

Universität
Gesamthochschule
Essen

Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik

Fachbereich 12 Maschinenwesen

Energie-, Maschinen- und Verfahrenstechnik

Prof. Dr. -Ing. F. Steimle

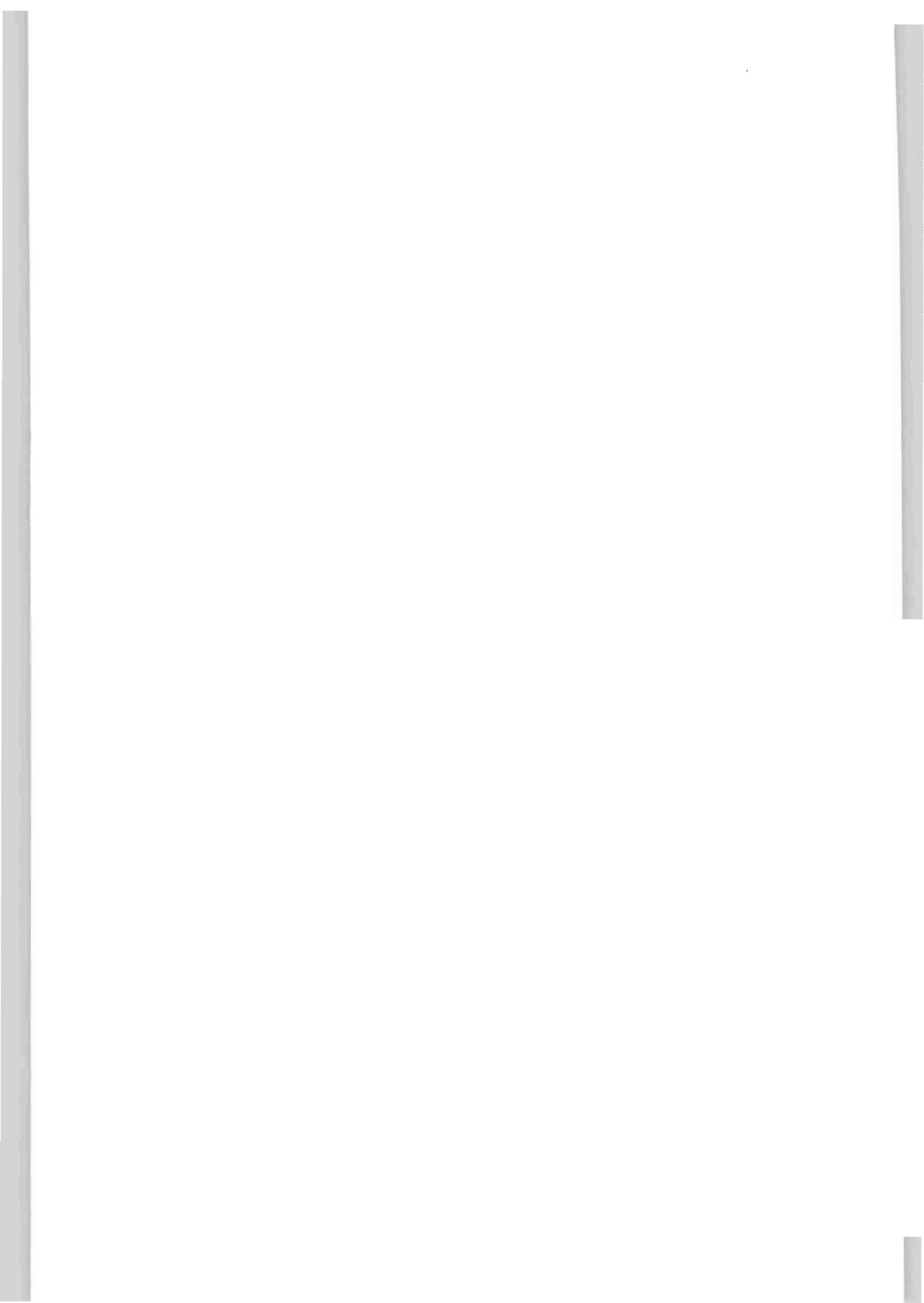
Entwurf einer Kompressionskälteanlage in Kaskadenschaltung zur energetischen Untersuchung natürlicher Arbeitsstoffkombinationen R290/R744 und R290/R170 für die Tieftemperaturanwendung

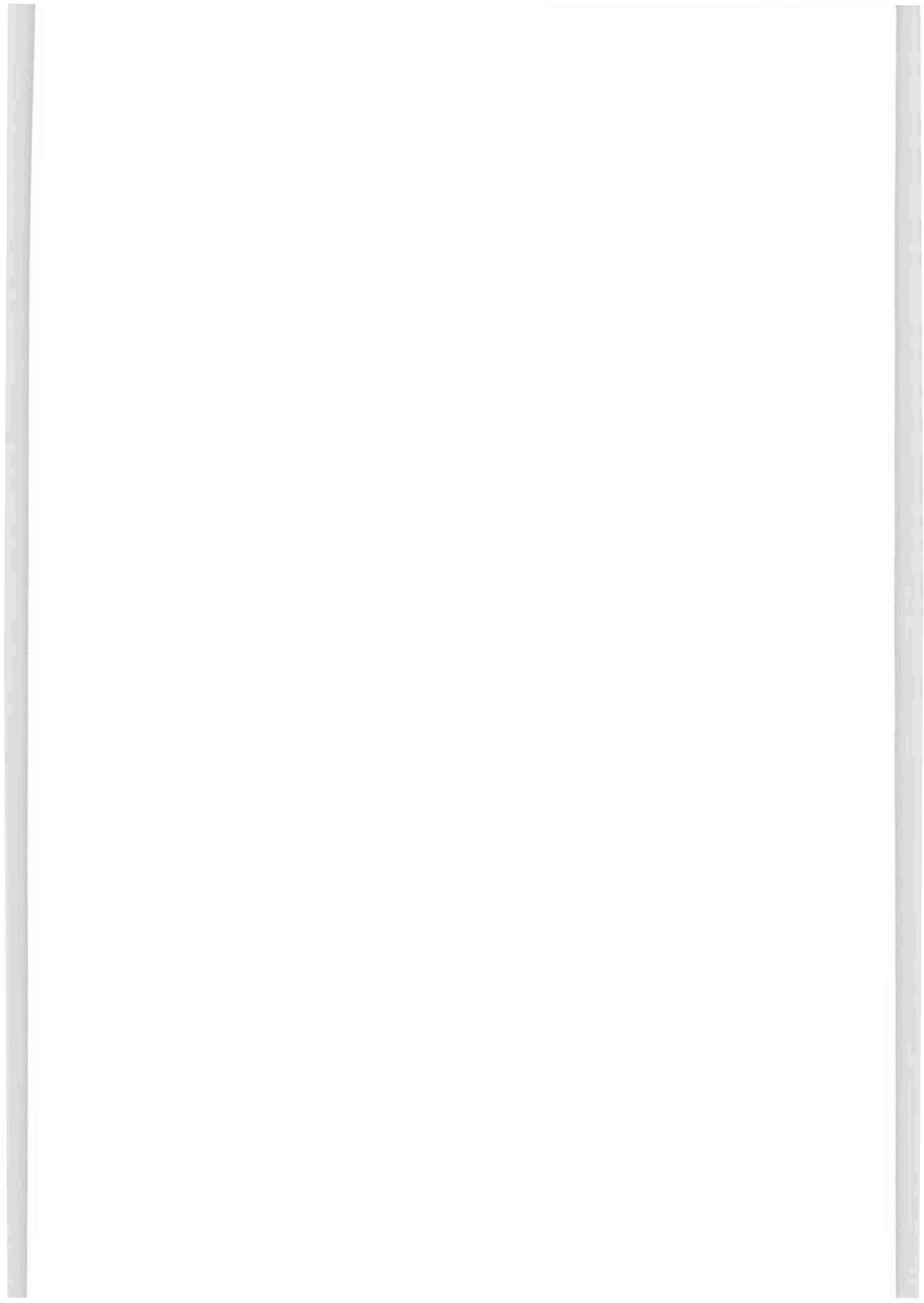
Abschlußbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 06970 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

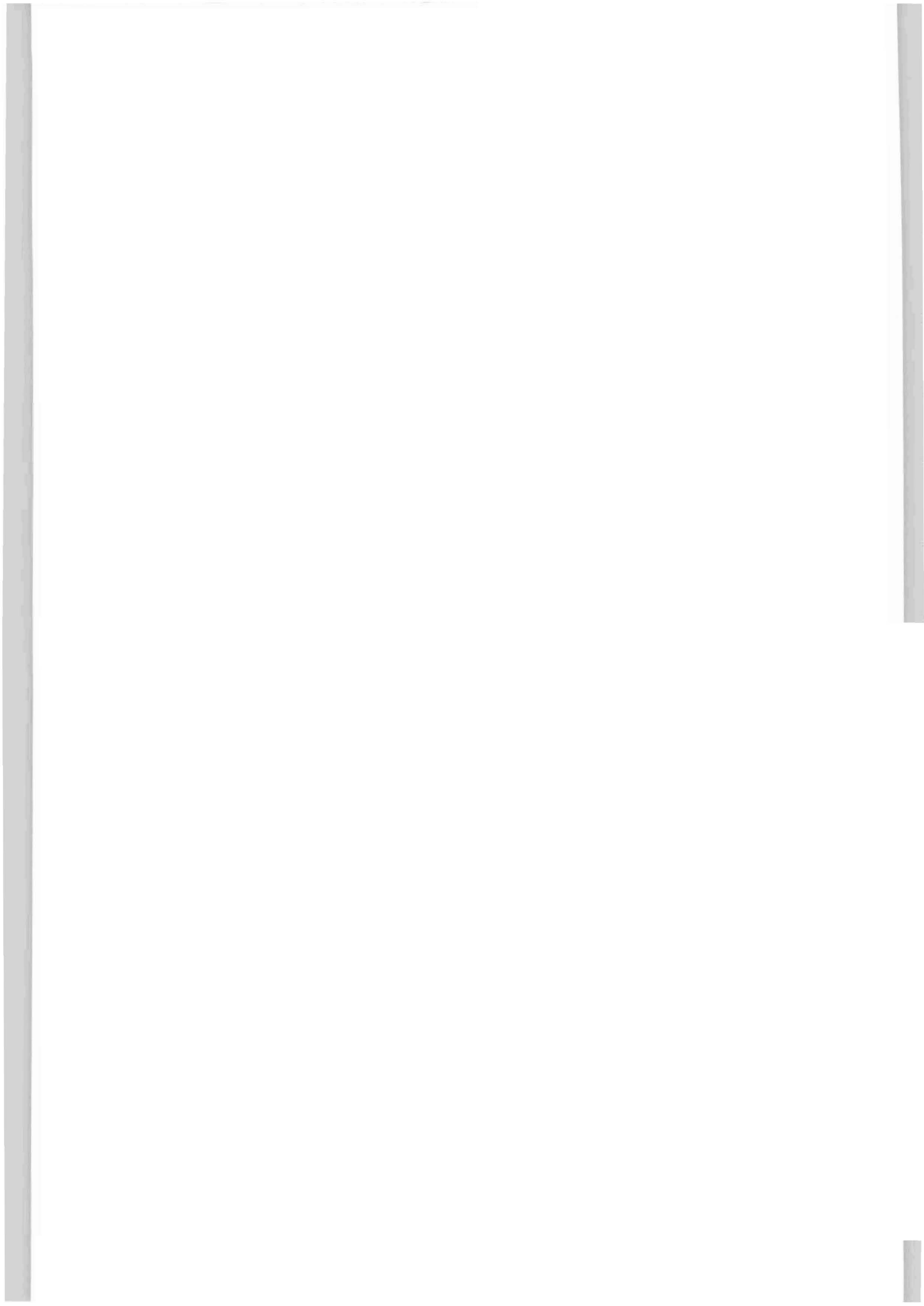
von

Prof. Dr. -Ing. F. Steimle & Dr. -Ing. Ch. Hainbach

August 1998







Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

**UMWELT
STIFTUNG**

Az	06970	Referat	(21/0)	Fördersumme	240.020,00 DM
Antragstitel		Entwurf einer zweistufigen Tieftemperatur-Kompressionskälteanlage mit dem Arbeitssystem Propan/Kohlendioxid und Propan/Ethan			
Stichworte		Verfahren Kühlung , AG-Klima , AG-Klima-Kälte			
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
28 Monate	04/96	08/98	keine		
Zwischenberichte	05.06.1996	27.09.1996	16.04.97	17.10.97	
Bewilligungsempfänger		Universität Gesamthochschule Essen FB12, Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik Universitätsstraße 15 45141 Essen		Tel 0201/183-2600 Fax 0201/-2584 Projektleitung Prof. Steimle Bearbeiter Dr.-Ing. Hainbach	
Kooperationspartner					

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Neben der Auslegung, Konzeption und dem Aufbau einer Kaskaden-Kälteanlage mit den Arbeitsstoffkombinationen R290/R744 und R290/R170 wird deren energetisches Verhalten untersucht und vergleichende Betrachtungen zu herkömmlichen einstufigen Prozessen mit FCKW-haltigen Kältemitteln angestellt. Hierbei wird besonders auf die Umweltrelevanz der eingesetzten Stoffe mit Hilfe der TEWI-Betrachtung eingegangen.

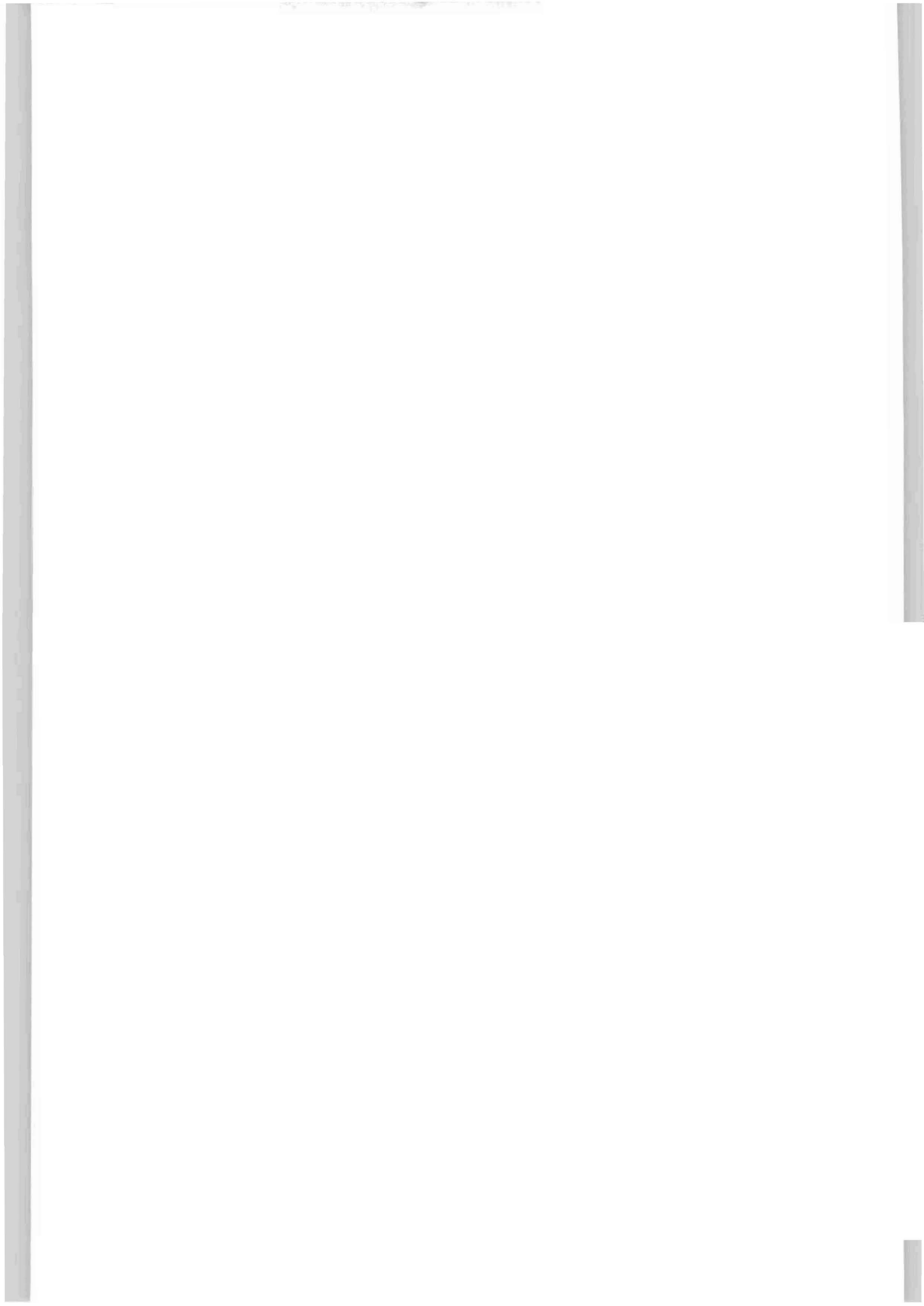
Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Nach vorangegangenen grundlegenden Literaturrecherchen wurden auf Grundlage eines Berechnungsprogramms (Stoffwertbestimmung) unterschiedliche Prozeßführungen mit verschiedenen Kältemitteln analysiert.

Mit den aus der theoretischen Betrachtung gewonnenen Erkenntnissen erfolgte der Aufbau einer energetisch optimierten Versuchsanlage zur Untersuchung der Arbeitsstoffkombinationen R290/R744 und R290/R170 unter Variation verschiedener Betriebsparameter.

Nach Installation der Meßtechnik erfolgte die Versuchsdurchführung unter Verwendung des eigens hierfür erstellten Meßwerterfassungs- und Auswertungsprogramms.

Die Gesamtkonzeption der Anlage erlaubt stationäre Messungen in einem breiten Anwendungsbereich.



Ergebnisse und Diskussion

Berechnungen mehrerer Arbeitsstoffe in verschiedenen Kaldampfkompessionsprozessen zeigen, daß sich mit dem natürlichen Arbeitsstoffsystem R290/R744 bessere Gütegrade bei Nutstemperaturen ($t_N < -19 \text{ °C}$) erzielen lassen als durch einstufige Prozesse mit den Arbeitsstoffen R22 bzw. R134a. Der reale Verlauf des Kaldampfkompessionsprozesses bei den untersuchten Arbeitsstoffkombinationen der Kaskade wurde maßgeblich durch das Förderverhalten der Verdichter bestimmt.

Es konnte deutlich herausgestellt werden, daß zur Zeit theoretische Berechnungen des Verdichterverhaltens nicht zum gewünschten Erfolg führen, so daß meßtechnische Untersuchungen besonders zur Abschätzung des Energieaufwandes momentan unerläßlich sind.

Weiterhin konnte die absolute Umweltverträglichkeit beider Arbeitsstoffsysteme R290/R744 und R290/R170 in Anlehnung an die Meßergebnisse durch eine TEWI-Betrachtung gezeigt werden.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Darstellung des Forschungsvorhabens:

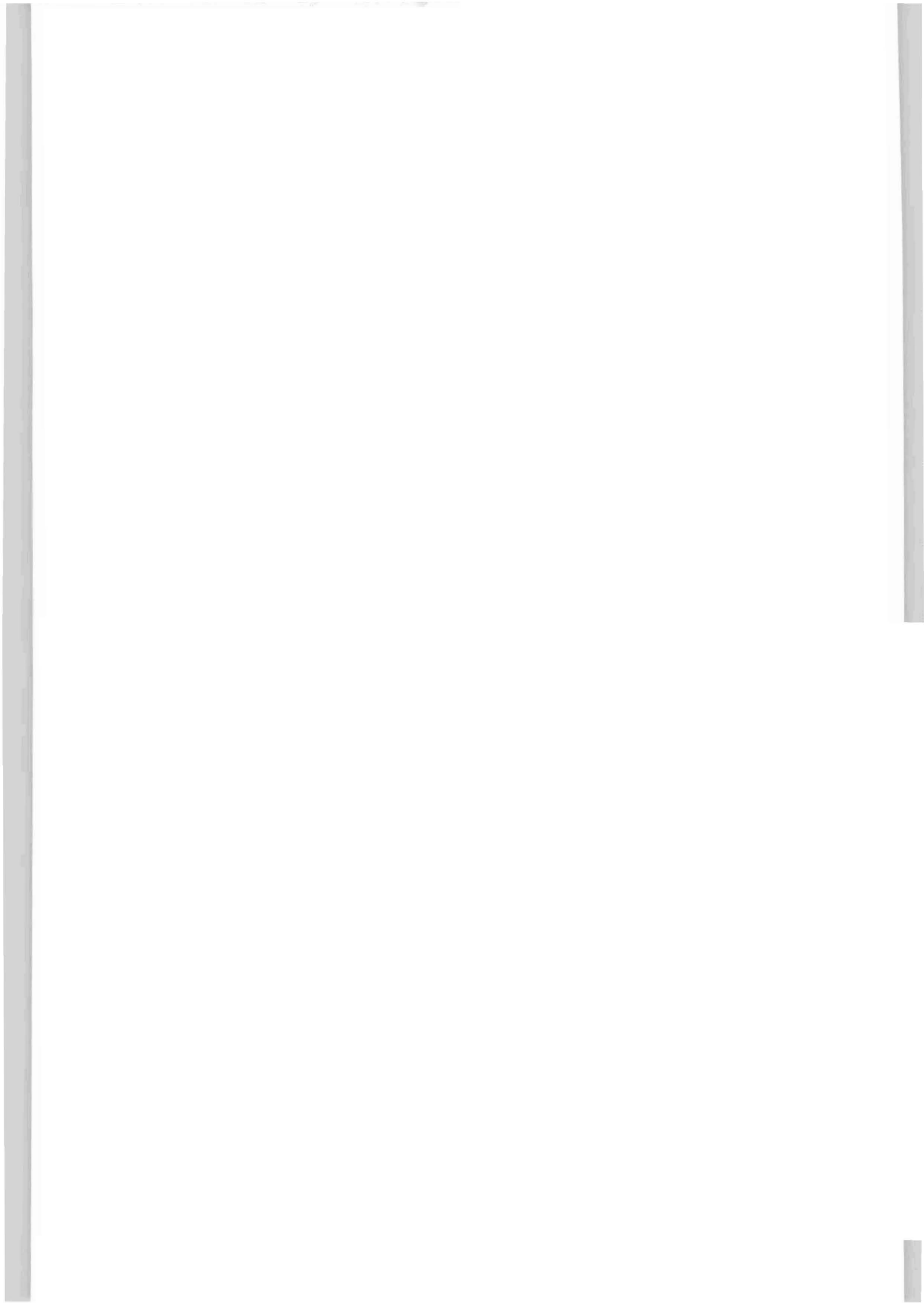
- 23.8.97; Tag der offenen Tür des Instituts für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik
- 7.2.98; Tag der offenen Tür der Universität Gesamthochschule Essen
- 4.9.98; im Rahmen der 25 jährigen Institutsfeier
- In der Festschrift zum 60. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. F. Steimle
Herausgeber: Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik; ISBN-Nr:3-922602-67-3
- Diskussionsbeitrag KI-Forum CO₂ -ein Kältemittel der Zukunft? 10;11/97

Informationsaustausch mit interessierten Fachfirmen:

- 3.12.1997; Besprechungstermin des Institutes für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik mit Erba KälteGmbH und IKET GmbH,

Fazit

Die formulierten Ziele, einen energetischen und ökologischen Ersatz für einstufige Kälteanlagen mit dem Arbeitsstoff R22 -den jetzigen Ersatzstoff für R502- zu schaffen, sind mit dem Arbeitsstoffsystem Propan in der Hochtemperaturstufe und CO₂ in der Niedertemperaturstufe erreicht worden. Auch die Untersuchung der Kälteerzeugung für Verdampfungstemperaturen $t_0 < -50 \text{ °C}$ mit dem Arbeitsstoff R170 in der Niedertemperaturstufe führte zu zufriedenstellenden Ergebnissen.



Inhaltsverzeichnis

1	Abbildungsverzeichnis	III
2	Tabellenverzeichnis	IV
3	Symbole	V
4	Zusammenfassung	1
5	Einleitung	3
6	Arbeitsstoffe	5
6.1	Verwendete natürliche Ersatzstoffe.....	7
6.1.1	Kohlendioxyd.....	7
6.1.2	Ethan.....	8
6.1.3	Propan.....	8
7	Energetische Bewertungsgrößen von Kompressionskälteanlagen ...	9
7.1	Theoretischer Vergleichs- und Ideal -Prozeß.....	9
7.2	Der reale Kreisprozeß.....	11
7.3	Berechnungsgrundlagen der Verdichtung	12
7.3.1	Das Hubvolumen.....	12
7.3.2	Der Liefergrad.....	13
7.3.3	Der indizierte Wirkungsgrad.....	13
8	Mehrstufige Prozesse	15
8.1	Kaskadenkälteanlage	15
9	Experimenteller Teil	17
9.1	Versuchsaufbau	17
9.2	Verdichter	18
9.2.1	Kältemaschinenöle / Schmierstoffe.....	18
9.3	Wärmeübertrager.....	20
9.4	Drosselorgan	21
9.5	Beheizung.....	21

10 Meßtechnik	22
10.1 Bestimmung der mechanischen Leistung.....	22
10.2 Bestimmung der Kälteleistung	22
11 Versuchsparameter.....	23
12 Auswertung.....	24
12.1 Vergleich der berechneten Daten mit den Meßergebnissen	25
12.1.1 Kaskade R290/R744	25
12.1.2 Kaskade R290/R170	27
12.2 Vergleich der Meßergebnisse zu einstufigen Kälteanlagen.....	30
12.3 Umweltbelastung / Umweltverträglichkeit	31
12.3.1 TEWI (Total Equivalent Warming Impact)	32
13 Fazit und Ausblick	34
14 Literaturverzeichnis	36
15 Anhang.....	39

1 Abbildungsverzeichnis

<i>Abb. 4-1: Gegenüberstellung äußerer Gütegrade verschiedener Kälteprozesse</i>	1
<i>Abb. 7-1: Plank-Prozeß einer Kompressionskälteanlage im lg p,h - Diagramm</i>	10
<i>Abb. 7-2: Realer Kaldampfkompressionsprozeß im lg p, h - Diagramm</i>	11
<i>Abb. 7-3: Darstellung des indizierten Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom Druckverhältnis</i>	14
<i>Abb. 8-1: Fließbild der Versuchskälteanlage in Kaskadenschaltung mit Meßstellenbezeichnung.</i>	16
<i>Abb. 9-1: Vorderansicht Versuchsstand</i>	18
<i>Abb. 9-2: Rückansicht Versuchsstand</i>	18
<i>Abb. 10-1: Schematische Darstellung der Meßzelle und Kühlkammer</i>	23
<i>Abb. 12-1: Gegenüberstellung der realen zu den theoretisch berechneten Liefergraden des NT- und HT-Verdichters für die Arbeitsstoffkombination R290/R744</i>	25
<i>Abb. 12-2: Relative Abweichung simulierter Werte bezogen auf Meßwerte der Kaskade mit R290/R744</i>	26
<i>Abb. 12-3: Vergleich der realen Leistungszahlen der Kaskade R290/R744 bei unterschiedlicher Verflüssigungstemperatur t_c</i>	27
<i>Abb. 12-4: Gegenüberstellung der realen zu den theoretisch berechneten Liefergraden des NT- und HT-Verdichters für die Arbeitsstoffkombination R290/R170</i>	29
<i>Abb. 12-5: Relative Abweichung simulierter Werte bezogen auf Meßwerte der Kaskade R290/R170</i>	29
<i>Abb. 12-6: Gegenüberstellung der gemessenen realen Leistungszahlen, Einstufige Kälteanlage: R22 ; R404A ; R507 Kaskade: R290 / R744 ; R290 / R170</i>	31
<i>Abb. 12-7: Quantitativer Vergleich der umweltrelevanten Größen verschiedener Kälteprozesse</i>	33
<i>Abb. 15-1: Anlagenschaltbild mit Komponentenbezeichnung</i>	39
<i>Abb. 15-2: Temperaturverläufe NT-Kreislauf der Kaskade R290/R744</i>	41
<i>Abb. 15-3: Temperaturverläufe HT-Kreislauf der Kaskade R290/R744</i>	41
<i>Abb. 15-4: Druckverläufe Kaskade R290/R744</i>	42
<i>Abb. 15-5: Leistungen und Massenströme Kaskade R290/R744</i>	42
<i>Abb. 15-6: Temperaturverläufe NT-Kreislauf Kaskade R290/R170</i>	43
<i>Abb. 15-7: Temperaturverläufe HT-Kreislauf Kaskade R290/R170</i>	43
<i>Abb. 15-8: Druckverläufe Kaskade R290/R170</i>	44
<i>Abb. 15-9: Leistungen und Massenströme Kaskade R290/R170</i>	44
<i>Abb. 15-10: Vergleich der realen Leistungszahlen der Kaskade R290/R170 bei unterschiedlicher Verflüssigungstemperatur t_c</i>	47

2 Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 6-1: FCKW-Kältemittel und deren Alternativen /3,10/</i>	6
<i>Tabelle 9-1: Herstellerangaben zu den eingesetzten Wärmeübertragern</i>	21
<i>Tabelle 10-1: Versuchsparameter</i>	24
<i>Tabelle 14-1: Komponentenbezeichnung der Versuchskälteanlage</i>	40
<i>Tabelle 14-2: Zusammenfassung Auswertungsdateien (Blatt 1)</i>	45
<i>Tabelle 14-3: Zusammenfassung Auswertungsdateien (Blatt 2)</i>	46

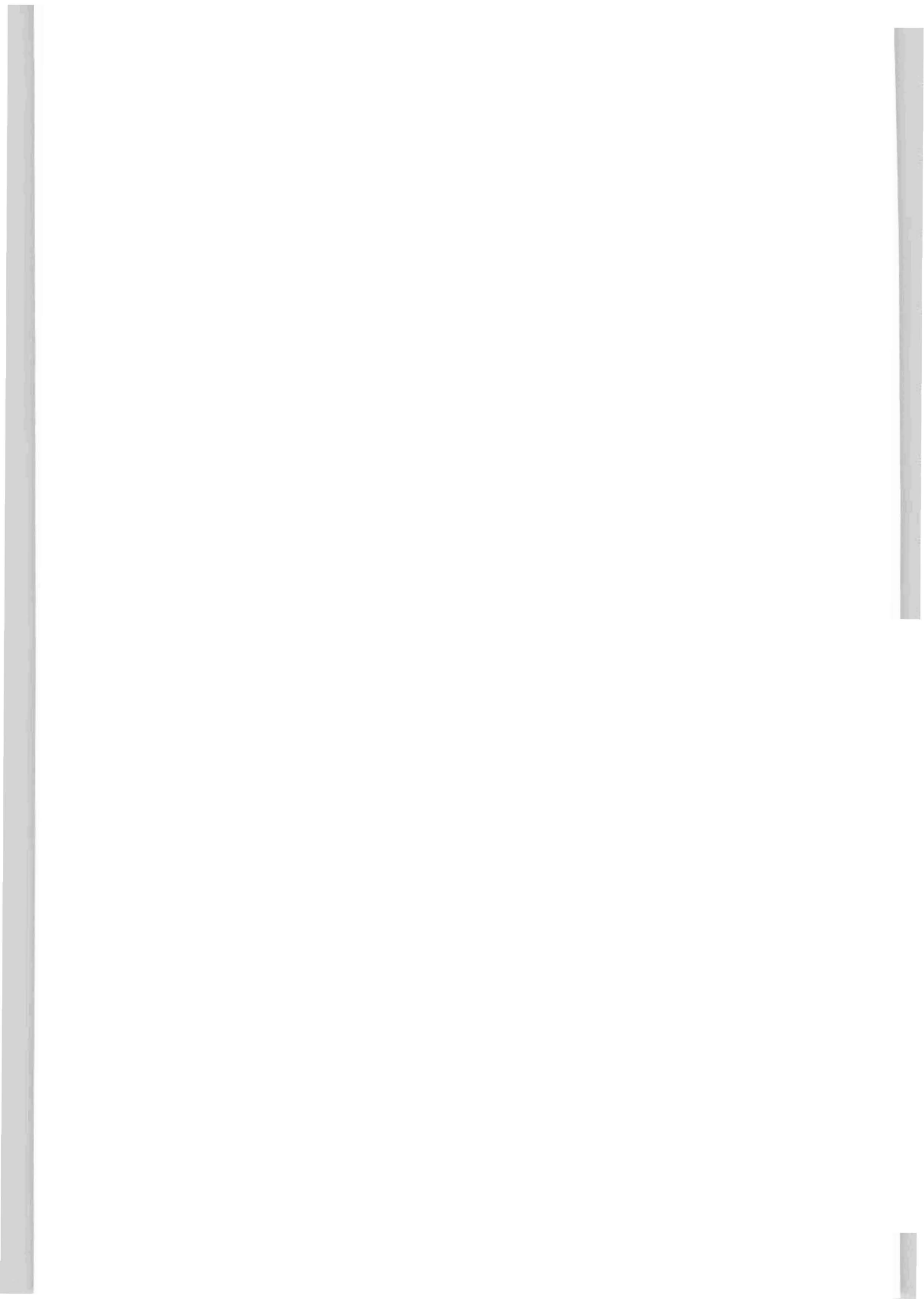
3 Symbole

b	Betriebsstundenzahl
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
d	Bohrungsdurchmesser
E_a	Jahresenergiebedarf
h	spezifische Enthalpie
M_d	Drehmoment
m	Masse
m_F	Füllmasse
m_L	Leckagemasse
\dot{m}_R	Massenstrom des Kältemittels
\dot{m}_w	Massenstrom des Wärmeträgers
n	Drehzahl, Polytropenexponent
p	Druck
Δp	Druckdifferenzen
p_c	Verflüssigungsdruck
p_o	Verdampfungsdruck
p_s	Sättigungsdruck
p_{mth}	mittlerer Druck eines theoretischen Verdichters
p_{mi}	mittlerer indizierter Druck eines realen Verdichters
P_{el}	elektrische Leistungsaufnahme
P_{mech}	mechanische Leistungsaufnahme
q_c	spezifische Enthalpiedifferenz im Verflüssiger
\dot{Q}_c	Verflüssigerleistung
q_o	spezifische Enthalpiedifferenz im Verdampfer
\dot{Q}_o	Verdampferleistung
q_{ov}	volumenstrombezogene Verdampfungsenthalpie
s_h	Hub
T	Temperatur in Kelvin
t	Temperatur in °C
ΔT	Temperaturdifferenz
ΔT_u	Temperaturdifferenz bei Unterkühlung
$\Delta T_{\bar{u}}$	Temperaturdifferenz bei Überhitzung
T_c	Verflüssigungstemperatur
T_N	Nutztemperatur

T_o	Verdampfungstemperatur
T_U	Umgebungstemperatur
V	Volumen
V_{Hub}	Hubvolumen
\dot{V}_{th}	theoretischer Volumenstrom
V_S	schädliches Volumen
v	spezifisches Volumen
z	Zylinderzahl
α_T	Rückgewinnungsfaktor
β	Konversionsfaktor
ϵ_{KM}	Leistungszahl der Kältemaschine
$\epsilon_{C,KM}$	Carnot-Leistungszahl der Kältemaschine
τ	Betriebszeit in Jahren
$\varphi_{Schadraum}$	Verhältnis von schädlichem Volumen zu Hubvolumen
v	Gütegrad der Kältemaschine
v_i	innerer Gütegrad
v_a	äußerer Gütegrad
η_i	indizierter Wirkungsgrad des Verdichters
λ	Liefergrad
μ	Mengenäquivalent
π	Druckverhältnis
ρ	Dichte

Indizes

''	Zustand an der Taulinie
'	Zustand an der Siedelinie
0	Verdampfung
C	Kondensation
dir	direkt
d	Drehmoment
indir	indirekt
s	Sättigungszustand
l	flüssige Phase
g	Gasphase
HT	Hochtemperaturstufe
k	kritische Größe
KM	Kältemaschine
mech	mechanisch
mes	Messung
NT	Niedertemperaturstufe
p	konstanter Druck
r	reduzierte Größe
s	konstante Entropie
T	konstante Temperatur
th	theoretisch
v	konstantes spezifisches Volumen
Vent	Ventilator
Verd	Verdampfer



4 Zusammenfassung

Mit der Konzeption und dem Aufbau einer zweistufigen Kompressionskälteanlage in Kaskadenschaltung, wahlweise betrieben mit den Arbeitsstoffkombinationen Propan / CO₂ und Propan / Ethan, konnte eine alternative umweltverträgliche Lösung zur Tieftemperatur-Kältebereitstellung verwirklicht werden.

Die formulierten Ziele, einen sinnvollen energetischen und ökologischen Ersatz für einstufige Kälteanlagen mit dem Arbeitsstoff R22 -den jetzigen Ersatzstoff für R502- zu schaffen, sind mit der Arbeitsstoffkombination Propan in der Hochtemperaturstufe und CO₂ in der Niedertemperaturstufe erreicht worden. Zusätzlich wurde zur Kälteerzeugung für Verdampfungstemperaturen $t_0 < -50^\circ\text{C}$ die Kaskade mit dem Arbeitsstoff R170 in der Niedertemperaturstufe untersucht.

Berechnungen mehrerer Arbeitsstoffe in verschiedenen Kaltdampfkompressionsprozessen zeigen (siehe Abb. 4-1), daß sich mit dem natürlichen Arbeitsstoffsystem R290/R744 bessere Gütegrade bei Nutzttemperaturen ($t_N < -19^\circ\text{C}$) erzielen lassen als durch einstufige Prozesse mit den Arbeitsstoffen R22 bzw. R134a.

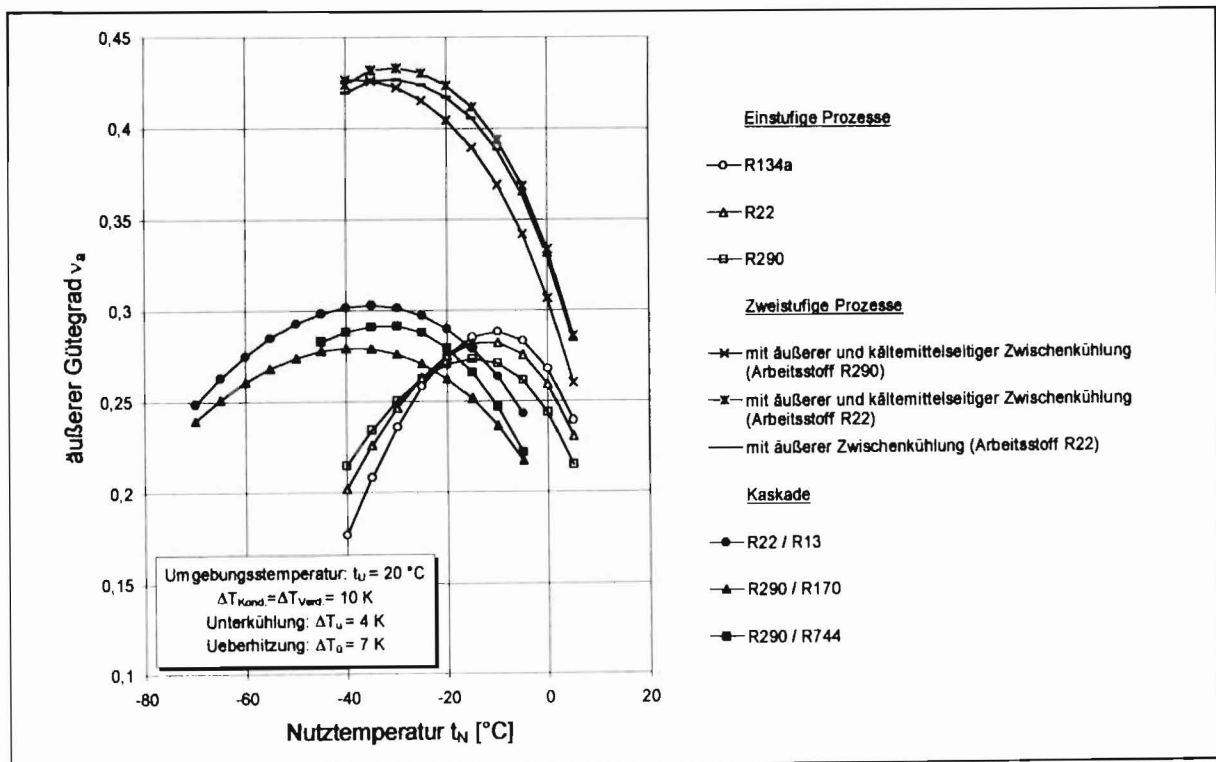


Abb. 4-1: Gegenüberstellung äußerer Gütegrade verschiedener Kälteprozesse

Im Vergleich zu der Kaskade mit den FCKW's R22/R13 weisen die natürlichen umweltverträglichen Kältemittel (R290/R744) nur geringfügig schlechtere äußere Gütegrade auf.

Eine Kaskaden-Kältemaschine erfordert zwar einen erhöhten technischen Aufwand; dies wird jedoch durch die gute Umweltverträglichkeit der Arbeitsstoffkombination Propan / CO₂ und durch einen effizienten Energieeinsatz für die Kältebereitstellung gerechtfertigt. Dieser Aspekt wird durch die durchgeführten Meßreihen (vergl. Abb. 12-6) untermauert, insbesondere unter der Prämisse, daß die FCKW z.B. R13, R502 seit dem 31.12.1994 als Arbeitsstoff für Neuanlagen nicht mehr in Frage kommen.

Eine Propan / Ethan - Kaskade weist zwar geringfügig niedrigere Leistungszahlen bzw. Gütegrade als eine Propan / CO₂ - Kaskade auf, besitzt aber den Vorteil, daß aufgrund des tiefen Erstarrungspunktes von Ethan (-183°C) auch Verdampfungstemperaturen unterhalb von -55°C erzielt werden können. Dies ist weder mit der Propan / CO₂ - Kaskade noch mit konventionellen einstufigen- oder mehrstufigen Prozessen mit Mitteldruckkältemitteln wie Propan, R22 zu erreichen.

Das zusätzliche Problem der Brennbarkeit der Kohlenwasserstoffe im Gegensatz zu den FCKW-Sicherheitskältemitteln ist durch eine Kälteanlage in Kaskadenschaltung mit dem Arbeitstoffpaar Propan / CO₂ auf einen besonderen Maschinenraum, der für die Öffentlichkeit nicht zugänglich ist, begrenzt. Für die Arbeitsstoffkombination Propan / Ethan relativiert sich dieser Nachteil, da das Einsatzgebiet einer solchen Kaskade durch die Kältebereitstellung bei Temperaturen < -50°C auf Nischenanwendungen wie z.B. in der chemischen Industrie, Laboranwendungen beschränkt ist und die Arbeitsgebiete in diesen Bereichen einen sehr hohen Sicherheitsstandard aufweisen.

5 Einleitung

Auf nahezu allen Gebieten der Kälte-, Klima- und Wärmepumpentechnik, jedoch insbesondere für die Kälteanwendungen im Tieftemperaturbereich von -20 bis -60°C (z.B. Lebensmitteltiefkühlung, Medizintechnik etc.) wurden bisher die Kältemittel R12, R22, R502 und R13B1 verwendet. Während R22 in Neuanlagen noch bis zum 31.12.1999 eingesetzt werden darf, ist dies nach der FCKW-Halon-Verbotsverordnung z.B. für die FCKW R12, R502 und R13B1 seit dem 31.12.1994 verboten. Speziell für R12 gilt ein endgültiges Verbot, seitdem das Umweltbundesamt am 21.12.1995 die Kältemittel R22 und R134a als Ersatzstoffe für R12 bekannt gegeben hat. Nach der zum 30.06.1998 verstrichenen Übergangsfrist von 30 Monaten mußte die Umrüstung oder die Außerbetriebnahme dieser Anlagen vollzogen sein. Lediglich steckerfertige, dauerhaft geschlossene R12-Kälteanlagen mit einer maximalen Kältemittelfüllung von 1 kg sind von diesem Verbot ausgenommen.

Zur Zeit werden als geeignete Substitute, die eine schnelle Umrüstung von bestehenden Kälteanlagen mit den o.g. Arbeitsstoffen ermöglichen, die Stoffe Difluormethan (R32), Pentafluorethan (R125), 1,1,1,2-Tetrafluorethan (R134a), 1,1,1-Trifluorethan (R143a), 1,1-Difluorethan (R152a) und insbesondere deren Gemische favorisiert. Diese Kältemittel enthalten kein Chlor- bzw. Bromatom und sind somit gemäß der FCKW-Halon-Verbotsverordnung im Hinblick auf ihr Ozon zerstörendes Potential als langfristige Alternativen zugelassen. Als nachteilig ist jedoch deren hohes direktes Treibhauspotential zu betrachten. Dieses tritt immer stärker in den Vordergrund ökologischer Betrachtungen, da sich die Ozonproblematik aufgrund des weltweiten FCKW-Ausstieges in den nächsten Jahren zunehmend entschärfen wird.

Aus ökologischer Sicht ist daher der Einsatz natürlicher Arbeitsstoffe in Kaltdampfkompansionsprozessen aufgrund des nicht vorhandenen Ozonzerstörungspotentials (ODP) und des geringen Beitrages zum Treibhauseffekt (GWP_{dir}) die einzige Alternative. Zur Verfügung stehen hier Ammoniak, Kohlenwasserstoffe, Wasser, Luft und Kohlendioxyd. Während Ammoniak bereits in geringen Konzentrationen die menschliche Gesundheit beeinträchtigt, werden Kohlenwasserstoffe aufgrund ihrer Brennbarkeit häufig abgelehnt. Daher erfüllen lediglich Wasser, Luft und Kohlendioxyd die Anforderungen, die an ein sicheres und umweltfreundliches Kältemittel gestellt werden. Diese weisen jedoch andere Nachteile auf: Wasser ist aufgrund der Gefrierpunkttemperatur von 0°C nur für einen Einsatz in der Klimatechnik geeignet, Luft kann nicht als Arbeitsstoff in Kaltdampfkältemaschinen eingesetzt werden, und Kohlendioxyd weist eine sehr hohe Dampfdrucklage bei Umgebungstemperatur auf.

Im Bereich der Erzeugung von Tieftemperaturkälte sind durch eine geeignete Anlagentechnik und durch die Beachtung sicherheitstechnischer Anforderungen sowohl Brennbarkeit als auch hohe Drücke zu beherrschen.

Daher wird zur Kälteerzeugung bis zu einer Temperatur von -55°C im Niedertemperaturkreislauf einer Kaskadenkälteanlage das Hochdruckkältemittel CO_2 anstelle von R22 -der jetzige Ersatzstoff für R502- herangezogen. Für den Hochtemperaturkreislauf der Kaskade wird das Kältemittel Propan eingesetzt.

Zur Kälteerzeugung von Temperaturen unterhalb von -50°C wird die Kaskade mit der Arbeitsstoffkombination Propan/Ethan betrieben. Ethan weist einen ähnlichen Verlauf der Dampfdruckkurve wie Kohlendioxyd auf, besitzt jedoch den Vorteil, daß der Erstarrungspunkt gegenüber Kohlendioxyd (Erstarrungstemperatur $-56,6^{\circ}\text{C}$) erst bei -183°C erreicht wird.

Die Grundüberlegung für dieses Forschungsvorhabens ist es, durch Einsatz der natürlichen Kältemittel R290/R744 (Propan/ CO_2) bzw. R290/R170 (Propan/Ethan) den Treibhausbeitrag deutlich zu mindern und in Vorausschau auf kommende gesetzliche Auflagen eine zukunftsichere umweltkonforme Kältebereitstellung im Tieftemperaturbereich zu ermöglichen. Diese Kältebereitstellungsverfahren sollen hohe Leistungszahlen bzw. gute exergetische Wirkungsgrade liefern. Dies wirkt sich positiv auf den GWP_{ind} aus.

Die Basis für die Durchführung dieses Forschungsvorhabens ist eine Sammlung und Auswertung zugänglicher Literatur sowie die softwareunterstützte energetische Berechnung von Kältekreisläufen. Weiterhin beinhaltet das Arbeitsprogramm dieses Forschungsprojekts die Berechnung und Auslegung der Kaskadenversuchskälteanlage, Aufbau der Kaskade verbunden mit Messungen und die Auswertung der Meßergebnisse. Die umfangreichen Messungen sind notwendig, um die durch Berechnung gewonnenen Ergebnisse bzgl. der Ersatzkältemittel für FCKW, H-FCKW und FKW zu überprüfen bzw. zu untermauern. Gerechtfertigt wird der erforderliche höhere technische Aufwand einer Kaskadenkältemaschine durch die gute Umweltverträglichkeit der Arbeitsstoffkombinationen Propan/ CO_2 bzw. Propan/Ethan und durch den effizienteren Energieeinsatz für die Kältebereitstellung.

6 Arbeitsstoffe

Neben der grundsätzlichen Voraussetzung, daß ein Kältemittel eine geeignete Dampfdruckkurve aufweisen muß, so daß der thermodynamische Prozeß der Kälteerzeugung durchführbar ist, sind weitere chemische, physikalische, physiologische und wirtschaftliche Kriterien für den Einsatz von Arbeitsstoffen in Kälteanlagen ausschlaggebend /26/:

- nicht brennbar, nicht explosiv
- nicht giftig, nicht gesundheitsschädigend
- thermisch und chemisch stabil
- inertes Verhalten gegenüber metallischen und nichtmetallischen Werkstoffen
- niedrige Herstellungskosten bei einer großen Verfügbarkeit
- energetisch effektiv (niedriger spezifischer Prozeßenergieverbrauch)
- hohe volumetrische Kälteleistung
- hohe Wärmeleitfähigkeit

Es liegt nahe, daß es angesichts der vielen unterschiedlichen Anforderungen an Arbeitsstoffe nicht möglich ist, ein ideales Kältemittel herzustellen.

Mit der Einführung der Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (FCKW) in den 30er Jahren konnten erstmals chemisch beständige, nicht brennbare und ungiftige Kältemittel -sogenannte "Sicherheitskältemittel"- für Kompressionskältemaschinen und -wärmepumpen zur Verfügung gestellt werden. Als Folge wurden Kohlendioxyd, Schwefeldioxyd und die Kohlenwasserstoffe wieder vom Markt verdrängt. Nur Ammoniak, das schon um 1870 erfolgreich als Arbeitsstoff in Kompressionskältemaschinen eingesetzt wurde, konnte sich gegen die neu entwickelten FCKW bis heute (mit steigender Tendenz) in der Kältetechnik behaupten, da hier seine toxischen Eigenschaften durch geeignete Maßnahmen beherrschbar sind.

Gemäß der FCKW-Halon-Verbots-Verordnung steht für die Kälteanwendung im Tieftemperaturbereich von -20°C bis -60°C insbesondere für mittlere und kleine Kälteanlagen keine umweltakzeptable Lösung zur Verfügung. Aus diesem Grunde wird auf dem Gebiet der Tieftemperaturtechnik das bisher weitverbreitete R502 durch den teilhalogenierten Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoff R22 ersetzt. Nach der jetzigen Gesetzeslage ist jedoch der Bau von Kälteanlagen, die mit R22 betrieben werden, nur noch bis zum 31.12.1999 zulässig. Es sind daher Alternativen notwendig, die einen Ersatz der Arbeitsstoffe R502, R13 B1 und R22 ermöglichen.

Bei Temperaturen oberhalb von -20 °C muß ganz auf den Einsatz des FCKW's R12 verzichtet werden. R12 darf als Arbeitsstoff weder in Alt- noch in Neuanlagen seit dem 30.06.1998 verwendet werden. Als Ersatzstoff wird seit einigen Jahren R134a eingesetzt. Der nicht brennbare Arbeitsstoff R134a besitzt zwar gute thermo-physikalische Eigenschaften, weist jedoch ein hohes Treibhauspotential auf und sollte daher nur eine Übergangslösung für den Ersatz von R22 darstellen. Derzeit wird als Ersatzstoff für R12 in Kühlschränken mit begrenzter Füllmenge und für R22 in Wärmepumpen auch Isobutan bzw. Propan eingesetzt.

Kältemitteltyp	Zusammensetzung (Formel)	ODP (R11=1,0)	GWP ₁₀₀ (CO ₂ =1)	Temp: gleit [K]	Ersatz ¹⁾ für	Anwendungs- bereich ²⁾
<i>Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (FCKW) / Verbotene Kältemittel:</i>						
R502	R22 / R115 (48,8 / 51,2 Gew.%)	0,28	5591	0	-	(K) N T
<i>teilhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (HFCKW) / Übergangsalternativen:</i>						
R22	CHClF ₂	0,05	1700	0	R502 (R12)	K N T
<i>teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe (HFKW) / langfristige Alternativen:</i>						
R134a	CF ₃ CH ₂ F	0	1300	0	R12 (R22)	K N (T)
<i>HFKW-Mischungen (Blends) / langfristige Alternativen:</i>						
R404A	R125 / R143a / R134a (44 / 52 / 4 Gew.%)	0	3750	0,7	R502 (R22)	N T
R407C	R32 / R125 / R134a (23 / 25 / 52 Gew.%)	0	1610	7,4	R502 (R22)	N T
R410A	R32 / R125 (50 / 50 Gew.%)	0	1890	< 0,1	R502 (R22) R13B1	K N T
R507	R143a / R125 (50 / 50 Gew.%)	0	3800	0	R502 (R22)	N T
<i>Natürliche Arbeitsstoffe / langfristige Alternativen:</i>						
R170 ³⁾	CH ₃ CH ₃	0	3	0	R502	T
R290 ³⁾	CH ₃ CH ₂ CH ₃	0	3	0	R22 / R502	K N T
R744	CO ₂	0	1	0	R22 / R502	-
R717 ^{3,4)}	NH ₃	0	0	0	R22 / R502	N T

1) Alternativkältemittel weichen stärker von den in Klammern genannten Substanzen ab.

2) Anwendungsbereiche: K Klimatechnik, N Normalkühlung, T Tiefkühlung und - keine Angaben.

3) brennbar

4) giftig

Tabelle 6-1: FCKW-Kältemittel und deren Alternativen /3,10/

In Tabelle 6-1 sind die Eigenschaften von Kältemitteln aufgezeigt, die mögliche bzw. in Kälteanlagen eingesetzte Alternativen der FCKW-Kältemittel darstellen. Die darin enthaltenen teilhalogenierten Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (HFCKW) und teilhalogenierten Fluor-Kohlenwasserstoffe (HFKW) sowie deren Mischungen „Blends“ (binäre und ternäre Gemische) stellen aus umweltrelevanten Gründen (siehe Kapitel 12.3.1) weniger eine Ersatz- als eine Übergangsmöglichkeit für die oben genannten FCKW-Kältemittel in Alt- und Neuanlagen dar. Als langfristiger Ersatz dürfen also nur die natürlichen Arbeitsstoffe und die nicht chlorierten HFKW's aufgrund ihrer Umweltverträglichkeit angesehen werden. Jedoch sind die HFKW-Kältemittel wie z.B. R32 mit geringer direkter Treibhausbelastung meistens brennbar und werden daher nur als Mischungskomponente eines Blends in Kälteanlagen eingesetzt.

6.1 Verwendete natürliche Ersatzstoffe

In dem durchgeführten Forschungsvorhaben sind für die Hochtemperaturstufe der Arbeitsstoff Propan und für die Niedertemperaturstufe die Hochdruckkältemittel CO₂ bzw. Ethan untersucht worden.

6.1.1 Kohlendioxyd

Kohlendioxyd (R744) ist neben Ammoniak eines der klassischen Kältemittel, die bereits vor dem ersten Weltkrieg verwendet wurden. Es besitzt viele Vorteile, da es billig, nicht brennbar und erst bei sehr hohen Konzentrationen gesundheitsschädlich ist [26]. Kohlendioxyd ist thermisch stabil und zerfällt merklich erst über 1500 °C, so daß mit einer Zersetzung nicht zu rechnen ist. Der Tripelpunkt des Kohlendioxyds liegt bei -56,6 °C. Im Gegensatz zu den HFKW-Alternativen ist CO₂ als Arbeitsstoff bereits ausreichend vorhanden bzw. wird in großen Mengen bei der Luftverflüssigung gewonnen. Durch die hohe volumetrische Kälteleistung erreichen die Anlagen eine hohe Kompaktheit (kleinere Leitungsquerschnitte) und benötigen weniger Kältemittel. Nachteilig sind die auftretenden hohen Betriebsüber- und Stillstandsdrücke, infolge dessen die zulässigen Betriebsüberdrücke von Bauteilen, wie z.B. herkömmliche Verdichter und Wärmeübertrager, überschritten werden könnten.

Der Einsatz von Kohlendioxyd als Arbeitsstoff in Kälte- und Wärmepumpenanlagen im Hinblick auf die bereits erläuterte FCKW-Problematik gewinnt immer mehr an Bedeutung. Es ist sowohl aus ökologischer als auch ökonomischer Sicht (relativ niedriger Preis des Kältemittels) eine attraktive Alternative zu den bereits in der Praxis eingesetzten und bewährten Arbeitsstoffen.

In einem europäischen Forschungsprojekt COHEPS wird die Möglichkeit untersucht, die thermophysikalischen Eigenschaften des CO₂ in einem transkritischen Kreisprozeß besser nutzen zu können. Dies bietet neue Anwendungsmöglichkeiten in den Bereichen der Warmwassererzeugung, Wärmebereitstellung (Heizung), Klimatisierung, Wärmerückgewinnung und der Trocknungstechnik. Die Verwendung von CO₂ als Arbeitsstoff in PKW- bzw. Omnibusklimaanlagen, Wärmepumpen und Trocknungsanlagen stellt derzeit die am häufigsten diskutierten und erfolgversprechensten Anwendungsgebiete dar.

6.1.2 Ethan

Das Kältemittel Ethan (R170) ist ebenso wie Kohlendioxyd ein Hochdruckkältemittel zur Erzeugung tiefer Temperaturen. Ethan weist einen ähnlichen Verlauf der Dampfdruckkurve wie Kohlendioxyd /26/ auf, besitzt jedoch den Vorteil, daß der Tripelpunkt erst bei -183 °C erreicht wird. Während Kohlendioxyd nur bis -56,5°C (Tripelpunkt) eingesetzt werden kann, ermöglicht der Einsatz von Ethan somit das Erreichen tieferer Verdampfungstemperaturen (ca. -80 °C).

Im Bereich der kältetechnischen Anwendungen ist Ethan chemisch stabil und verträglich mit den meisten bekannten Werkstoffen. Hinsichtlich der physiologischen Wirkungen wird Ethan noch harmloser eingestuft als Kohlendioxyd /6/. Ethan besitzt jedoch den entscheidenden Nachteil der Brennbarkeit, wobei die Zündgrenzen des Ethans zwischen 3,1 und 15 Vol.-% liegen, die Zündtemperatur liegt bei 530°C /24/.

Untersuchungen haben ergeben (vergl. /18/), daß Ethan ohne Veränderung der Anlagen alternativ für Kohlendioxyd zu verwenden ist. Dieser Umstand ermöglicht einen Vergleich beider Kältemittel bezüglich der energetischen Bewertung einer Kaskadenkälteanlage ohne aufwendige Umbaumaßnahmen. Dies war ein ausschlaggebender Grund für die Wahl des Ethans als Tieftemperaturkältemittel < -55°C in diesem Forschungsvorhaben.

6.1.3 Propan

Propan (R290) ist ebenso wie Ethan ein natürlicher Kohlenwasserstoff und damit frei von giftigen Zersetzungsprodukten. Im Gegensatz hierzu wird von Seiten einiger Wissenschaftler davon ausgegangen, daß beim Zerfall von R134a Trifluoressigsäure in der Atmosphäre entsteht. Propan ist preiswert und in großen Mengen verfügbar. Schon 1938 wurde es laut /26/ als Kältemittel erwähnt, wobei sich der Einsatzbereich auf Geräteprüfschränke kleinerer Leistungen beschränkte.

Aus physiologischer Sicht ist Propan als harmlos zu bewerten. Nur bei Konzentrationen oberhalb von 38 Vol.-% besitzt es eine narkotisierende Wirkung. Propan ist

ebenso wie Ethan brennbar. Bei der Mischung mit Luft bildet sich ein leicht brennbares bzw. bei Konzentrationen zwischen 2,1 und 9,5 Vol.-% ein explosives Gemisch. Die Zündtemperatur liegt bei 510°C /24/.

In /21/ wird darauf hingewiesen, daß handelsübliches Propan für Heizzwecke nicht als Kältemittel geeignet ist. Diese Stoffe enthalten zu viele Fremdgase, Feuchtigkeit und andere Verunreinigungen, die zu starker Ölkohlebildung im Verdichter führen würden.

7 Energetische Bewertungsgrößen von Kompressionskälteanlagen

7.1 Theoretischer Vergleichs- und Ideal -Prozeß

Der theoretische Vergleichsprozess für einen linksläufigen Arbeitsprozeß ist der Carnot-Prozeß. Er besteht aus zwei Isentropen (Verdichtung und Entspannung) und zwei Isothermen (Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme) und gibt den theoretisch maximal erzielbaren Nutzen der Energieumformung zwischen zwei festen Temperaturniveaus an.

Für die Bewertung von thermodynamischen Kreisprozessen wird der Quotient aus Nutzen zu Aufwand gebildet. Bei einer Kältemaschine (linksläufiger Prozeß) stellt die auf niedrigem Temperaturniveau entzogene Wärme den Nutzen und die notwendige Verdichterarbeit den Aufwand dar. Es ergibt sich die Leistungszahl ε :

$$\varepsilon_{KM} = \frac{\dot{Q}_0}{P} \quad (7-1)$$

Aufgrund der reversiblen Zustandsänderungen des Carnot-Prozesses läßt sich die maximale Leistungszahl durch die Nutzttemperatur und die Temperaturdifferenz kennzeichnen.

$$\varepsilon_{C,KM} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{T_0 \cdot \Delta S}{(T_C - T_0) \cdot \Delta S} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \quad (7-2)$$

Der ideale Kaltdampfkompressionsprozeß (Plank-Prozeß) stellt einen weiteren, angenäherten Vergleichsprozess für die Kaltdampfkompressionskältemaschine dar (siehe Abb. 7-1).

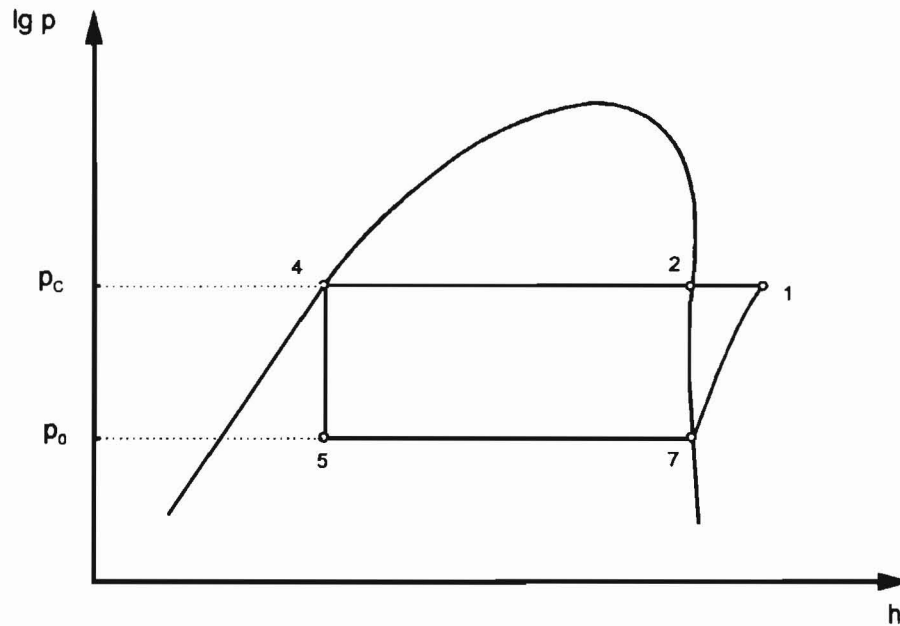


Abb. 7-1: Plank-Prozeß einer Kompressionskälteanlage im lg p,h - Diagramm

In einzelnen Punkten abgewandelt vom Carnot-Prozeß läßt sich der Plank-Prozeß durch folgende Zustandsänderungen charakterisieren:

- 7-1 isentrope Verdichtung
- 1-2 isobare Wärmeabgabe
- 2-4 isobare und isotherme Wärmeabgabe durch Verflüssigung
- 4-5 isenthalpe Entspannung (Drosselung)
- 5-7 isobare und isotherme Wärmeaufnahme durch Verdampfung

Die Leistungszahl des idealen Prozesses kann wie folgt ermittelt werden:

$$\epsilon_{KM,ideal} = \frac{h_7 - h_4}{h_1 - h_7} \quad (7-3)$$

7.2 Der reale Kreisprozeß

Der Realprozeß einer Kompressionskältemaschine unterscheidet sich vom Idealprozeß nach Plank durch folgende abweichende Zustandsänderungen:

- 7-1 Verdichtung mit veränderlichen Polytropenexponenten,
- 1-2 Wärmeabgabe mit Druckabfall infolge Reibung,
- 2-3 Wärmeabgabe durch Verflüssigung mit Druckabfall,
- 3-4 Unterkühlung des Arbeitsstoffes,
- 4-5 Drosselung mit Wärmeaufnahme,
- 5-6 Wärmeaufnahme mit Druckabfall
- 5-7 Überhitzung des Arbeitsstoffes.

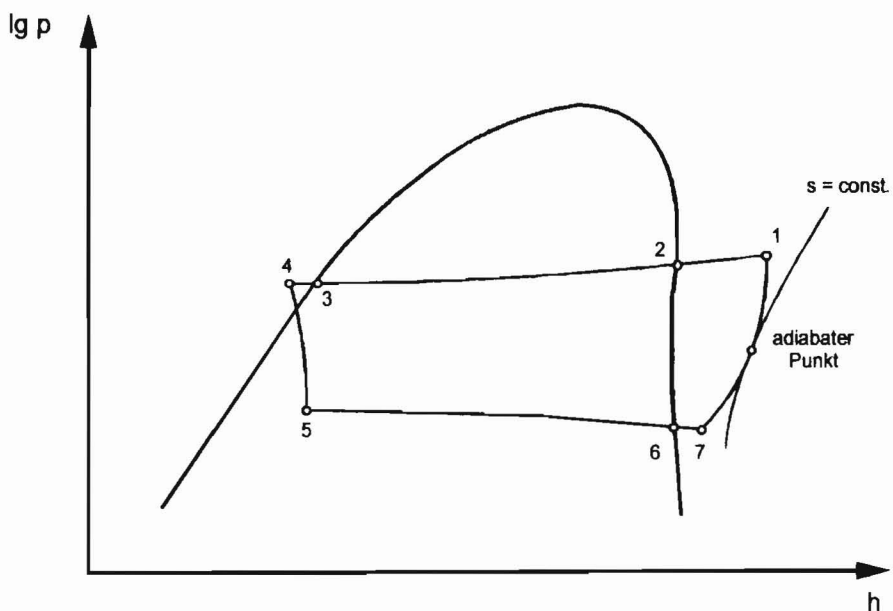


Abb. 7-2: Realer Kalt dampfkompansionsprozeß im lg p, h - Diagramm

Die Leistungszahl des realen Prozesses kann unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades η_m des Verdichters wie folgt ermittelt werden:

$$\epsilon_{KM,real} = \frac{h_7 - h_4}{h_{1real} - h_7} \cdot \eta_m \quad (7-4)$$

mit

$$h_{\text{real}} = h_7 + \frac{h_1 - h_7}{\eta_i} \quad (7-5)$$

Somit hängt sowohl die spezifische Enthalpie $h_{1\text{real}}$ als auch die reale Leistungszahl des Prozesses vom indizierten Wirkungsgrad η_i (siehe Kapitel 7.3.3) ab.

Ein Maß für die Abweichung des realen Kaldampfprozesses zum theoretischen Carnot-Prozeß stellt der Gütegrad dar.

$$v = \frac{\varepsilon_{\text{KM,real}}}{\varepsilon_{\text{C,KM}}} \quad (7-6)$$

7.3 Berechnungsgrundlagen der Verdichtung

Eines der wichtigsten Bauteile einer Kaldampfkompansionskälteanlage ist der Verdichter. In Kälteanlagen kleiner und mittlerer Leistungen werden vorwiegend mehrzylindrige Hubkolbenverdichter eingesetzt, die ein maximales Druckverhältnis von $\pi = 8 \dots 12$ bzw. einen Fördervolumenstrombereich von 0,5 bis 5000 m³/h im Ansaugzustand aufweisen.

Das Druckverhältnis π ist definiert als Verhältnis vom Kondensations- zum Verdampfungsdruck:

$$\pi = \frac{p_c}{p_o} \quad (7-7)$$

7.3.1 Das Hubvolumen

Das Hubvolumen eines Hubkolbenverdichters läßt sich über die Hauptabmessungen (Hub s_h und Bohrungsdurchmesser d) berechnen:

$$V_{\text{Hub}} = \frac{s_h \cdot \pi \cdot d^2}{4} \quad (7-8)$$

Zieht man die Drehzahl n und die Zylinderanzahl z hinzu, so erhält man den theoretischen (geometrischen) Förderstrom des Verdichters:

$$\dot{V}_{th} = \dot{V}_{Hub} = \frac{z \cdot n \cdot s_h \cdot \pi \cdot d^2}{240} \quad (7-9)$$

7.3.2 Der Liefergrad

Bei Kolbenverdichtern ist das auf den Ansaugzustand bezogene geförderte Volumen (realer Hubvolumenstrom) geringer als der theoretische Volumenstrom. Das Verhältnis wird durch den Liefergrad λ beschrieben:

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{th}} \quad (7-10)$$

Als Einflußgrößen auf den Liefergrad sind Druckverhältnis, schädlicher Raum, Drosselverluste, Aufheizung und Undichtigkeit zu nennen.

In dem vorliegenden Forschungsvorhaben wurde zur Vorherbestimmung des Liefergrades eine Gleichung nach Bäckström, Emblik /4/ herangezogen, die für jedes Kältemittel angewendet werden kann. Drossel- und Reibungsverluste bleiben hierbei jedoch unberücksichtigt.

7.3.3 Der indizierte Wirkungsgrad

Der indizierte Wirkungsgrad η_i nach /22,23/ wird durch das Verhältnis aus dem theoretischen Leistungsaufwand des Idealprozesses P_{th} und der tatsächlich benötigten Verdichterleistung P_i bestimmt:

$$\eta_i = \frac{P_{th}}{P_i} = \lambda \cdot \frac{P_{m,th}}{P_{m,i}} \quad (7-11)$$

Der Verlauf des indizierten Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom Druckverhältnis ist in Abb. 7-3 für den Arbeitsstoff R22 dargestellt. Die Wirkungsgradfunktion erreicht bei einem Druckverhältnis von ca. 2 ein Maximum ($\eta_{i,max.} = 0,79$). Ein weiterer Anstieg des Druckverhältnisses führt zu einer Abnahme des indizierten Wirkungsgrades.

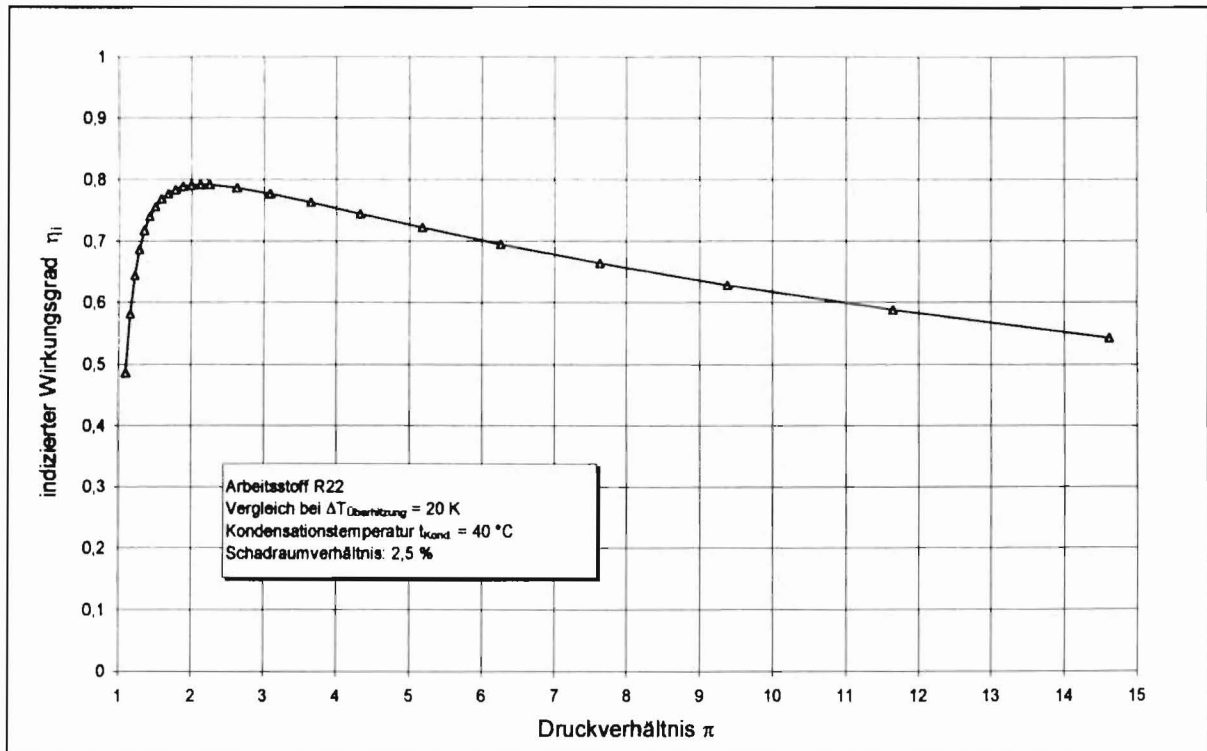


Abb. 7-3: Darstellung des indizierten Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

8 Mehrstufige Prozesse

Ein steigendes Druckverhältnis π führt im Verdichter zu einem abnehmenden Liefergrad und zu einem Anstieg der Verdichtungsendtemperatur, d.h. das energetische Verhalten des Verdichters verschlechtert sich bzw. die Ölstabilität wird gefährdet. Somit muß das Druckgefälle auf mehrere Stufen aufgeteilt werden. Die Grenze zwischen ein- und zweistufiger Verdichtung liegt im Bereich $4 \leq \pi \leq 10$ /20/.

8.1 Kaskadenkälteanlage

Im Gegensatz zu einer zweistufigen Verdichtung eines Kältemittels kann auch das Prinzip der Kaskadenschaltung zur Erzeugung tiefer Verdampfungstemperaturen herangezogen werden.

Die Kaskadenkälteanlage besteht aus mindestens zwei jeweils einstufigen Kältekreisläufen (vergl. Abb. 8-1). Diese sind durch einen Wärmeübertrager miteinander gekoppelt, so daß der Verdampfer der Hochtemperaturstufe den Kondensator der kälteren Stufe kühlt. Nur der Verdampfer der kalten Seite nimmt Wärme aus dem Kühlraum bzw. vom Kühlmedium auf. Im Kondensator der warmen Stufe wird die gesamte Wärme (Verdampferleistung und aufgenommene Verdichterleistungen) an die Umgebung (hier an den Kühlwasserkreislauf) abgeführt.

In Bezug auf Temperaturen und Druckverhältnisse werden für jede Stufe verschiedene Kältemittel verwendet. In der Versuchskälteanlage kommt in der Niedertemperaturstufe CO_2 (R744) bzw. Ethan (R170) zum Einsatz, während im oberen Kreislauf Propan (R290) eingesetzt wird.

Man spricht bei Kälteanlagen in Kaskadenschaltung nicht von einer Niederdruckstufe, sondern von einer Niedertemperaturstufe, weil die Drucklage dieser Stufe gleich bzw. höher als die der Hochtemperaturstufe ist. Für den Einsatz der Arbeitsstoffkombination R290/R744 läßt sich daraus ein weiterer Vorteil der Kaskadenkälteanlage formulieren.

Da nur in der Hochtemperaturstufe das brennbare Kältemittel Propan eingesetzt wird und die Drucklage des CO_2 immer höher ist als die des Propans, kann nur Kältemittel der Niedertemperaturstufe in die Hochtemperaturstufe gelangen. Es ist daher ausgeschlossen, daß das brennbare Kältemittel über den Kaskadenwärmeübertrager in die Meßzelle gelangt; es bleibt auf den Maschinenraum begrenzt. Die Kaskadenkälteanlage wird dann aufgrund des Fremdgasanteils in der Hochtemperaturstufe (Kondensationsdruckanstieg) durch das Hochdruckpressostat der HT-Stufe abschalten.

Dieser Vorteil ist nicht auf die Arbeitsstoffkombination R290/R170 übertragbar, da hier beide Kältemittel brennbar sind.

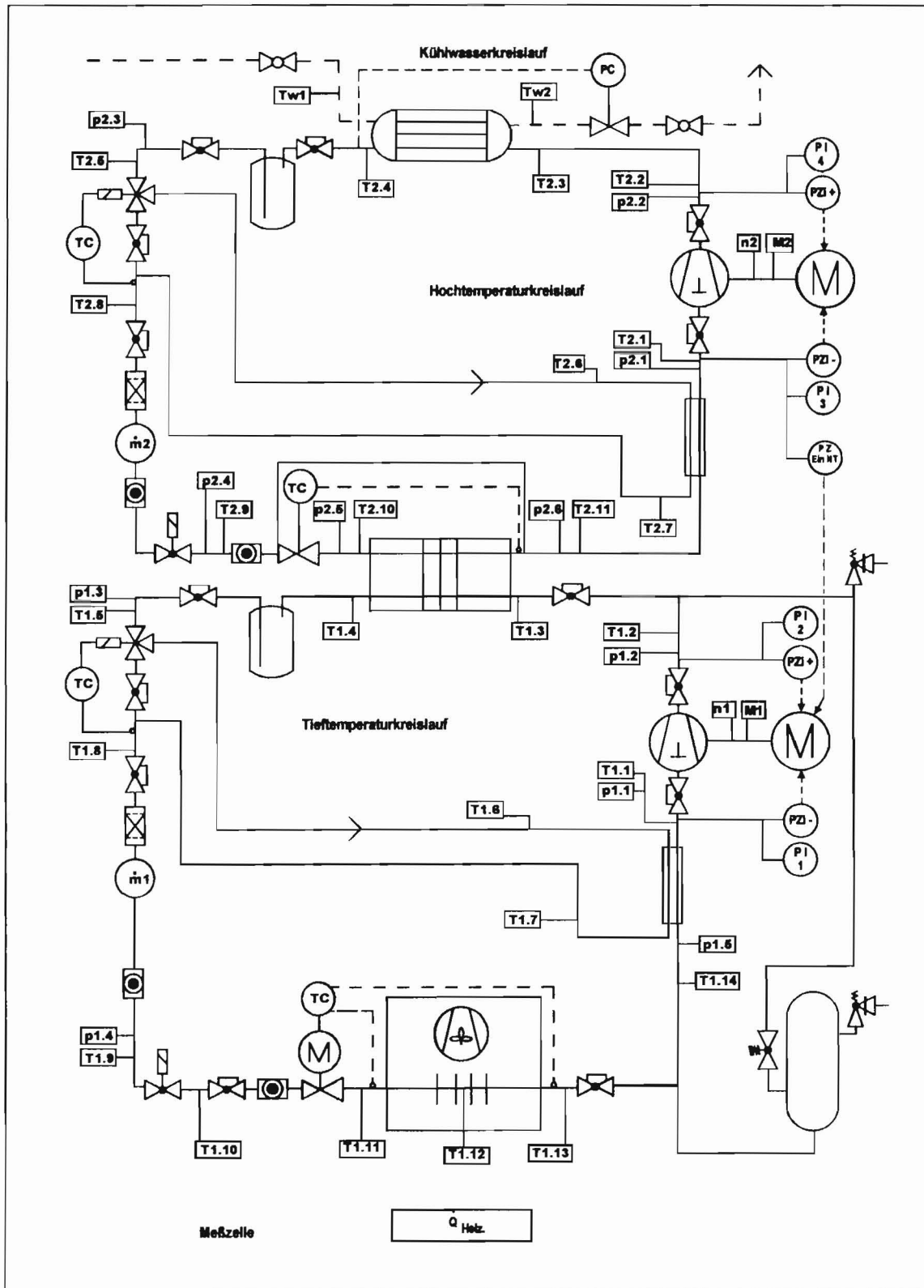


Abb. 8-1: Fließbild der Versuchskälteanlage in Kaskadenschaltung mit Meßstellenbezeichnung.

9 Experimenteller Teil

Für die experimentelle Untersuchung der natürlichen Arbeitsstoffkombinationen R290/R744 und R290/R170 wurde ein Kaskadenkälteanlagen-Versuchsstand aufgebaut, der eine energetische Beurteilung der Stoffe im praktischen Einsatz erlaubt. Die Versuchsanlage besteht aus zwei jeweils einstufigen Kaltdampf-Kompressionskreisläufen.

Bei der Konstruktion der Hochtemperaturstufe (HT-Stufe) wurde besonderer Wert auf eine kleine Füllmengen gelegt, da hier ausschließlich der brennbare Arbeitsstoff R290 eingesetzt wird. Bei der Niedertemperaturstufe (NT-Stufe) wahlweise betrieben mit R744 bzw. R170 ist die Füllmengenbegrenzung aufgrund der hohen Dampfdrücke bei Umgebungstemperatur nicht möglich. Die NT-Stufe ist mit einem saugseitigen Ausgleichsbehälter ausgestattet, damit der Stillstandsdruck nicht höher ist als der zulässige Betriebsüberdruck.

In den nachfolgenden Kapiteln wird der Versuchsaufbau und die angewendete Meßtechnik näher beschrieben.

9.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsstand wurde so konzipiert, daß alle kältetechnischen Komponenten zzgl. der Rohrleitungen sowie Elektro- und Steuergeräte in einem Quadratrohrrahmen (Höhe 1,92m / Breite 2,02m / Tiefe 0,9m) montiert sind, der während der Versuchsdurchführung mit transparenten Makrolonplatten verkleidet ist. Somit ist er als besonderer Maschinenraum einzustufen (vergl. Abb. 9-1, 9-2).

Die Antriebseinheit der HT- und NT-Stufe, bestehend aus Verdichter, Elektromotoren und Drehmomentaufnehmer ist schwingungsgedämpft zu den anderen Bauteilen des Versuchsstandes ausgeführt. Zusätzlich verhindern flexible Wellrohrleitungen (Anaconda) die Übertragung von Verdichtervibrationen auf das Leitungssystem der Kälteanlage.

Vom Versuchsstand getrennt ist die Meßzelle in einer Kältekammer aufgestellt. Die mittlere Raumtemperatur der Kältekammer wird mittels einer zweiten fest installierten Kälteanlage jeweils an die der Meßzelle angeglichen, so daß annähernd adiabate Messungen durchgeführt werden können (vergl. Kapitel 12).



Abb. 9-1: Vorderansicht Versuchsstand

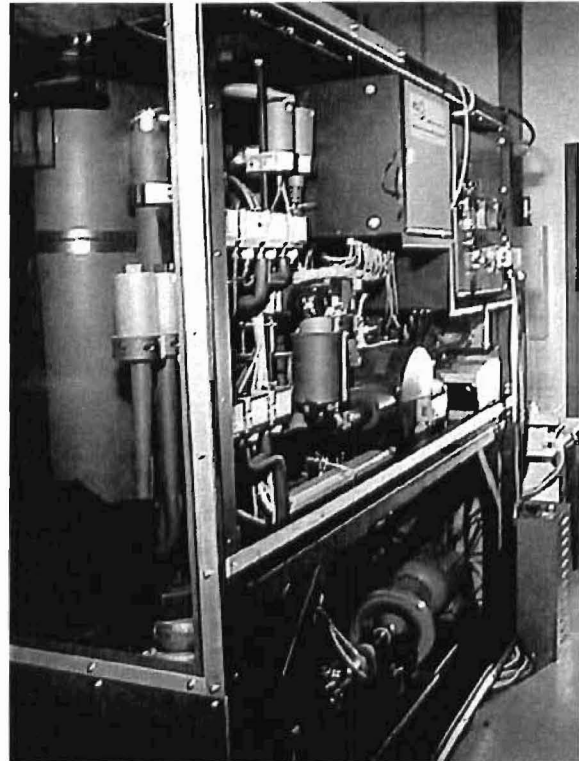


Abb. 9-2: Rückansicht Versuchsstand

9.2 Verdichter

In der Versuchsanlage wurden offene Verdichter eingesetzt, die die meßtechnische Bestimmung der mechanischen Arbeit ohne Antriebsverluste erlauben. Sie bieten darüber hinaus den Vorteil, daß weitere Einflüsse, wie nicht erfaßbare Überhitzung durch Sauggaskühlung des Elektromotors eines Hermetikverdichters, ausgegrenzt werden, so daß eine quantitative Bilanzierung des reinen Kältemittelkreislaufes möglich ist.

Die zweizylindrigen offenen Hubkolben-Verdichter der Firma Bitzer, Typ II für den NT-Kreislauf und Typ IV für den HT-Kreislauf sind als "Langsamläufer" (Drehzahl Typ II bis 1000 min^{-1} Typ IV bis 750 min^{-1}) unempfindlich gegenüber verschiedenen Kältemitteln und deren Ölgemischen. Jeder der beiden Verdichter ist mit jeweils einem Frequenzumformer ausgestattet. Sie ermöglichen eine drehzahlgeregelte Fahrweise der Elektromotoren, d.h. eine unabhängige Leistungsregelung des Hoch- bzw. Nieder-temperaturkreislaufes.

9.2.1 Kältemaschinenöle / Schmierstoffe

Das mit dem Kältemittel in den kalten Teil der Anlage (Verdampfer) gelangende Kältemaschinenöl muß dem Verdichter wieder zurückgeführt werden, um eine sichere und kontinuierliche Verdichterschmierung zu gewährleisten. In aller Regel sollte der

Kältemittelstrom der Saugleitung das Kältemaschinenöl zum Verdichterkurbelgehäuse transportieren. Dabei ist neben der Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels die Viskosität des Öl-Kältemittel-Gemisches ein wichtiges Kriterium. Diese sollte in Verdichtern im gesamten Temperaturbereich Werte $>10 \text{ mm}^2/\text{s}$ besitzen /7,8/. Darüber hinaus muß das Kältemittel-Ölgemisch eine hohe thermische bzw. chemische Stabilität aufweisen.

Kältemaschinenöle für Kohlenwasserstoffe

Bei Einsatz von Kohlenwasserstoffen wie z.B. Propan in Kolbenverdichtern werden meist höherviskose Mineralöle, Alkylbenzolöle oder deren Gemische mit Verschleißschutzadditiven eingesetzt. Gegenüber Mineralölen sind Alkylbenzolöle thermisch hoch stabil und weisen zusätzlich zur guten Kältemittel-Löslichkeit ein niedriges Aufschäumen beim Anfahren (Verdichterstart) auf /17/. Für den Einsatz von Propan in der HT-Stufe wurde in Absprache mit dem Verdichterhersteller das Mineralöl Shell Clavus G68 eingesetzt. Alternativ könnte auch das Alkylbenzolöl Reniso SP68 der Firma Fuchs verwendet werden.

Beim Einsatz von Ethan in der NT-Stufe wurde das Synthetiköl Reniso CO₂ 150 E (vergl Kältemaschinenöle für CO₂) verwendet. D.h. auf einen Ölwechsel in der NT-Stufe zwischen den einzelnen Meßreihen wurde verzichtet.

Kältemaschinenöle für CO₂

Hinsichtlich der Einsatzgrenzen des Arbeitsstoffes CO₂ in Tieftemperaturstufen von Kaskadenkälteanlagen müssen Schmierstoffe nach den speziellen Betriebsanforderungen im Verdampfer z.B. den sehr niedrigen Verdampfungstemperaturen und den relativ hohen Verdichtungsendrücken und den daraus resultierenden Verdichtungsendtemperaturen ausgewählt werden.

Speziell hierfür sind Kältemaschinenöle auf synthetischer Basis entwickelt worden, die aus hochalterungsbeständigen, temperaturstabilen Grundkomponenten mit Verschleißschutzadditiven /17/ bestehen. Unter der Berücksichtigung ausreichender Fließeigenschaften müssen Schmierstoffe mit entsprechend hoher Viskositätsklasse eingesetzt werden, die den hohen Drücken der Kohlendioxyd - Verdichtung sowie der guten Löslichkeit von CO₂ im Kältemaschinenöl Rechnung tragen.

In der Niedertemperaturstufe der Kaskadenschaltung wird das Reniso CO₂ 150 E, ein speziell zur Schmierung von Verdichtern mit dem Kältemittel CO₂ entwickeltes Öl, verwendet. Bei späteren Versuchen wurde ein Teil des Öles aus der NT-Stufe abgelassen und das niederviskose Esteröl Reniso E 100 beigemischt. Damit konnte der

beobachteten höheren Zähigkeit des Öls bei Verdampfungstemperaturen $< -45^{\circ}\text{C}$ entgegen gewirkt werden.

9.3 Wärmeübertrager

Der in der Meßzelle durch ein regelbares Heizregister (vergl. Abb. 10-1) erzeugte Wärmestrom wird im Niedertemperaturverdampfer, einem luftbeaufschlagten Lamellenrohrkühler, aufgenommen. Die durch Meßgeräte ermittelte Heizleistung \dot{Q}_{Heiz} sowie die Ventilatorleistungen des Heizregisters und Verdampfers ergeben die Gesamtkälteleistung.

Die Schnittstelle von Nieder- und Hochtemperatur - Kreislauf bildet ein Plattenwärmeübertrager. Durch das verdampfende Propan der Hochtemperaturstufe wird das Hochdruckkältemittel R744 bzw. R170 in der Niedertemperaturstufe verflüssigt und unterkühlt. Bei dem ausgewählten CETETHERM-Verdampfersystem übernimmt ein Sintermetalleinsatz in Verbindung mit einem Verteilerrohr die gleichmäßige Kältemittelverteilung, so daß eine optimale Verdampfungsleistung erzielt werden kann.

Im Kondensator der warmen Stufe wird die gesamte Wärmeleistung (Verdampferleistung der NT-Stufe und die aufgenommenen Verdichterleistungen) über einen Rohrbündel-Wärmeübertrager an die zentrale Kaltwasserversorgung der Hochschule abgegeben. Um für die verschiedenen Meßreihen konstante Verflüssigungstemperaturen (vergl. Versuchsparameter) einstellen zu können, wird das Kühlmedium Wasser durch einen Durchflußmengenregler in Abhängigkeit vom Kondensationsdruck des Kältemittels reguliert.

Der HT- und NT-Kreislauf wurden jeweils mit einem Rekuperator ausgestattet. Dieser kreisprozeßinterne Wärmeübertrager bewirkt eine Erhöhung der spezifischen Kälteleistung durch eine zusätzliche Temperaturabsenkung des Kältemittels nach seiner Verflüssigung und Unterkühlung im Kondensator. Im Gegenstrom wird gleichzeitig das aus dem Verdampfer austretende Sauggas stark überhitzt. Neben den betrieblichen Vorteilen lassen sich durch Rekuperatoren kleiner Leistungen große geodätische Höhenunterschiede der Flüssigkeitsleitung zum Verdampfer ohne Teilverdampfung überwinden. Unter Zuhilfenahme von Dreiwegeventilen sind die Rekuperatoren der Versuchskälteanlage absperrbar. Zusätzlich kann durch einen flüssigkeitsseitigen Bypass eine definierte Kältemitteltemperatur vor dem Expansionsventil erzeugt werden.

Die Dimensionierung der einzelnen Wärmeübertrager wurde durch eine eigens erstellte Software in Anlehnung an die Literatur /27,32/ und nach Herstellerangaben durchgeführt.

In der nachfolgenden Tabelle sind die eingesetzten Wärmeübertrager aufgeführt:

Bezeichnung:	Typ:	Hersteller:	Einsatzbereich:	
			T [°C]	p _{max} [bar]
Niedertemperatur- verdampfer	Lamellenrohr - Luftkühler: SGAE 61	Küba	—	—
Kaskadenwärme- übertrager	Plattenwärmeübertrager: Cetepac 415 D - 50	Cetetherm	-50 ... 225	30
Verflüssiger	Rohrbündelwärme-übertrager: K122	Bitzer	HT: 120 H ₂ O: 95	HT: 28 H ₂ O: 16
Innerer Wärmeüber- trager NT- Stufe	Koaxial - Wärmeübertrager: H 75	Friga - Bohn	—	27
Innerer Wärmeüber- trager HT- Stufe	Koaxial - Wärmeübertrager: H 150	Friga - Bohn	—	27

(-) keine Angaben

Tabelle 9-1: Herstellerangaben zu den eingesetzten Wärmeübertragern

9.4 Drosselorgan

Die Leistung des Verdampfers wird direkt vom Drosselorgan beeinflusst. Jedoch ist der Regelkreis Verdampfer - bestehend aus dem Regelorgan Expansionsventil und Regelstrecke Verdampfer - nicht getrennt vom Leistungsbereich der Kälteanlage, insbesondere des Verdichters zu betrachten. Im stationären Zustand der Anlage müssen die Leistungen des Verdichters, des Ventils und des Verdampfers übereinstimmen. Um möglichst variabel auf die einzelnen Lastfälle zu reagieren, wurde ein elektronisches Drosselorgan für den NT-Kreislauf und ein thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich für den Plattenwärmeübertrager des HT-Kreislauf eingesetzt.

9.5 Beheizung

Zur Simulation der realen Wärmequellen in einem Kühlraum befindet sich in der Meßzelle ein regelbares elektrisches Heizregister. Die im Verdampfer abgekühlte Luft wird über das Heizregister geleitet und dem Verdampfer erwärmt wieder zugeführt. Diese Art der Wärmelasterzeugung ermöglicht eine nachempfundene reale Wärme-

übertragung vom Kühlgut über das Kühlmedium Luft zum verdampfenden Kältemittel sowie eine meßtechnische Bestimmung des äußeren Gütegrades.

10 Meßtechnik

Um das energetische Verhalten der Kaskaden-Kälteanlage beschreiben zu können, ist während der Messungen, neben der Ermittlung des geförderten Kältemittelmassenstroms, die ständige Kontrolle der Drücke und Temperaturen erforderlich. Aus den so bestimmten thermischen Größen lassen sich unter Zuhilfenahme geeigneter Zustandsgleichungen die für die energetische Bewertung benötigten kalorischen Zustandsgrößen errechnen. Ein Meßprogramm übernimmt die Aufnahme, Umrechnung und Abspeicherung der Meßwerte

Hierbei werden die Temperaturen mit geschweißten Nickel-Chromnickel-Thermoelementen erfaßt. Die Druckmessung erfolgt über DMS-Meßumformer, und der Kältemittelmassenstrom wird nach dem Coriolis-Prinzip aufgenommen.

Eine weitere Möglichkeit zur Bewertung des energetischen Verhaltens einer Kälteanlage besteht in der meßtechnischen Erfassung der mechanischen Leistung und der Verdampferleistung.

10.1 Bestimmung der mechanischen Leistung

Zur Bestimmung der mechanischen Leistung an der Welle des Verdichters müssen Drehmoment M_d und Drehzahl n gemessen werden. Dies erfolgte mittels zweier Meßwellen mit integriertem fotoelektrischen Drehzahlaufnehmer der Firma Staiger Mohilo. Die mechanische Leistung an der Welle berechnet sich wie folgt:

$$P_{\text{mech}} = \frac{M_d \cdot n \cdot \pi}{30} \quad (10-1)$$

10.2 Bestimmung der Kälteleistung

In der institutseigenen Kältekammer befindet sich die Meßzelle mit dem Tieftemperaturverdampfer.(vergl. Abb. 10-1) Diese Meßzelle kann als adiabater Raum betrachtet werden, da die mittlere Raumtemperatur der Kältekammer der mittleren Zelltemperatur angepaßt wird.

Wie in Abb. 10-1 dargestellt, befindet sich ein regelbares Heizregister mit Ventilator im Zuluftstrom des Verdampfers. Mit Hilfe eines Leistungsmeßgerätes der Firma

Pontecho wird die Heizleistung, die mittels eines Transformators zwischen 0 und 8 kW geregelt werden kann, für die Auswertung aufgezeichnet.

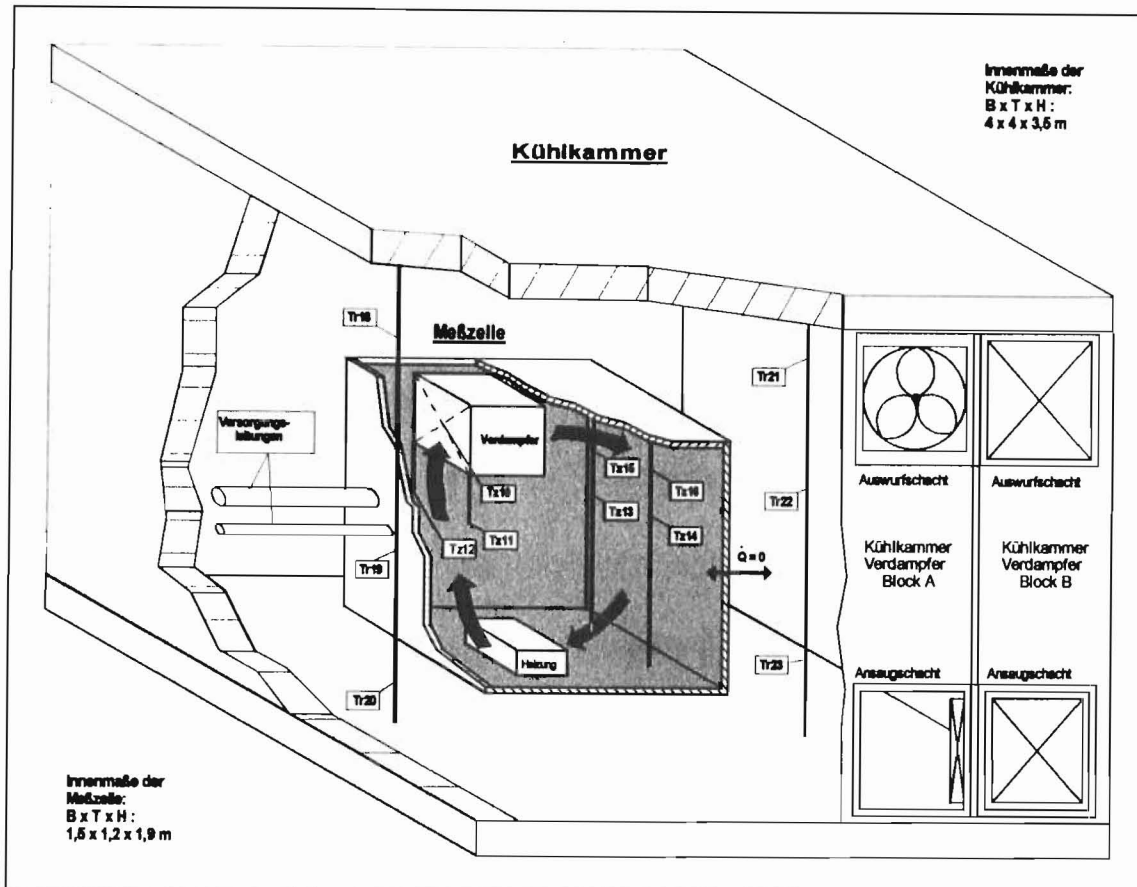


Abb. 10-1: Schematische Darstellung der Meßzelle und Kühlkammer

Die Kälteleistung läßt sich aus der Summe der einzelnen zugeführten Energieströme berechnen:

$$\dot{Q}_0 = P_{\text{Heiz}} + P_{\text{Heiz-Vent}} + P_{\text{Verd-Vent}} \quad (10-2)$$

Die Ventilatorleistungen des Heizregisters und des Verdampfers ($P_{\text{Heiz-Vent}}$; $P_{\text{Verd-Vent}}$) werden mit Arbeitsstundenzählern bezogen auf die Meßzeit einer Messung bestimmt.

11 Versuchsparemeter

In der Kaskadenkälteanlage wurden für die Arbeitsstoffkombinationen R290/R170 und R290/R744 Meßreihen für verschiedene Verdampfungs- und Verflüssigungstemperaturen durchgeführt. Um eine energetische Bewertung der eingesetzten Kältemittel durchführen zu können, war die Einhaltung stationärer Betriebspunkte erforderlich. Dies wurde durch die gegenseitige Beeinflussung der beiden autarken

Regelkreise der HT- und NT-Stufe durch den Kaskadenwärmeübertrager erschwert. Tabelle 11-1 zeigt die Versuchsparameter der durchgeführten Meßreihen.

Arbeitsstoff- kombination:	t_c [°C]	t_0 [°C]	ΔT_0 [K]		ΔT_U [K]	
			min / max		min / max	
			HT-Stufe	NT-Stufe	HT-Stufe	NT-Stufe
R290/R744	20	-30,-35,-40,-45,-50	4 / 9	4 / 6	0 / 2	0 / 2,5
	30	-30,-35,-40,-45,-50,-55	4 / 12	4 / 10	1,5 / 5	0 / 2,5
	40	-30,-35,-40,-45,-50	4 / 7	4 / 6,5	5 / 10	0 / 2,5
R290/R170	20	-55,-60,-65,-70,	5 / 10	3 / 6	0 / 3	1,5 / 8
	30	-55,-60,-65,-70,-75,-80	5 / 12	3 / 5	4 / 8	1,5 / 8
	40	-55,-60,-65,-70,-75	5 / 12	3 / 5	11 / 12	1,5 / 8

Tabelle 11-1: Versuchsparameter

Die Meßzeit einer Messung beträgt 28 Minuten. Im Anhang ist exemplarisch für die Arbeitsstoffkombinationen R290/R744 und R290/R170 jeweils ein Meßzyklus tabellarisch und graphisch dargestellt, der das stationäre Verhalten einer Messung dokumentiert (vergl. Abb. 15-2 bis 15-9 und Tabelle 15-2 bis 15-3).

12 Auswertung

Zu Beginn des Forschungsvorhabens konnte mit einer theoretischen Betrachtung der Kreisprozesse die Versuchskälteanlage in Kaskadenschaltung ausgelegt und konzipiert werden. Weiterhin ist es mit diesem erstellten Berechnungsprogramm möglich, unterschiedliche Prozeßführungen mit verschiedenen Kältemitteln zu berechnen und energetisch vorzubestimmen (siehe Abb. 4-1). Die Stoffwerte und die thermodynamischen Zustandsgrößen der einzelnen Kältemittel werden unter Zuhilfenahme verschiedener Zustandsgleichungen /5,11,12,13,30/ hinreichend genau berechnet. Probleme ergeben sich jedoch bei der Berechnung des realen Verdichterverhaltens.

Nachfolgend werden die theoretischen Berechnungen mit den durch Versuche ermittelten Meßergebnissen verglichen. Der Übersicht halber werden zunächst die Versuchsreihen der Kaskade R290/R744 und dann die der Kaskade R290/R170 diskutiert. Hierbei wird auf die Problematik der theoretischen Bestimmung des realen Verdichterverhaltens eingegangen.

12.1 Vergleich der berechneten Daten mit den Meßergebnissen

Wie in Kapitel 7.3 dargestellt, ist der indizierte Wirkungsgrad und somit hauptsächlich der Liefergrad für das reale Verhalten des Verdichters verantwortlich.

Der reale Liefergrad läßt sich aus gemessenen Werten (Massenstrom und Drehzahl) wie folgt ermitteln:

$$\lambda = \frac{\dot{m} \cdot v_7}{V_{th} \cdot n} = \frac{\text{realer Volumenstrom}}{\text{theoretischer Volumenstrom}} \quad (12-1)$$

12.1.1 Kaskade R290/R744

In Abb. 12-1 sind die realen den theoretisch berechneten Liefergraden nach Bäckström/Emblík /4/ als Funktion des Druckverhältnisses gegenübergestellt.

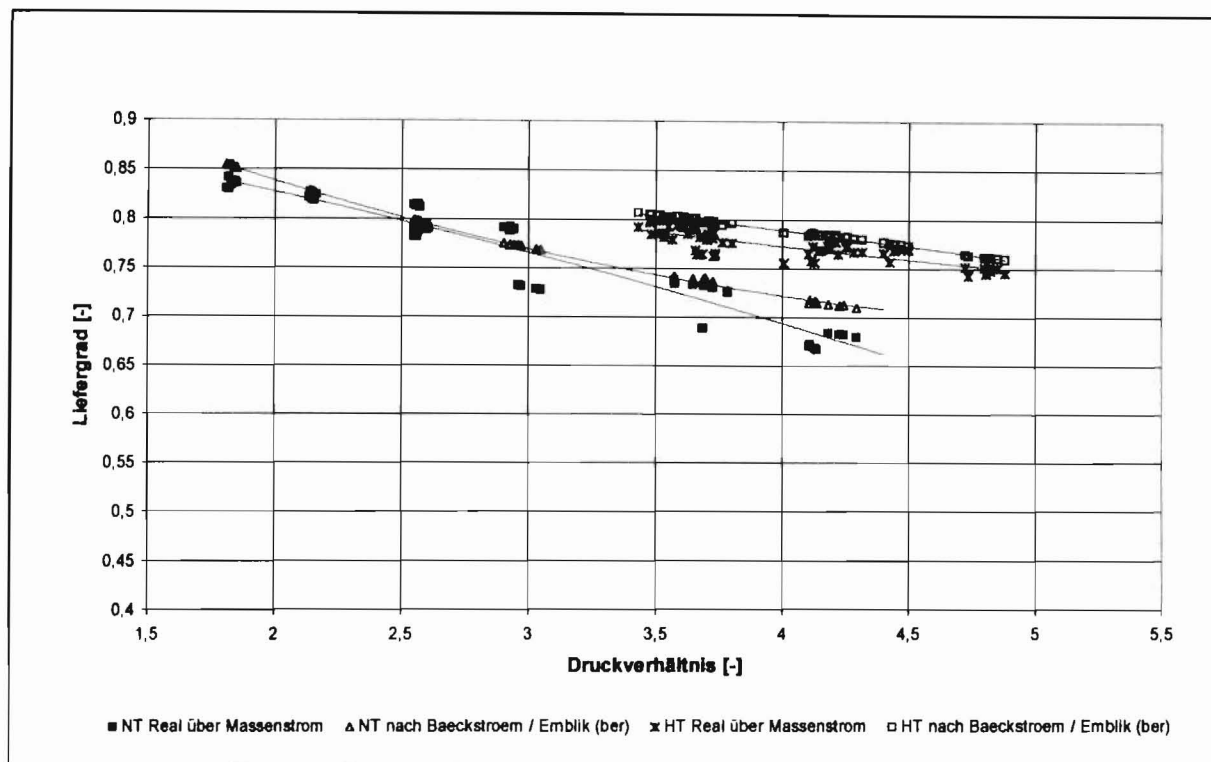


Abb. 12-1: Gegenüberstellung der realen zu den theoretisch berechneten Liefergraden des NT- und HT-Verdichters für die Arbeitsstoffkombination R290/R744

Es ist zu erkennen, daß im Druckverhältnissbereich von $1,8 < \pi < 2,9$ eine gute Übereinstimmung zwischen den berechneten und den experimentell bestimmten Liefergraden des CO_2 in der NT-Stufe festzustellen ist. Die relative Abweichung, berechnet nach der Formel $100 \cdot (x_{\text{ber}} - x_{\text{mes}}) / x_{\text{mes}}$, ist für den o.g. Bereich kleiner als 2 %. Mit steigendem Druckverhältnis weisen die nach /4/ berechneten Liefergrade höhere Werte

als die gemessenen auf. Die maximale relative Abweichung ergibt sich in dieser Versuchsreihe bei einem Druckverhältnis von $\pi = 4,1$ und beträgt 7 % . Für den HT-Kreislauf mit dem Arbeitsstoff R290 ergibt sich für den gesamten Einsatzbereich ($3,4 \leq \pi \leq 4,9$) des Verdichters eine gleichbleibende absolute Differenz der berechneten zu den gemessenen Liefergraden von ca. 0,02.

Der Vergleich der Gesamtleistungszahl ϵ_{Kas} und des Massenstromes \dot{m}_{NT} von gemessenen zu berechneten Werten zeigt für die in Abb. 12-2 dargestellten Verdampfungstemperaturen von -30°C bis -55°C eine gute Übereinstimmung. Die relative Abweichung des Massenstromes \dot{m}_{NT} ist kleiner 2,3 %. Die maximale Abweichung der Gesamtleistungszahl ϵ_{Kas} beträgt 3,8 % und nimmt mit sinkender Verdampfungstemperatur tendenziell zu. Die Drehzahlen n_{NT} weisen für $t_0 > -45^\circ\text{C}$ eine gleichbleibend niedrige Abweichung von ca. 2 % auf. Dagegen sind die berechneten Drehzahlen n_{NT} für $t_0 \leq -45^\circ\text{C}$ bis zu 10,5 % niedriger als die Meßwerte. Hierfür sind die höheren theoretischen Liefergradwerte bei zunehmenden Druckverhältnis im Gegensatz zu den realen Liefergraden verantwortlich (vergl. Abb. 12-1). Somit ist die berechnete Drehzahl $n_{NT} = f(\lambda; \dot{Q}_0; V_{th})$ abhängig vom theoretisch bestimmten Liefergrad nach /4/, vom geometischen Hubvolumen des Verdichters und der vorgegebenen Kälteleistung, d.h Abweichungen in der Liefergradbestimmung bedeuten entsprechende Diskrepanzen in der Drehzahlberechnung.

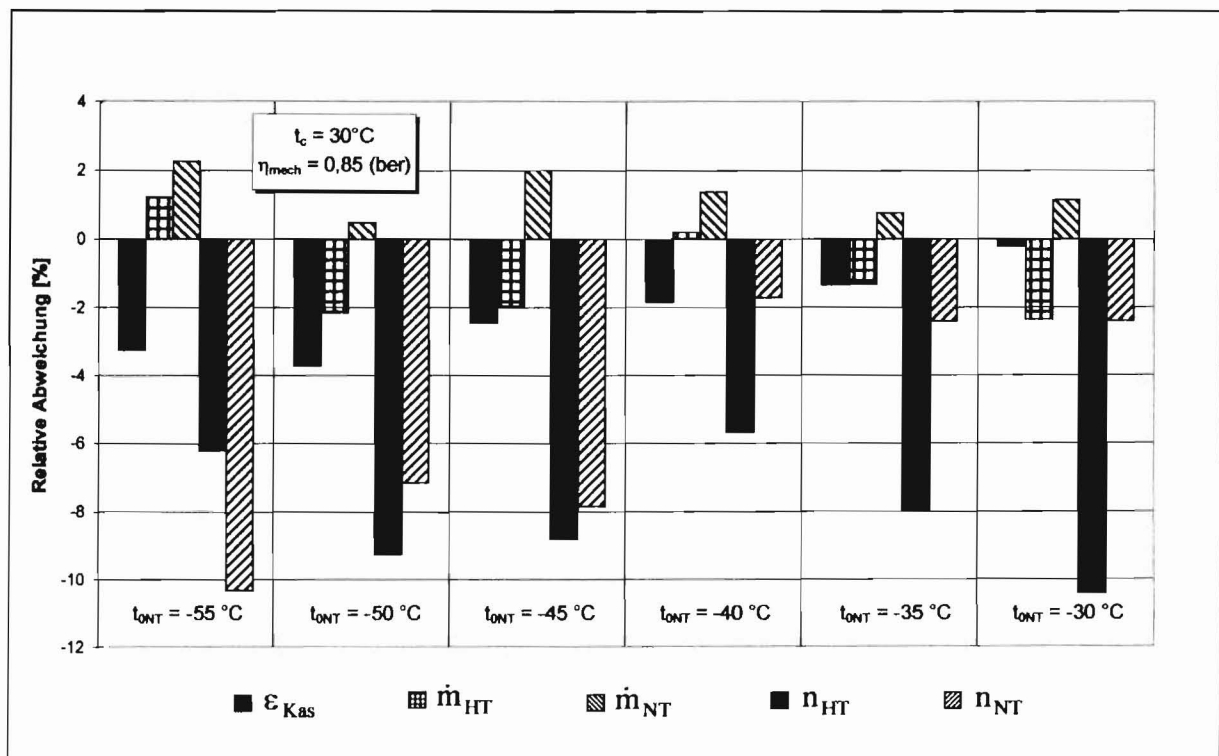


Abb. 12-2: Relative Abweichung simulierter Werte bezogen auf Meßwerte der Kaskade mit R290/R744

Für den HT-Kreislauf ergibt sich ein vergleichbares Verhalten der theoretischen zu den experimentell ermittelten Größen entsprechend dem NT-Kreislauf. Der Massenstrom \dot{m}_{HT} weist eine relative Abweichung von $\pm 2,3\%$ auf. Die berechneten Drehzahlen n_{HT} sind aus den o.g. Gründen, der zu hoch ermittelten Liefergrade -auch im Vergleich zum CO_2 -Verdichter der NT-Stufe- viel zu niedrig bestimmt worden. Hieraus resultieren die teilweise sehr großen Abweichungen, die sich von minimal 5,7 % bis maximale 10,4 % erstrecken.

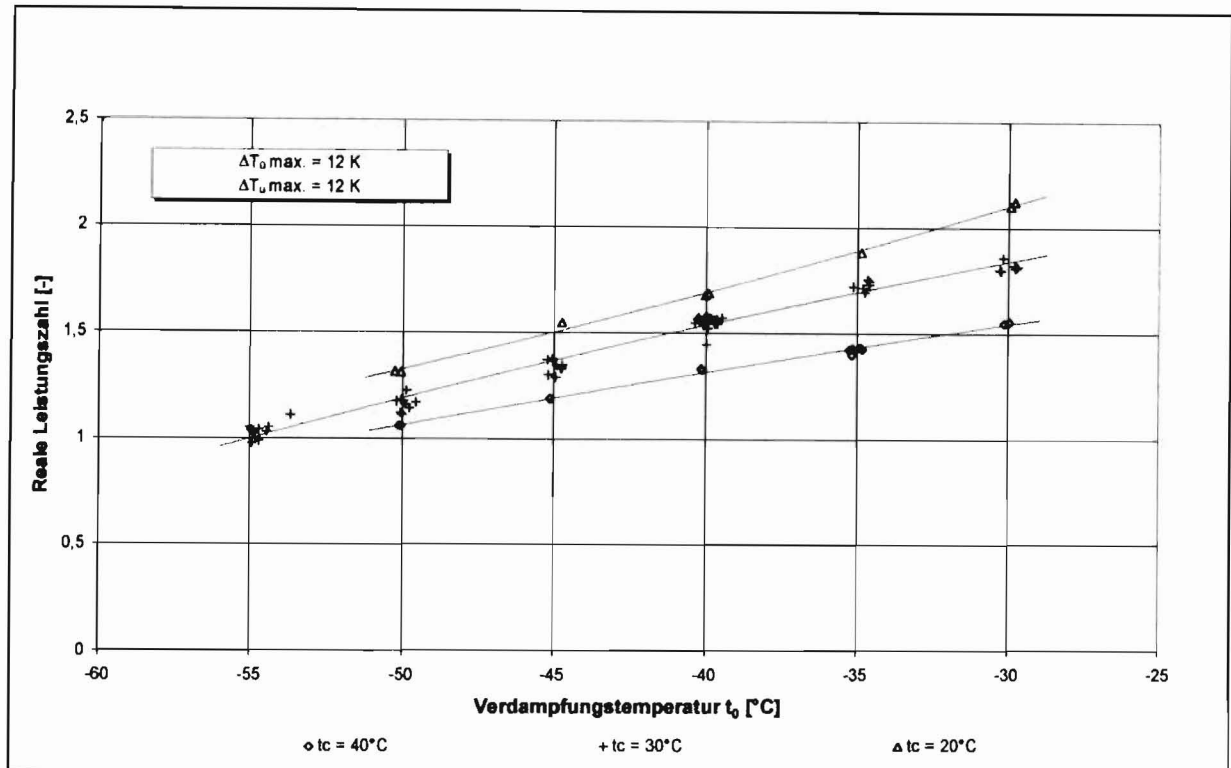


Abb. 12-3: Vergleich der realen Leistungszahlen der Kaskade R290/R744 bei unterschiedlicher Verflüssigungstemperatur t_c

Wie bei den theoretischen Berechnungen nimmt erwartungsgemäß die Leistungszahl mit sinkender Verdampfungstemperatur und steigender Verflüssigungstemperatur ab, jedoch verringert sich der Einfluß bei niedrigen Verdampfungstemperaturen (siehe Abb. 12-3). Dies gilt sowohl für die Arbeitsstoffkombination R290/R744 (vergl. Abb. 12-3) als auch für die nachfolgend beschriebene R290/R170 - Kaskade (vergl. Abb. 15-10).

12.1.2 Kaskade R290/R170

Für die Auswertung der Meßreihen der R290/R170 - Kaskade ist als Besonderheit bei tiefen Verdampfungstemperaturen zu berücksichtigen, daß -versuchstechnisch bedingt-

eine meßtechnische Erfassung des Massenstromes der Niedertemperaturstufe nicht möglich ist.

Zwei Effekte sind dafür verantwortlich:

- Trotz einer stark gedämmten Flüssigkeitsleitung der NT-Stufe kommt es zu einer Erwärmung des Kältemittels in diesem Rohrleitungsabschnitt, da mit sinkender Verflüssigungstemperatur die Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und Kältemittel steigt (isobare Zustandsänderung in Richtung Zweiphasengebiet).
- Zusätzlich erfährt der Arbeitsstoff beim Durchströmen des Coriolis-Massedurchflußzählers einen erheblichen Druckabfall (isenthalpe Drosselung in Richtung Zweiphasengebiet).

Daraus resultiert, daß das Kältemittel im Massedurchflußzähler nicht mehr als unterkühlte Flüssigkeit sondern zum Teil zweiphasig als Flüssigkeit mit geringem Dampfanteil vorliegt. Mit einem Massedurchflußzähler nach dem Coriolisprinzip lassen sich jedoch nur einphasige Fluide (gasförmig oder flüssig) messen.

Deshalb wird für Verdampfungstemperaturen $t_0 < -70^\circ\text{C}$ beim Einsatz von Ethan in der NT-Stufe folgende Gleichung zur Bestimmung des realen Liefergrades herangezogen:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}_0 \cdot v_7}{V_{\text{th}} \cdot n \cdot \Delta h_0} \quad (12-2)$$

\dot{Q}_0 stellt hierbei die gemessene Kälteleistung (Heizleistung des Heizregisters) der NT-Stufe dar. Die spezifische Verdampfungsenthalpie $\Delta h_0 = f(T_{1,13}, p_{1,5}; T_{1,10}, p_{1,4})$ wird aus den gemessenen Größen -Druck und Temperatur- unter Verwendung des Stoffwerteprogramms bestimmt.

Für die Kaskade ergeben sich bzgl. der berechneten zu den realen Liefergraden für Ethan in der NT-Stufe große Abweichungen (vergl. Abb. 12-4). Die nach /4/ berechneten Liefergrade sind viel höher als die realen.

Die absolute Differenz der Liefergrade des NT-Verdichters beträgt ca. 0,18 bei einem Druckverhältnis von $\pi = 3,5$ und 0,3 bei einem Druckverhältnis von $\pi = 8$, d.h. mit sinkender Verdampfungstemperatur (steigendem Druckverhältnis) nimmt der Unterschied der berechneten zu den realen Liefergraden zu. Ein ähnliches, jedoch nicht so stark ausgeprägtes Verhalten weisen die Liefergrade des HT-Verdichters der Kaskade auf. Die absolute Differenz beträgt 0,05 bei einem Druckverhältnis von $\pi = 6,3$ und wächst auf 0,1 bei einem Druckverhältnis von $\pi = 10,7$ an.

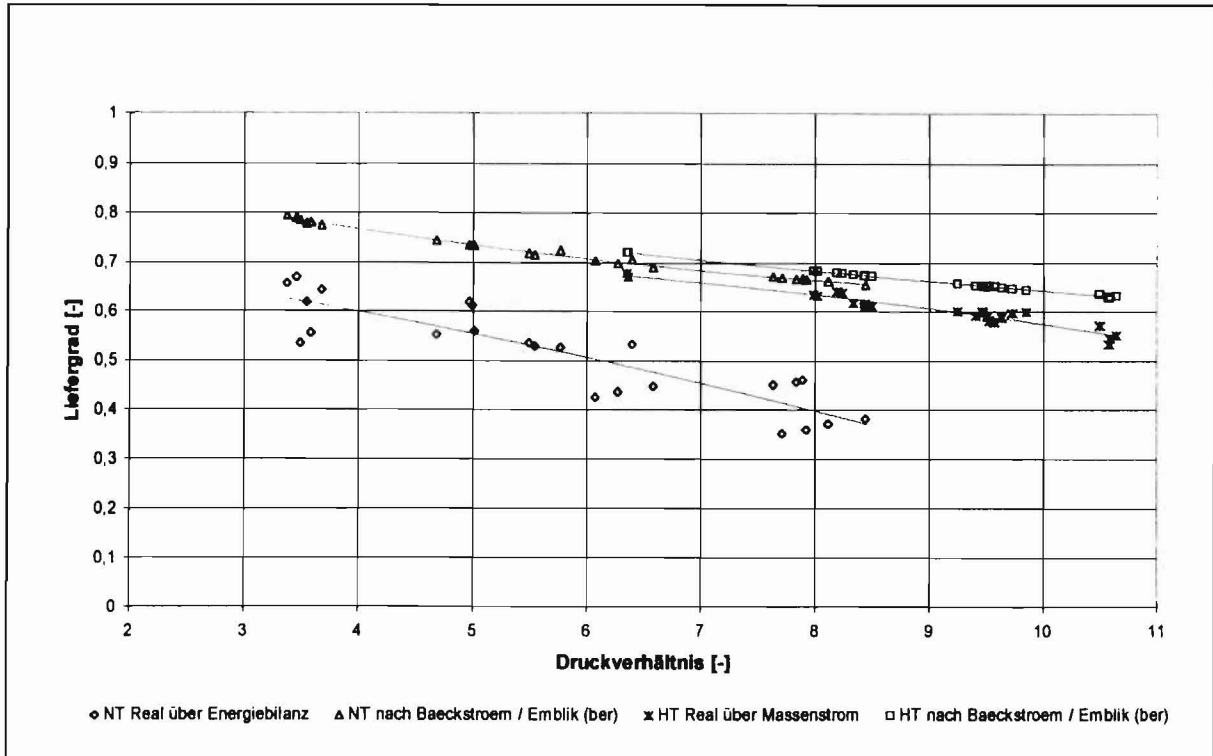


Abb. 12-4: Gegenüberstellung der realen zu den theoretisch berechneten Liefergraden des NT- und HT-Verdichters für die Arbeitsstoffkombination R290/R170

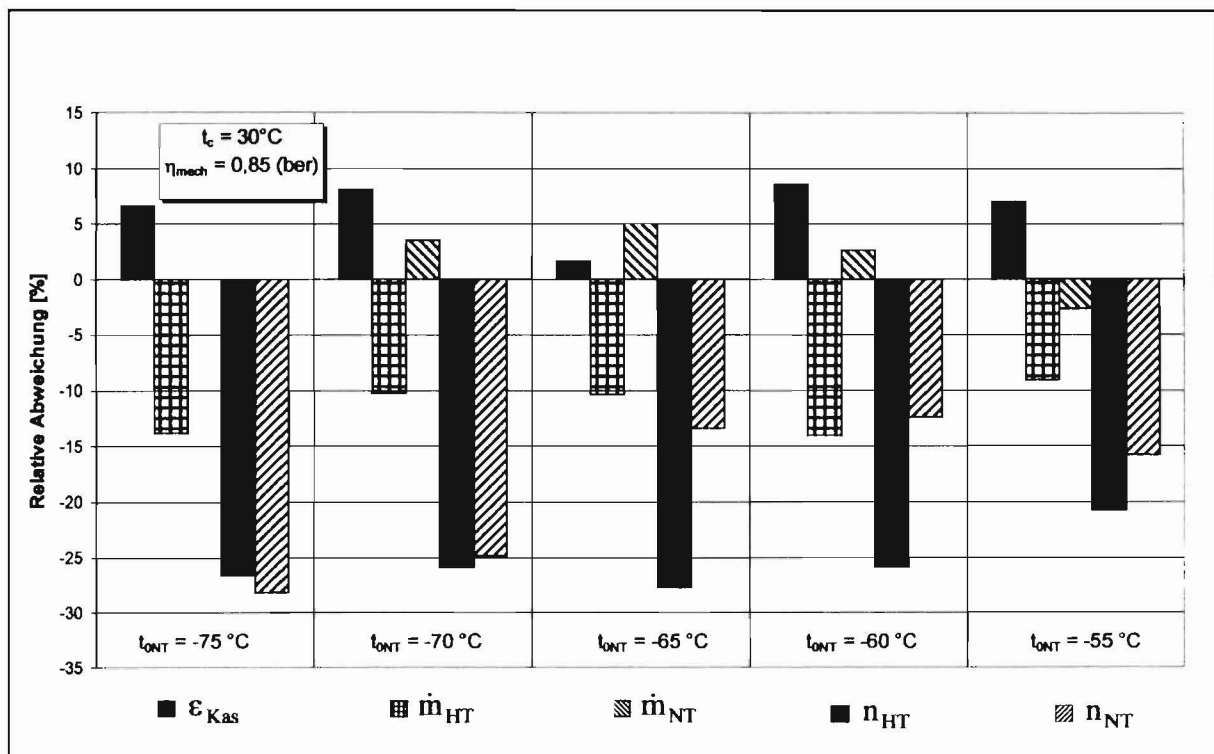


Abb. 12-5: Relative Abweichung simulierter Werte bezogen auf Meßwerte der Kaskade R290/R170

Im Gegensatz zum Arbeitsstoff CO_2 ergeben sich für Ethan höhere absolute Differenzen der realen zu den berechneten Liefergraden (vergl. Abb. 12-4 zu Abb. 12-1). Hieraus ergeben sich für die NT-Stufe -betrieben mit dem Arbeitsstoff R170- erhebliche relative Abweichungen der Drehzahl n_{NT} bis maximal 28 %. Die Massenströme bleiben davon unbeeinflusst, weil zur Berechnung dieser Größe lediglich die Kälteleistung, die spezifische Verdampfungsenthalpie und die Verdichtereintrittsdichte herangezogen werden. Die relativen Abweichungen des Massenstromes \dot{m}_{NT} für den Verdampfungstemperaturbereich von $-70^\circ\text{C} \geq t_{0\text{NT}} \geq -55^\circ\text{C}$ liegen unterhalb von 5 %. Die relative Abweichung des Massenstromes \dot{m}_{NT} für Verdampfungstemperaturen $t_{0\text{NT}} = -75^\circ\text{C}$ kann in Abb. 12-4 aus o.g. Gründen (Vorverdampfung) nicht dargestellt werden.

Die Abweichungen der Massenströme der HT-Stufe \dot{m}_{HT} liegen im Bereich von 9 % bis 14 % und weisen damit gegenüber der Kaskade R290/R744 größere Abweichungen auf. Dies ist in der Kopplung der NT- und HT-Stufe im Berechnungsprogramm begründet: zur Berechnung des Massenstromes der HT-Stufe wird der theoretisch berechnete Liefergrad der NT-Stufe herangezogen. Einen gravierenden Einfluß auf den Liefergrad stellt neben den Stoffwerten des Kältemittels das Druckverhältnis dar. Nach Abb. 12-2 werden insbesondere bei Ethan die Abweichungen zwischen theoretischem und realem Verdichterverhalten mit steigendem Druckverhältnis größer. Hieraus resultieren die z. T. erheblichen Abweichungen bei der Bestimmung des Massenstroms.

Dagegen gelingt bei CO_2 eine bessere theoretische Bestimmung des realen Verdichterverhaltens, so daß sich geringere Abweichungen des Massenstromes ergeben.

12.2 Vergleich der Meßergebnisse zu einstufigen Kälteanlagen

In Abbildung 12-6 sind die realen gemessenen Leistungszahlen bezüglich der Kältemittel R22, R507 und R404A bei einer einstufigen Prozeßführung denen der Arbeitsstoffkombinationen R290/R744 und R290/R170 für die Versuchskälteanlage in Kaskadenschaltung gegenübergestellt. Die gemessenen Leistungsdaten der einstufigen Kälteanlage mit den Kältemitteln R22, R507 und R404A sind vom ILK Dresden /1/ zur Verfügung gestellt worden. Die Versuchsreihen im ILK-Dresden wurden mit einem offenen Bock-Verdichter Typ F2 durchgeführt.

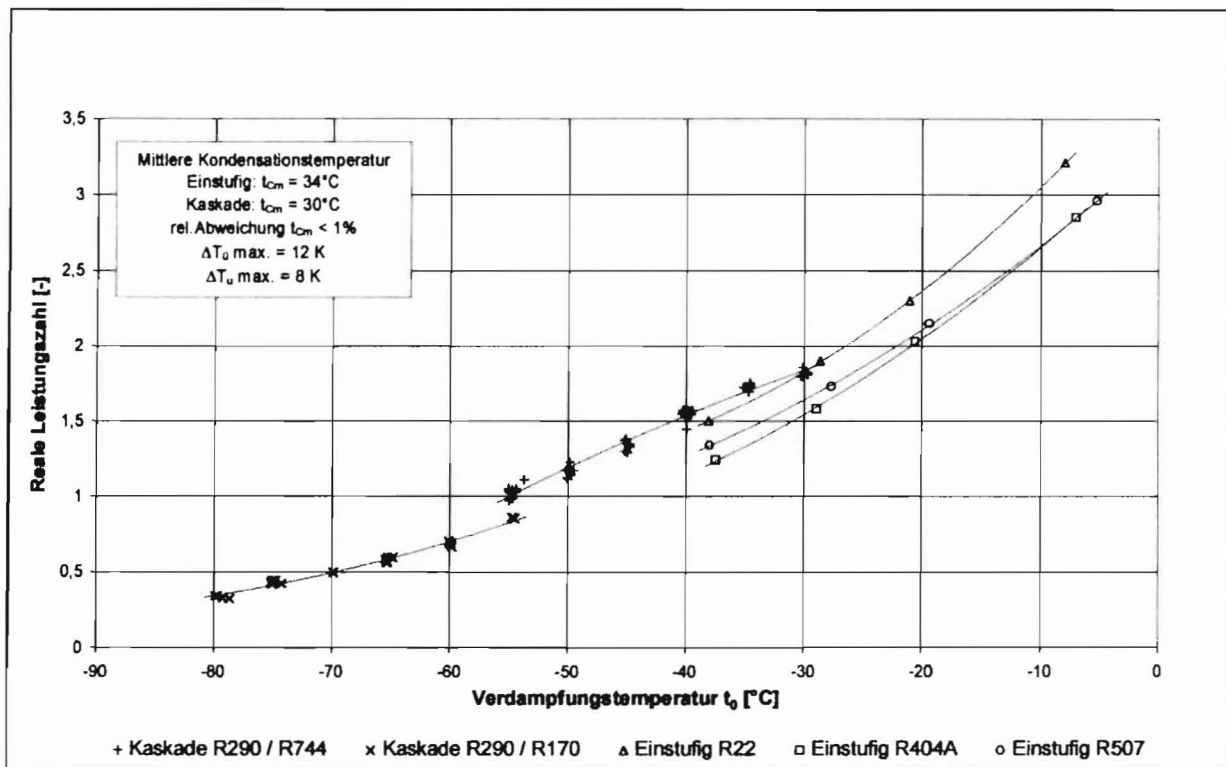


Abb. 12-6: Gegenüberstellung der gemessenen realen Leistungszahlen,
 Einstufige Kälteanlage: R22 ; R404A ; R507
 Kaskade: R290 / R744 ; R290 / R170

Man erkennt deutlich, daß die Kaskadenkälteanlage gefüllt mit R290/R744 größere Leistungszahlen für Verdampfungstemperaturen $t_0 < -30^{\circ}\text{C}$ liefert als die einstufige Kälteanlage mit dem Kältemittel R22. Andererseits lassen sich mit R22 gegenüber R404A bei einer Verdampfungstemperatur von $t_0 = -38^{\circ}\text{C}$ bis zu 20 % höhere Leistungszahlen erzielen. Weiter ist erkennbar, daß die zweite Arbeitsstoffkombination R290/R170 im Vergleich zur Arbeitsstoffkombination R290/R744 bei $t_0 = -55^{\circ}\text{C}$ um 13,5 % kleinere Leistungszahlen liefert. Hierbei muß weiterhin berücksichtigt werden, daß eine R290/R744 Kaskade bei gleichem Aufbau bzw. Verdichtergröße höhere Kälteleistungen (ca. 50%) ermöglicht.

12.3 Umweltbelastung / Umweltverträglichkeit

Die negativen Einflüsse der Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe auf die Ozonschicht und den Treibhauseffekt der Erde werden heute von Seiten der Wissenschaft nicht mehr angezweifelt.

Der Gesetzgeber strebt ein ODP (Ozon Depletion Potential) von Null für Kältemittel in Neuanlagen ab dem Jahr 2000 vor, jedoch existieren bzgl. des Treibhausbeitrages infolge von Kältemittelleckagen und durch den Energiebedarf von Kälteanlagen bis

heute keine bindenden Vorgaben. Da sich in den nächsten Jahren die Ozonproblematik durch die FCKW-Halon-Verbots-Verordnung bzw. durch den weltweit beabsichtigten FCKW-Ausstieg entschärfen wird, tritt in der Kältetechnik die Treibhausproblematik immer mehr in den Vordergrund.

Grundlage für die Beurteilung der Treibhausbelastung durch Kältemittel ist das Globale Treibhauspotential (Global Warming Potential) des Arbeitsstoffes selbst. Der Treibhausbeitrag eines Gases hängt von der emittierten Menge bezogen auf die atmosphärische Lebensdauer und seinem Infrarot-Absorptionsvermögen ab. /29/

Die Grundüberlegung dieses Forschungsvorhabens ist es, durch Einsatz natürlicher Kältemittel R290, R170, R717 und R744, den indirekten und direkten Treibhausbeitrag zu mindern und in Vorausschau auf kommende gesetzliche Auflagen eine zukunftssichere, umweltkonforme Kältebereitstellung zu ermöglichen.

12.3.1 TEWI (Total Equivalent Warming Impact)

Ein geeignetes Maß für die Quantifizierung des gesamten Treibhausbeitrages einer Kälteanlage ist der sogenannte TEWI-Wert (Total Equivalent Warming Impact). Dieser setzt sich aus einem direkten (GWP_{dir}) und einem indirekten Anteil (GWP_{ind}) zusammen /31/:

- Das direkte Treibhauspotential beinhaltet die Freisetzung von treibhausrelevanten Gasen infolge von Kältemittelleckagen sowie Rückgewinnungsverluste bei der Anlagenentsorgung.
- Das indirekte Treibhauspotential berücksichtigt den Energiebedarf einer Kälteanlage während der gesamten Betriebszeit.

Bei der Berechnung des TEWI-Wertes für Kaskaden-Kälteanlagen muß beachtet werden, daß die GWP-Werte der eingesetzten Kältemittel für die Hoch- bzw. Nieder-temperaturstufe unterschiedlich sind. Daher muß der TEWI-Wert für jede Stufe einzeln ermittelt werden. Der TEWI-Wert der gesamten Kaskaden-Kälteanlage wird dann als Summe aus den Einzelwerten gebildet.

$$TEWI_{Kaskade} = TEWI_{NT} + TEWI_{HT} \quad (12-3)$$

In Anlehnung an die Versuchsdurchführung ist eine quantitative Bewertung des Treibhausbeitrages verschiedener Kältemittel in zwei unterschiedlichen Anlagensystemen vorgenommen worden. In Abb. 12-7 ist der Unterschied der jährlichen Treibhausbelastung bezogen auf die Kälteleistung für die Arbeitsstoffkombination der Kaskadenkälteanlage R290/R744 und R290/R170 bzw. für die Arbeitsstoffe R404, R407C, und R22 einer einstufigen Kälteanlage graphisch dargestellt. Diese Darstellung

ermöglicht den Vergleich von Anlagen mit unterschiedlichen Betriebszeiten und Kälteleistungen.

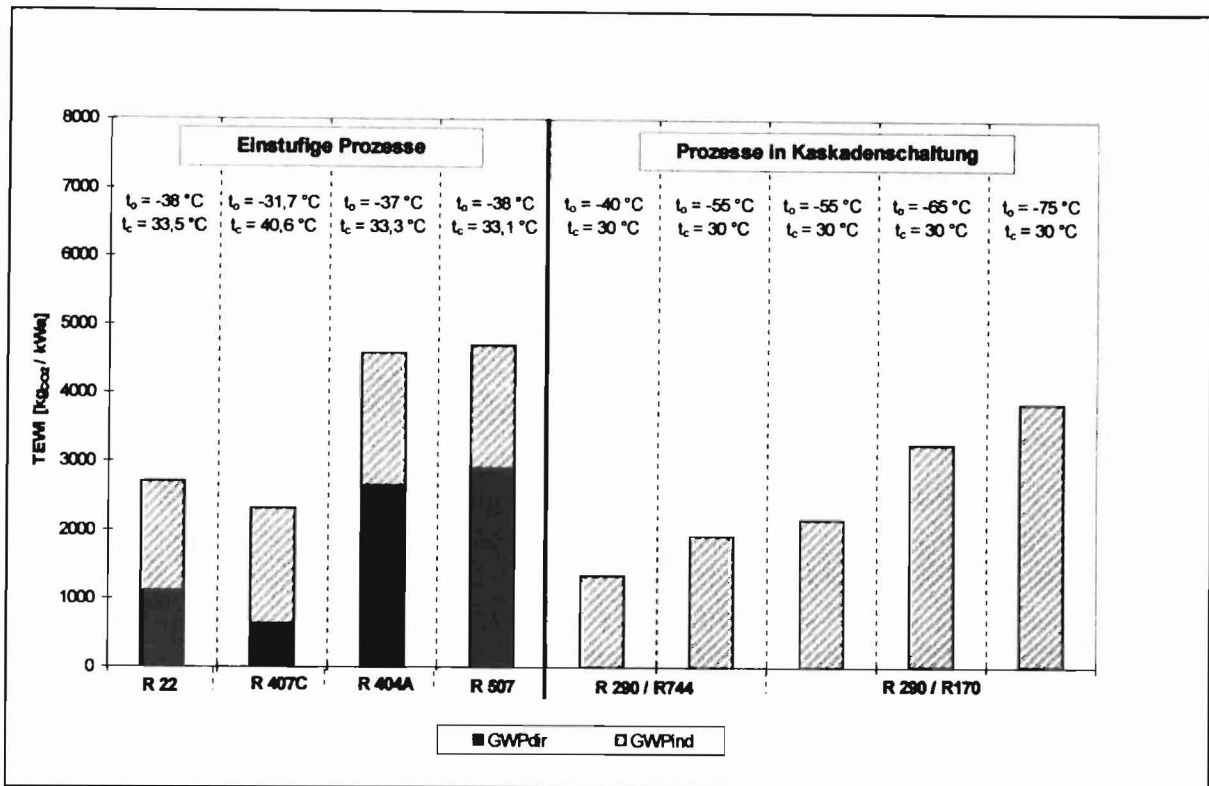


Abb. 12-7: Quantitativer Vergleich der umweltrelevanten Größen verschiedener Kälteprozesse

Man erkennt deutlich, daß der Einsatz natürlicher Arbeitsstoffe in Kaltdampfkompressionsprozessen aus ökologischer Sicht aufgrund des nicht vorhandenen Ozonzerstörungspotentials (ODP) bzw. des geringen Beitrages zum Treibhauseffekt (GWP_{dir}), eindeutig zu bevorzugen ist. Entstandene Kältemittelverluste und die daraus resultierenden Kältemittlemissionen hätten damit zukünftig nur noch einen untergeordneten Einfluß auf den Treibhausbeitrag einer Kälteanlage.

Das Verhältnis von direkter zu indirekter Treibhausbelastung ist stark von den Größen Füllmenge m_F , Leckagerate m_L , Rückgewinnungsfaktor bei Anlagenentsorgung α_T , Jahresbetriebsstundenzahl b und Konversionsfaktor β (CO₂-Emission pro kWh Energiebedarf) abhängig.

Vorausgesetzt die o.a. Anlagendaten (Füllmenge, Leckagerate usw.) werden für einen Vergleich von Kälteanlagen hinsichtlich ihres Treibhausbeitrages als konstant betrachtet, dann gilt:

- Der GWP_{dir} verhält sich proportional zum GWP_{100} des Kältemittels.
- Der GWP_{ind} verhält sich proportional zur reziproken Leistungszahl.

Der GWP_{100} -Wert und die Leistungszahl ε sind somit die ausschlaggebenden umweltrelevanten Größen bei der Planung von Kälteanlagensystemen.

Eine Verminderung des direkten Treibhausbeitrages kann zum einen durch eine Hermetisierung der Kälteanlage und zum anderen durch die Verwendung alternativer Arbeitsstoffe mit einem geringen GWP_{100} -Wert erfolgen. Dies bedeutet, daß für eine Kälteanlagen mit einem weit verzweigten Rohrleitungsnetz (große Kältemittelfüllmenge) Kältemittel mit niedrigem Treibhauspotential zu verwenden sind. Hierbei fallen niedrige Kälteleistungszahlen wegen des geringen Einflusses der indirekten Treibhausbelastung kaum ins Gewicht.

Hingegen berücksichtigt die indirekte Treibhausbelastung den Energieeinsatz zur Kältebereitstellung. Für kompakte Anlagen mit geringer Füllmenge kann daher eine Steigerung der Kälteleistungszahl auch unter Einsatz eines Kältemittels mit höherem Treibhauspotential sinnvoll sein.

Aus diesem Sachverhalt wird weiter ersichtlich, daß der Einsatz hocheffizienter Systemkomponenten in Kälteanlagen wie z.B. der Verdichter zwingend ist. In Verbindung mit einem natürlichen Kältemittel ergibt sich dann die niedrigste quantitative Umweltbelastung eines Kälteanlagensystems (vergl. Abb. 12-7).

13 Fazit und Ausblick

Um alle Zweifel in Bezug auf zukünftige Umweltschäden zu eliminieren, sollten Anlagen bzw. deren Sicherheitssysteme so konzipiert und ausgeführt werden, daß natürliche Arbeitsstoffe wie Ammoniak (R717), Kohlenwasserstoffe (R170, R290), Wasser (R718), Luft (R729) und Kohlendioxyd (R744), eingesetzt werden können.

Bevor der Zwang durch die FCKW-Halon-Verbotsverordnung am Ende dieses Jahrhunderts den Einsatz von Ozon zerstörenden Kältemitteln in Neuanlagen verbietet, müssen die Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet intensiviert werden, um unzureichenden Lösungen Einhalt zu gebieten. Im Sinne der gesamten Treibhausbelastung können die bis jetzt propagierten Blends nur als mittelfristige Lösungen, nicht aber als langfristige Alternativen zu den Kältemitteln R22 und R502 angesehen werden (siehe Abb. 12-6, 12-7).

Eine vielversprechende Kälteanlagen-Variante -neben der in diesem Forschungsvorhaben untersuchten Kaskadenkälteanlage- ist die zweistufige Verdichtung und Entspannung (Prozeßführung) mit dem Arbeitsstoff CO_2 . Durch die Wärmeabgabe der Hochdruckstufe entlang einer überkritischen Isobaren, im Gegensatz zur unterkritischen Wärmeabgabe (Enthitzung, Verflüssigung und Unterkühlung) eines herkömmlichen Kaltdampfprozesses, können die thermophysikalischen Eigenschaften des Kohlendioxids besser genutzt werden. D.h. die gleitende Temperatur der überkritischen Isobaren kann ausgenutzt werden, wenn der äußere Stoffstrom, in den meisten Fällen Luft bzw. Wasser, ein ähnliches Temperaturintervall benötigt. Im übrigen entspricht die Arbeitsweise der zweistufigen Kompressionskälteanlage der in der Literatur /20/ beschriebenen Prozeßführung *“Zweistufige Verdichtung und Entspannung sowie Zwischenkühlung durch das Kältemittel“*.

Abschließend sei allen Firmen, die durch Sachmittelspenden und ihre Sachkompetenz zum Gelingen dieses Forschungsvorhaben wesentlich beigetragen haben, im Namen des *Instituts für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik* Dank ausgesprochen.

14 Literaturverzeichnis

- /1/ Ahnefeld, G.; Wobst, E.
Anlagenleistungsmessungen einstufiger Prozesse
mit R22, R404A, R407C, R507
ILK Dresden
- /2/ Arnemann, M.; Gebhardt, D.; Kruse, H.
Experimentelle Bewertung neuer Kältemittelgemische
als Ersatz für R22 und R502
DKV-Tagung Bonn, Band II.2, 1994
- /3/ Annex A (informative)
Table A.1: Information about refrigerants
1994-1995
- /4/ Bäckström, M.; Emblik, E.
Kältetechnik
Verlag G. Braun Karlsruhe, 3. Auflage 1965
- /5/ Bender, E.; Maurer, G.; Bühner, K.
Pressure-enthalpy diagrams for methan , ethane, propane, ethylene and
propylene
Cryogenics, März 1981
- /6/ Bericht der Underwriters Laboratories in Chicago,
Nr. 2375, Nov. 1933
- /7/ Bock, W.
Kältemaschinenöl - Kältemittel, die Chemie muß stimmen
DKV-Tagungsband II.2, Leipzig, 1996
- /8/ Bock, W.
Kältemaschinenöl -
Besonderheiten beim Einsatz mit Kältemittel Propan
Die KÄLTE und Klimatechnik, 8/1996
- /9/ Bock, W.
Kältemaschinenöle für natürliche Kältemittel
DKV-Tagungsband II.1Hamburg, 1997
- /10/ Bitzer
Kältemittel-Report 5, 9/96
- /11/ Chan, C.Y.;Haselden, G.G.
Computer-based refrigerant thermodynamic properties
Part 1: Basic equations
International Journal of Refrigeration, Volume 4, Number 1, January 1981

- /12/ Chan, C.Y.;Haselden, G.G.
Computer-based refrigerant thermodynamic properties
Part 2: Program listings
International Journal of Refrigeration, Volume 4, Number 2, March 1981
- /13/ Chan, C.Y.;Haselden, G.G.
Computer-based refrigerant thermodynamic properties
Part 3: Use of the Program in the computation of standard refrigeration
cycles
International Journal of Refrigeration, Volume 4, Number 3, Mai 1981
- /14/ Fahl, J.
Schmierstoffe für den Einsatz mit Kohlendioxyd als Kältemittel
DKV-Tagungsband II.1Hamburg, 1997
- /15/ Flacke, N.; Günther, D.
Alternative Kältemittel
TAB 2/98
- /16/ Frenkel, M.I.
Kolbenverdichter -Theorie, Konstruktion und Projektierung
VEB Verlag Technik Berlin, 1969
- /17/ Fuchs Industrieöle
Technische Information RENISO-Kältemaschinenöle
Produktinformation 1996-97
- /18/ Griffiths, E.; Awbery, J.H.
Proc.Brit.Cold Storage & Ice Ass.,
Bd.21 1924-25, Nr.2
- /19/ Hesse, U.; Sicars, S.
Derzeitige Kältemittelsituation und Entwicklungstendenzen
CCI 4/94
- /20/ Jungnickel, H.; Agsten, R.; Kraus, W.E.
Grundlagen der Kältetechnik
Verlag Technik GmbH Berlin, 3. Auflage, 1990
- /21/ Jürgensen, H.
Messungen an Haushaltskühlschränken mit brennbaren Kältemittel
DKV-Tagung Bremen Band II.2, 1993
- /22/ Lehngut, M.
Liefergrad und indizierter Gütegrad und deren Beeinflussung durch den
Wärmeaustausch
Luft- und Kältetechnik, 4/1970
- /23/ Linge, K.
Der Liefergrad und der indizierte Gütegrad von Kältemaschinen
Die Kälte, Heft 5-6, 1948

- /24/ Maake-Eckert; Pohlmann
Taschenbuch für Kältetechniker
Verlag C.F. Müller Karlsruhe, 15. Auflage, 1971
- /25/ NIST Database 23
Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixture
Refprop Database, Version 5.1, November 1996
- /26/ Plank, R.
Handbuch der Kältetechnik, Band IV, Die Kältemittel
Springer Verlag Berlin Göttingen Heidelberg, 1956
- /27/ Plank, R.; Steimle, F.; Stephan, K.
Handbuch der Kältetechnik, Band VIB, Wärmeaustauscher
Springer Verlag Berlin Heidelberg, 1988
- /28/ Renz, H.; Kammhoff, F.
Untersuchungen halbhermetischer Hubkolbenverdichter mit Propan
im Vergleich zu R22 und R404A
DKV-Tagung Ulm, Band II.1, 1995
- /29/ Scholten, W.
Das TEWI-Konzept
Die Kälte und Klimatechnik 1/1993
- /30/ Span, R.
Eine neue Fundamentalgleichung für das fluide Zustandsgebiet von
Kohlendioxid bei Temperaturen bis zu 1100 K und Drücken bis zu
800 MPa
Forschungsbericht VDI-Reihe 6 Nr.285, VDI-Verlag Düsseldorf, 1993
- /31/ Stenzel, B.
Praxisnahe TEWI-Betrachtungen
Ki Luft- und Kältetechnik 1/1994
- /32/ VDI-Wärmeatlas
7.Auflage, VDI-Verlag, 1994

15 Anhang

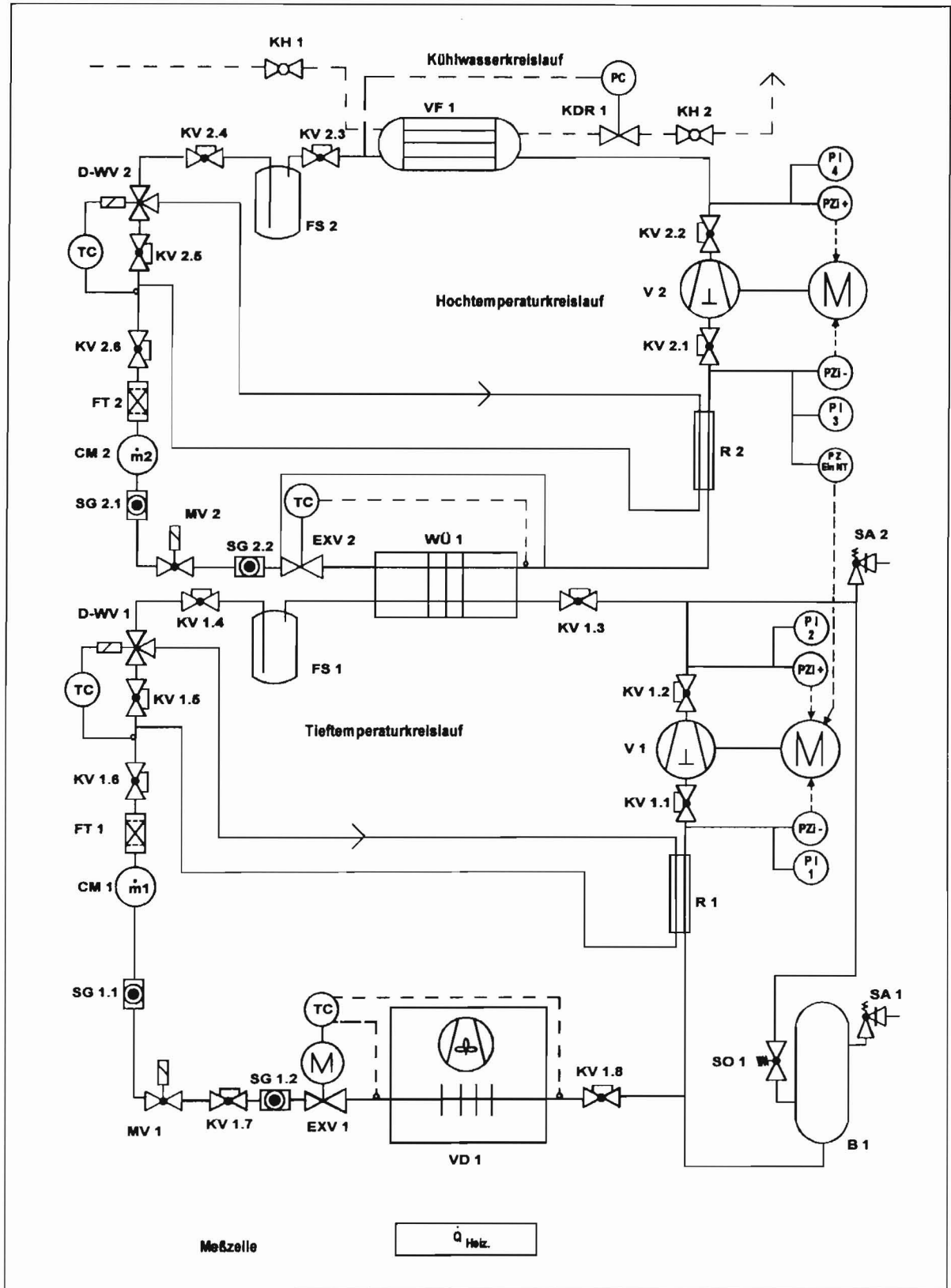


Abb. 15-1: Anlagenschaltbild mit Komponentenbezeichnung

Bez.:	Z.Nr.:			Komponente:	Bemerkung:
	NT-Stufe	HT-Stufe	Kühlwasserkreis		
3-WV	1	2	—	3-Wegeventil	32 bar ⁽²⁾ ; -40 .. 120 °C ⁽⁴⁾
B	1	—	—	Ausgleichsbehälter	28 bar ⁽²⁾ ; 120 °C ⁽³⁾
CM	1	2	—	Coriolis Massedurchflußmesser	250 bar ⁽²⁾ ; -50 .. 200 °C ⁽⁴⁾
EXV	1	2	—	Expansionsventil	NT: 28 bar ⁽²⁾ ; HT: 22 bar ⁽²⁾
FS	1	2	—	Flüssigkeitssammler	27 bar ⁽²⁾ ; 100 °C ⁽⁴⁾
FT	1	2	—	Filtertrockner	35 bar ⁽²⁾ ; -40 .. 70 °C ⁽⁴⁾
KDR	—	1		Kondensationsdruckregler;	HT: 28 bar ⁽²⁾ ; H ₂ O: 16 bar ⁽²⁾ ; 25 .. 130 °C ⁽⁴⁾
KH	—	—	1; 2	Kugelhahn	50 bar ⁽²⁾
KV	1.1; ..; 1.8	2.1; ..; 2.6	—	Kappenventil	28 bar ⁽²⁾
M	1	2	—	Elektromotor	—
MV	1	2	—	Magnetventil	35 bar ⁽²⁾ ; -40 .. 105 °C ⁽⁴⁾
PI	1; 2	2; 3	—	Analoge Druckanzeiger	HT: 25 bar ⁽²⁾ ; NT: 40 bar ⁽²⁾
PZ ±	i	i	—	Sicherheitsdruckbegrenzer	
R	1	2	—	Rekuperator	27 bar ⁽²⁾
SA	1; 2	—	—	Abblaseventil	27,5 bar ⁽¹⁾
SG	1.1; ..; 1.2	2.1	—	Schauglas	35 bar ⁽²⁾
SO	1	—	—	Überströmventil	25,5 bar ⁽¹⁾
V	1	2	—	Verdichter	25 bar ⁽²⁾
VD	1	—	—	Verdampfer	—
VF	—	1		Verflüssiger	28 bar ⁽²⁾ ; 120 °C ⁽³⁾
WÜ	1		—	Wärmeübertrager	30 bar ⁽²⁾ ; 185 °C ⁽⁴⁾

1) Ansprechdruck

2) Zulässiger Betriebsüberdruck

3) Zulässige Betriebstemperatur

4) Zulässiger Temperaturbereich des Arbeitsstoffes

Tabelle 15-1: Komponentenbezeichnung der Versuchskälteanlage

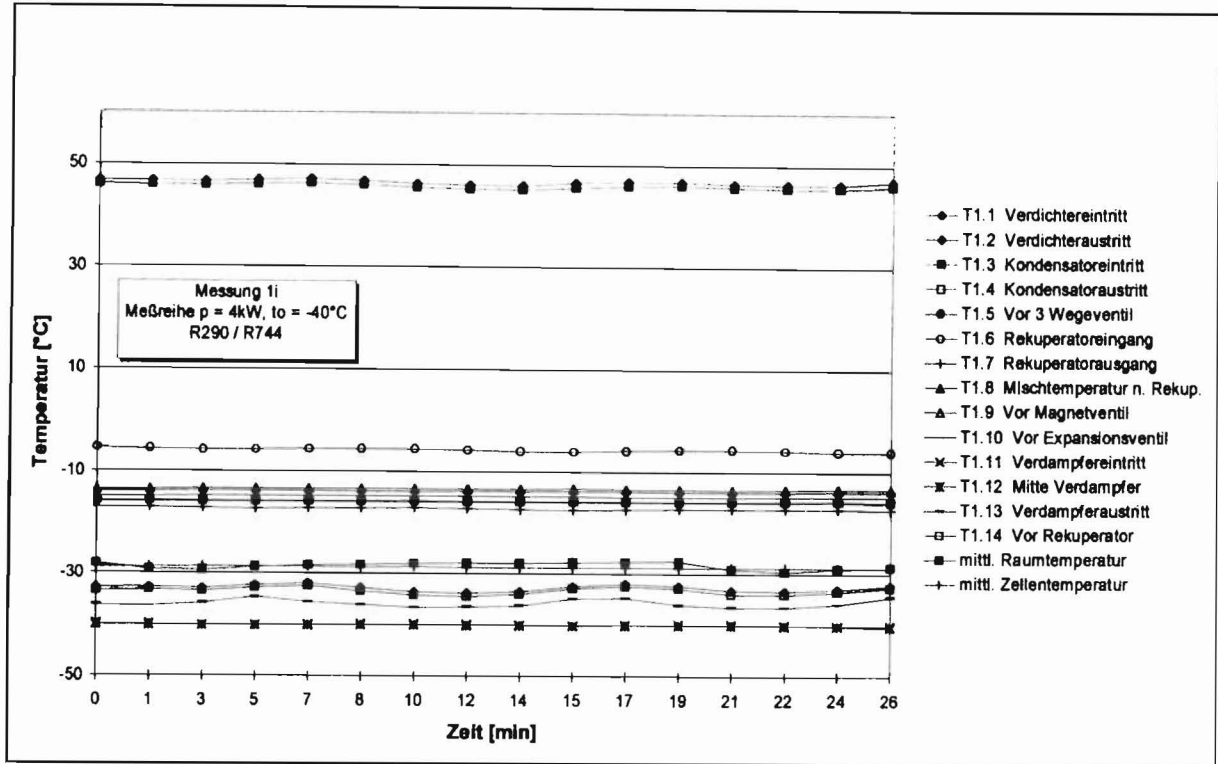


Abb. 15-2: Temperaturverläufe NT-Kreislauf der Kaskade R290/R744

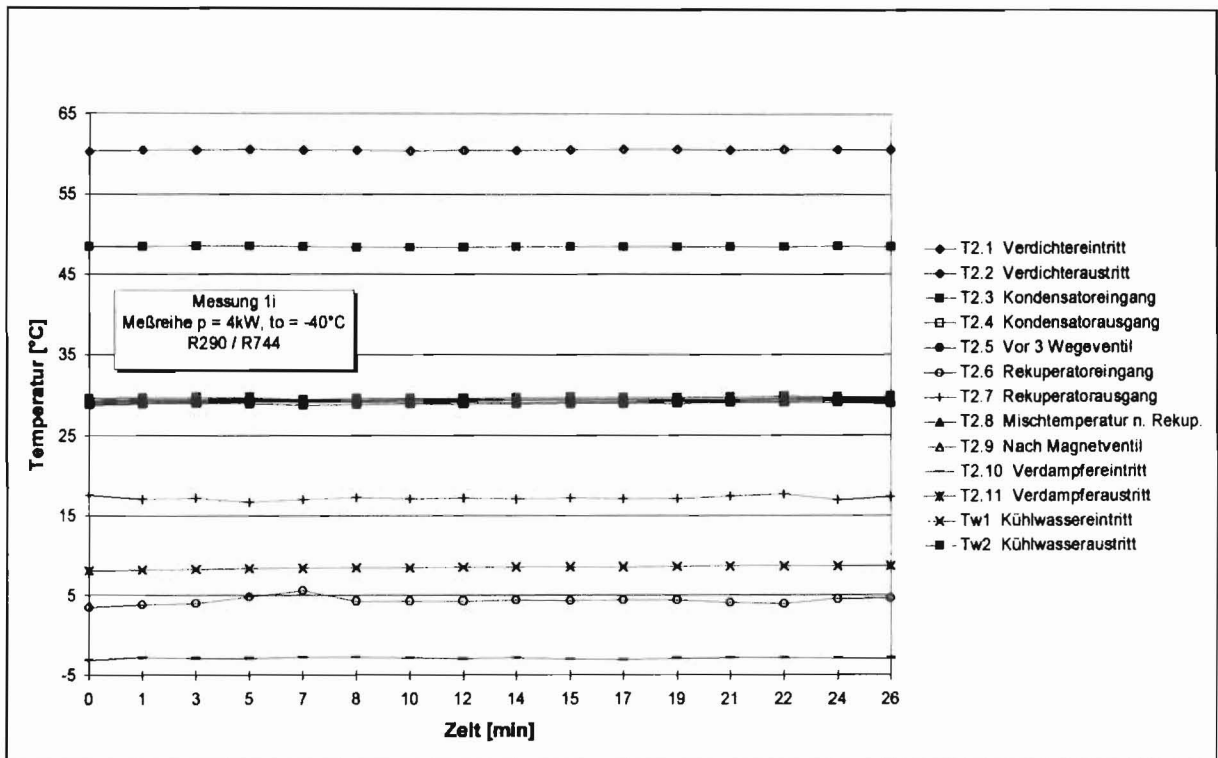


Abb. 15-3: Temperaturverläufe HT-Kreislauf der Kaskade R290/R744

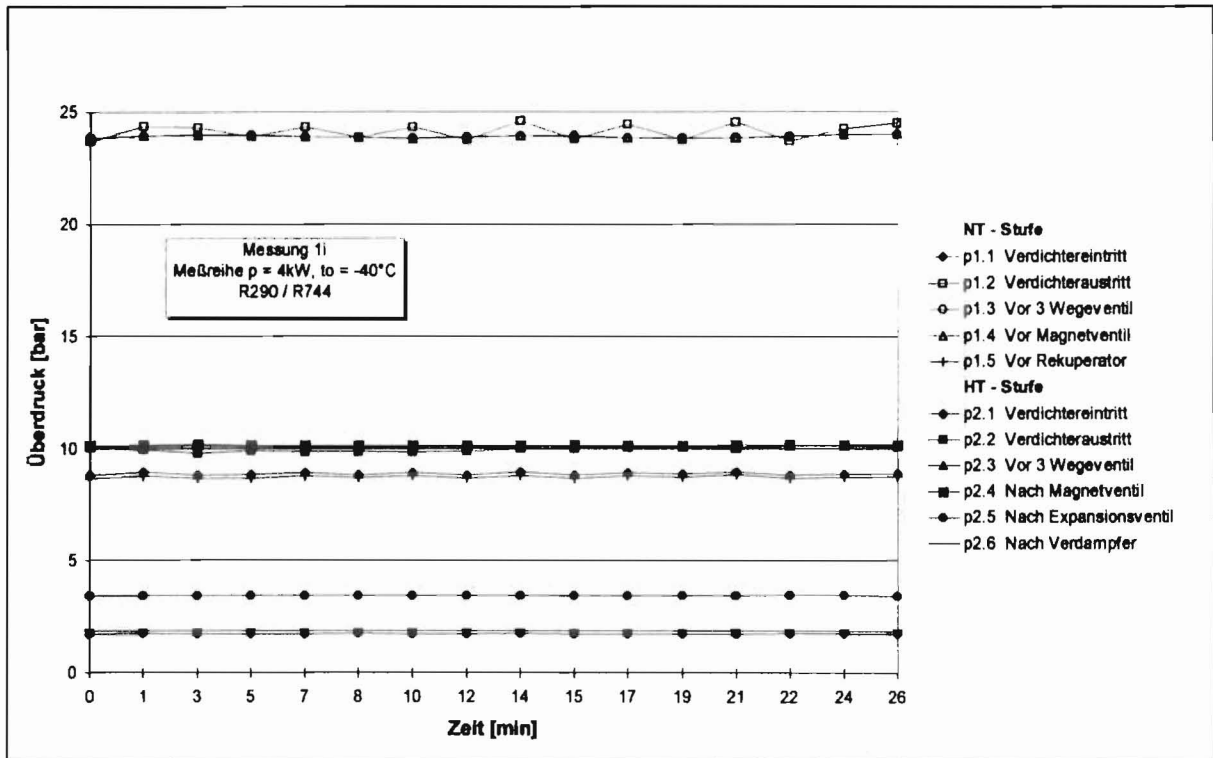


Abb. 15-4: Druckverläufe Kaskade R290/R744

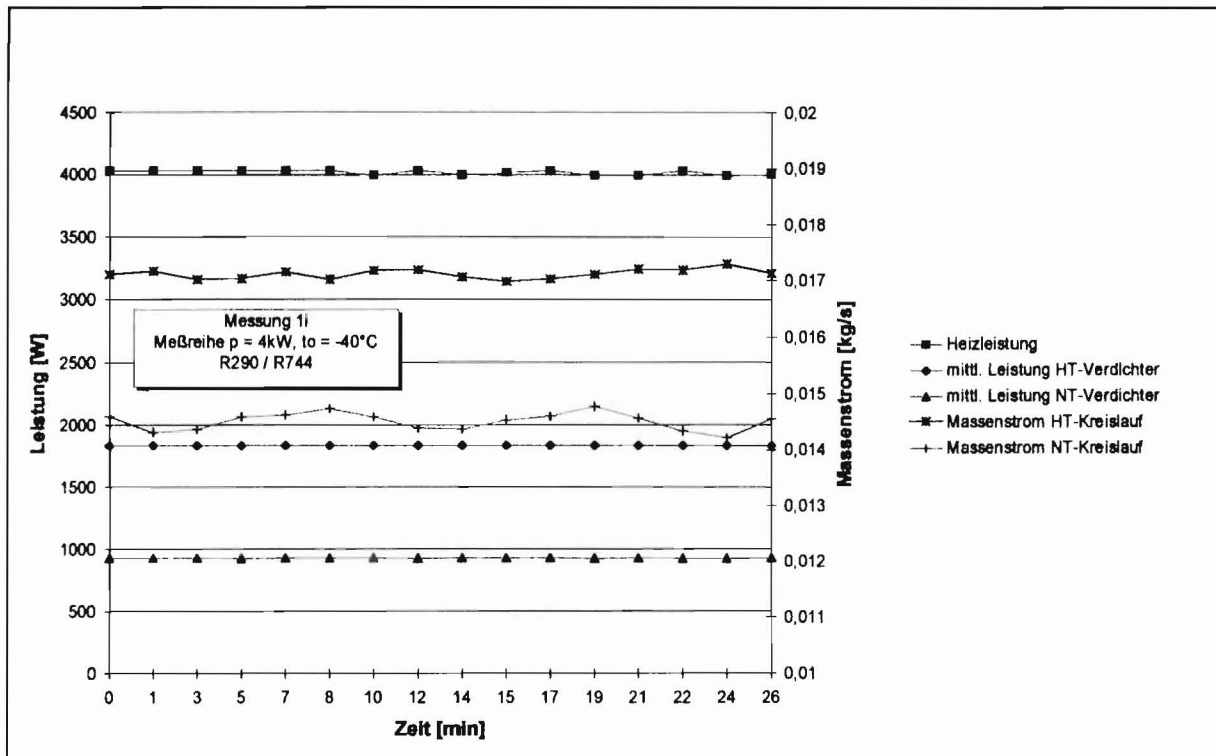


Abb. 15-5: Leistungen und Massenströme Kaskade R290/R744

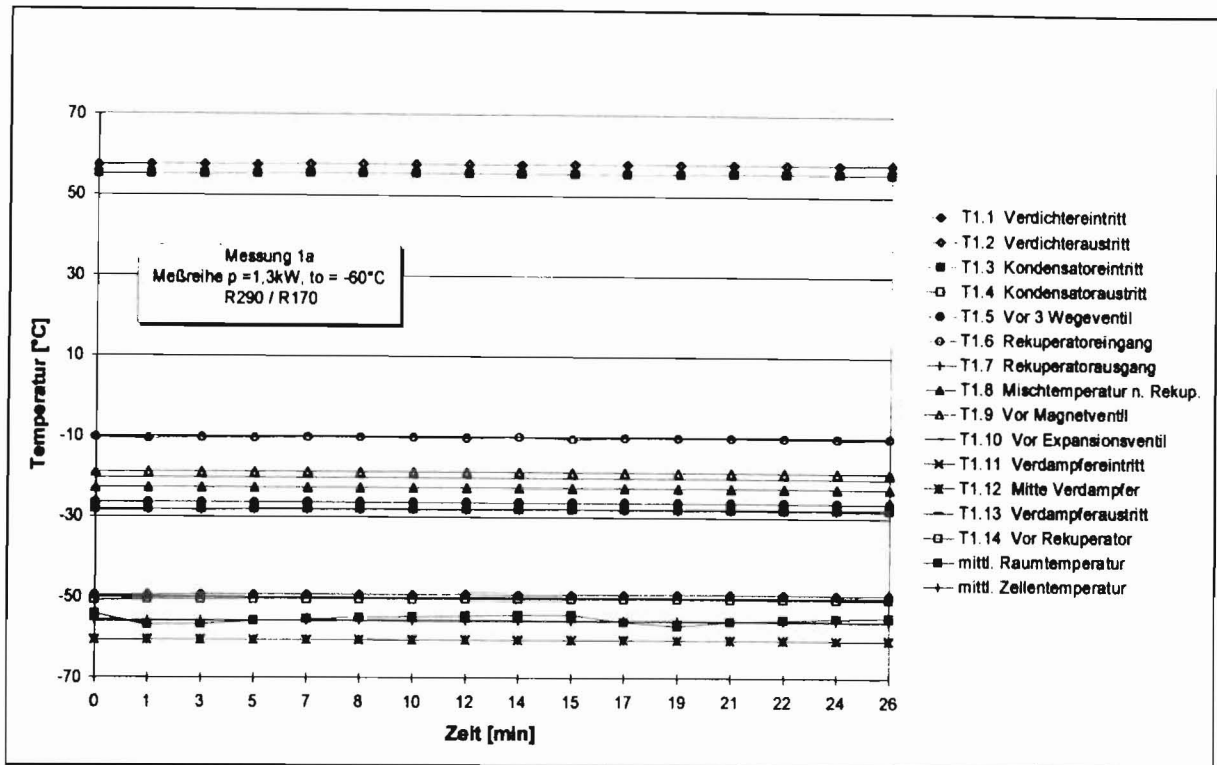


Abb. 15-6: Temperaturverläufe NT-Kreislauf Kaskade R290/R170

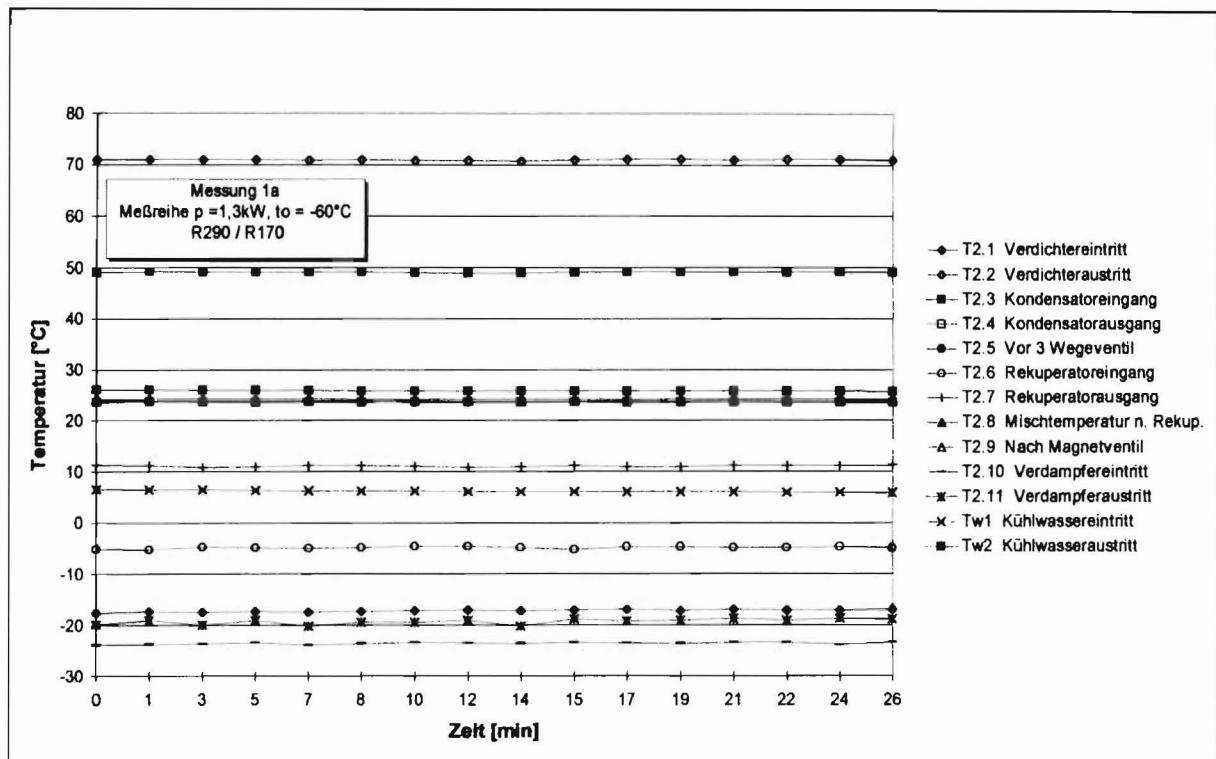


Abb. 15-7: Temperaturverläufe HT-Kreislauf Kaskade R290/R170

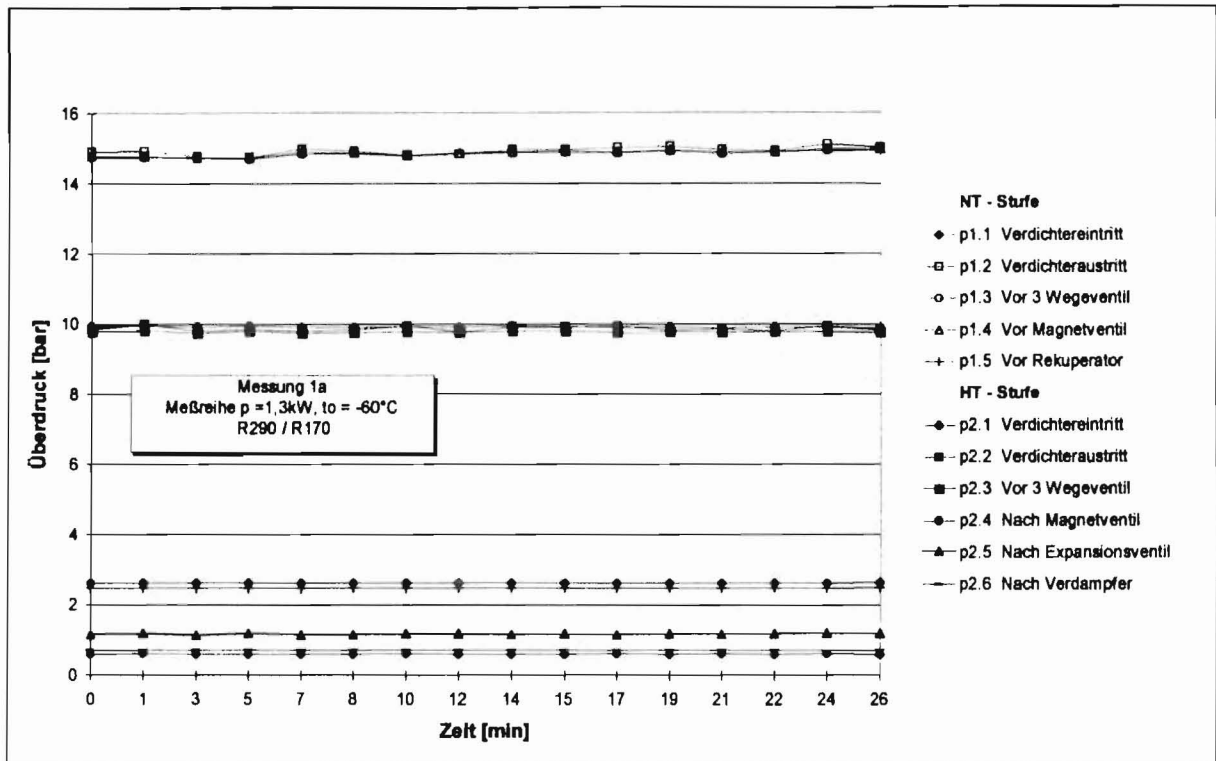


Abb. 15-8: Druckverläufe Kaskade R290/R170

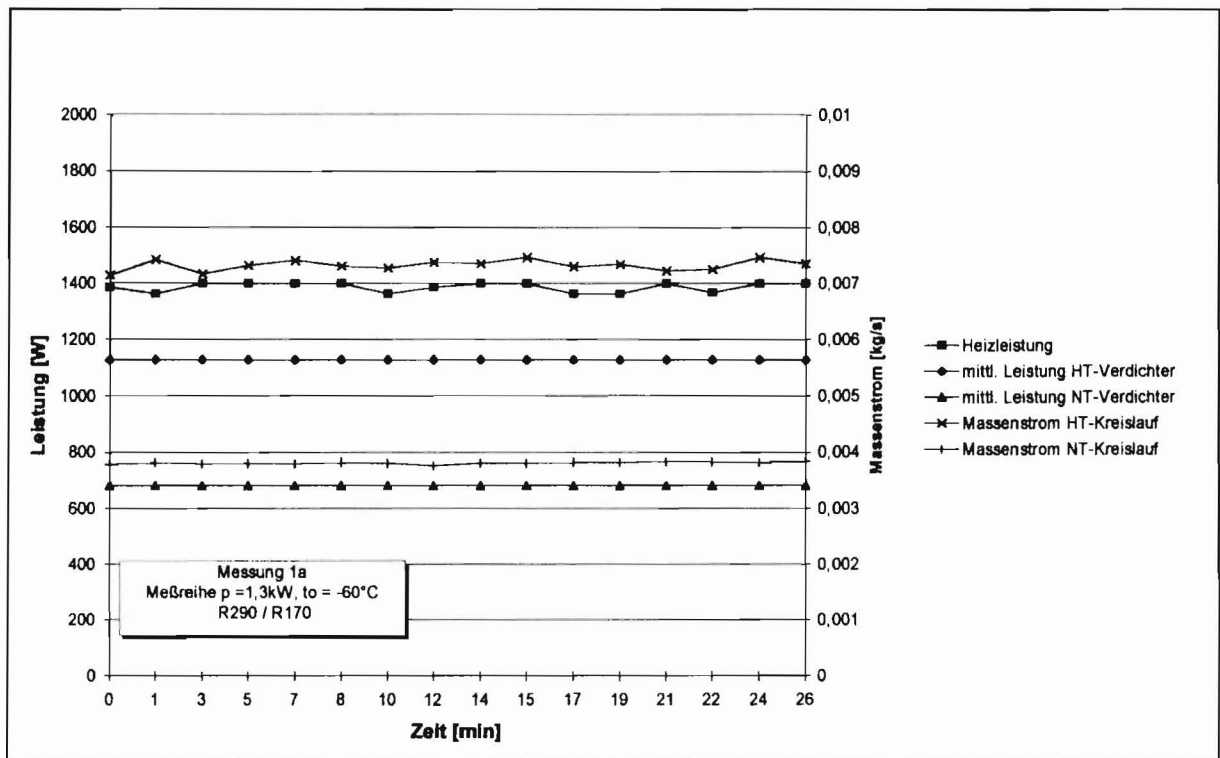


Abb. 15-9: Leistungen und Massenströme Kaskade R290/R170

Arbeitsstoffpaar		R290 / R170	R290 / R744
Rekuperatorbetrieb HT - Kreislauf	[ja/nein]	Nein	Nein
Rekuperatorbetrieb NT - Kreislauf	[ja/nein]	Nein	Nein
Hochtemperaturkreislauf			
Verdampfungsdruck p_o (p2.6)	[bar]	1,72	2,87
Verdampfungstemperatur t_o f(p2.6)	[°C]	-29,42	-15,44
Δh_o f(T2.11,p2.6)-f(T2.9,p2.4)	[kJ/kg]	293,12	292,14
Gesamtüberhitzung $\Delta T_{üges}$ T2.1-f(p2.6)	[K]	12,25	7,96
Δh_o HT-Rekuperator f(T2.1,p2.1)-f(T2.11,p1.6)	[kJ/kg]	3,84	1,59
Δh_v Verdichter f(T2.2,p2.2)-f(T2.1,p2.1)	[kJ/kg]	130,07	97,65
Kondensationsdruck p_c (p2.2+p2.3)/2	[bar]	10,83	11,05
Kondensationstemperatur t_c f(p _c)	[°C]	30,15	30,97
Gesamtunterkühlung ΔT_{uges} f(p _c)-T2.9	[K]	6,03	1,86
Kühlwassertemperatur Verflüssigereintritt	[°C]	6,15	8,45
Kühlwassertemperatur Verflüssigeraustritt	[°C]	25,81	28,9
Δh_u HT-Rekuperator f(T2.6,(p2.3+p2.4)/2)-f(T2.7,(p2.3+p2.4)/2)	[kJ/kg]	0	0
Mittl. Drehzahl n_m	[min ⁻¹]	561	699
Mittl. Drehmoment Md_m	[Nm]	19,20	25,08
Mittl. Massenstrom m_m	[kg/s]	0,00732563	0,01713190
Niedertemperaturkreislauf			
Mittl. Zelltemperatur t_{zM}	[°C]	-55,74	-28,74
Mittl. Raumtemperatur t_{rM}	[°C]	-55,42	-28,46
ΔT (Raum-Zelle)	[K]	0,32	0,27
Relative Abweichung $(T_{zM} - T_{zR})/T_{zM} * 100$	[%]	-0,15	-0,11
Verdampfungsdruck p_o f(T1.11)	[bar]	3,69	10,05
Verdampfungstemperatur t_o T1.11	[°C]	-60,63	-39,99
Δh_o f(T1.13,p(T1.11))-f(T1.10,p1.4)	[kJ/kg]	343,64	271,74
Gesamtüberhitzung $\Delta T_{üges}$ T1.1-T1.11	[K]	11,33	7,15
Δh_o NT-Rekuperator f(T1.1,p1.1)-f(T1.14,p1.5)	[kJ/kg]	1,34	0,25
Δh_v Verdichter f(T1.2,p1.2)-f(T1.1,p1.1)	[kJ/kg]	164,85	61,07
Kondensationsdruck p_c (p1.2+p1.3)/2	[bar]	15,89	25,03
Kondensationstemperatur t_c f(p _c)	[°C]	-15,91	-11,93
Gesamtunterkühlung ΔT_{uges} f(p _c)-T1.10	[K]	4,44	1,94
Δh_u NT-Rekuperator f(T1.6,(p1.3+p1.4)/2)-f(T1.7,(p1.3+p1.4)/2)	[kJ/kg]	-	-
Δp NT-Rekuperator	[W]	0,00	0,00
Mittl. Drehzahl n_m	[min ⁻¹]	813,00	603,80
Mittl. Drehmoment Md_m	[Nm]	7,99	14,68
Mittl. Massenstrom m_m	[kg/s]	0,003799268	0,014508955

Tabelle 15-2: Zusammenfassung Auswertungsdateien (Blatt 1)

Arbeitsstoffpaar		R290 / R170	R290 / R744
Rekuperatorbetrieb HT - Kreislauf	[ja/nein]	Nein	Nein
Rekuperatorbetrieb NT - Kreislauf	[ja/nein]	Nein	Nein
Leistungen / Bewertungsgrößen			
Heizleistung	[W]	948,23	3579,32
Verdampferventilator (kWh-Zähler)	[W]	110,00	99,00
Heizungsventilator (kWh-Zähler)	[W]	295,00	320,00
Verdichterleistung NT-Verdichter	[W]	680,63	928,50
Verdichterleistung HT-Verdichter	[W]	1127,76	1836,03
Leistungszahl Kaskade	[-]	0,75	1,45
Leistungszahl Kaskade Wärmebilanz	[-]	0,83	1,54
Carnot Leistungszahl Kaskade	[-]	2,34	3,29
Maximale Carnot Leistungszahl	[-]	3,04	5,17
Innerer Gütegrad Kaskade	[-]	0,32	0,44
Äußerer Gütegrad Kaskade	[-]	0,25	0,28
Leistungszahl NT-Stufe	[-]	1,99	4,31
Leistungszahl NT-Stufe Wärmebilanz	[-]	2,08	4,45
Carnot Leistungszahl NT-Stufe	[-]	4,75	8,31
Maximale Carnot Leistungszahl NT-Stufe	[-]	8,26	18,38
Innerer Gütegrad NT-Stufe	[-]	0,42	0,52
Äußerer Gütegrad NT-Stufe	[-]	0,24	0,23
Leistungszahl HT-Stufe	[-]	1,80	2,68
Leistungszahl HT-Stufe Wärmebilanz	[-]	2,03	2,89
Carnot Leistungszahl HT-Stufe	[-]	4,09	5,55
Maximale Carnot Leistungszahl HT-Stufe	[-]	8,07	8,53
Innerer Gütegrad HT-Stufe	[-]	0,44	0,48
Äußerer Gütegrad HT-Stufe	[-]	0,22	0,31
volumenstrombezogene Kälteleistung HT-Stufe	[kJ/m³]	1020,70	1714,00
volumenstrombezogene Kälteleistung NT-Stufe	[kJ/m³]	2169,93	6649,89
Druckverhältnis HT-Verdichter	[-]	6,76	4,01
Druckverhältnis NT-Verdichter	[-]	4,39	2,55
Liefergrad HT-Verdichter (Nach Baecstroem/Emblik)	[-]	0,71	0,78
Liefergrad NT-Verdichter (Nach Baecstroem/Emblik)	[-]	0,72	0,79

Tabelle 15-3: Zusammenfassung Auswertungsdateien (Blatt 2)

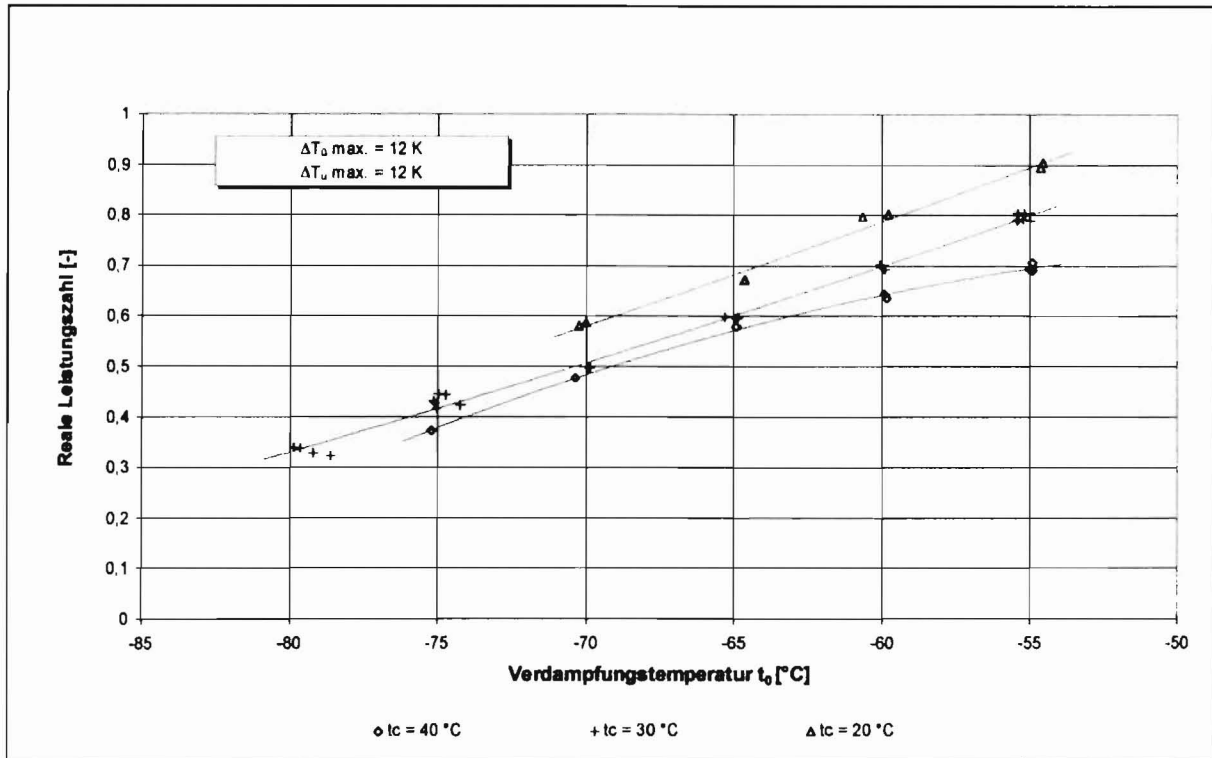


Abb. 15-10: Vergleich der realen Leistungszahlen der Kaskade R290/R170 bei unterschiedlicher Verflüssigungstemperatur t_c

