimalen Verbesserung um 1,5%. Mit R1270 können bedingt durch das geringere Druckverhältnis im Vergleich zu den untersuchten Kältemitteln die besten Liefergrade erreicht werden.

Den Bildern 21 und 22 ist zu entnehmen, daß Kältemittel mit einem niedrigen Sauggasdruck eine kleine volumetrische Heizleistung (R 290) haben. Das bedeutet, daß für eine bestimmte Heizleistung ein größeres Verdichterförderolumen erforderlich ist.

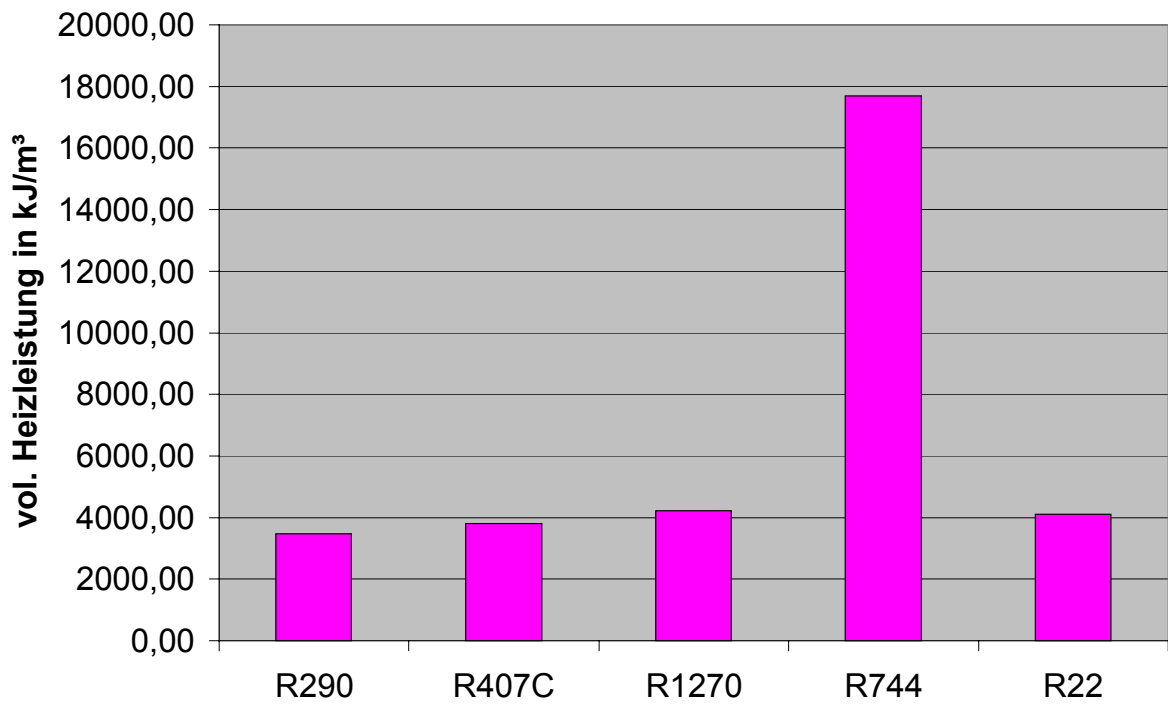


Bild 21: Volumetrische Heizleistung

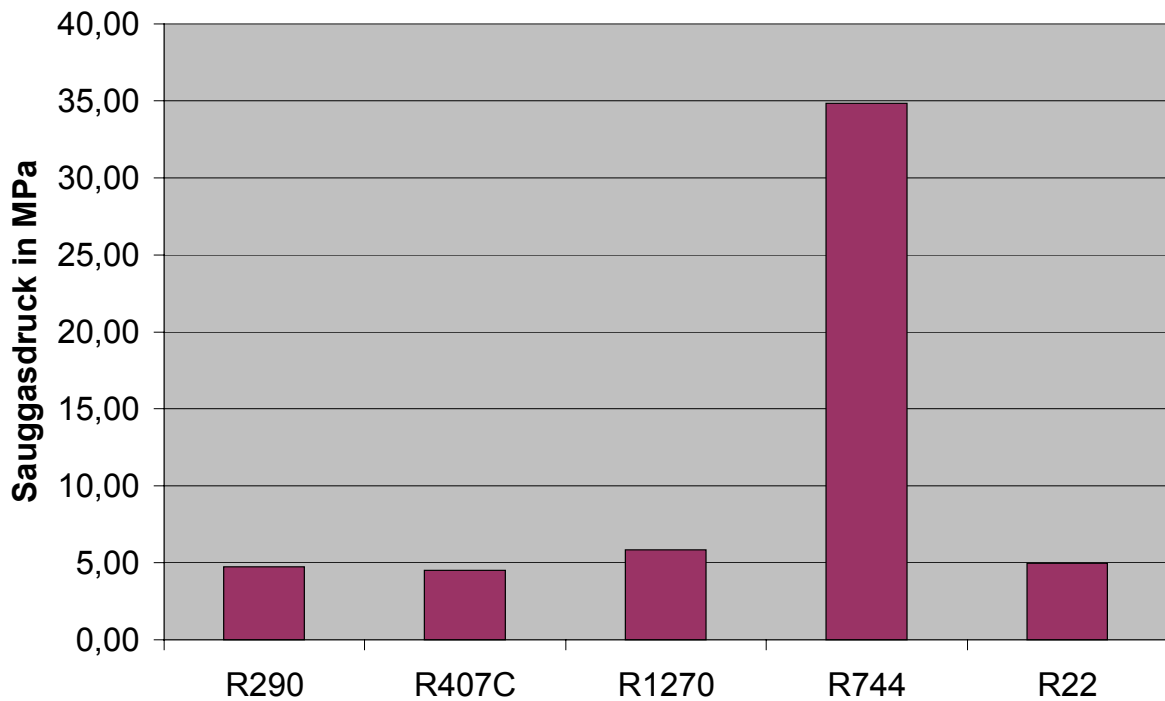


Bild 22: Sauggasdruck

Kältemittel mit einem höheren Sauggasdruck haben eine größere volumenstrombezogene Heizleistung (R1270 bzw. R744), d.h. es wird ein wesentlich kleineres Verdichterförderolumen benötigt.

1.5 Bewertungsmatrix für die Auswahl des Alternativkältemittels

Bisher wurden die jeweiligen Bewertungskriterien separat betrachtet, aber für die Wahl eines geeigneten Ersatzkältemittels ist eine komplexe Betrachtungsweise erforderlich (Tafel 6). Die Wahl eines Ersatzkältemittels ist immer mit Kompromissen verbunden, da es z.Z. kein Substitut gibt, welches alle Anforderungen erfüllt.

Tafel 6: Zusammenfassung der Bewertungskriterien

globale Kriterien			lokale Kriterien			Thermodynamische Kriterien*					
Kältemittel	ODP R11= 1	GWP CO ₂ =1; 100a	Smog- bildg.	Wasser- gefährdg.	brenn- bar	p _c [MPa]	T _v [°C]	q _v [kJ/m ³]	ε	π	λ
R 22	0,05	1700	-		-	1,53	74	4381	5,32	3,4	0,80
R 290	0	3	ja	-	ja	1,37	54	3772	5,29	2,92	0,81
R 1270	0	0	ja	-	ja	1,65	61	4580	5,25	2,83	0,82
R 407C	0	1526	-	1-2g/l		1,54	63	3952	5,04	3,36	0,78
R 744	0	1	-	-	-	7,37	93	17437	4,37	2,93	0,86

* für t_c = 40°C, t₀ = 0°C, Δt_{KU} = 10 K

Soll das in Frage kommende Ersatzkältemittel der Forderung, daß es ökologisch unbedenklich ist, gerecht werden, so kommen von den bisher betrachteten Kältemitteln R 290 und R 1270 sowie R744 in Betracht. Die Kältemittel R290 und R1270 können jedoch hinsichtlich der lokalen Kriterien nicht mit „sehr gut“ bewertet werden, da sie zur Smogbildung neigen und brennbar sind. Dieses Risiko kann nur durch die Begrenzung der Füllmengen bzw. die Ausführung gemäß Explosionsschutz reduziert bzw. begrenzt werden. R744 kann bei den lokalen Kriterien ein sehr gut bekommen. Das Kältemittel R 1270 bietet gegenüber R 290 die Vorteile, daß die volumetrische Heizleistung höher und das Druckverhältnis niedriger ist. Es wird außerdem ein geringfügig besserer Liefergrad mit R1270 erreicht.

Der Vergleich von R407C und R1270 zeigt, daß R407C eine geringere volumetrische Heizleistung und eine schlechtere Leistungszahl hat. Außerdem R407C besitzt im Vergleich zu den anderen Kältemitteln das höchste Treibhauspotential. Berücksichtigt man noch die Eigenschaften, wie den Temperaturgleit und den Einsatz eines Esteröls, so ist R407C nicht das zu bevorzugende Kältemittel.

R744 hat die höchste volumetrische Kälteleistung, aber bei den Vergleichsprozeßparametern die schlechteste Leistungszahl. Das Druckniveau bei R744 ist im Vergleich zu den anderen Kältemitteln wesentlich höher, aber mit dem heutigen Stand der Technik beherrschbar. Auf

dem japanischen Markt ist CO₂ bereits als Kältemittel mit einer transkritischen Prozeßführung bei Wärmepumpenanwendungen zur Warmwasserbereitung in Kleinserien auf dem Markt.

Die Auswahl eines Vorzugskältemittels unter Berücksichtigung der genannten Ergebnisse wurde in Tafel 7 zusammengefaßt. Hier wurde eine Bewertung auf einer Skala von 1 bis 5 vorgenommen.

Tafel 7: Bewertungsmatrix für das Vorzugskältemittel

Kältemittel	Globale Kriterien	Lokale Kriterien	Thermodynamische Kriterien	Öl	Gesamtbewertung
R290	2	3	2	1	2,0
R1270	1	3	2	1	1,75
R407C	4	3	3	2	3,0
R744	2	1	4	1	2,0

Für die jeweiligen Einflußgrößen, die im Punkt 1 ausführlich untersucht wurden, erfolgte die gewichtete Bewertung in einem zusammengefaßten Faktor. Der Mittelwert der einzelnen „Rubrikfaktoren“ ist die Gesamtbewertung. R1270 erreicht hier den besten Wert, entspricht einer „Grünbewertung“. R744 und R290 sind gemäß dieser Bewertung gleichwertig, wobei bei R744 die besonderen Festigkeitsanforderungen an die Komponenten in dieser Bewertung nicht berücksichtigt wurden. Es ist auch schwierig oder sogar nicht richtig, daß als Negativkriterium bewerten zu wollen, denn andererseits sind Anlagen mit CO₂ insgesamt viel kompakter, d.h. der Materialaufwand ist im Vergleich zu „konventionellen“ Anlagen wesentlich geringer, deshalb wurde an dieser Stelle auf eine Bewertung dieses Faktors verzichtet. Gemäß dieser Gesamtbewertung ist R1270 das favorisierte „Ersatzkältemittel“.

2 Wärmepumpenanwendungen

2.1 Wärmepumpenanwendungsgebiete

„Die Wärmepumpe ist eine ökologisch sinnvolle, im Grundprinzip regenerative Energien nutzende Technologie, die geeignet ist, zukünftige Herausforderungen der Wärmeerzeugung in Gebäuden zu lösen (Anforderungen EnEV, Wärmerückgewinnung, sinkender Wärmebedarf etc).“ /4/

Über eine Wärmepumpe kann durch Energiezufuhr von außen die auf einem relativ niederen Temperaturniveau verfügbare Wärmeenergie bodennaher Luftschichten, oberflächennaher Erdschichten sowie von Grund- und Oberflächenwasser auf ein für die Wärmenutzung geeignetes Temperaturniveau angehoben werden. Diese Umgebungswärme stellt dabei zum überwiegenden Teil eine indirekte Form der Sonnenenergie dar. Ein geringer Teil der oberflächennahen Erdwärme –als Teil der Umgebungswärme- kann aber auch aus der im tiefen Untergrund gespeicherten Energie stammen. Eine Wärmepumpe kann diese Umgebungswärme nutzen. /42/ Gemäß DIN EN 255 1989 ist die Wärmepumpe ein Aggregat, welches einen Wärmestrom auf einem niedrigen Temperaturniveau aufnimmt (kalte Seite=Wärmequelle) und diese durch Zufuhr exergetisch höherwertiger Energie gemeinsam mit der zugeführten Energie auf einem höheren Temperaturniveau wieder abgibt.

Wärmepumpen lassen sich gemäß /43/ wie folgt einteilen:

-Art der Wärmeträger

- Luft⁷/Luft⁸-Wärmepumpe
- Luft/Wasser-Wärmepumpe
- Wasser/Wasser-Wärmepumpe
- Wasser/Luft-Wärmepumpe
- Sole/Wasser-Wärmepumpe
- Sole/Luft-Wärmepumpe

-Art der Anwendung

- Heizungswärmepumpe
- Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung
- Industrie-Wärmepumpe

⁷ Wärmequelle

⁸ Wärmesenke

- physikalisches Funktionsprinzip
 - Kompressionswärmepumpe
 - Sorptionswärmepumpe

-Art des Antriebs

- Wärmepumpe mit elektrisch angetriebenem Verdichter
- Gasmotor-Wärmepumpe
- Dieselmotor-Wärmepumpe
- Gas-Absorptionswärmepumpe
- indirekt beheizte Absorptionswärmepumpe

Detaillierte Ausführungen zu den genannten Einteilungskriterien von Wärmepumpen würden den Rahmen der Arbeit zu sehr ausweiten.

In den weiteren Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit werden elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen untersucht. Vertikale Erdsonden dienen als Wärmequelle. Wärmeträger auf der Wärmequellenseite ist eine Sole (Wasser-Frostschutz Gemisch), welches die Erdsonden durchströmt und somit die Wärme aus dem Boden aufnimmt und im Verdampfer an das Kältemittel „überträgt“. Der Wärmeträger auf der Wärmesenkenseite ist das zu erwärmende Heizungs- und/oder Warmwasser.

Wärmepumpen werden stationär vorrangig in Ein- und Zweifamilienhäusern zur Raumheizung und Warmwasserbereitung eingesetzt. Die Wärmepumpen hatten Anfang der 80er Jahre die höchsten Verkaufszahlen und Anfang der 90er Jahre die niedrigsten. Die Gründe waren u.a. technische Probleme und teilweise nicht vorhandenes Fachwissen bei den Installationsfirmen, was wiederum zu einem Imageproblem führte. Die Verkaufszahlen steigen seit 1991 wieder stetig an, konnten das Niveau von 1980 bisher aber noch nicht erreichen. Als Gründe werden in /4/ u.a. zu wenig Informationen bei den Endverwendern und Handwerkern genannt, der Informationsbedarf auf dem Markt kann teilweise nicht kompetent befriedigt werden und es gibt zu wenig Unterstützung durch Politik und die Verbände. Es wird vorgeschlagen ein strukturiertes Informationsangebot zu schaffen, welches praktisches und sachlich fundiertes Wissen in den Markt bringt.

Die Wärmepumpen-Fördergruppen aus Deutschland, Österreich und der Schweiz haben sich zusammengetan um ein internationales Wärmepumpen-Gütesiegel zu schaffen, damit Imageproblem abgebaut, das Fachwissen vermittelt und ein strukturiertes Informationsangebot geschaffen wird. Die erforderlichen Mindeststandards, um dieses Gütesiegel zu erhalten, sind nach /11/ u.a.:

- Serienmäßig hergestellte Wärmepumpeneinheiten entsprechend den Standards des Schweizer Testzentrums in Töss
- Leistung gemessen nach EN 255
- Elektrisches Sicherheitszeichen (EC/SEV)
- Messung der Geräuschemission
- Mindeststandard für Planungsunterlagen
- vollständige Installations- und Bedienungsanleitung
- umfassendes Kundenservicenet
- 2 Jahre volle Garantie für die Wärmepumpe
- 10 Jahre garantierte Ersatzteilversorgung.

Ein solches Gütesiegel, vergleichbar mit der Empfehlung der „Stiftung Warentest“, kann den Kunden mehr Sicherheit geben, und es wird helfen die Anzahl der installierten Wärmepumpen zu steigern.

Für eine mobile Anwendung von Wärmepumpen, u.a. in PKW-Klimaanlagen als Zusatzheizung, laufen zur Zeit umfangreiche Entwicklungen. Hintergrund dafür ist, daß zukünftige Motorenkonzepte nicht mehr genügend Wärme für den Fahrzeuginnenraum zur Verfügung stellen werden. Die mobile Anwendung von Klimaanlagen nimmt rasant in allen Fahrzeugklassen zu, d.h. die mobile Anwendung von Wärmepumpen in diesem Bereich könnte in Zukunft verstärkt möglich sein. Der umweltrelevante Nachteil dieser Anlagen sind z.Z. noch die Kältemittelverluste über die Gleitringdichtung des Verdichters bzw. die Verbindungselemente, einschließlich Schläuche. Entwicklungen zu diesen Komponenten laufen bei vielen Zulieferfirmen der Automobilindustrie bzw. bei den Automobilherstellern selber. Von diesen Entwicklungen profitieren auch andere Bereiche der Kältemittelindustrie, speziell bei den Anwendungen von CO₂. Im Rahmen einer EU-Verordnung wird vorgeschlagen, in absehbarer Zeit nur Kältemittel mit einem Treibhauspotential kleiner als 150 in Klimaanlagen zu zulassen. Parallel dazu gibt es das Eckpunktepapier der Bundesregierung, welches den Einsatz von FKW und PFKW in allen Bereichen und auch der Kältetechnik national regeln soll. Die aktuellste Information dazu gab es zur DKV-Tagung vom 19.-21.11.2003 in Bonn, die Bundesregierung wartet die entsprechende EU-Richtlinie ab und entscheidet dann, ob die nationalen Anforderungen verschärft werden.

Ein weiterer interessanter und vielversprechender Anwendungsfall der Wärmepumpentechnologie wird in /14/ ausführlich beschrieben. Es wurde ein gewerblich genutzter Wärmepumpen-Wäschetrockner mit CO₂ als Kältemittel entwickelt und erfolgreich getestet. Es konnten Energieeinsparungen u.a. durch die Verkürzung der Trocknungszeit gegenüber herkömmli-

chen Geräten mit elektrischer Direktheizung und der Rückgewinnung der sensiblen und latenten Wärme der Trocknerabluft in einer Größenordnung von 55-70% erreicht werden.

2.2 Welche Veränderungen sind notwendig?

Ein effizienter Anlagenbetrieb hinsichtlich Ökologie, Wirtschaftlichkeit und Sicherheitstechnik ist u.a. von folgenden Einflußfaktoren abhängig:

-Wirtschaftlichkeit

Die Bewertung oder der Vergleich von verschiedenen Anlagenkonzepten finden in der Praxis in der Regel unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten statt. Die ökologischen Faktoren finden in einer Bewertungsmatrix oft nur unter ideellen Gesichtspunkten Berücksichtigung und können in der Regel nur schwer monetär bewertet werden. Oft ist es auch so, daß den Investor nur die Investitionskosten und nicht die Betriebskosten interessieren. Ein Variantenvergleich mit verschiedenen Systemen ist aber nur dann fundiert, wenn die Gesamtkosten, bestehend aus Investition, Betriebskosten (u.a. Inspektion, Wartung, Instandsetzung, Betreiben der Anlagen, inkl. der Materialkosten, technische Prüfungen usw.) und Medienkosten (Energie, Wasser etc.), betrachtet werden. Diese Betrachtungen können sowohl in Jahresscheiben aber auch über den gesamten Lebenszyklus einer Anlage durchgeführt werden, nur dann kann wirklich umfassend bewertet werden, welches System das wirtschaftlichere ist.

-Ökologie

Die ökologische oder umweltrelevante Bewertung von Anlagen und Systemen ist u.a. stark abhängig von der Wahl der verwendeten Materialien und Medien. Hierzu zählen die verwendeten Werkstoffe, Kältemittel –wurde im Pkt. 1 der Arbeit umfassend dargestellt- oder auch die Art der Primärenergie, aber auch der effiziente Anlagenbetrieb. Denn die CO₂-Emissionswerte sind direkt abhängig vom Wirkungsgrad und der Fahrweise einer Anlage. Von der Bundesregierung gibt es im Rahmen der Reduzierung der CO₂-Emissionen in Deutschland umfangreiche Programme, die bewirkt haben, daß im Zeitraum von 1990 bis 1998 die Emissionswerte bereits um 15-17% /4/ reduziert werden konnten und bis 2005 eine Reduktion um insgesamt 25% anvisiert ist. Es ist also unabdingbar vorhandene Anlagentechnik in die Richtung weiter zu entwickeln, daß möglichst hohe Wirkungsgrade oder Leistungszahlen möglich sind und die Anlagenkonfigurationen an die tatsächlichen Bedingungen angepaßt werden. Im Rahmen der CO₂-Reduzierung wird nicht nur vorhandenen Anlagentechnik weiterentwickelt und verbessert, sondern auch die Verbrauchswerte für Heizwärme durch immer besseren Wärmeschutz an den Gebäuden reduziert. Der Warmwasserbedarf ist direkt Nutzerabhängig und kann somit kaum zentral beeinflußt werden. Aber die Technik zur Warmwasserbereitung sollte sich durch eine hohe Effizienz auszeichnen. Es

außerdem zu berücksichtigen, daß alle Anlagen ein gutes Teillastverhalten aufweisen und nicht nur sehr gute Werte im Vollastfall erreichen.

Allein aus den ökologischen Faktoren lassen sich folgende Aufgaben für die weiteren Betrachtungen zur Wärmepumpentechnologie in dieser Arbeit ableiten:-

- Anpassung der Anlagentechnik an die sich verändernden Bedarfswerte z.B. durch die Umsetzung der Energiesparverordnung (EnEV)

- Verbesserung der Leistungszahlen der Wärmepumpen sowohl durch konstruktive Maßnahmen als auch durch Ausnutzung der stoffspezifischen Eigenschaften der verwendeten Kältemittel.

2.3 Bedarfswerte für Raumheizung und Warmwasserbereitung

Die Umsetzung der vierten Novellierung der Wärmeschutzverordnung, der Energiesparverordnung (EnEV) führt im Vergleich zur Wärmeschutzverordnung aus dem Jahre 1995 zu einer Reduzierung des Heizenergiebedarfs um 20-25 %. Der Vergleich der spezifischen Verbrauchswerte für die Warmwasserbereitung und die Raumheizung in Abhängigkeit von den verschiedenen Standards ist dem folgenden Bild 23 zu entnehmen.

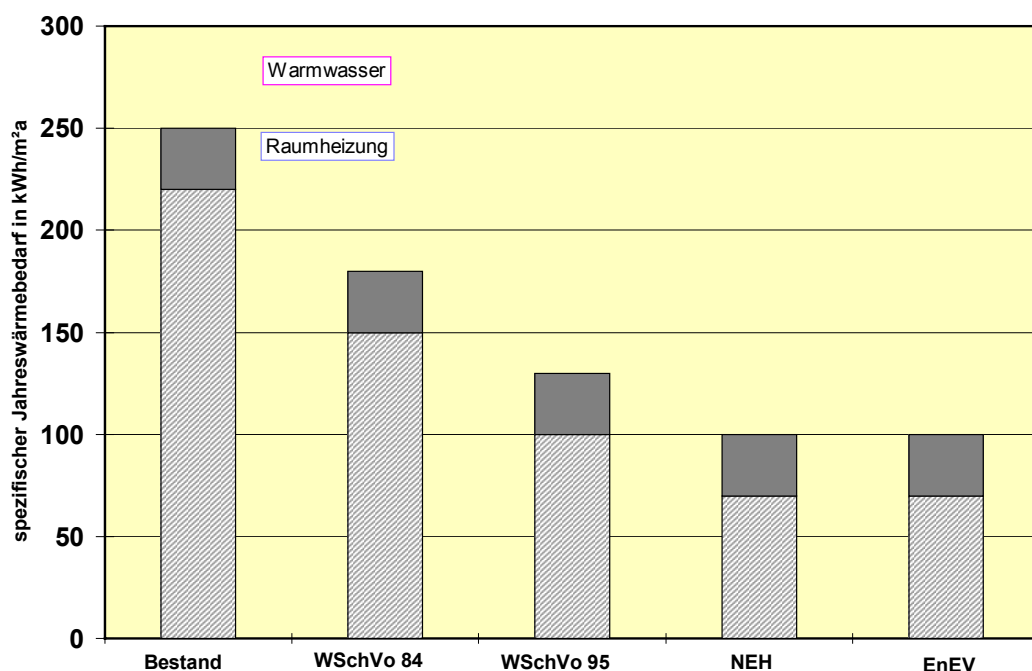


Bild 23: Spezifischer Jahreswärmebedarf für Raumheizung und Warmwasserbereitung entsprechend der Wärmeschutzverordnung 84 und 95 (WSchVO), Niedrigenergiehaus (NEH), gegenwärtiger Wohnungsbestand /27/ und EnEV /28/

In den weiteren Untersuchungen wird nur der Jahreswärmebedarf für die Raumheizung und die Warmwasserbereitung und nicht der Lüftungwärmebedarf betrachtet.

Die Verringerung des Wärmebedarfs für Raumheizung $Q_{a,RH}$ durch verbesserten Wärmeschutz, Nutzung von Wärmerückgewinnungsanlagen, Anwendung von Solararchitektur usw. und der als konstant anzunehmende Wärmebedarf für die Warmwasserbereitung $Q_{a,WW}$ führen zu einer Veränderung des Wärmeverhältnisses (Bild 24)

$$\varphi_{WW} = \frac{Q_{a,WW}}{Q_{a,RH}} \quad (2)$$

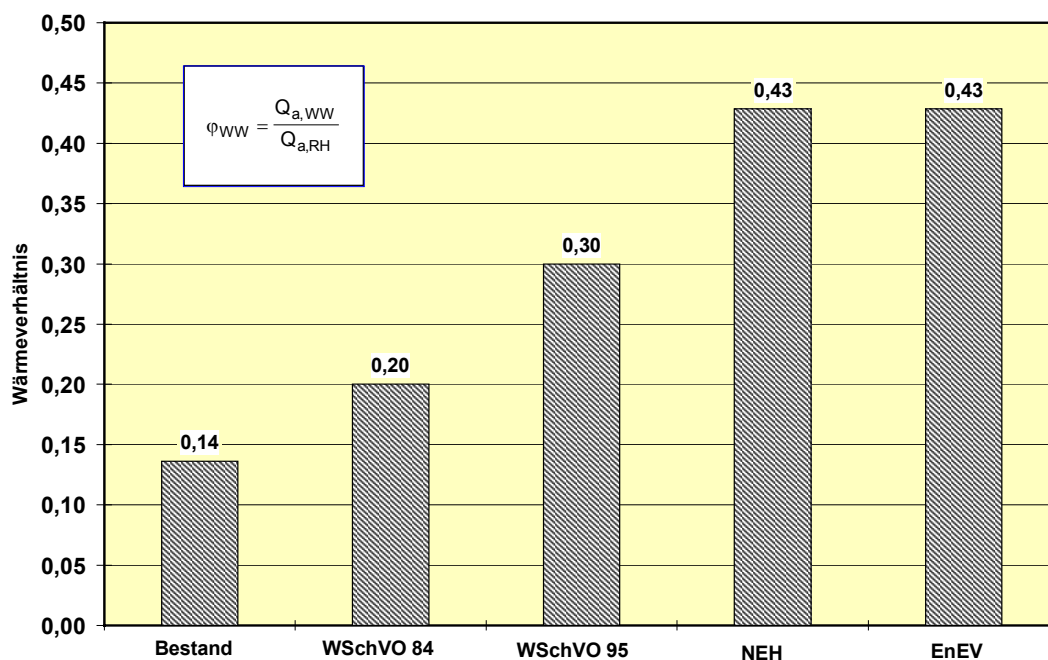


Bild 24: Verhältnis Jahreswärmebedarf Warmwasser zu Jahreswärmebedarf Raumheizung

Beim derzeitigen Wohnungsbestand liegt φ_{WW} bei 0,14 und hat gemäß der EnEV einen Wert von 0,43 erreicht, d. h. der Anteil des Jahreswärmebedarfs für Warmwasserbereitung am Jahresgesamtwärmebedarf erhöht sich von 14 auf 30%. Diese Werte konnten u.a. in /11/ bestätigt werden.

In den bisherigen Betrachtungen wurde davon ausgegangen, daß der Warmwasserverbrauch als konstant anzusehen ist und das Wärmeverhältnis nur vom Raumwärmebedarf abhängig ist. Die Bedarfswerte für die Raumwärme sind nicht nur vom verbesserten Wärmeschutz abhängig, sondern auch von der Wohnfläche. Durch verstärkten Wohnungsneubau und einem zunehmenden Anteil an Single-Haushalten kommt es in Zukunft zu einer Verän-

derung der spezifischen Wohnfläche (Wohnfläche pro Person). Es ist von einer durchschnittlichen Wohnfläche von 38 m² pro Person /26/ auszugehen.

Die spezifische Wohnfläche wird in den weiteren Betrachtungen mit

$$a_{WE} = \frac{A_{WE}}{P} \quad (3)$$

bezeichnet.

Mit der Beziehung (3) folgt aus (2)

$$\varphi_{WW} = \frac{Q_{a,WW}}{q_{a,RH} \cdot a_{WE} \cdot P} \quad (4)$$

Eine Veränderung der Bedarfswerte für die Warmwasserbereitung ist in der nächsten Zeit nicht zu erwarten. In den bisherigen und den weiteren Betrachtungen wird von einem durchschnittlichen Warmwasserbedarf von 30 l/d Person bei einer Erwärmung des Kaltwassers um $\Delta t_{WW} = 45K$ ausgegangen (entspricht Warmwassertemperatur am Speicheraustritt). Durch Messungen aus /29/ und /30/, die repräsentativ für durchschnittliche Warmwasserbedarfswerte sind, kann dieser Wert bestätigt werden.

Der Jahreswärmebedarf für die Warmwasserbereitung wird mit

$$m_{a,WW} = m_{d,WW} \cdot 365 \quad (5)$$

wie folgt berechnet:

$$Q_{a,WW} = m_{a,WW} \cdot c_p \cdot \Delta t_{WW} \cdot P \quad (6)$$

Die Gleichung für φ_{WW} lautet dann:

$$\varphi_{WW} = \frac{m_{a,WW} \cdot c_p \cdot \Delta t_{WW}}{q_{a,RH} \cdot a_{WE}} \quad (7)$$

Die spezifische Wohnfläche wurde im Bereich von 20-40 m²/Person variiert (Bild 25).

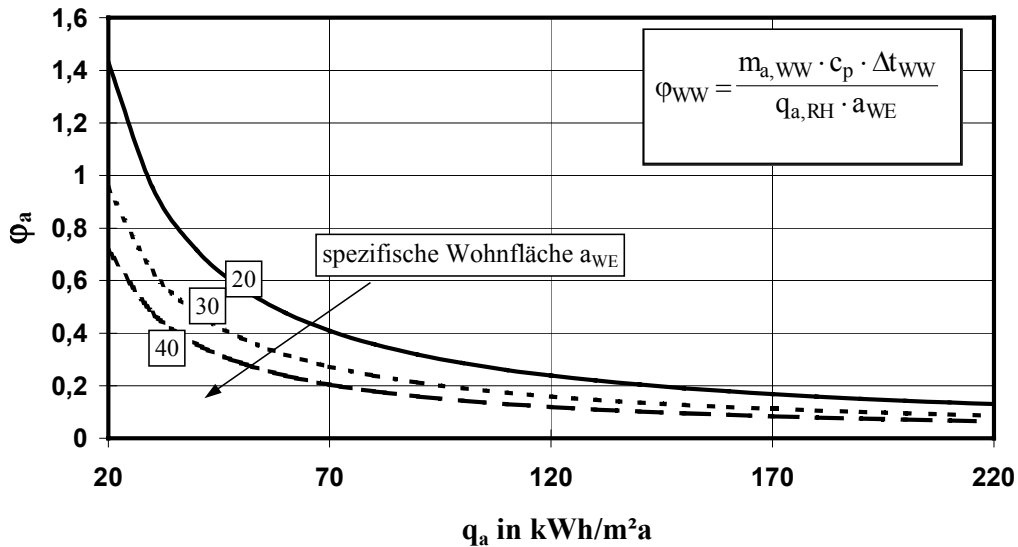


Bild 25: Verhältnis ϕ_{WW} in Abhängigkeit von der spezifischen Wohnfläche bei einem Warmwasserbedarf von 30 l/d Person

Der Effekt, daß mit einer Vergrößerung der spezifischen Wohnfläche das Wärmeverhältnis kleiner wird, kann durch eine Reduzierung des spezifischen Wärmebedarfs kompensiert werden. Dies kann durch eine konsequente Umsetzung der Erkenntnisse aus Forschung und Entwicklung auf den Gebieten der Bau- und Heizungstechnik erreicht werden.

Diese Veränderung der Bedarfsstrukturen, auf die auch in /31/ und /32/ verwiesen wurde, muß im Bereich der Erzeugeranlagen, speziell bei der Wärmepumpentechnologie, Berücksichtigung finden. Gegenwärtig werden Wärmepumpen vorrangig zur Raumheizung eingesetzt und die Warmwasserbereitung wird über ein Zusatzgerät, z.B. Durchlauferhitzer oder Elektrospeicher, realisiert.

Über die praktischen Erfahrungen der o.g. Anlagen-Konzepte wurden u.a. in /33, /34/ und /4/ berichtet. Die Wärmepumpenanbieter und Installateure befürchten eine Verteuerung der Anlagen und eine Verschlechterung der Jahresarbeitszahlen bei Integration der Warmwasserbereitung, da in den üblichen Schaltungen in diesen Fällen meist erheblich höhere Kondensationsdrücke erforderlich sind. Der Trend bei den Raumheizsystemen geht zu Niedertemperaturheizungen. Für die Warmwasserbereitung ist aber ein höheres Temperaturniveau als für die Raumheizung erforderlich.

Im Gegensatz zur Praxis der Warmwasserbereitung bei Wärmepumpenheizungen, wo bislang die Warmwasserbereitung häufig noch außerhalb der Bemühungen um Energieeinsparung steht, kann man einen wachsenden Markt für die solare Warmwasserbereitung in Kombination mit Heizkesseln beobachten. Dabei wird in der Regel eine solare Deckungsrate von

nur 50 % für den Anteil der Warmwasserbereitung erreicht. Die Kapitalrückflußdauer liegt meist jenseits der Nutzungsdauer der Solaranlagen. Bei Kombination von Solarkollektoren mit elektrischen Warmwasserbereitern würde eine solare Deckungsrate von 50 % energetisch einer Wärmepumpe mit der Jahresarbeitszahl von 2 entsprechen.

Ziel der Weiterentwicklung vorhandener Systeme soll es aber sein, Wärmepumpen mit Jahresarbeitszahlen von etwa 4 für Heizung und Warmwasserbereitung zu entwickeln.

Das Anlagenkonzepte mit Wärmepumpen mit der besten konventionellen Anlagentechnik konkurrieren können, zeigen Vergleiche gemäß DIN 4701 in /4/. Es wurde ein Brennwertkessel mit einer erdgekoppelten Wärmepumpenanlage mit Speicher verglichen. Die Wärmepumpenanlagen besitzt eine primärenergetisch bewertete Anlagenaufwandszahl von 1,28 und der Brennwertkessel von 1,54, d.h. die Wärmepumpe benötigt im Vergleich zum Brennwertkessel weniger Primärenergie.

Die Anlagenaufwandszahl gemäß DIN V 4701-10 gibt an wie groß der in das System zu steckende Aufwand im Verhältnis zu einem bestimmten Nutzen ist. Die Anlagenaufwandszahl e_p berechnet sich wie folgt:

$$e_p = \frac{\text{Primärenergieeinsatz}}{\text{Nutzwärme für Raumheizung} + \text{Nutzwärme für Warmwasser}} = \frac{Q_p}{Q_h + Q_{TW}} \quad (8)$$

2.4 Bewertungsmethoden für die Bereitstellung von Raumheizung und Warmwasser

Zur energetischen Gesamtbewertung der Bereitstellung von Raumheizung und Warmwasser mit verschiedenen Anlagenkonfigurationen ist eine „gemeinsame“ Jahresarbeitszahl oder Jahresgesamtarbeitszahl $\beta_{a,ges}$ notwendig:

$$\beta_{a,ges} = \frac{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}}{W_{a,RH} + W_{a,WW}} \quad (9)$$

Eine oft nicht berücksichtigte aber nicht zu vernachlässigende Größe bei der Bewertung von Anlagen mit zentraler Warmwasserbereitung sind die jährlichen Wärmeverluste, die durch das Zirkulationssystem verursacht werden. Der dazu notwendige Mehraufwand an Energie $W_{a,v,WW}$ ist bei der Berechnung der Jahresgesamtarbeitszahl in folgender Form zu berücksichtigen:

$$\beta_{a,ges} = \frac{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}}{W_{a,RH} + W_{a,WW} + W_{a,v,WW}} \quad (10)$$

Mit
$$W_{a,V,WW} = \frac{W_{a,WW} \cdot Q_{a,V,WW}}{Q_{a,WW}} \quad (11)$$

und Einführung des Faktors v und eines Wirkungsgrades η_Z für die Zirkulationsverluste

$$v = \frac{1}{\eta_Z} = 1 + \frac{Q_{a,V,WW}}{Q_{a,WW}} \quad (12)$$

folgt aus (10)

$$\beta_{a,ges} = \frac{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}}{W_{a,RH} + W_{a,WW} \cdot \left(1 + \frac{Q_{a,V,WW}}{Q_{a,WW}}\right)} \quad (13)$$

Unter Verwendung von

$$\beta_{a,RH} = \frac{Q_{a,RH}}{W_{a,RH}} \quad \Leftrightarrow \quad W_{a,RH} = \frac{Q_{a,RH}}{\beta_{a,RH}} \quad (14)$$

$$\beta_{a,WW} = \frac{Q_{a,WW}}{W_{a,WW}} \quad \Leftrightarrow \quad W_{a,WW} = \frac{Q_{a,WW}}{\beta_{a,WW}} \quad (15)$$

und
$$\varphi_{WW} = \frac{Q_{a,WW}}{Q_{a,RH}} \quad \Leftrightarrow \quad Q_{a,WW} = \varphi_{WW} \cdot Q_{a,RH} \quad (16)$$

folgt aus (13)

$$\beta_{a,ges} = \frac{1 + \varphi_{WW}}{\frac{1}{\beta_{a,RH}} + \frac{\varphi_{WW}}{\beta_{a,WW} \cdot \eta_Z}} \quad (17)$$

Die Zusammenhänge $\beta_{a,ges} = f(\varphi_{WW}; \beta_{a,RH}; \beta_{a,WW})$ werden in den nachfolgenden Systemkonfigurationen (Tafel 8) in differenzierten Variantenvergleichen näher untersucht.

Tafel 8: Systemkonfigurationen

Systemkonfiguration	Raumheizung	Warmwasserbereitung
System 1	Wärmepumpe $\beta_{a,RH}=2,4-4,0$	Elektrospeicher $\beta_{a,WW} = 1; v = 1,25; \eta_Z = 0,8$
System 2	Wärmepumpe $\beta_{a,RH}=2,4-4,0$	Wärmepumpe $\beta_{a,WW}=3,6; \eta_Z = 0,8$
System 3.1	Elektrospeicherheizung $\beta_{a,RH}=1$	Elektrospeicher $\beta_{a,WW} = 1; v = 1,25; \eta_Z = 0,8$
System 3.2	Elektrospeicherheizung $\beta_{a,RH}=1$	Durchlauferhitzer $\beta_{a,WW} = 1$
System 3.3	Elektrospeicherheizung $\beta_{a,RH}=1$	Wärmepumpe $\beta_{a,WW}=3,2-4,0; \eta_Z = 0,8$

- **Variantenvergleich 1:**

Für das System 1 wurde die Jahresgesamtarbeitszahl für die Raumheizung $\beta_{a,RH}$ im Bereich von 1,8 bis 4,0 variiert (Bild 26), wobei $\beta_{a,RH} = 3,3$ gemäß dem Gütesiegel für Wärmepumpen als unterster Grenzwert zu betrachten ist, da entsprechend der Richtlinie /35/ Wärmepumpenanlagen mit Jahresarbeitszahlen größer als 3,3 seit 1998 vom Bundesministerium für Wirtschaft gefördert werden.

Dem Wert für die Zirkulationsverluste liegt die Annahme zugrunde, daß zwei Drittel des Jahres die Warmwasserbereitung und Raumheizung gemeinsam erfolgen. Die Warmwasserleitungen liegen in der Regel im Gebäude, so daß diese Verluste indirekt der Beheizung des Gebäudes dienen. Der Wert von 0,8 kann somit als realistisch angesehen werden.

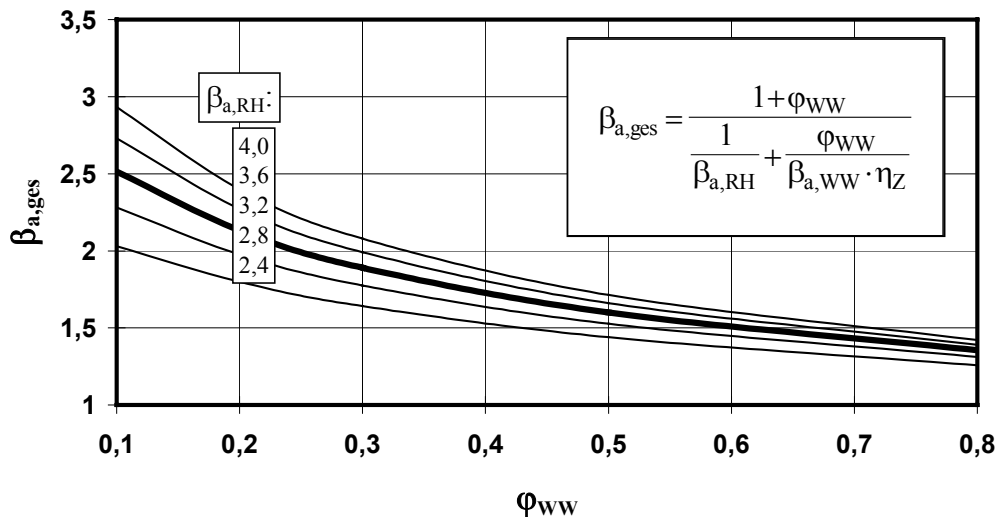


Bild 26: Jahresgesamtarbeitszahlen für Wärmepumpen zur Raumheizung mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen und zentraler elektrischer Warmwasserbereitung mit $\beta_{a,WW} = 1$, $\eta_Z = 0,8$

Die Abhängigkeit der Jahresgesamtarbeitszahl von den sich verändernden Bedarfsverhältnissen, d.h. Jahreswärmebedarf für die Warmwasserbereitung zur Raumheizung und dem jeweiligen Versorgungskonzept ist in Bild 26 gut zu erkennen.

Für ein $\phi_{ww} = 0,14$ (gegenwärtiger Wohnungsbestand im Durchschnitt) und einer Jahresarbeitszahl für die Wärmepumpe von 3,3, erreicht die Jahresgesamtarbeitszahl einen Wert von 2,3. Bei einem Wärmeverhältnis gemäß der EnEV wird nur noch ein Wert von 1,6 erreicht. Es wird sehr deutlich, welchen Einfluß die Warmwasserbereitung in Abhängigkeit von den gültigen Bedarfswerten auf die Jahresgesamtarbeitszahl hat und, daß die Bemühungen in dieser Richtung verstärkt werden müssen, Anlagenkonzepte oder Systemkonfigurationen zu entwickeln, die wesentliche höhere Jahresgesamtarbeitszahlen erreichen.

- **Variantenvergleich 2**

Für das System 2, wo die notwendige Wärme für die Warmwasserbereitung und Raumheizung jeweils mit einer separaten Wärmepumpe bereitgestellt wird, ist bei einer Jahresarbeitszahl für die Warmwasserbereitung $\beta_{a,WW} = 3,6$ (gemäß Herstellerangabe) mit $\eta_Z = 0,8$ und Jahresarbeitszahlen für die Raumheizung $\beta_{a,RH} = 2,4$ bis 4,0 in Bild 27 zu erkennen, daß mit größer werdendem ϕ_{ww} sich die Jahresgesamtarbeitszahl für $\beta_{a,RH} < 2,8$ verbessert und für $\beta_{a,RH} > 2,8$ verschlechtert. Diese Verschlechterung ist bedingt durch die Zirkulationsverluste bei der Warmwasserbereitung.

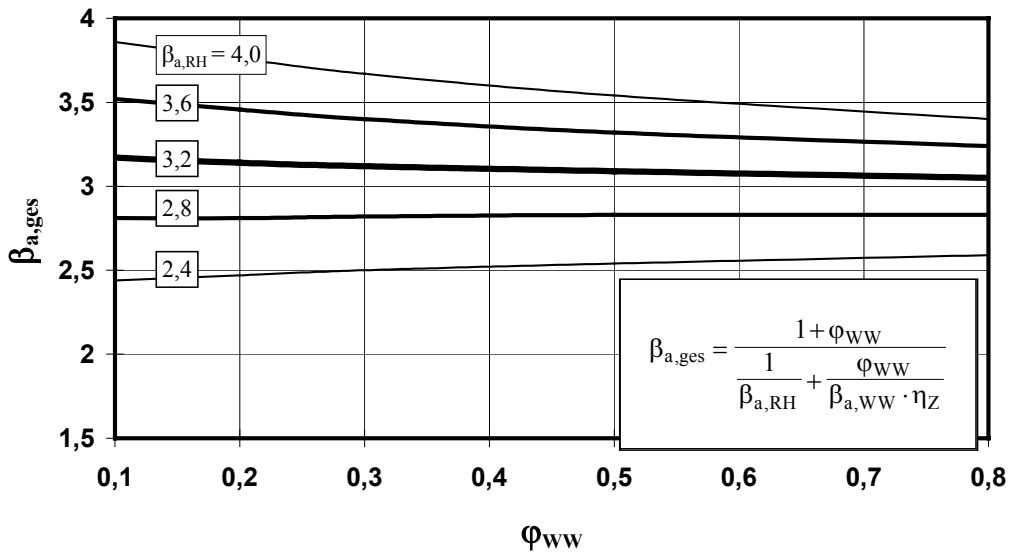


Bild 27: Jahresgesamtarbeitszahlen für Wärmepumpen zur Raumheizung mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen und $\beta_{a,WW} = 3,6$ mit $\eta_Z = 0,8$

• Variantenvergleich 3

Bei den Systeme 3.1-3.3 wurden verschiedene Möglichkeiten der Warmwasserbereitung ausgewählt. Der Vergleich soll zeigen, welche Systemkonfiguration mit einer Elektrospeicherheizung bevorzugt ausgewählt werden kann.

Die Jahresarbeitszahl für eine Elektrospeicherheizung mit Nachtstrom, die zur Raumheizung dient, wird in der Betrachtung gleich 1,0 gesetzt und $\beta_{a,WW}$ variiert im Bereich von 0,6 - 4,0.

Bei den Werten $\beta_{a,WW} = 0,6 - 0,8$ erfolgt die Warmwasserbereitung mit Elektrospeicher zentral bzw. dezentral, bei $\beta_{a,WW} = 1,0$ mit Durchlauferhitzer und bei $\beta_{a,WW} = 3,2$ bis 4,0 mit Wärmepumpe. Aus dem Bild 28 ist ersichtlich, daß für $\beta_{a,WW} < 1,0$ mit größer werdendem ϕ_{WW} sich die Jahresgesamtarbeitszahl verschlechtert. Im ungünstigsten Fall wird $\beta_{a,ges}$ um 18% kleiner.

Für $\beta_{a,WW} > 1,0$ verbessert sich die Jahresgesamtarbeitszahl mit größer werdendem ϕ_{WW} . Es ist eine Steigerung von $\beta_{a,ges}$ um 28% möglich. Das Ergebnis für die Jahresgesamtarbeitszahl ist trotz Verbesserung bei einer Systemkonfiguration der Elektrospeicherheizung und Wärmepumpe als unbefriedigend anzusehen, wenn man davon ausgeht, daß selbst bei einer Jahresarbeitszahl für die Wärmepumpe $\beta_{a,WW} = 4,0$ für $\beta_{a,ges}$ im günstigsten Fall 1,5 erreicht werden kann.

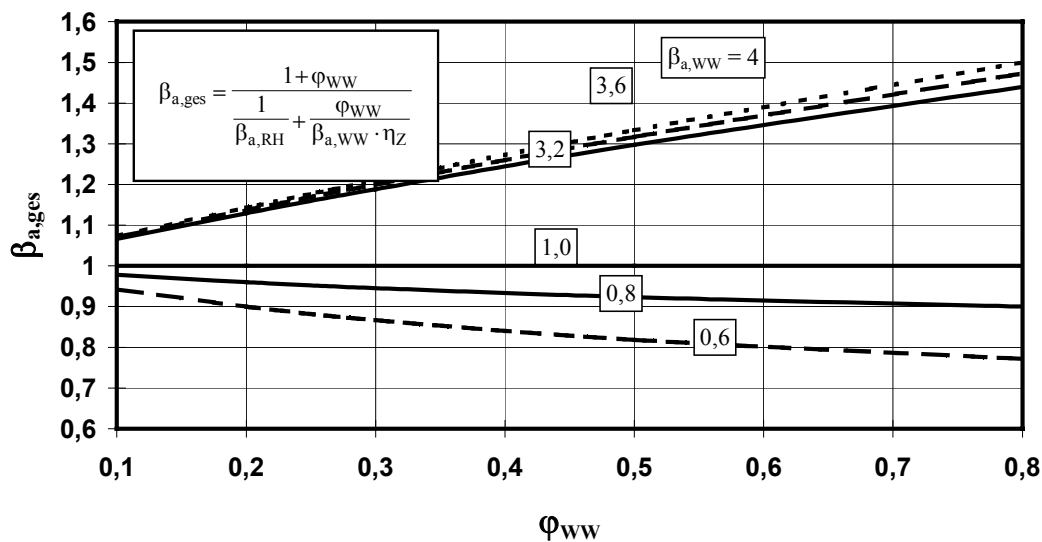


Bild 28: Jahresgesamtarbeitszahl in Abhängigkeit von der Jahresarbeitszahl für die Warmwasserbereitung und φ_{WW} für $\beta_{a,RH} = 1,0$

Die drei untersuchten Varianten sind die z. Z. üblichen Anlagenkonfigurationen mit Wärmepumpen. Aus den schlechten Jahresgesamtarbeitszahlen dieser Anlagenkonzepte erwächst die zwingende Notwendigkeit zukünftige Anlagen effizienter zu gestalten.

2.5 Raumheizung und Warmwasserbereitung in einer Wärmepumpenanlage mit angepaßter Systemkonfiguration

Die Auswertung der Ergebnisse der bisherigen Betrachtungen hat dazu geführt, eine Wärmepumpenanlage zur gleichzeitigen Bereitstellung von Warmwasser und Raumheizung mit einer an die Anforderungen angepaßten Systemkonfiguration (System 4 in Ergänzung zu den Systemen in Tafel 8) zu untersuchen, sowie mit den vorgestellten Ergebnissen zu vergleichen.

Die Veränderung von φ_{WW} und die unterschiedlichen Temperaturniveaus für die Warmwasserbereitung und Raumheizung erfordern Untersuchungen zu effizient gestalteten Prozessen, die sowohl zur Raumheizung als auch zur Warmwasserbereitung dienen. Die Prozeßabläufe sind an die erforderlichen Temperaturniveaus (Warmwasserbereitung 10-60°C; Heizung in Abhängigkeit von der nachgeschalteten Heizungsart 30-50°C) anzupassen. Eine Steigerung der Jahresarbeitszahl, durch die Absenkung der Kondensationstemperatur und der Erhöhung des Anteils der Kondensatunterkühlung, sollte hierbei das Ziel sein.

Bei den derzeit im Einsatz befindlichen Wärmepumpen erfolgt die Wärmeabkopplung aus dem Wärmepumpenprozeß in der Regel auf einem Temperaturniveau. Diese isotherme Wärmeabgabe führt zu hohen Exergieverlusten (Bild 29).

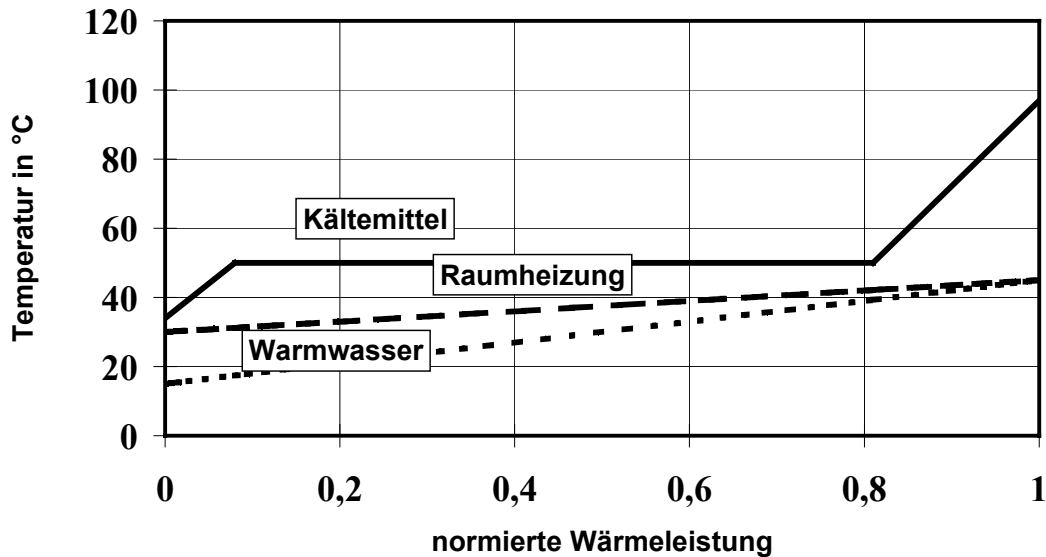


Bild 29: Wärmeschaubild des Kondensators eines konventionellen Wärmepumpenprozesses im Wärmeschaubild (\dot{Q} -T-Diagramm)

Eine Minimierung der Exergieverluste kann durch eine nichtisotherme Wärmeabgabe aus dem Wärmepumpenprozeß erreicht werden, da dann eine Anpassung der Prozeßabläufe an die verschiedenen Temperaturniveaus gegeben ist. Für die Realisierung einer nichtisothermen Wärmeabgabe bieten sich folgende zwei Möglichkeiten:

⇒ **Nutzung der stofflichen Eigenschaften bestimmter Kältemittel (z.B. CO₂)**

Bedingt durch die thermodynamischen Eigenschaften des natürlichen Kältemittels CO₂ ist eine Prozeßführung möglich, die einem Dreiecksprozeß nahe kommt.

Durch die isobare nichtisotherme Wärmeabgabe nach der Verdichtung des Kältemittels, ist es z.B möglich die Exergieverluste zu reduzieren. Die Wärmeabgabe kann auf dem für die Warmwasserbereitung und Raumheizung jeweils notwendigen Temperaturniveau erfolgen (Bild 30).

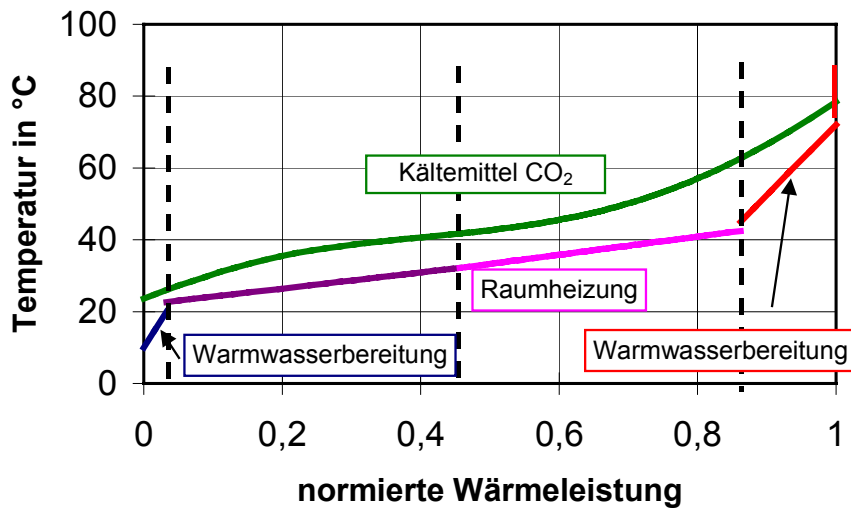


Bild 30: Wärmeschaubild des Enthizers im realen CO₂-Prozess für eine 2-stufige Warmwasserbereitung

In /15/ werden Ergebnisse zu einer Versuchswärmepumpe mit CO₂ vorgestellt und diskutiert. Die Leistungszahl variierte bei den Versuchen zwischen $\epsilon_{\max} = 3,2$ bei $t_0 = -15\text{ °C}$ und $\epsilon_{\max} = 5,6$ bei $t_0 = 10\text{ °C}$ (Bild 31). Der optimale Hochdruck steigt linear an und die Differenz des Hochdruckes beträgt zwischen $t_0 = -15\text{ °C}$ und $t_0 = 10\text{ °C}$ etwa $\Delta p_{\text{HD}} \approx 1\text{ MPa}$.

Das Optimum der Leistungszahlen verläuft über dem Hochdruck relativ flach, so daß bei einer geringen Abweichung vom optimalen Hochdruck die Leistungszahl nur unwesentlich vom Maximum abweicht. Bei den Untersuchungen wurden alle Verluste, wie z.B. Verluste am Elektro-Motor usw. berücksichtigt.

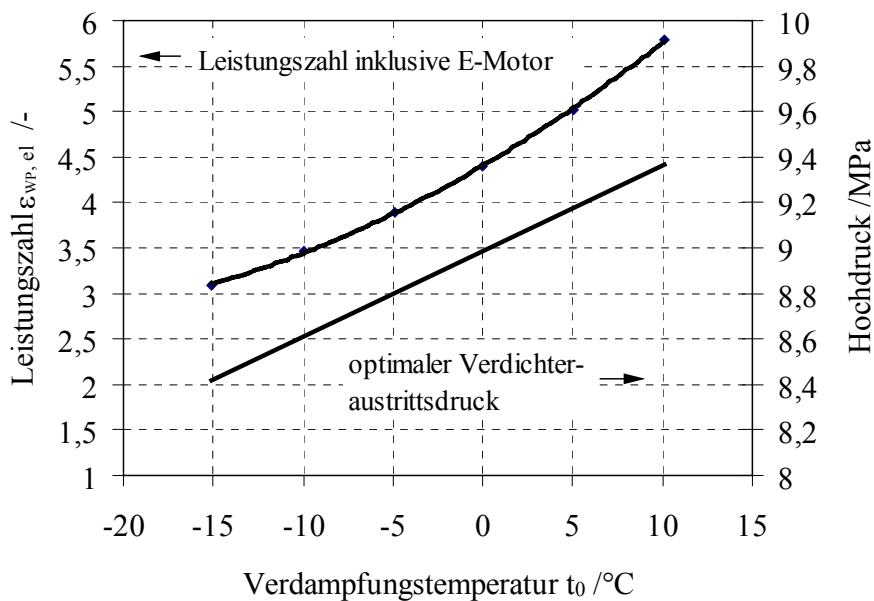


Bild 31: Maximale Leistungszahlen und jeweils optimaler Hochdruck /15/

Eine weitere Möglichkeit ist die

⇒ Neugestaltung des Kreisprozesses

Die Wärmeabgabe einer Wärmepumpe erfolgt über den Kondensator. Betrachtet man die thermodynamischen Vorgänge, wie Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung, die in einem Kondensator ablaufen, differenziert, so führt das zu dem Ergebnis, daß die unterschiedlichen Temperaturniveaus auf denen die Prozesse ablaufen nicht effizient genutzt werden können. Durch die Verlagerung der einzelnen Prozesse in jeweils separate Wärmeübertrager ist eine Wärmeauskopplung auf verschiedenen Temperaturniveaus möglich. Durch diese veränderte Kreisprozeßgestaltung wären die Bedingungen für die Reduzierung der Exergieverluste bei gleichzeitiger Anpassung des Prozesses an die geforderten Bedingungen, die eine kombinierte Warmwasserbereitung und Raumheizung ermöglichen, gegeben (Bild 32).

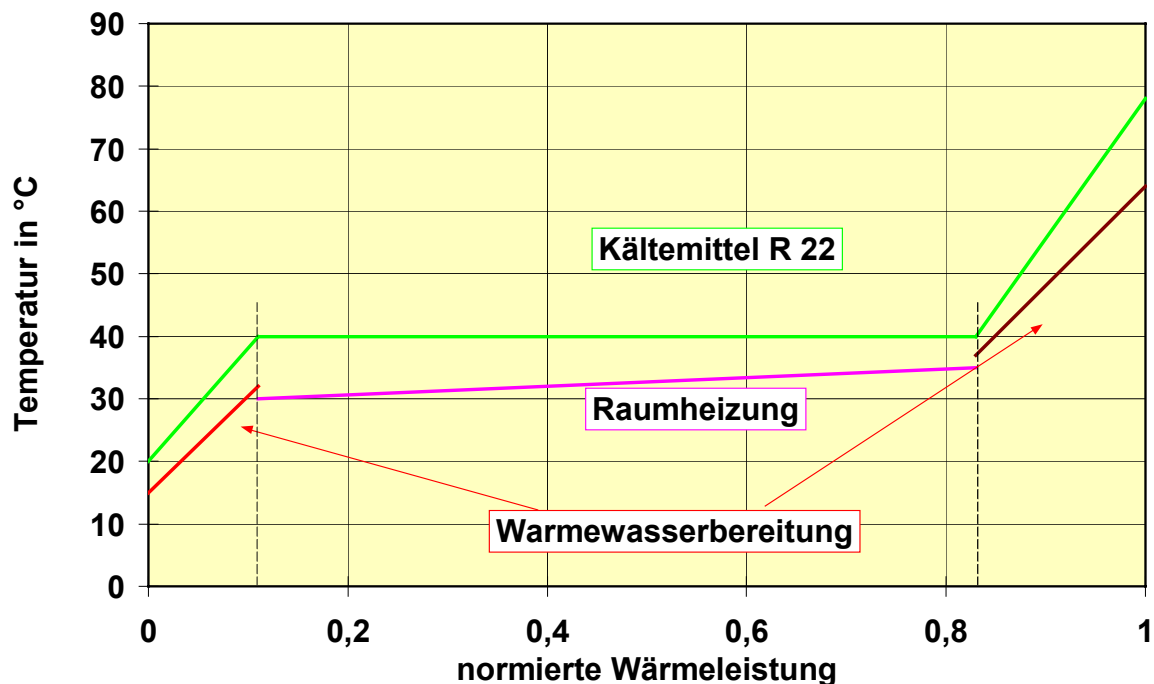


Bild 32: Wärmeschaubild für eine Wärmepumpe mit separater Wärmeauskopplung

In den Bildern 30 und 32 ist zu erkennen, daß bei gleicher Kreisprozeßgestaltung in Abhängigkeiten von den spezifischen Eigenschaften der verwendeten Kältemittel (R744 und R22),

die Wärmeübertragungsprozesse unterschiedliche Temperaturdifferenzen zwischen Kältemittel und zu erwärmendes Wasser aufweisen. Bei dem Prozeß mit CO₂ sind die Temperaturdifferenzen geringer, d.h. die exergetischen Verluste bei der Wärmeübertragung sind theoretisch geringer.

Bei dieser Wärmepumpe wird der Kondensator, wo Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung des Kältemittels in einem Wärmeübertrager stattfinden und die verschiedenen Temperaturniveaus nicht genutzt werden können, durch drei Wärmeübertrager ersetzt, in denen die genannten Prozesse getrennt stattfinden und die entsprechenden Temperaturbereiche separat ausgenutzt werden können (Bild 33).

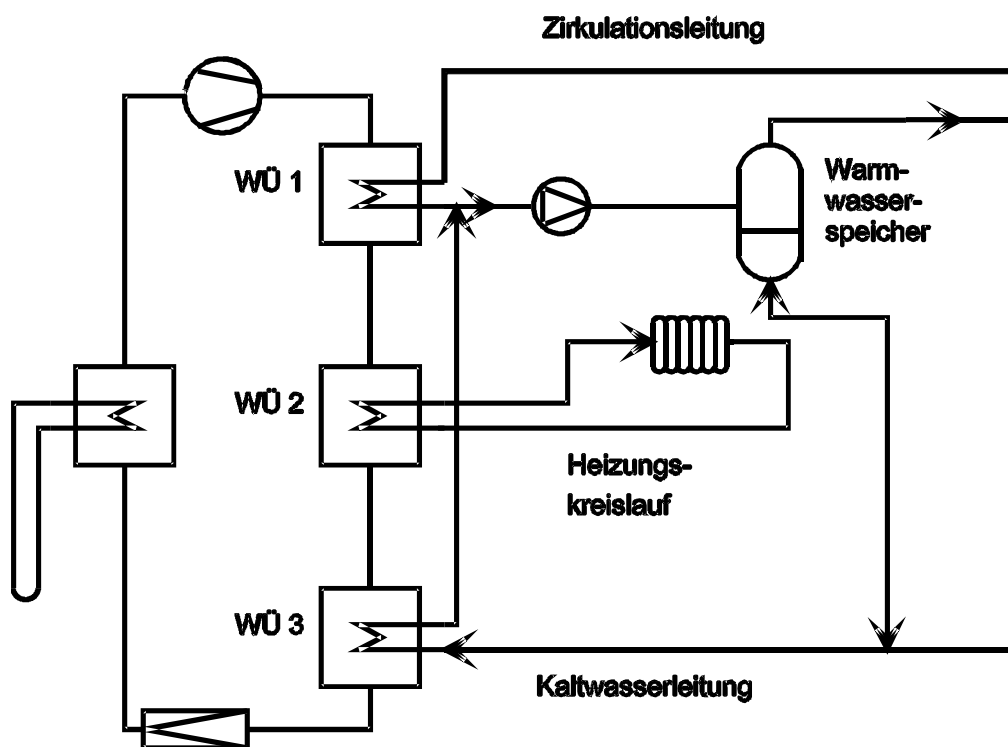


Bild 33: Schaltbild, angepaßte Systemkonfiguration zur gemeinsamen Erzeugung von Raumwärme und Warmwasser

Im weiteren Verlauf der Arbeit, wird die Systemkonfiguration (System 4) mit der Neugestaltung der Kreisprozesse näher untersucht. Für diese angepaßte Systemkonfiguration können verschiedene u.a. auch die im Pkt. 1 betrachteten Kältemittel eingesetzt werden.

Die Tafel 9 gibt einen Überblick über die Funktionen der einzelnen Wärmeübertrager und deren Temperaturbereiche der Wärmeauskopplung (die Bezeichnungen für die Wärmeübertrager wurden für den weiteren Text analog Bild 34 gewählt):

Tafel 9: Funktionsbeschreibung der Wärmeübertrager

Wärmeübertrager	Temperaturbereiche/ kältemittelseitig	Funktion
WÜ 1 - Enthitzer	120 - 50°C	Warmwassernachwärmer und Legionellenschutz
WÜ 2 - Kondensator	50 ... 40°C	Erwärmung des Heizwassers für die Raumheizung
WÜ 3 – Kondensatunterkühler	40-20°C	Vorwärmung des kalten Trinkwassers

Die WÜ 1 und WÜ 3 übernehmen die Funktion der Warmwasserbereitung, indem im Enthitzer (WÜ 1) das hohe Temperaturniveau des überhitzten Kältemittels nach dem Austritt aus dem Verdichter ausgenutzt wird, um das zirkulierende Warmwasser auf mindestens 60°C zu erwärmen (Bild 34).

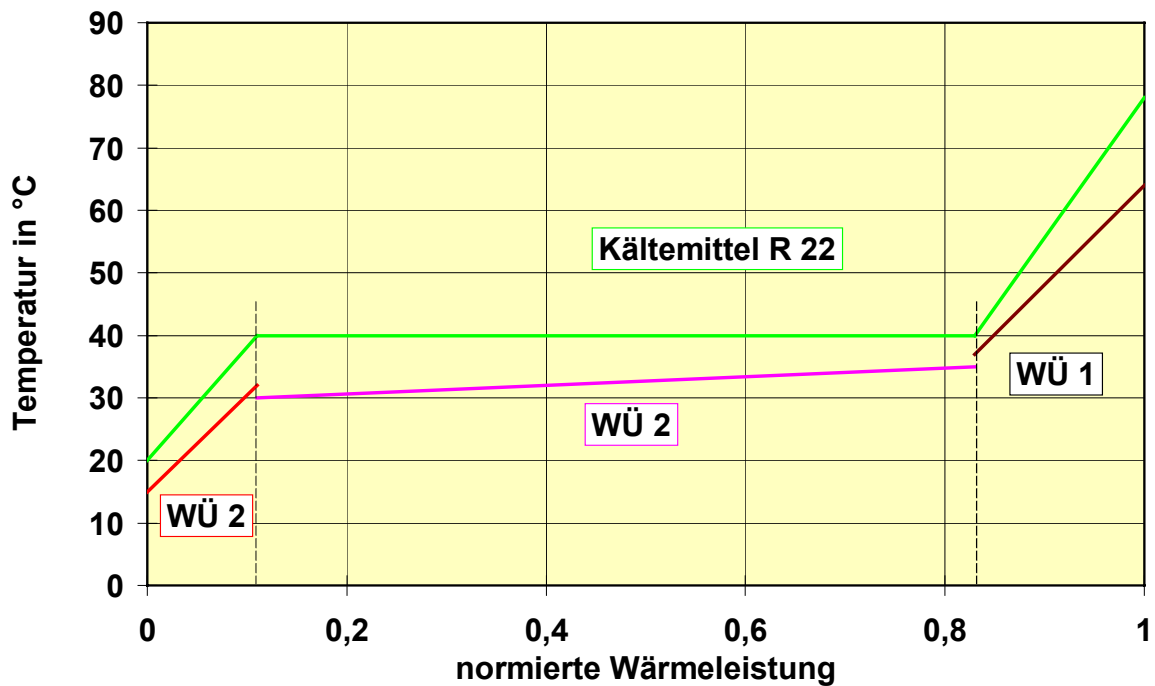


Bild 34: t,Q-Diagramm für gemeinsame Bereitstellung von Raumwärme und Warmwasser

Durch die signifikante Unterkühlung um bis zu 25 K erhöht sich die Enthalpiedifferenz des Kältemittels. Die temperaturgestufte Wärmeauskopplung bewirkt wesentlich geringere Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern und damit geringere exergetische Verluste. Aus beiden Effekten resultiert eine merkliche Steigerung der Leistungszahl der Wärmepumpe - Ausdruck der Einsparung wertvoller Primärenergie.

Dadurch können ein mögliches Wachstum von Krankheitskeimen (Legionellen) verhindert und die Forderungen der DVGW-Richtlinie /36/ erfüllt werden. Im Kondensatkühler (WÜ 3) wird das kalte Trinkwasser vorgewärmt und somit der Anteil der nutzbaren Enthalpie des Kältemittels vergrößert, was zu einer Steigerung der Jahresarbeitszahl führt. Der Anteil der Unterkühlung am gesamten Prozeß ist wiederum abhängig vom Verhältnis ϕ_{WW} . Dieser Zusammenhang wird im Pkt. 2.3 näher beschrieben.

Der WÜ 2, der eigentliche Kondensator, dient zur Erwärmung des Heizwassers für die Raumheizung. In Abhängigkeit von der zum Einsatz kommenden Heizung kann die Anlage mit oder ohne Speicher betrieben werden. Bei einer Fußbodenheizung ist es, bedingt durch die gute Speicherfähigkeit, möglich, auch für den eingeschränkten Betrieb (Sperrzeiten durch EVU's) ohne Speicher auszukommen. Weiterhin bietet die Fußbodenheizung aufgrund der niedrigen Vorlauftemperaturen die Möglichkeit für eine optimale Prozeßgestaltung (niedrige Kondensationstemperatur).

Bei der betrachteten Wärmepumpe dient das Erdreich (senkrechte Sonden) als Wärmequelle.

Die Fahrweise der Wärmepumpe wird in Abhängigkeit von der Außentemperatur in Sommer- und Winterbetrieb unterschieden. Im Winterbetrieb erfolgt die Warmwasserbereitung und Versorgung mit Raumwärme gemeinsam. Im Sommerbetrieb wird keine Wärme für die Raumheizung benötigt, d. h. die Kondensation die sonst im WÜ 2 abläuft, muß jetzt im WÜ 3 stattfinden. Diese Besonderheit ist bei der Auslegung der Wärmeübertrager und der Entwicklung einer geeigneten Steuerung zu beachten.

Die Berechnung der Jahresgesamtarbeitszahl für die betrachtete Wärmepumpe ist ein Spezialfall der unter Punkt 2.1 angegebenen Gleichung (17).

Bei der – beschriebenen Wärmepumpe gibt es zwei separate Anteile an Nutzwärme (Raumwärme $Q_{a,RH}$ und Warmwasserbereitung $Q_{a,WW}$). Diese Anteile werden auf verschiedenen Temperaturniveaus aus dem Kreisprozeß ausgekoppelt, der dazu erforderliche Energieaufwand besteht aber nur aus einem Anteil. Die Jahresgesamtarbeitszahl lautet dann ohne die Zirkulationsverluste der Warmwasserbereitung :

$$\beta_{a,Ge-WP} = \frac{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}}{W_a} \quad (18)$$

Unter Berücksichtigung der Zirkulationsverluste, folgt aus der Gleichung (18):

$$\beta_{a,ges,Ge-WP} = \frac{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}}{W_a + W_{a,V,WW}} \quad (19)$$

mit

$$W_{a,V,WW} = \frac{W_a \cdot Q_{a,V,WW}}{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}} \quad (20)$$

folgt aus (19)

$$\beta_{a,ges,Ge-WP} = \frac{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}}{W_a \cdot \left(1 + \frac{Q_{a,V,WW}}{Q_{a,RH} + Q_{a,WW}}\right)} \quad (21)$$

Setzt man φ_{WW} , (12) und (18) in die Gleichung (21) ein, ergibt sich folgende vereinfachte Form für $\beta_{a,ges,Ge-WP}$ in Abhängigkeit von φ_{WW}

$$\beta_{a,ges,Ge-WP} = \frac{\beta_{a,Ge-WP} \cdot (1 + \varphi_{WW}) \cdot \eta_Z}{\varphi_{WW} + \eta_Z} \quad (22)$$

Bei der Berechnung von $\beta_{a,Ge-WP}$ sind bedingt durch die Besonderheit, daß die Nutzwärme aus zwei Anteilen besteht und die Warmwasserbereitung zweistufig in den WÜ1 und WÜ 3 erfolgt, bei der Bilanzierung der Wärmeübertrager 1 und 3 folgende Randbedingungen zu beachten:

- im Kondensatkühler wird kaltes Trinkwasser um Δt_{WW1} , z. B. von 10°C auf 35°C, vorgewärmt
- die Temperaturspreizung für die Warmwasserbereitung beträgt Δt_{WW} , z. B. 45K,

daraus ergibt sich das Verhältnis $\vartheta = \frac{\Delta t_{WW1}}{\Delta t_{WW}}$. (23)

Die Bilanz für die Warmwasserbereitung lautet dann:

$$\dot{Q}_{WW} = (1 - \vartheta) \cdot \dot{Q}_{WÜ1} + \vartheta \cdot \dot{Q}_{WÜ3} \quad (24)$$

Für den Wärmeübertrager 3 folgt

$$\vartheta \cdot \dot{Q}_{WW} = \dot{m}_{KM} \cdot \Delta h_3 \cdot \eta_V \quad (25),$$

wobei mit η_V die Wärmeverluste der Wärmepumpe an die Umgebung (z. B. Heizraum) berücksichtigt werden.

Zuerst wird der Prozeß ohne Kondensatunterkühlung betrachtet

$$\overline{\dot{Q}}_{RH} + \dot{Q}_{WW}(1 - \vartheta) = \dot{m}_{KM} \cdot (\Delta h_1 + \Delta h_2) \cdot \eta_V. \quad (26)$$

Die Größe $\overline{\dot{Q}}_{RH}$ in der Gleichung (26) stellt die in der Heizperiode durchschnittliche Heizleistung dar und ergibt sich näherungsweise aus dem Produkt $\dot{Q}_{RH} \cdot 0,4$.

Für φ_{WW} kann dann auch

$$\varphi_{WW} = \frac{\dot{Q}_{WW}}{\overline{\dot{Q}}_{RH} \cdot 0,4} = \frac{\dot{Q}_{WW}}{\overline{\dot{Q}}_{RH}} \quad (27)$$

geschrieben werden.

Die Leistungszahl für den Prozeß ohne Kondensatunterkühlung lautet:

$$\varepsilon_{0,Ge-WP} = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{w_t} \cdot \eta_{WP} \quad (28)$$

Beispielsweise wurde mit $\eta_{WP} = 0,72$ gerechnet.

Durch die Kondensatunterkühlung ist es möglich, den Anteil der nutzbaren Enthalpie des Kältemittels bei gleichbleibendem Energieaufwand zu vergrößern, was eine Steigerung der Leistungszahl bewirkt. Im Bild 35 ist der Wärmepumpenprozeß mit Kondensatunterkühlung im log p,h-Diagramm dargestellt.

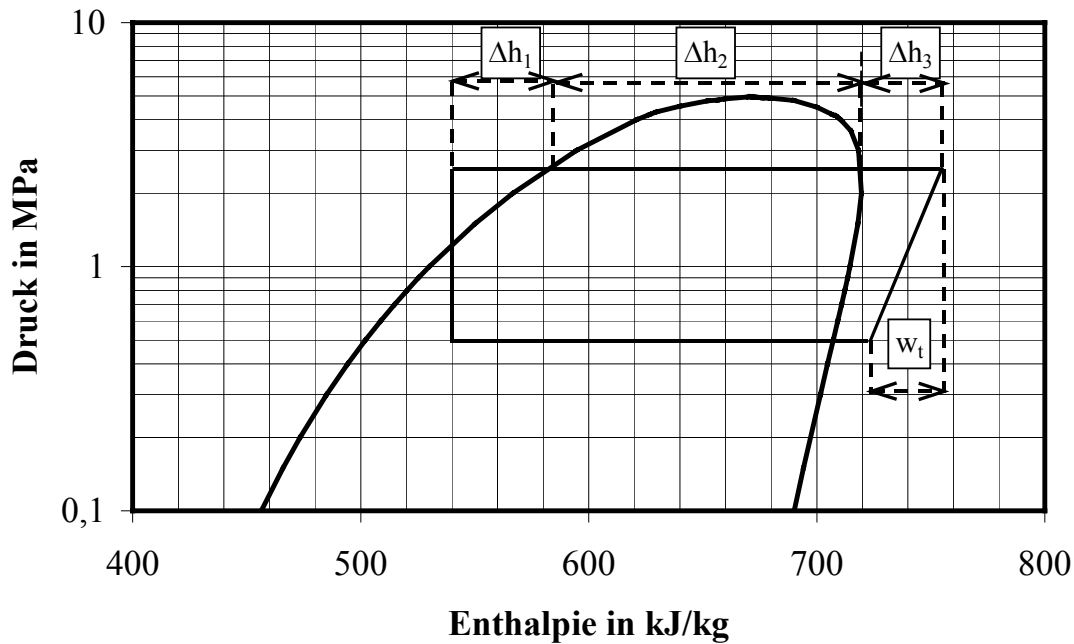


Bild 35: Darstellung des Wärmepumpenprozesses mit Kondensatunterkühlung im log p,h-Diagramm

Bei dem Prozeß mit Kondensatunterkühlung wird der nutzbare Enthalpieanteil um Δh_3 vergrößert. Die Leistungszahl für diesen Prozeß wird dann durch folgende Beziehung beschrieben:

$$\varepsilon_{Ge-WP} = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3}{w_t} \cdot \eta_{WP} \quad (29)$$

Stellt man die Gleichung (25) nach \dot{m}_{KM} um und setzt diese in (29) ein, folgt unter Verwendung von φ_{WW} nach Umstellen für Δh_3 :

$$\Delta h_3 = \frac{\varphi_{WW} \cdot \vartheta (\Delta h_1 + \Delta h_2)}{1 + (1 - \vartheta) \cdot \varphi_{WW}} \quad (30)$$

Die Gleichung (30) zeigt, daß die Vergrößerung der Wärmeabgabe um die Enthalpiedifferenz der Kondensatunterkühlung von den Temperatur- und Wärmeverhältnissen abhängt (Bild 36).

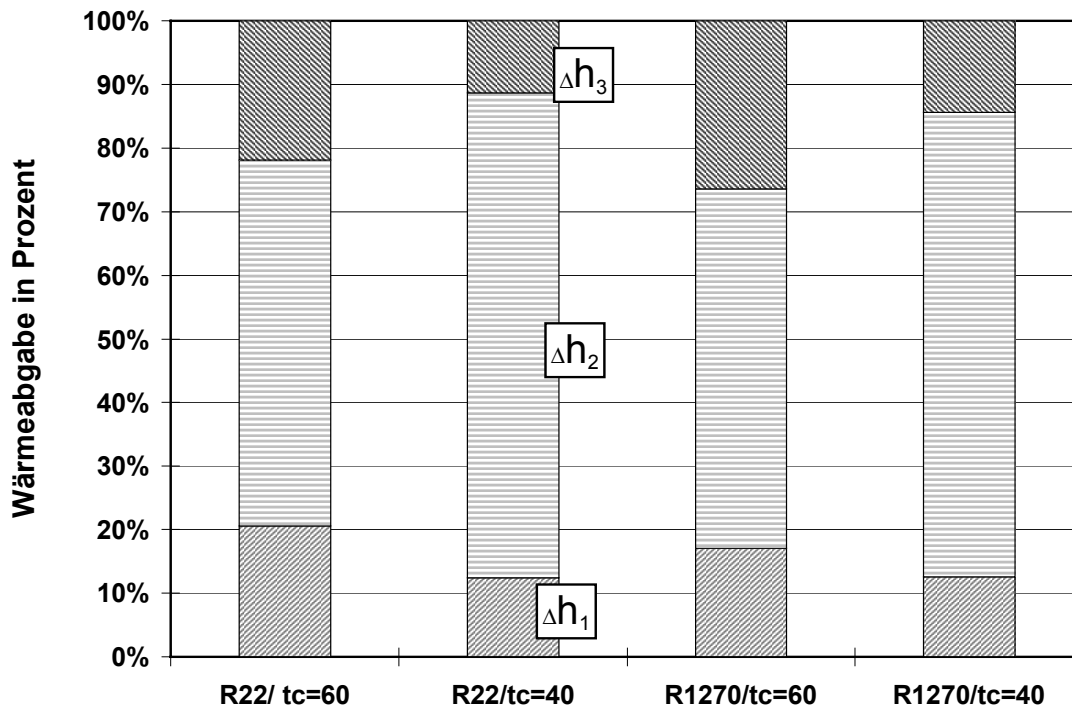


Bild 36: Wärmeabgabe (Enthitzung Δh_1 , Kondensation Δh_2 , Kondensatunterkühlung Δh_3) in Prozent bei den Kondensationstemperaturen $t_c = 40^\circ\text{C}$ und $t_c = 60^\circ\text{C}$ für R22 und R1270

Bedingt durch die ähnlichen thermodynamischen Eigenschaften von R22 und R1270 wurden die Vergleichsprozesse für diese beiden Kältemittel berechnet. Die prozentuale Aufteilung der Enthalpiedifferenz von R22 und R1270 weist geringfügige Unterschiede auf. Die Kondensationstemperatur hat einen großen Einfluß auf diese Aufteilung. Bei einer Kondensationstemperatur von 40°C beträgt der theoretisch nutzbare Anteil an der Gesamtwärme 11-13% und bei $t_c = 60^\circ\text{C}$ 22-26%, d.h. der vermeintliche positive Effekt an dieser Stelle ist größer.

Mit (28), (29) und (30) folgt für die Leistungszahl mit Kondensatunterkühlung

$$\varepsilon_{Ge-WP} = \varepsilon_{0,Ge-WP} \cdot \left(1 + \frac{\varphi_{WW} \cdot \mathcal{G}}{1 + (1 - \mathcal{G}) \cdot \varphi_{WW}} \right) \quad (31)$$

die bedingt durch die Rechnung mit einer durchschnittlichen Raumheizleistung $\overline{\dot{Q}}_{RH}$ in etwa mit der Jahresarbeitszahl identisch ist

$$\varepsilon_{Ge} \approx \beta_{a,Ge-WP} \quad (32)$$

Wird die Gleichung (31) in (32) unter Berücksichtigung von (32) eingesetzt folgt

$$\beta_{a,ges,Ge-WP} = \frac{\varepsilon_{0,Ge-WP} \cdot (1 + \varphi_{WW}) \cdot \left(1 + \frac{\varphi_{WW} \cdot \vartheta}{1 + (1 - \vartheta) \cdot \varphi_{WW}} \right) \cdot \eta_Z}{\varphi_{WW} + \eta_Z} \quad (33)$$

Der Vergleich einer Wärmepumpe zur gemeinsamen Erzeugung von Raumwärme und Warmwasser mit den Systemkonfigurationen 1- 3.3 gemäß Tafel 8 mit Wärmepumpen zeigt, daß die Jahresgesamtarbeitszahl der angepaßten Systemkonfiguration (System 4 = Wärmepumpe mit 3 Wärmeübertragern) mit steigendem φ_{WW} (bis zu einem $\varphi_{WW,Grenz}$) größer wird und dann konstant bleibt (Bild 37)

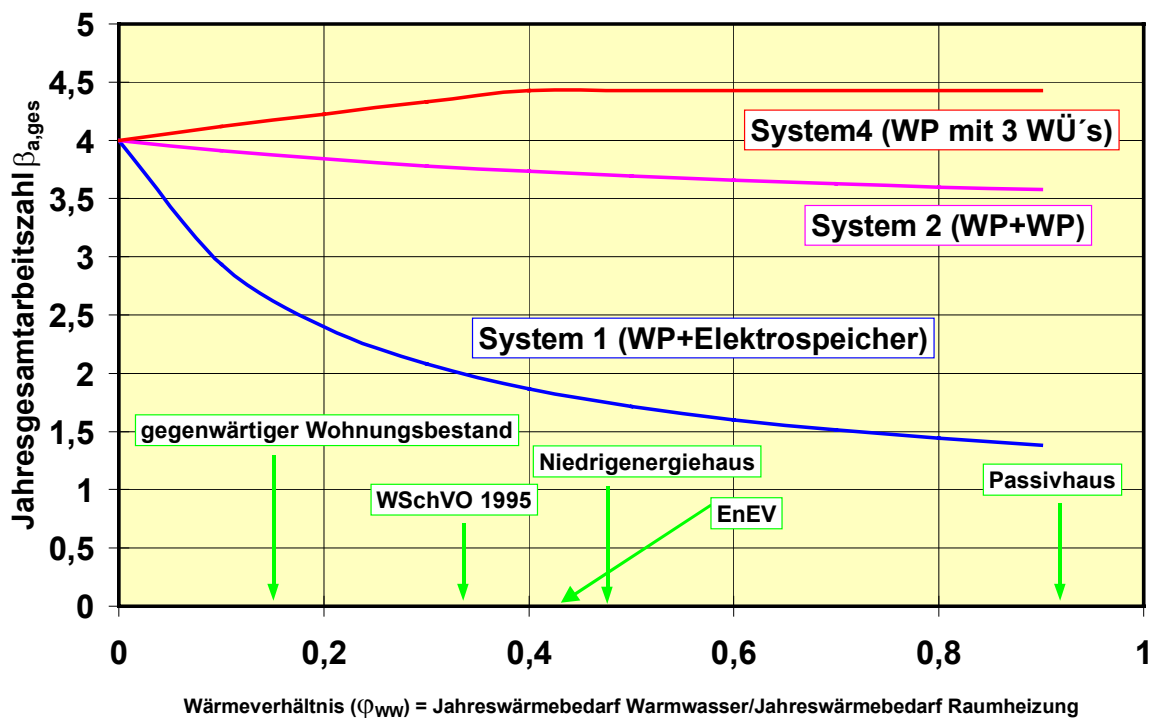


Bild 37: Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe zur gemeinsamen Erzeugung im Vergleich zu anderen Anlagenkonfigurationen mit Wärmepumpen

Bewertet man die Jahresgesamtarbeitszahlen in Abhängigkeit vom Wärmeverhältnis φ_{WW} (informativ wurden die Wärmeverhältnisse wie z.B. gemäß der Energiesparverordnung in das Diagramm eingefügt) für verschiedene Anlagenkonfigurationen, so ist zu erkennen, daß die Bereitung von Raumheizung und Warmwasser in einer Anlage mit einer an die verän-

derden Anforderungen angepaßten Systemkonfiguration (System 4) sinnvoll und erfolgversprechend erscheint. Ob das theoretisch mögliche Potential zur Leistungsverbesserung und der Berücksichtigung der sich veränderten Randbedingungen in der Praxis umgesetzt werden kann ist von verschiedenen Faktoren abhängig. In den bisherigen theoretischen Betrachtungen wird u.a. vorausgesetzt, daß der Bedarf an Raumwärme und Warmwasser gleichzeitig auftritt, d.h. auch gleichzeitig erzeugt wird. Es wird somit der Maximallastfall, wie er vorrangig im Winterbetrieb auftritt untersucht. In den Übergangszeiten ist der Raumwärmebedarf in Abhängigkeit von der Außentemperatur geringer, d.h. der Bedarf für die Warmwasserbereitung bleibt konstant und der für die Raumheizung ist geringer, die Anlage fährt in Teillast. Das Teillastverhalten ist nicht Gegenstand der theoretischen Untersuchungen. Es ist außerdem zu berücksichtigen, daß zusätzliche Komponenten und kompliziertere Vorgänge zusätzliche und vor allem auf die vorherrschenden Bedingungen exakt abgestimmte Steuerungs- und Regelungsprozesse erfordern. Denn nur durch einen optimalen Anlagenbetrieb ist es möglich die theoretisch möglichen Leistungszahlen auch in der Praxis zu erreichen.

3 Bewertung von Meßdaten einer Modellwärmepumpe

3.1 Modellwärmepumpe

Die im Pkt 2.5 theoretisch untersuchte Prozesse zu einer Wärmepumpe mit einer angepaßten Systemkonfiguration (an Stelle eines Kondensators wurden 3 Wärmeübertrager zur separaten Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung eingesetzt) wurde in einer Modellwärmepumpe unter realen Bedingungen umgesetzt.

Die Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einer Gesamtheizleistung von 18 kW mit vertikalen Erdsonden stand in einem Einfamilienhaus und wurde 1 Jahr meßtechnisch untersucht. In das Konzept eingebunden waren ein Heizungs- und ein Warmwasserspeicher mit je 1000l bzw. 300l Speicherinhalt. Als Kältemittel wurde R22 verwendet.

Mit einer Vollaststundenzahl für die Raumheizung von 2652 h/a entsprechend der Gradtagzahl $G_t = 3758$ und der Anzahl der Heiztage $z = 244$ für den Standort ergibt sich ein Jahreswärmebedarf $Q_{a,RH} = 35802$ kWh/a.

Zur Berechnung des Jahreswärmebedarfs für die Warmwasserbereitung ($Q_{a,WW}$) wurde für den 4-Personen-Haushalt ein Warmwasserverbrauch von 30 l/(d·P) zugrunde gelegt. Bei einer Temperaturspreizung von 45 K ergibt sich für $Q_{a,WW} = 2736$ kWh/a.

Es wurden alle notwendigen Daten (u.a. Temperatur, Druck usw.) vom Kältemittel- und den Sekundärkreisläufen meßtechnisch erfaßt (Tafel 10). Die Daten wurden über einen Protokollzyklus (eine Minute) erfaßt und gemittelt und in Binärdateien abgespeichert.

In einer Auswertedatei wurden unter Verwendung der Stoffwertfunktionen alle notwendigen Bewertungsgrößen, wie z.B. Gesamtbilanz der Wärmeübertrager, Leistungszahl, Verdichtervirkungsgrad etc. im Tagesgang ausgewertet und berechnet.

Tafel 10: Bezeichnung der Meßstellen

Meßstellen	Bezeichnung
Solekreislauf	
T1	Soleaustritt aus dem Verdampfer/Rücklauf Sole
T2	Soleaustritt aus der Sonde vor der Solepumpe
T3	Soleeintritt in den Verdampfer/Vorlauf Sole
F1	Volumenstrom Sonde 1(Sonde mit 55m Teufe)
F2	Volumenstrom Sonde 2(restlichen 5 Sonden)
Pe1	elektrische Antriebsleistung der Solepumpe
Kältemittelkreislauf	
T4	Kältemittelaustritt aus dem Verdampfer/Eintritt in den Verdichter
p1	Sauggasdruck
T5	Verdichtungsendtemperatur/Kältemittelintritt in WÜ1(Enthitzer)
p2	Verdichtungsenddruck
T6	Kältemittelaustritt WÜ1/Eintritt in WÜ 2
p3	Austrittsdruck aus WÜ1/Eintritt in WÜ 2 = Kondensationsdruck
T7	Kältemittelaustritt aus WÜ 2/ Eintritt WÜ 3
p4	Austrittsdruck WÜ 2/Eintritt in WÜ 3
T8	Kältemittelaustritt WÜ 3/Eintritt in Entspannungsventil
Pe1	elektrische Antriebsleistung des Verdichters
Warmwasser- kreisl.+Speicher	
T14	Eintritt Kaltwasser in den Vorwärmer WÜ 3
T13	Austritt Wasser aus WÜ 3
T9	Eintritt Wasser aus Zirkulation in den Enthitzer WÜ 1
T10	Austritt Warmwasser aus WÜ 3
T18	Eintritt Warmwasser mit Mischtemperatur (T10 und T13) in Warmwasserspeicher
T17	Austritt Warmwasser aus Warmwasserspeicher
T15	Temperatur in der Mitte des Warmwasserspeichers
F3	Volumenstrom Kaltwasser
Heizungskreislauf+ Speicher	
T12	Eintritt Heizungswasser aus dem Heizungsrücklauf bzw. Heizungsspeicher in den WÜ 2
T11	Austritt Heizungswasser aus WÜ 2 in Heizungsvorlauf oder Heizungsspeicher
T20	Austrittstemperatur aus dem Heizungsspeicher oben/ Heizungsvorlauftemperatur
T18(1)	Vorlauftemperatur Radiatorheizung
T20(1)	Vorlauftemperatur Fußbodenheizung
T21	Rücklauftemperatur Fußbodenheizung
T22	Rücklauftemperatur Radiatorheizung
T19	Austritt Heizungsspeicher unten/Heizungsrücklauf
Pe1	elektrische Antriebsleistung der Heizungsladepumpe
F4	Volumenstrommessung Heizungskreislauf
Sonstiges	
T16	Außentemperatur
MV	Stellung des Thermostellventils

Die Leistungszahl ist von vielen Faktoren (Parameter der peripheren Kreisläufe, Kreisprozeßgestaltung, Steuerung und Regelung usw.) abhängig und hat direkten Einfluß auf alle weiteren Kriterien, wie z. B. Jahresgesamtkosten, jährliche Energiekosten oder die jährliche CO₂-Emission, die für die Bewertung einer Wärmepumpenanlage von Bedeutung sind.

Die Leistungszahl bzw. die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe wurde aus den Meßwerten berechnet. Bei der Bilanzierung wurde als Hilfsenergie die elektrische Antriebsleistung der Solepumpe (ca. 1 kW) berücksichtigt (Bild 38).

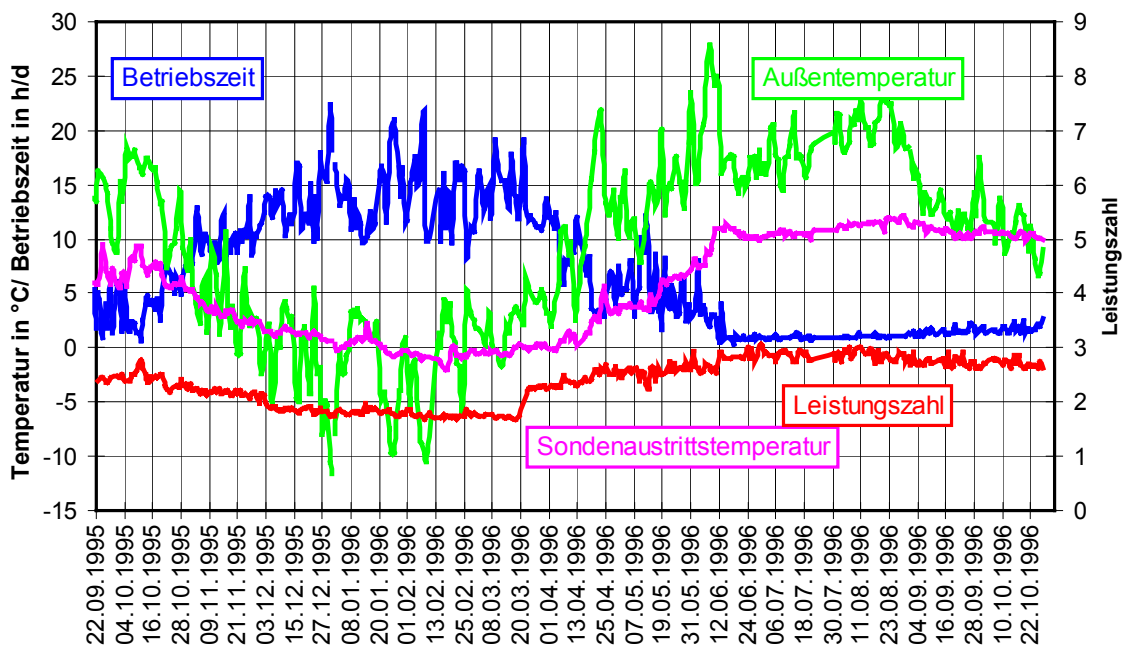


Bild 38: Betriebszeit der Wärmepumpe, Sondastrittstemperatur, Außentemperatur und Leistungszahl im Jahrgang

Der Kurvenverlauf der Sondastrittstemperatur weist im Vergleich zur Außentemperatur eine Phasenverschiebung auf, d. h. trotz ansteigender Außentemperatur im Frühjahr bleiben die Sondastrittstemperaturen noch niedrig. Diese Phasenverschiebung wird mit zunehmender Tiefe größer.

Noch offenkundiger werden diese Fakten in der Darstellung der monatlichen Mittelwerte für die Betriebszeit der Wärmepumpe, Außentemperatur, Sondastrittstemperatur und die Leistungszahl (Bild 39).

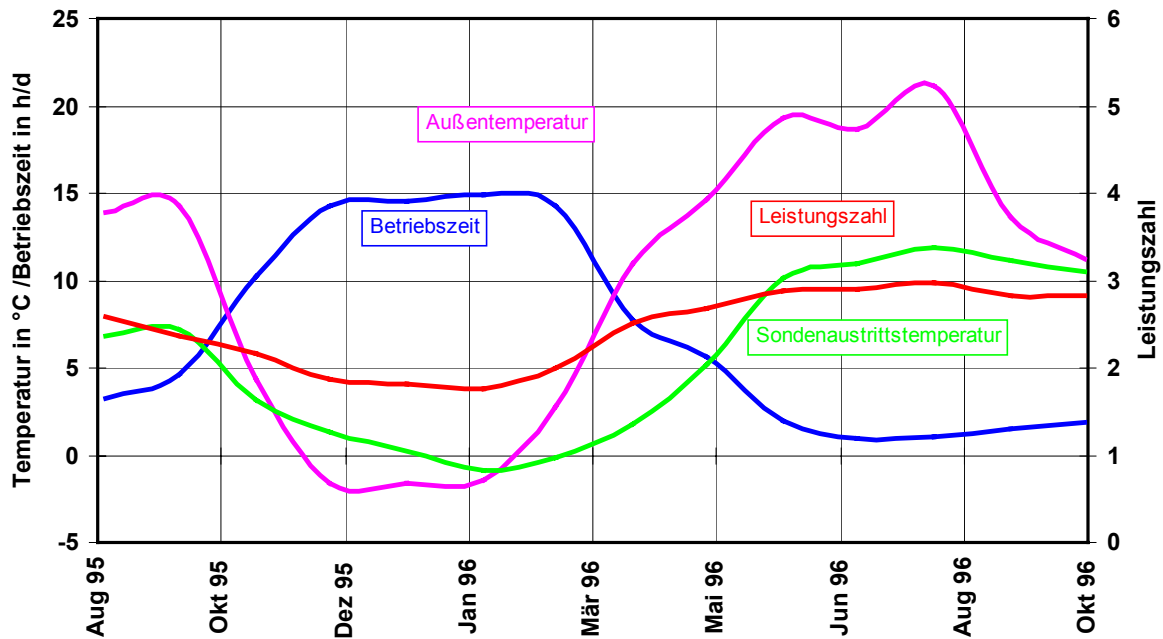


Bild 39: Monatliche Mittelwerte für die Betriebszeit der Wärmepumpe, Sondenaustrittstemperatur, Außentemperatur und Leistungszahl

Die Modellwärmepumpe hat nach Auswertung der vorliegenden Meßwerte eine Jahresgesamtarbeitszahl von $\beta_a = 2,63$ erreicht. Die tatsächliche erreichte Jahresgesamtarbeitszahl ist niedriger als die theoretisch berechnete im Pkt 2.5. Anhand einer detaillierten Auswertung von ausgewählten Meßtagen werden die möglichen Ursachen dafür beschrieben.

Im weiteren werden Ausführungen zum Warmwasserverbrauch, zu Raumwärmebedarf und Wärmeverhältnis φ_{WW} sowie zur Auswertung einzelner Meßtage gemacht.

⇒ **Warmwasserverbrauch**

Der tägliche Warmwasserverbrauch ist sehr von den Nutzergewohnheiten abhängig (Bild 40). Die Bedarfswerte variieren im Bereich von z. B. 64,5 l/d bis 371,6 l/d.

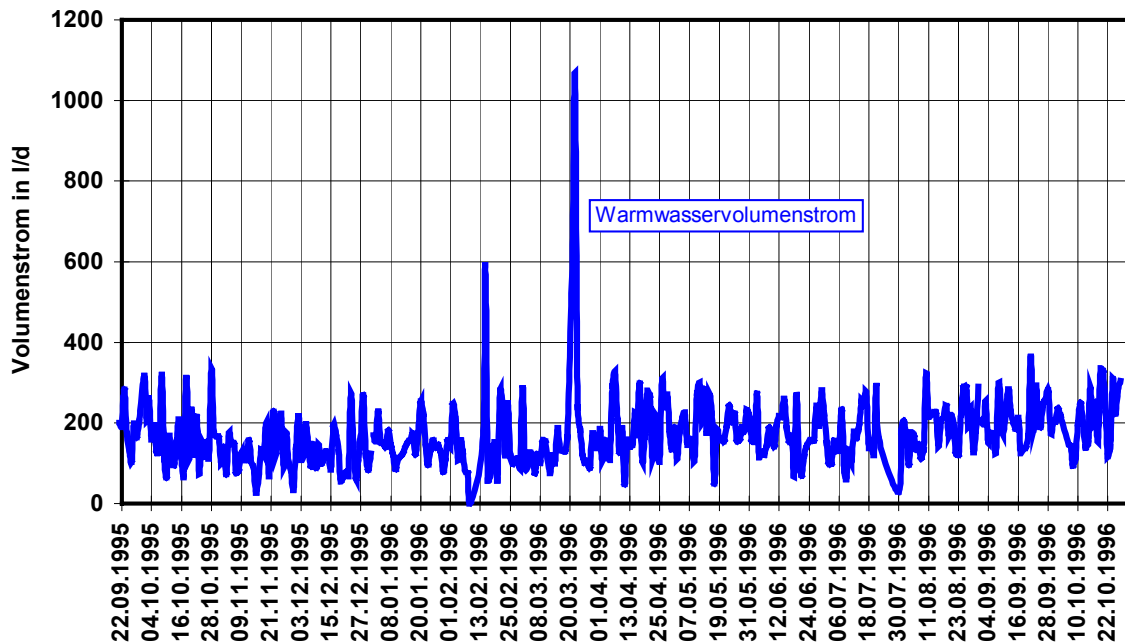


Bild 40: Warmwasserverbrauch für den angegebenen Meßzeitraum

Extrem hohe Warmwasserverbrauchswerte die jedoch nicht durch die Nutzer verursacht wurden, sind z. B. am 15.02.1996 und am 22.03.1996 zu verzeichnen. Die Ursachen für den hohen Wasserverbrauch am 15.02.1996 werden bei der Auswertung der Messungen ausführlich beschrieben. Am 22.03.1996 wurden Versuche durchgeführt. Zur Simulation des Maximallastfalls wurde der Warmwasserspeicher soweit entleert, daß die Speicherinnentemperatur der Kaltwassertemperatur entsprach.

Im Vergleich zu den Monatsmittelwerten für die Außentemperatur, elektrischer Arbeit, Betriebszeit der Wärmepumpe und die Sondentemperatur ist für den Warmwasserverbrauch keine definierte Abhängigkeit von der Außentemperatur zu erkennen (Bild 41). Der durchschnittliche monatliche Spitzenwert liegt bei 230 l/d und der niedrigste Verbrauch bei 134 l/d.

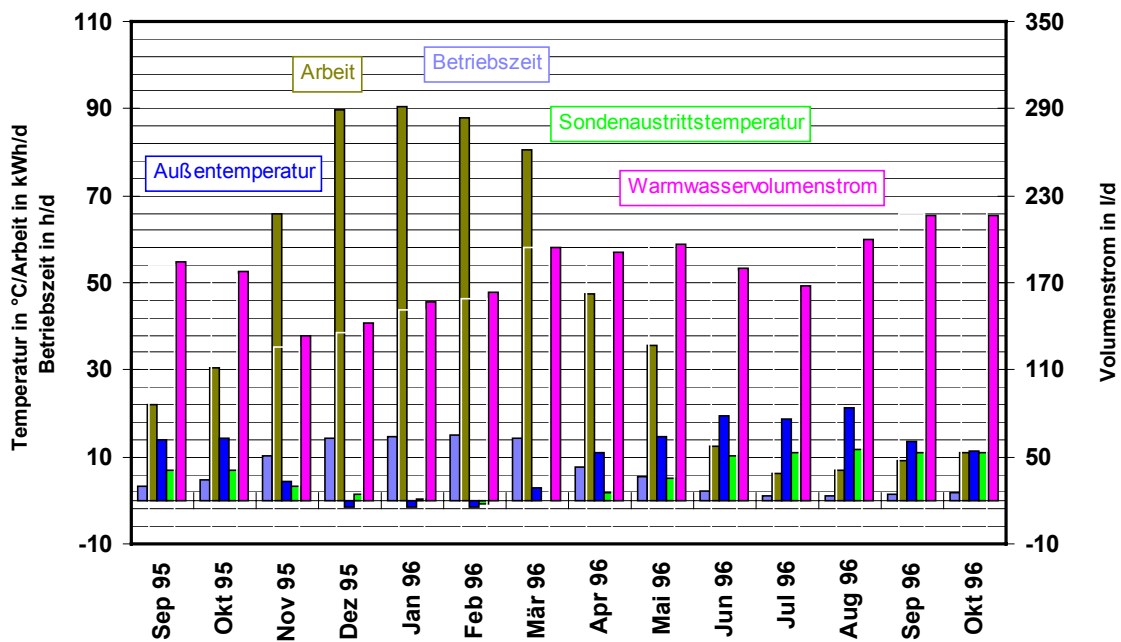


Bild 41: Monatliche Mittelwerte für Außentemperatur, elektrischer Arbeit, Betriebszeit der Wärmepumpe, Sondenaustrittstemperatur und Warmwasserverbrauch

Für einen 4-Personen-Haushalt ergibt sich nach Auswertung der Meßwerte aus den Tagesdateien ein durchschnittlicher Warmwasserverbrauch von 42,6 l/(d·Person) und ein Jahreswärmeverbrauch für die Warmwasserbereitung von 4066 kWh/a. Gegenüber der Auslegungsrechnung ist ein tatsächlicher Mehrverbrauch von 1149 kWh/a zu verzeichnen. Zur Berechnung dieses Mehrverbrauches wurde der aus den Meßdaten ermittelt Verbrauch auf 365 Tage normiert.

⇒ **Raumwärmebedarf und Wärmeverhältnis ϕ_{WW}**

Das Haus wurde zu jeder Zeit ausreichend mit Wärme versorgt. Der Jahreswärmeverbrauch ($Q_{a,RH}$) belief sich auf 38818 kWh/a (für den Meßzeitraum von 382 Tagen). Bei der Auslegungsrechnung wurde von einem Jahreswärmebedarf von 41094 kWh/a ausgegangen. Nach der Normierung des gemessenen Jahreswärmeverbrauches auf 365 d/a ergibt sich ein Wert von 37090 kWh/a. Die Abweichung von Auslegungsrechnung und tatsächlichem Verbrauch beträgt 4%. Bedingt durch den höheren tatsächlichen Jahreswärmeverbrauch für die Warmwasserbereitung verändert sich das Wärmeverhältnis. Mit einem Wert von $\phi_{WW} = 0,1$ liegt er im Bereich des im Bild 22 angegebenen Wertes für den gegenwärtigen Wohnungsbestand.

3.2 Meßtag 1-Winterbetrieb-Maximallastfall

Der extrem hohe Warmwasserverbrauch (1062 Liter) an diesem Tag ist auf Versuche zurückzuführen, bei denen der Maximallastfall simuliert wurde. Bei gleichzeitiger Versorgung mit Raumwärme und Warmwasser sollte der Anteil der Unterkühlung im Kältemittelkreislauf so groß wie möglich sein, dazu wurde die Temperatur im Warmwasserspeicher soweit abgesenkt, daß sie der Kaltwassertemperatur entsprach (Bild 42).

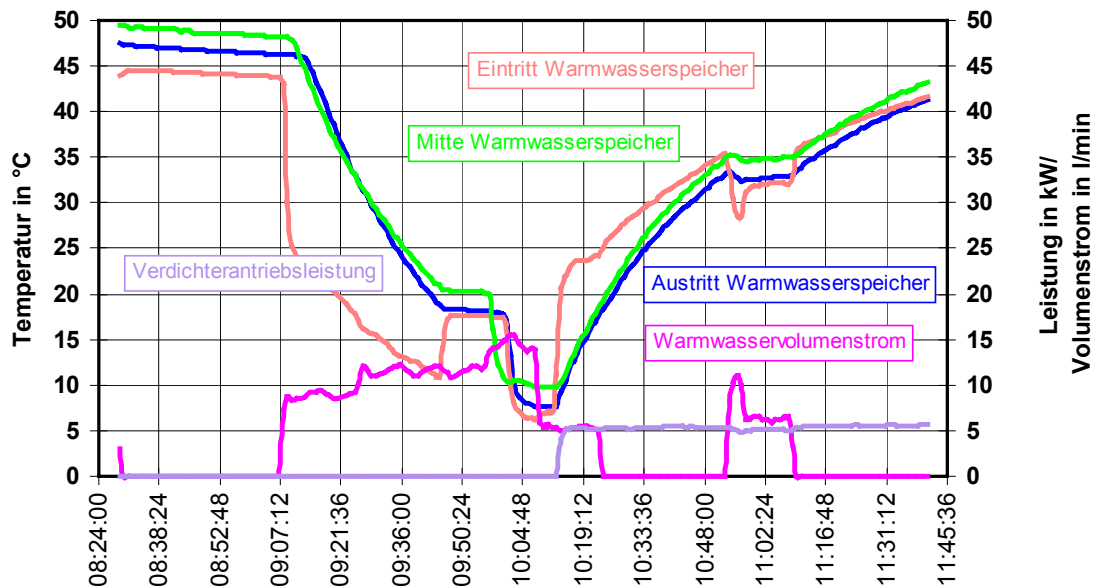


Bild 42: Temperaturen im Warmwasserspeicher, Warmwasservolumenstrom und Verdichterantriebsleistung

Zur Simulation dieses Lastfalles mußte der Warmwasserspeicher durch die entsprechende Wasserentnahme entleert werden. Die Heizkörperventile wurden auf die höchste Stufe gestellt.

Bis ca. 9.45 Uhr war das Thermostellventil geöffnet. Durch das Ventil strömte Wasser mit einer Temperatur von ca. 8°C (entspricht der Wasseraustrittstemperatur t_{13} - aus WÜ ⁹) und wurde dem aus WÜ 1 strömenden Wasser mit einer Temperatur $t_{10} = 28^\circ\text{C}$ zugemischt. Dieser Effekt erklärt die Temperaturdifferenz zwischen Warmwasserspeicherein- und -austritt. Danach wurde das Ventil für ca. 15 Minuten geschlossen. Ein- und Austrittstemperatur sind für diesen Zeitraum gleich groß.

Nachdem die Temperatur im Speicher auf ca. 10°C abgesunken war, wurde die Wärmepumpe eingeschaltet. Die Temperatur im Speicher stieg kontinuierlich bis zu einer erneuten Wasserentnahme von ca. 20 Minuten an.

⁹ Bezeichnung gemäß Bild 33

Der WÜ 1 wurde sekundärseitig während der Wasserentnahme durchströmt, so daß es zum Absinken der Ein- und Austrittstemperaturen kam (Bild 43).

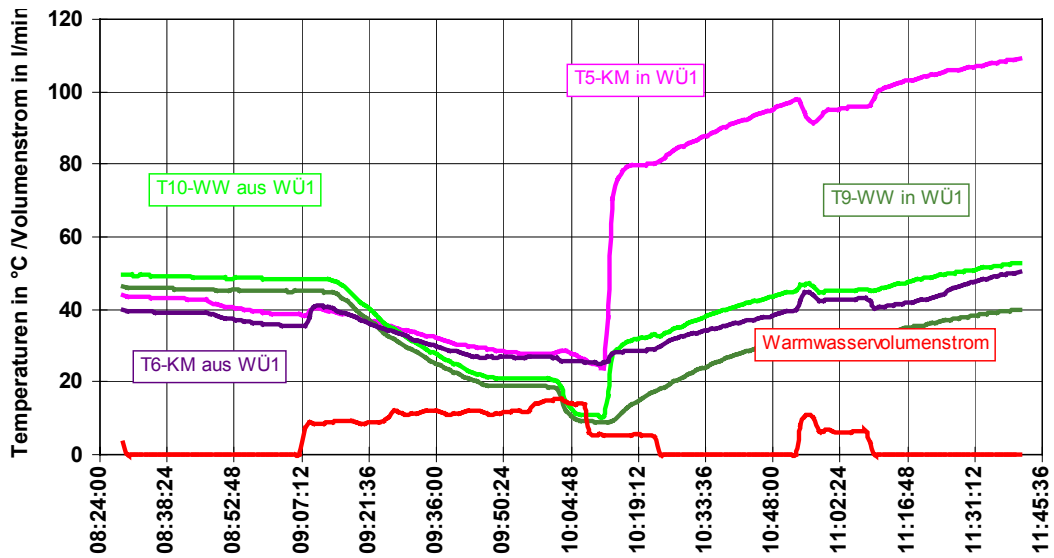


Bild 43: Ein- und Austrittstemperaturen am WÜ 1 und Warmwasservolumenstrom

Nach der Inbetriebnahme der Wärmepumpe wurde das Kältemittel im WÜ 1 fast vollständig entthitzt.

Die Eintrittstemperatur des Kältemittels in den WÜ 2 war zeitweise niedriger als die des Heizungsrücklaufes (Bild 44).

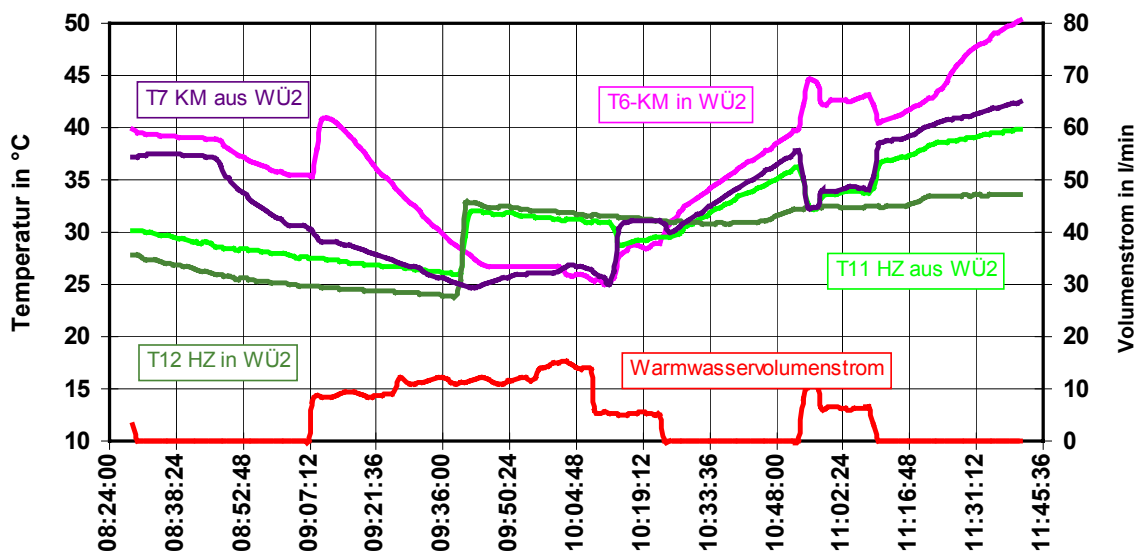


Bild 44: Ein- und Austrittstemperaturen am WÜ 2 und Warmwasservolumenstrom

Bedingt durch die vorherrschenden Temperaturverhältnisse konnte das Kältemittel nicht kondensieren. Im ungünstigsten Fall wurde das Kältemittel vom Heizungswasser erwärmt (Bild 45).

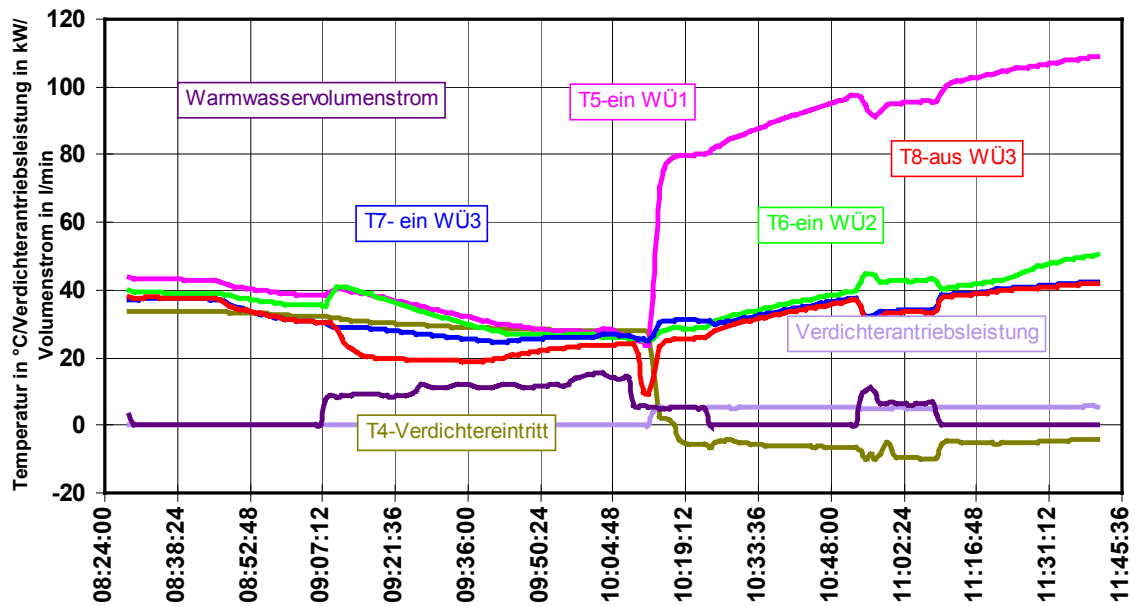


Bild 45: Temperaturen im Kältemittelkreislauf, Verdichterantriebsleistung und Warmwasservolumenstrom

Zum Zeitpunkt 10.19 Uhr beträgt die Eintrittstemperatur des Kältemittels in WÜ 2 $t_6 = 28^\circ\text{C}$ und die Austrittstemperatur $t_7 = 32^\circ\text{C}$, d. h. das Kältemittel wurde durch das Heizungswasser erwärmt. Die Ein- und Austrittstemperaturen des Heizungswassers bestätigen diese Aussage. Das Heizungswasser wird um 3 K abgekühlt.

Die vollständige Enthitzung und anschließende Kondensation des Kältemittels muß im WÜ 3 stattfinden (Bild 46).

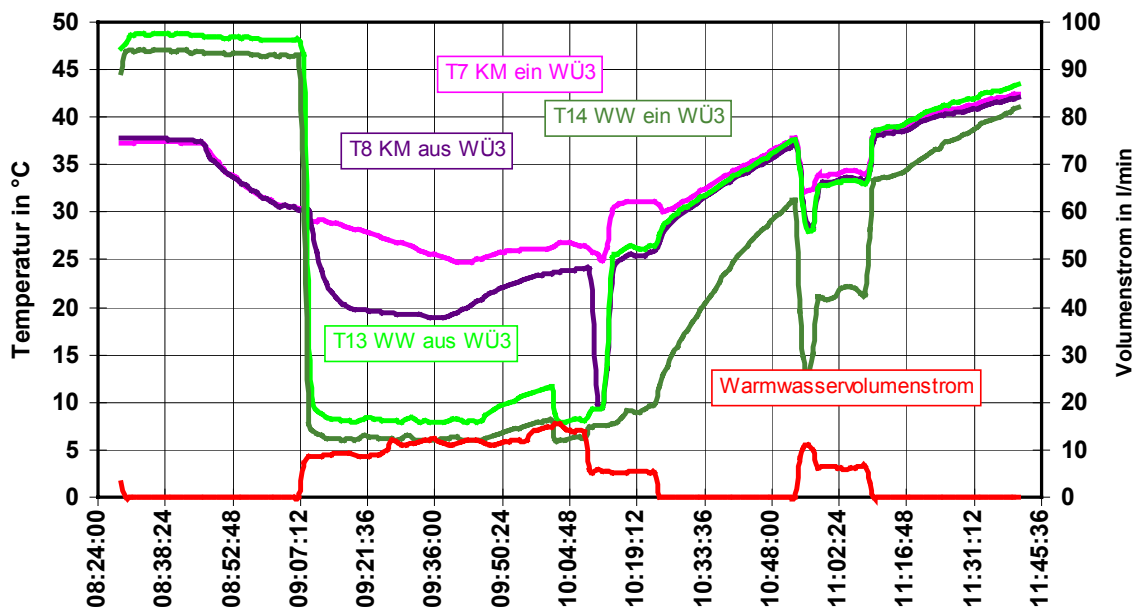


Bild 46: Ein- und Austrittstemperaturen am WÜ 3 und Warmwasservolumenstrom

In Abhängigkeit von den äußeren Bedingungen, z. B. der sehr niedrigen Wassereintrittstemperatur am WÜ 3, stellen sich die entsprechenden Parameter im Kältemittelkreislauf ein. Der Druck auf der Saugseite des Verdichters lag z. B. zum Meßzeitpunkt 10.42 Uhr bei 0,329 MPa, die Verdampfungstemperatur bei -12°C , und am Verdichteraustritt wurde ein Druck von 1,292 MPa gemessen (Bild 47). Die Kondensationstemperatur lag zu diesem Zeitpunkt bei 33°C .

In der Zeit, wo kein Wasser entnommen wurde und die Wärmepumpe in Betrieb war, erwärmte sich der Speicherinhalt langsam. Das hatte zur Folge, daß die Eintrittstemperatur des Wassers in den WÜ 3 und damit auch Druck und Temperatur im Kältemittelkreislauf wieder anstiegen. Durch die sich einstellenden Druck- und Temperaturverhältnisse (z. B. $p_c = 1,55 \text{ MPa}$ und $t_c = 41^{\circ}\text{C}$) war die Erwärmung des Heizungswassers wieder möglich. Eine nochmalige Warmwasserentnahme wirkt sich wieder sehr stark auf die Parameter im Kältemittelkreislauf aus ($p_c = 1,12 \text{ MPa}$ und $t_c = 28^{\circ}\text{C}$).

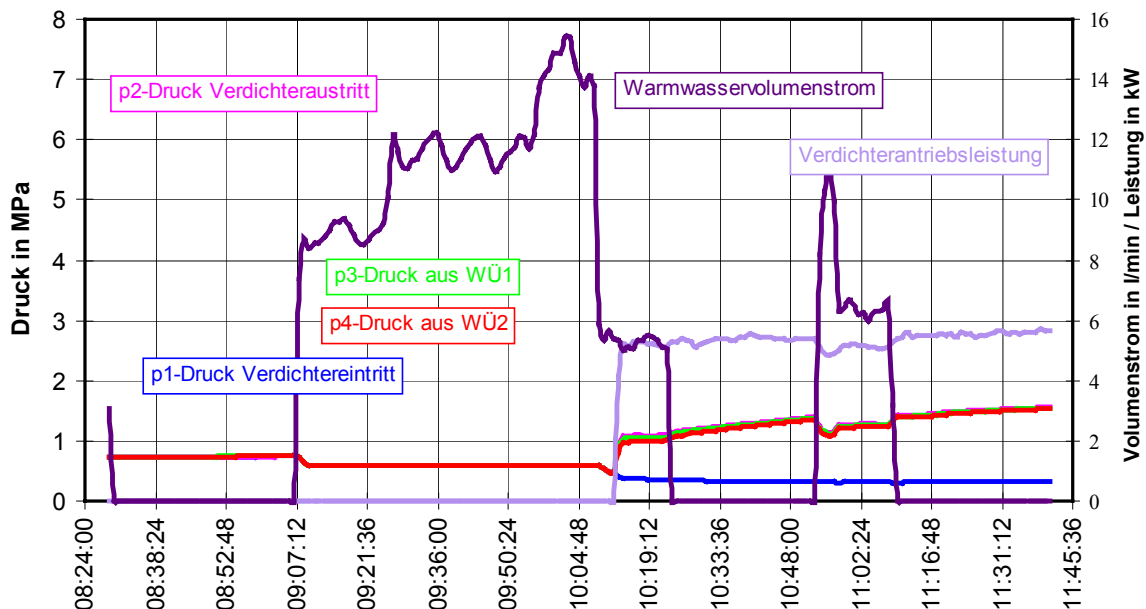


Bild 47: Druckverhältnisse im Kältemittelkreislauf, Warmwasservolumenstrom und Verdichterantriebsleistung

Die Auswertung der Versuche zeigt, daß zur Vermeidung dieser Effekte und für eine optimale Fahrweise der Anlage Veränderungen an der Schaltung erforderlich ist. Zur Vermeidung der ungünstigen Mischeffekte im Warmwasserspeicher muß die sekundärseitige Einbindung verändert werden.

Die vorhandene Schalt- und Regelungstechnik der Modellwärmepumpe führt dazu, daß im Maximallastfall (Raumheizung und Warmwasserbereitung, d. h. es strömt Kaltwasser in den

Kondensatkühler), die vollständige Kondensation des Kältemittels nicht wie geplant im Kondensator (WÜ 2), sondern im Kondensatkühler (WÜ 3) stattfand. Ob die theoretisch mögliche Leistungszahl durch die Modifizierung der Schalt- und Regelungstechnik unter realen Bedingungen erreicht werden muß überprüft werden

Die bestehende Schaltung muß so verändert werden, daß die Kondensation im Winterbetrieb immer im WÜ 2 stattfindet. Nur dann ist eine Leistungszahlverbesserung durch die Kondensatunterkühlung gegeben.

Technisch können dafür zwei Möglichkeiten genannt werden:

- Einbau eines Kondensatsammlers zwischen WÜ 2 und WÜ 3
- Überfluteter WÜ 3
- Einbau einer regelbaren Pumpe
- Einbau eines Warmwasserspeichers mit einer besseren Schichtung

Die Variante mit einem überfluteten Kondensatkühler wird bevorzugt, da hier im Gegensatz zu der Variante mit dem Kondensatsammler, in der zwei zusätzliche Bauteile (Kondensatsammler+Ventil) benötigt werden, nur ein zusätzliches Bauteil (Ventil) erforderlich ist.

Mit Hilfe des Ventils zwischen den Wärmeübertragern 2 und 3 und einer geeigneten Steuerung werden die verschiedenen Betriebszustände (Sommer- oder Winterbetrieb) realisiert.

Für den Winterbetrieb muß im WÜ 3 der Kondensatstand so sein, daß das Kältemittel im WÜ 2 vollständig kondensiert. Eine exakte Bestimmung der Kältemittelfüllmenge für die Anlage ist daher sehr wichtig. Nach der Kondensation ist eine Kondensatunterkühlung im WÜ 3 möglich.

Während des Sommerbetriebes lagert das „überflüssige“ Kältemittel dann im WÜ 2, und die Kondensation findet im WÜ 3 statt.

Bei der Umschaltung von Winterbetrieb auf Sommerbetrieb muß der Heizungskreislauf kurzzeitig in Betrieb genommen werden, damit das teilweise noch gasförmige Kältemittel kondensiert.

Für eine erfolgreiche Realisierung dieser Schaltungsvariante sind die folgenden Randbedingungen zu berücksichtigen:

- die Wärmeübertrager (WÜ 1; WÜ 2; WÜ3) sind geometrisch übereinander anzuordnen (Kondensatablauf)
- WÜ 2 und WÜ 3 sind gleich groß auszulegen.

Die Auswertung der Meßergebnisse hat gezeigt, daß der Warmwasserkreislauf umgestaltet werden muß, damit die theoretisch ausgewiesenen Leistungszahlen erreicht werden können. Im Warmwasserspeicher traten teilweise ungünstige Mischvorgänge auf, die dazu führten, daß eine Unterkühlung des Kältemittels aufgrund zu hoher Speicheraustrittstemperaturen nicht möglich war. Eine Leistungsverbesserung durch die Kondensatunterkühlung war somit nicht gegeben.

Ein Lastzustand, bei dem dies zutraf, war gekennzeichnet durch:

- der Heizungsspeicher wird noch geladen, da die geforderte Solltemperatur noch nicht erreicht ist und
- Warmwasserbedarf besteht zu der Zeit nicht, d. h. über den Enthitzer wird weiter Wärme an den Warmwasserspeicher abgegeben.

Dadurch kam es zu ungünstigen Mischvorgängen im Warmwasserspeicher. Die Einspeisung des erwärmten Trinkwassers in den Speicher erfolgt dann auf einem sehr hohen Temperaturniveau. Die Temperaturgrenzschicht im Speicher zwischen warmem und kaltem Wasser verlagerte sich mit der Laufzeit der Wärmepumpe immer weiter in den unteren Bereich. Die Wassertemperatur in diesem Bereich liegt dann sehr schnell über der Kältemitteltemperatur, was dazu führt, daß das Thermostellventil schließt und der Prozeß der Kondensatunterkühlung nicht stattfindet.

Zur Vermeidung dieser Effekte werden folgende Veränderungen vorgeschlagen :

- Einbau eines Warmwasserspeichers mit einem für diesen Fall günstigeren Höhe/Durchmesser-Verhältnis, d. h. hohe, schlanke Bauart, mit zwei Einspeisemöglichkeiten und entsprechenden Einbauten (als „thermische Sperre“) und
- Einbau einer Pumpe anstelle des Thermostellventils.

Durch die getrennte Einspeisung des Warmwassers auf den unterschiedlichen Temperaturniveaus in den Speicher soll erreicht werden, daß die Temperaturschichtung (Aufteilung: 1/3 oberer Bereich; 2/3 unterer Bereich) über einen längeren Zeitraum als bisher bestehen

bleibt. Die Kondensatunterkühlung bringt dann auch für den o. g. Lastfall einen größeren Effekt.

3.3 Meßtag 2-Sommerbetrieb

Die spezifischen Merkmale dieses Meßtages waren:

- die Wärmepumpe hatte im reinen Sommerbetrieb eine sehr geringe Laufzeit von 57 Minuten,
- es wurden 158 Liter Warmwasser gezapft und
- das Tagesmittel der Außentemperatur erreichte einen Wert von 20°C (Bild 48).

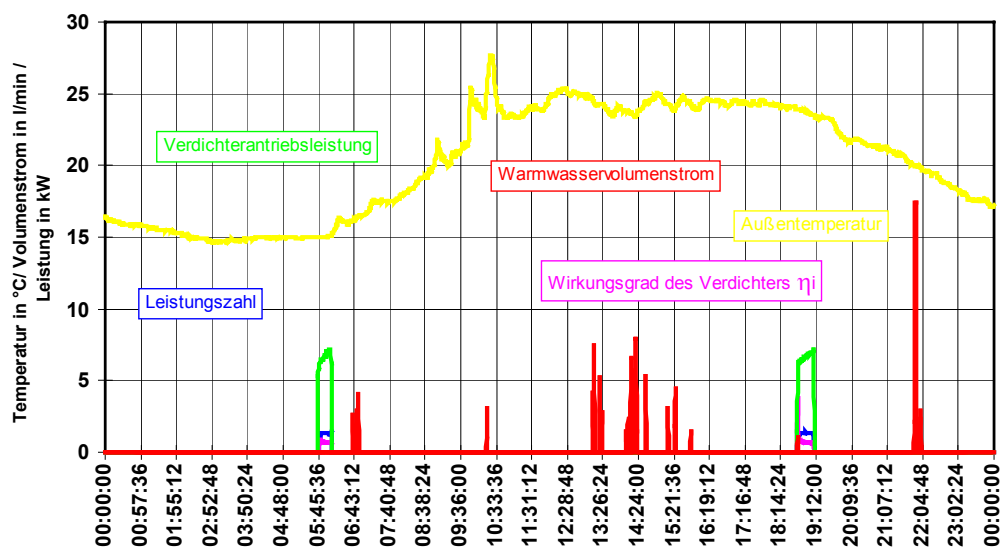


Bild 48: Warmwasservolumenstrom, Verdichterantriebsleistung, Wirkungsgrad des Verdichters und Außentemperatur

Die Temperatur des Speicherinhaltswassers(Speichermittentemperatur) sank trotz der relativ kurzen Laufzeit der Wärmepumpe nicht unter 40°C (Bild 49).

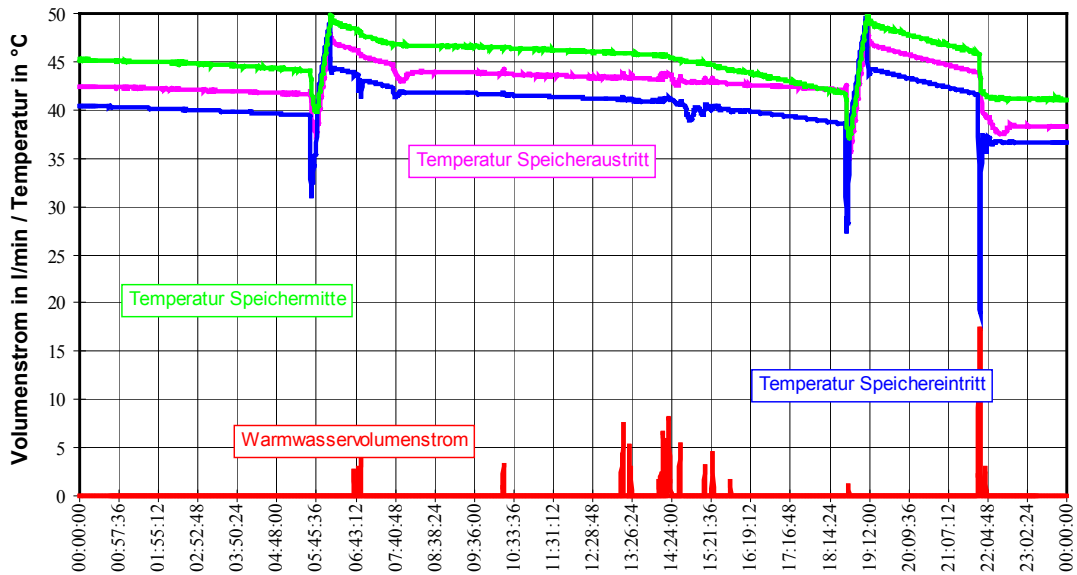


Bild 49: Temperaturen im Warmwasserspeicher und Warmwasserentnahmemenge

Das Wasser im oberen Bereich des Speichers wurde auf über 60°C erwärmt (Bild 50), so daß es nicht zum Wachstum von krankheitserregenden Keimen kam.

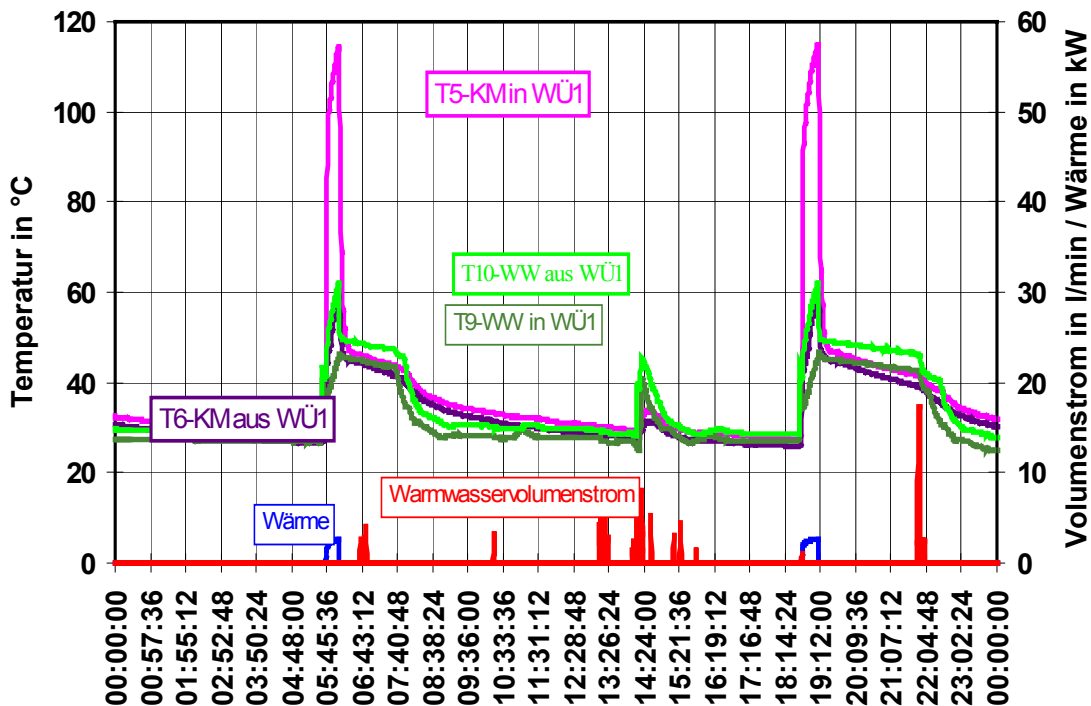


Bild 50: Temperaturen am WÜ 1, wasserseitig aufgenommene Wärme und Warmwasserentnahmemenge

Im Sommerbetrieb erfolgt über den WÜ 2 keine Wärmeabnahme, die vollständige Enthitzung und Kondensation des Kältemittels findet im WÜ 3 statt (Bild 51).

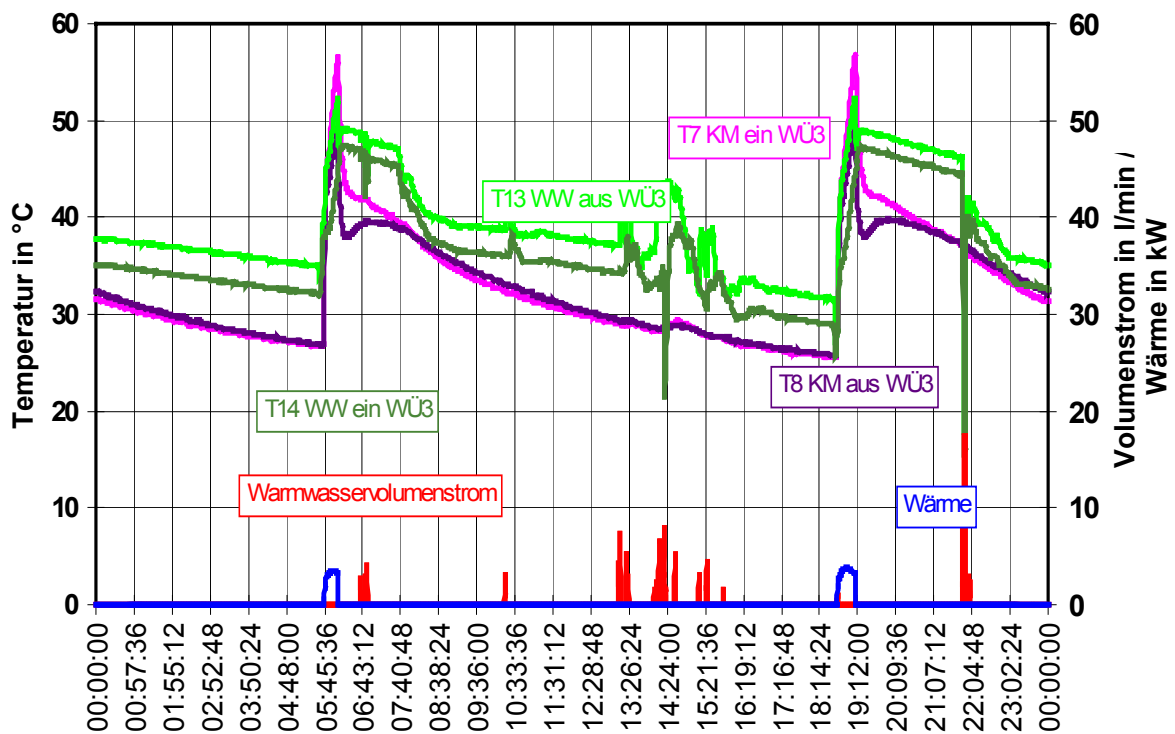


Bild 51: Temperaturen am WÜ 3, wasserseitig aufgenommene Wärme und Warmwasservolumenstrom

Das Thermostellventil ist im Sommerbetrieb ständig geöffnet. Aufgrund der vorherrschenden Temperaturverhältnisse, wie z. B.:

- Wassereintrittstemperatur in WÜ 3 $t_{14} = 46^{\circ}\text{C}$
- Kältemittelintrittstemperatur in WÜ 3 $t_7 = 60^{\circ}\text{C}$
- Kondensationstemperatur $t_c = 45^{\circ}\text{C}$ (entsprechend der Druckparameter)

kondensierte das Kältemittel im WÜ 3 nur teilweise. Bevor der Druck im Kreislauf durch die geringe Wärmeabnahme soweit anstieg, daß die Anlage durch den Druckwächter ausgeschaltet wurde, war die Solltemperatur im Warmwasserspeicher erreicht, so daß die Anlage über das entsprechende Steuersignal außer Betrieb genommen wurde.

Für eine bessere Fahrweise der Anlage auch in diesen Teillastzuständen wäre der Einsatz mehrerer Verdichter mit unterschiedlichen Leistungen (Tandem-Wärmepumpe) oder ein drehzahl geregelter Verdichter vorteilhafter.

Der Vergleich der modifizierten Wärmepumpe-System 4 (Warmwasserbereitung und Raumheizung in einer Anlage) mit den Systemkonfigurationen 1-3.3 (Tafel 8) zur getrennten Bereitstellung von Wärme für Warmwasser und Raumheizung hat gezeigt, daß der Einsatz die-

ser Wärmepumpe mit einer geänderten Systemkonfiguration energetische und ökologische Vorteile bietet. Deshalb sollte der Aufbau und die Erprobung einer effizient gestalteten Anlage Gegenstand weiterer Forschungsarbeiten sein. Als Schwerpunkte für diese Forschungsarbeiten sind zu nennen:

- Teillastverhalten, Sommer- und Winterbetrieb und damit verbunden die „Kältemittelverlagerung“ vom Kondensatkühler in den Kondensator und umgekehrt und den damit verbundenen Steuer- und Regelaufwand,
- Verdichterauswahl (z. B. drehzahlgeregelte Verdichter oder variable Anzahl von Verdichtern mit unterschiedlichen Leistungsparametern), die auch im Teillastbereich eine energetisch günstige Fahrweise der Anlage ermöglicht,
- Kältemiteleinsatz (z. B. R 1270).
- dynamisches Verhalten der Anlage bei An- und Abfahrvorgängen.

4 Wirtschaftliche Bewertung der Systemkonfigurationen

Die Auswahl einer Wärmeversorgungsanlage ist in der Regel nicht von den thermodynamischen Bewertungskriterien abhängig, sondern von ökonomischen Faktoren. Diese einseitige Betrachtungsweise fällt oft nachteilig für die Wärmepumpe aus. In dieser Arbeit wird eine komplexe Betrachtungsweise angestrebt, indem neben den Jahresgesamtkosten die jährlichen Energiekosten, die Unterhaltskosten und die CO₂-Emissionen berechnet werden.

4.1 Berechnung der Jahresgesamtkosten von Anlagen und CO₂-Emissionsberechnung

Bei Systemvergleichen werden oft nur die Investitionskosten und eventuell noch die Energiekosten berücksichtigt, die Kosten für den Unterhalt und den Betrieb der Anlagen werden nicht in die Betrachtungen mit einbezogen. Für eine Gesamtbewertung eines Systems sind aber gerade die laufenden Unterhaltskosten oder auch „Lebenszykluskosten“ von Bedeutung. Die Investitionskosten sind eine einmalige Zahlung die Unterhaltskosten sind aber laufend zu zahlen.

Bei den Jahresgesamtkosten werden folgende Anteile berücksichtigt:

-Kapitaldienst

Die Investitionskosten teilen sich in zwei Kostenarten auf:

I₁: die Preise für die entsprechenden Anlagen,

I₂: die Preise für die nachgeschaltete Heizungsanlage und für zusätzliche Aufwendungen für den Elektroanschluß

Der Annuitätsfaktor bei der Kostenberechnung beträgt $a = 0,1 \text{ 1/a}$.

-Unterhaltskosten

Bei den Unterhaltskosten werden folgende Kostenarten berücksichtigt:

W: Wartung- und Inspektionskosten pro Jahr und Anlage

M: Materialkosten + Entsorgungskosten

P: TÜV oder sonstige Sachverständigenprüfungen und Abnahmen

IS: anteilig Kosten für die Instandsetzung

E: Energiekosten

Die Jahresgesamtkosten berechnen sich dann wie folgt:

$$K_{a,ges} = (I_1 + I_2) \cdot a + W_a + M_a + P_a + IS_a + E_{a,ges} \quad (34)$$

Die Jahresenergiekosten werden für die Warmwasserbereitung und die Raumheizung für die betrachteten Anlagenkonzepte getrennt berechnet, wo die Erzeugung auch in zwei Anlagen erfolgt.

$$E_{a,ges} = \left(\frac{Q_{a,WW} \cdot p_E}{\beta_{a,WW}} + \frac{Q_{a,RH} \cdot p_{El}}{\beta_{a,RH}} \right) + K_{GB} \cdot 12 \quad (35)$$

Für die in den Pkt. 2 und 3 vorgestellte Wärmepumpe mit angepaßter Anlagenkonfiguration können die Jahresenergiekosten wie folgt berechnet werden:

$$E_{a,ges} = \frac{(Q_{a,WW} + Q_{a,RH}) \cdot p_E}{\beta_{a,Ge-WP}} + K_{GB} \cdot 12 \quad (36)$$

Für die Berechnung der jährlichen CO₂-Emission wurde von den Werten für den Strommix im öffentlichen Netz der Bundesrepublik Deutschland von 2002 von 0,648 kgCO₂/kWh /39/ ausgegangen.

Nach der Formel (37) wird die CO₂-Emission entsprechend den Anteilen für die Raumheizung und Warmwasserbereitung (bei getrennter Erzeugung) berechnet

$$E_{a,CO_2} = e_{CO_2-MIX} \cdot \left[\frac{Q_{a,HZ}}{\beta_{a,HZ}} + \frac{Q_{a,TW}}{\beta_{a,TW}} \right] \quad (37)$$

und bei einer Erzeugung in einer Anlage nach der Formel (38)

$$E_{a,CO_2} = e_{CO_2-MIX} \cdot \left[\frac{Q_{a,HZ} + Q_{a,TW}}{\beta_{a,Ge-WP}} \right] \quad (38)$$

4.2 Vergleich der verschiedenen Systemkonfigurationen 1-4

Zwei der drei im Pkt. 2.4 vorgestellten Systemkonfigurationen mit Wärmepumpen zur getrennten Warmwasserbereitung und Raumheizung und die im Pkt. 2.5 dargestellte angepaßte Systemkonfiguration (System 4) zur Erzeugung von Warmwasser und Raumheizung werden an dieser Stelle hinsichtlich der wirtschaftlichen Faktoren und CO₂-Emission miteinander verglichen.

Die Prozeßberechnungen für die Wärmepumpen wurden einheitlich mit R22 durchgeführt, da in der Modellwärmepumpe R22 verwendet wurde.

Der Vergleich für System 4 erfolgt mit dem theoretisch berechneten Wert und dem Meßwert von der Modellwärmepumpe. Ziel ist es zu zeigen, welchen Stellenwert die angepaßte Systemkonfiguration gegenüber Anlagen mit getrennter Bereitstellung von Wärme für Raumheizung und Warmwasser hat. Die ausgewählten Anlagenkonzepte für die getrennte Bereitstellung von Wärme für Raumheizung und Warmwasser sind sehr verbreitet. Im System 1 wird für die Raumheizung eine Wärmepumpe eingesetzt und die Warmwasserbereitung erfolgt über einen Elektrospeicher (ESP). Im System 2 werden für die Raumheizung und Warmwasserbereitung zwei separate Wärmepumpen verwendet.

Allen Varianten liegen folgende Verbrauchswerte $Q_{a,WW} = 5200 \text{ kWh/a}$; $Q_{a,RH} = 37000 \text{ kWh/a}$ und $\phi_{WW} = 0,14$ zugrunde. Es wurde einem tagesaktuellen Strompreis vom 03.01.2004 mit folgenden Konditionen gerechnet: Preis pro kWh: 13,92 Ct und einer monatlichen Grundgebühr von 9,09 €. Diese Grundgebühr enthält alle zusätzlichen Kosten wie Zählergebühr, Leistungspreis etc../40/

Die Ausgangsdaten für die weiteren Berechnungen sind der Tafel 11 zu entnehmen.

Tafel 11: Ausgangsdaten für den Variantenvergleich

Variante		Anlage	I ₁ in €	I ₂ in €	β _a	W _a in €	M _a in €	P _a in €	IS _a in €
1	RH	WP	12.000,-	6.000,-	4	800,-	100,-	200,- ¹	100,-
	WWB	ESP	2.000,-	500,-	1,0	200,-	50,-		50,-
2	RH	WP	12.000,-	6.000,-	4	800,-	100,-	200,- ¹	100,-
	WWB	WP	3.500,-	600,-	4	400,-	100,-		100,-
3	RH	Ge-WP	13.500,-	6.000,-	4	900,-	100,-	200,-	100,-
	WWB								
4	RH	Ge-WP	13.500,-	6.000,-	2,63	900,-	100,-	200,-	100,-
	WWB								

¹ Kosten für die 2. Anlage inkl.

Die Kosten für den Unterhalt basieren auf Erfahrungswerten.

Die Berechnungen für die 4 Varianten zeigt, daß die gemeinsame Erzeugung der Wärme für Raumheizung und Warmwasser für die Variante mit theoretisch berechneten Jahresarbeitszahl die besten Werte erreicht (Bild 52).

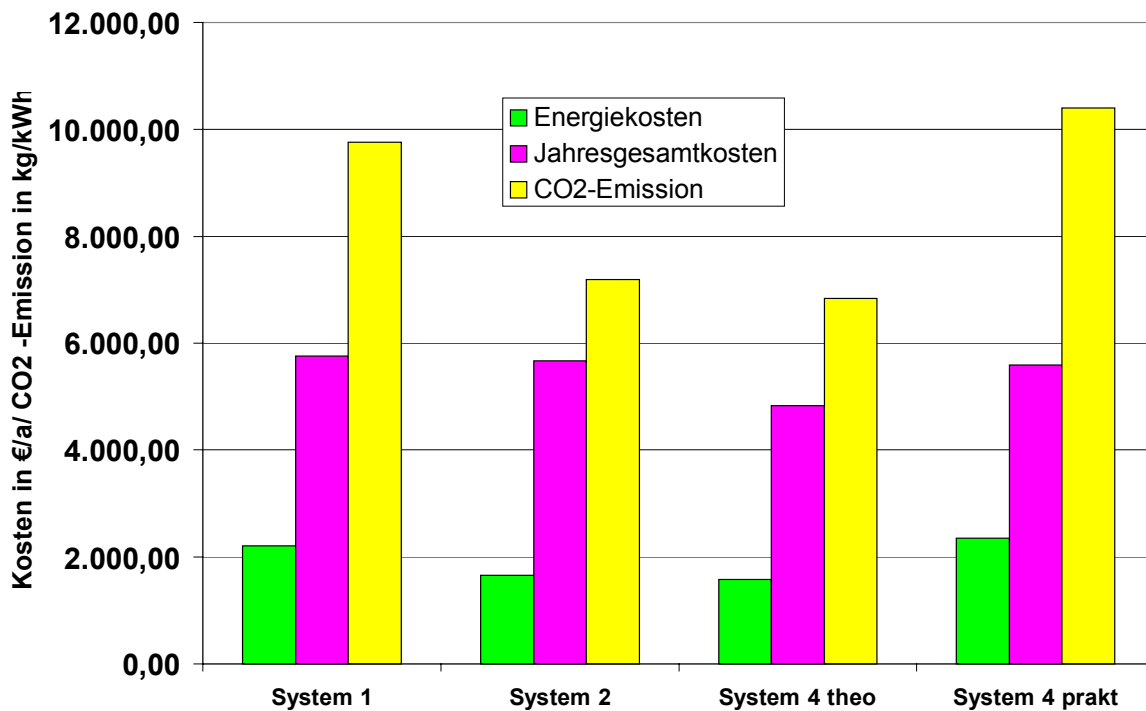


Bild 52: Jahresgesamtkosten, Jahresenergiekosten und jährliche CO₂-Emission

Bedingt durch die schlechte Jahresarbeitszahl bei der Modellwärmepumpe sind die Ergebnisse in allen 3 Bereichen die schlechtesten. Die Jahresgesamtkosten der Variante mit zwei separaten Wärmepumpen liegen im Vergleich zur Erzeugung von Raumwärme und Warmwasser in einer Anlage mit der theoretisch möglichen Jahresarbeitszahl nur um ca. 15% höher. Die Variante mit einer Wärmepumpe für die Raumheizung und einem Elektrodurchlauferhitzer zur Warmwasserbereitung, das z.Z. meist eingesetzte Anlagenkonzept, hat mit Ausnahme der Ergebnisse der Modellwärmepumpe, die schlechtesten Werte. Im Vergleich zu der Variante mit 2 Wärmepumpen ist zu erkennen, die Jahresgesamtkosten kaum differieren, aber die Jahresenergiekosten und die CO₂-Emissionswerte deutlich geringer sind. Die Variante mit den beiden separaten Wärmepumpen, wird mit dem Kompromiß, daß die Jahresgesamtkosten bedingt durch den höheren Kapitaldienst und die höheren Wartungskosten im Vergleich zur Variante 1 sind als Vorzugsvariante vorgeschlagen. Die Modellwärmepumpe muß noch weiterentwickelt werden, deshalb ist kann diese für den Serieneinsatz noch nicht empfohlen werden.

5 Zusammenfassung

Es wird nie ein Alternativkältemittel geben, welches alle Kriterien, wie z.B.

- Umweltverträglich
- thermodynamisch gleichwertige Eigenschaften
- einfache Handhabung
- sicherheitstechnisch unbedenklich
- möglichst gleiche oder gar bessere Leistungsparameter
- preisgünstig
- hohe Marktakzeptanz

...

um hier nur einige Wunschkriterien zu nennen, erfüllt, da es unterschiedliche „Sichtweisen“ gibt. Ein Alternativkältemittel sollte möglichst viele der genannten Kriterien erfüllen. Die Anforderungen, was die Umweltverträglichkeit und die Sicherheitsfaktoren angeht, werden höher und grenzen die Auswahl an möglichen Alternativen weiter ein, d.h. die Herausforderung eine entsprechende Lösungsvariante zu finden, wird größer. Eine Lösung ohne Kompromisse gibt es nicht.

Im Pkt. 1 der Arbeit wurden die Kältemittel R290, R1270, R407C und R744 näher hinsichtlich ihrer Eigenschaften bei verschiedenen Kreisprozeßparametern untersucht. Es konnte an dieser Stelle die Empfehlung für R1270 ausgesprochen werden. R1270 hat im Vergleich zu R22 annähernd die gleichen thermodynamischen Eigenschaften. In der Bewertungsmatrix Tafel 7 wurden alle Kriterien, u.a. die globalen und lokalen Bewertungskriterien, mit einem Faktor gemäß einer Skala von 1 bis 5 bewertet. R1270 hat mit 1,75 den besten Wert erreicht. R290 und R744 sind mit einem Wert von 2,0 bei dieser Art der Bewertung gleichwertig und R407C erreicht den schlechtesten Wert mit 3.

Es wurde versucht aus der Vielzahl der möglichen Entscheidungsfaktoren für oder gegen ein Alternativkältemittel, eine vereinfachte Bewertungsmethode zu entwickeln. Die Anzahl der Bewertungskriterien ist beliebig erweiterbar.

Wir leben in einer Zeit in der sich Dinge permanent ändern oder weiterentwickeln. So gibt es auch ständig Weiterentwicklungen im Bereich der Anlagentechnik. Ziel ist es möglichst hohe Nutzungsgrade oder Leistungsparameter zu erreichen und die sich verändernden Randbedingungen in diese Konzepte einzubeziehen. Es wurden in den Pkt. 2 bis 4 verschiedene Systemkonfigurationen für die Versorgung von Gebäuden mit Raumheizung und Warmwasser mit Wärmepumpen untersucht. In Abhängigkeit von den Veränderungen der Bedarfswerte für die Raumheizung und Warmwasserbereitung erfolgte die Bewertung der verschiedenen Anlagenkonzepte. Es gibt die z.Z. üblichen Versorgungsvarianten mittels Wärmepumpe zur Raumheizung und einer separaten Warmwasserbereitung ebenfalls mit einer Wärme-

pumpe oder mit einem Elektrodurchlauferhitzer oder einer elektrischen Heizpatrone. Alternativ wurde eine angepaßte Systemkonfiguration einer Wärmepumpe untersucht, wo die Warmwasserbereitung und die Wärme für Raumheizzwecke in einer Anlage erfolgen kann. Die energetischen Vorteile wurden durch Vergleiche der Jahresgesamtarbeitszahl im Punkt 2.5 dargelegt. Ob die theoretisch möglichen Ergebnisse dieser Systemanpassung praktisch erreichbar sind, haben Untersuchungen an einer Modellwärmepumpe gezeigt. Die theoretisch möglichen Leistungszahlen konnten bedingt durch Fehler in der Anlagenschaltung nicht nachgewiesen werden. Lösungen für diese Fehler wurden aufgezeigt, jedoch ist der enorme Regelungsaufwand bei diesem Anlagenkonzept nicht zu unterschätzen, so daß der Variante mit jeweils einer Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung und zur Raumheizung der Vorrang gegeben wurde.

Der Variantenvergleich hinsichtlich der Jahresgesamtkosten, Jahresenergiekosten und CO₂-Emission im Pkt. 4 zeigt, daß bei der vorgeschlagenen Variante im Vergleich zu der Variante mit der Wärmepumpe zur gemeinsamen Bereitstellung von Warmwasser und Wärme für Raumheizzwecke, die Jahresgesamtkosten bedingt durch die höheren Investitionskosten und die höheren Kosten für den Unterhalt der Anlage nur ca. 15% höher sind.

Abschließend kann folgendes Versorgungskonzept empfohlen werden: jeweils eine Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung und zur Raumheizung mit dem Kältemittel R1270. Die Vorteile dieses Anlagenkonzeptes sind: die Technik steht serienmäßig zur Verfügung, die Wärmepumpen sind individuell, je nach Bedarf regelbar und somit auch nicht bezüglich nicht vorhandener Gleichzeitigkeit voneinander abhängig.

6 Literaturverzeichnis

- /1/ König, H.
Von Montreal nach Kyoto-Mögliche Konsequenzen für FCKW-Ersatzstoffe
Die Kälte & Klimatechnik 9/1998 S. 588-594
- /2/ Engelhardt, R.
Ist die Bekanntgabe von R22-Ersatzkältemitteln durch das Umweltbundesamt und damit ein Umrüstungszwang sinnvoll? Teil 2, KI Luft- und Kältetechnik 1/2001, S. 39
- /3/ Burandt, B.
Kälteanlagen mit nichtazeotropen ZKM zur Ablösung der FCKW
Diss. TU Dresden, Fakultät Maschinenwesen, 1992
- /4/ Schöler, F.
Markt für Wärmepumpen in Deutschland und NRW-Strukturen und Entwicklungsmöglichkeiten, Studie i.A. der Energieagentur NRW, FreySchöler&Scheuber Managementberatung GmbH, 11/2002
- /5/ Kältemittel-Fibel
Fa. Bock
- /6/ Kältemittel-Fibel V
Fa. Bock GmbH&Co., Download aus dem Internet: www.bock.de, 09/2003
- /7/ Gerstel, J.
Kältemittel-global betrachtet
Luft- u. Kältetechnik 6/1996 S. 254-257
- /8/ Kältemittel-Report 5
BITZER Kühlmaschinenbau GmbH & Co. KG, Sindelfingen
- /9/ Kältemittel-Report 7
BITZER Kühlmaschinenbau GmbH & Co. KG, Sindelfingen
- /10/ König, H.
Auswirkungen der Druckgrenzenerweiterung der R 22 Ersatzkältemittel
Luft-u. Kältetechnik 5/1996 S. 213-216
- /11/ Sanner, B.
Wärmepumpen, Bericht aus dem Internet:
www.geothermie.de/oberflaechennahe/waermepumpe/wp/wp_tec.htm, 11/2003
- /12/ Flacke, N.
Dissertation: Auslegung, Erstellung und energetische Beurteilung einer Kaskadenkälteanlage mit Kombinationen natürlicher Arbeitsstoffe –R290/R744, R290/R170 und R290/R744-R170-, Forschungsbericht des DKV Nr. 60, 1999

- /13/ Trane informiert
Firmeninformationen, Bericht aus dem Internet:
www.trane-stuttgart.de/aktuelles/Kaeltem3.htm, 11/2003
- /14/ Klöcker, K.
Dissertation: Experimentelle Untersuchung und energetische Bewertung eines gewerblichen Wärmepumpen-Wäschetrockners mit dem natürlichen Arbeitsstoff CO₂,
Forschungsbericht des DKV Nr. 63, 2001
- /15/ Heyl, P.
Dissertation: Untersuchungen transkritischer CO₂-Prozesse mit arbeitsleistender Entspannung-Prozeßberechnungen, Auslegungen und Test einer Expansions-Kompressions-Maschine, Forschungsbericht des DKV Nr. 62, 2000
- /16/ Sonnekalb, M.
Dissertation: Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel in Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen, Messung und Simulation, Forschungsbericht des DKV Nr. 67, 2002
- /17/ Kraus, W.E.
CO₂ in Kälteanlagen-Technische und umweltrelevante Auswirkungen aus globaler Sicht, KI Luft- und Kältetechnik 1/2001
- /18/ Eggers, R. et. al.
Energie- und Stoffbilanz in einem CO₂-Kreislauf, KI Luft- und Kältetechnik 5/2002
- /19/ Burger, R.
Kältemittel CO₂- Aktivitäten am TWK Karlsruhe, KI Luft- und Kältetechnik 5/2002
- /20/ Renz, H.
Ersatzstoffe für R 22
Die Kälte u. Klimatechnik 4/1996 S. 212-216
- /21/ Plank, R.
Handbuch der Kältetechnik
Die Kältemittel (Band 4)
Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1956
- /22/ Klingner, S.
Eigene Auswertungen von Informationen diverser Wärmepumpenhersteller, 12/2003
- /23/ Klingner, S.
BERKÄM- Rechenprogramm zum Vergleich verschiedener Kältemittel

- /24/ Heyl, P.
Der effektive Einsatz des inneren Wärmeübertragers in transkritischen CO₂-
Prozessen, KI Luft und Kältetechnik 8/2003
- /25/ Heyl, P.
CO₂-Wärmepumpe, Dokumentation der Versuchsanlage, TU Dresden, Institut für
Energemaschinen und Maschinenlabor, Lehrstuhl für Kälte- und Kryotechnik , 1997
- /26/ RWE Energie Bau Handbuch 11. Ausgabe
RWE Energie, Essen 1994
- /27/ Feist, W.
Grundlagen der Gestaltung von Passivhäusern
Passivhaus-Bericht Nr.18
Institut für Wohnen und Umwelt; Darmstadt, 1995
- /28/ Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagen-
technik bei Gebäuden (Energiesparverordnung-EnEV), Verkündet im Bundesgesetz-
blatt (BGB) Teil I Nr. 59 vom 21. November 2001, Seiten 3085 ff.
- /29/ Ift, S.
Meßtechnische Untersuchungen an Fernwärme-Hausanschlußstationen für
Heizung und Trinkwarmwasserbereitung in 3 Wohngebäuden in Dresden
Großer Beleg Nr. 624; TU Dresden, Institut für Energietechnik 1995
- /30/ Rasim, W., Bräunig, K.-U., Klingner, S.
Analyse der Möglichkeiten zur Sanierung der Fernwärmeversorgung in den neuen
Bundesländern
BMFT-Bericht; TU Dresden, Institut für Energietechnik 1993
- /31/ Böhm, G.
Leistungsbedarf für Brauchwassererwärmung in Wohnbauten
IKZ-Haustechnik, Heft 17 (1. September-Heft) 1996
- /32/ Schraps, S.
Zukünftige Wärmeversorgungskonzepte im Wohnhausbereich, KI Luft- und Kälte-
technik 3/1999
- /33/ Wärmepumpen: Energieeinsparung und Umweltschutz
VDI-Bericht 1177; VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 1995
- /34/ 5th International Energy Agency Conference on Heat Pumping Technologies
Conference Proceedings Volume I; Toronto, Canada, Sep. 22 to 26, 1996
- /35/ Richtlinie zur Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien
Bundesministerium der Wirtschaft 1995

- /36/ DVGW Regelwerk
Trinkwassererwärmungs- und Leitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums
Technische Regeln, Arbeitsblatt W551
DVGW Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.; März 1993
- /37/ Jungnickel, H., et. al.
Grundlagen der Kältetechnik
Verlag Technik GmbH Berlin, 1990
- /38/ Hellmann, J., et.al.
Vergleich der Kältemittel R22, R410A und R407C in einer Kälteanlage, KI Luft- und Kältetechnik, 4/1997
- /39/ Goedecke, U.,
Windkraftanlagen in Würselen, Vortrag der Energieagentur NRW im Rahmen der Agenda Konkret „Windenergie in Würselen?“ 10/2002
- /40/ Verivox-Stromrechner, Tagesaktuelle Werte aus dem Internet: www.verivox.de/power, 01/2004
- /41/ Kohlendioxid-Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel, Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 20, 11/1998
- /42/ Leven, B., et.al.
ökonomische und ökologische Bewertung der elektrischen Wärmepumpe im Vergleich zu anderen Heizungssystemen, Forschungsbericht Band 80, Universität Stuttgart, institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, 5/2001
- /43/ Halozan, H., et.al.
Heizen mit Wärmepumpen, Ein Informationspaket, Fachinformationszentrum Energie-Physik-Mathematik GmbH Karlsruhe, 1987
- /44/ Hartmann, K.
Kolbenkaltwassersätze mit R407C und R22-Leistungsvergleiche und Betriebserfahrungen, KI Luft- und Kältetechnik 11/1996
- /45/ Elsner, N., Dittmann A.
Grundlagen der Technischen Thermodynamik, Band1: Energielehre und Stoffverhalten, Akademie Verlag GmbH, Berlin 1993