

Konvekta AG

**Entwicklung und Test einer Kohlendioxid-
Transportkälteanlage mittlerer Leistungsklasse unter
besonderer Berücksichtigung des Verdichterkonzeptes**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Aktenzeichen 15638 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Projektleiter: Dr.-Ing. Michael Sonnekalb
Dipl.-Phys. Nicholas Lemke

Wissenschaftliche Leitung: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Verfasser: Dipl.-Phys. Sven Försterling

Kooperationspartner: TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik
Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH Schkeuditz

Braunschweig November 2002

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	15638	Referat	24/0	Fördersumme	431.325,83 €
----	--------------	---------	-------------	-------------	---------------------

Antragstitel	Entwicklung und Test einer Kohlendioxid-Transportkälteanlage mittlerer Leistungsklasse unter besonderer Berücksichtigung des Verdichterkonzeptes
---------------------	---

Stichworte	Energie, Kühlung
-------------------	------------------

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
3 Jahre, 5 Monate	01.07.1999	30.11.2002	1
Zwischenberichte	01.01.2000 29.10.2001	19.10.2000	26.04.2001

Bewilligungsempfänger	Konvekta AG	Tel	06691 / 761-10
	Am Nordbahnhof	Fax	06691 / 761-29
	34613 Schwalmstadt	Projektleitung	Dr.-Ing. Michael Sonneckalb
		Bearbeiter	Dipl.-Phys. Sven Försterling

Kooperationspartner	1. Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik Hans-Sommer-Straße 5, D-38106 Braunschweig
	2. Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH Eschenbrünnelestraße 15, D-71065 Sindelfingen

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Durch Leckage bei mobilen Klima- und Kälteanlagen gelangen zur Zeit große Mengen der als Kältemittel eingesetzten FKW in die Atmosphäre, wo sie als starkes Treibhausgas wirken. Als einzige langfristige Alternative wird die Verwendung von natürlichen Kältemitteln, insbesondere von Kohlendioxid, angesehen. Ziel dieses Forschungsvorhabens ist deshalb die Erschließung neuer Einsatzgebiete für die Verwendung des umweltfreundlichen Kältemittels Kohlendioxid. Hierbei sollen zwei verschiedenartige neu entwickelte Verdichterkonzepte in einer bisher nicht verfügbaren und untersuchten Leistungsregion miteinander verglichen werden. Außerdem soll im Bereich der Transportkälteanlagen eine Frischdienst- bzw. Tiefkühlanlage neu entwickelt und untersucht werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Die Firma Konvekta beginnt mit der Auslegung und Konstruktion einer Laborkälteanlage. An der TU Braunschweig wird parallel mit der Auslegung und Konstruktion eines Verdichterprüfstandes begonnen. Ein Verdichterprototyp der Firma Obrist wird in die Laborkälteanlage bei der Firma Konvekta eingebaut und im Verdichterprüfstand der TU Braunschweig messtechnisch untersucht. Geplant sind an der TU Braunschweig Indizierungs- und Leistungsmessungen. Außerdem soll der Ölumschlag mit Hilfe eines Ölabscheiders genauer untersucht werden. Bei der Firma Konvekta sind anschließend verschiedene Messungen an Laborkälteanlagenprototypen geplant. Unter anderem werden im Kalorimeterprüfstand Funktions- und Leistungsmessungen durchgeführt.

Weiterhin sollen bei der Firma Konvekta verschiedene Schaltungsvarianten zur Verdampferabtauung, der Einbau eines internen Wärmeübertragers sowie der Einbau eines Sammelgefäßes untersucht werden. Parallel dazu wird an der TU Braunschweig ein Verdichtersimulationsprogramm entwickelt, das zusammen mit der beim Antragssteller bereits entwickelten Kreisprozessplattform eine Simulation des Gesamtprozesses zulässt.

Bei Bitzer Kühlmaschinenbau wird mit der Auslegung und Konstruktion eines Verdichterprototyps nach einem weggesteuerten, ventillosen, axialen Baukonzept begonnen. Dieser Prototyp soll am Verdichterprüfstand untersucht werden. Abschließend wird ein Vergleich beider Verdichterkonzepte durchgeführt.

Ergebnisse und Diskussion

Der von der Firma Bitzer konstruierte CO₂-Verdichterprototyp nach weggesteuertem Funktionsprinzip konnte so weit entwickelt werden, dass neben Funktionstests auch Leistungstests zur Bestimmung von Güte- und Liefergraden am Prüfstand durchgeführt werden konnten. Ein Vergleich der Bewertungsgrößen mit einem ebenfalls auf dem Prüfstand untersuchten druckgesteuerten Schwenkring-Verdichterprototypen der Firma Obrist ergab nahezu identische Ergebnisse bezüglich des Liefergrades. Die gemessenen Werte für den Gütegrad des Bitzer-Verdichters lagen je nach Druckverhältnis um 14% bis 25% niedriger als die gemessenen Gütegrade des Obrist-Verdichters. Vielversprechende Ergebnisse bezüglich des Gütegrades ergaben sich beim Bitzer-Verdichter wie erwartet für den Bereich hoher Drehzahlen. Da sich der im Rahmen dieses Projektes neu entwickelte Bitzer-Verdichter erst in der zweiten Entwicklungsstufe befindet, ist mit einem größeren Optimierungspotenzial im Vergleich zum bereits weiterentwickelten Obrist-Verdichter zu rechnen. Weiterhin bestätigten die Messungen, dass auf Grund der hohen volumetrischen Kälteleistung und der günstigen Liefergrade der untersuchten CO₂-Verdichter eine vergleichsweise hohe Leistungsdichte erzielt werden kann.

Die bei der Firma Konvekta konstruierten und untersuchten Prototypen verschiedener CO₂-Transportkälteanlagen mit unterschiedlicher Anlagenverschaltung zeigten sowohl im fahrzeugnahen Aufbau am Kälteanlagenprüfstand als auch bei ersten Straßeneinsätzen in einem Kühlfahrzeug einer Supermarktkette eine gute Funktionstüchtigkeit bei Abkühl- und Leistungstests. Messungen ergaben im Vergleich zu einer untersuchten R134a-Serienanlage für alle auf dem Prüfstand untersuchten CO₂-Anlagen eine deutlich höhere Kälteleistung sowohl im Frischdienst- als auch im Tiefkühlbetrieb. Im Frischdienstbetrieb konnten gleiche Leistungszahlen erzielt werden, wohingegen im Tiefkühlbetrieb niedrigere Leistungszahlen gemessen wurden, da das Verdichterhubvolumen im Verhältnis zu den verwendeten Wärmeübertragerflächen überdimensioniert war. Simulationsrechnungen an einer optimierten CO₂-Anlage mit reduziertem Verdichterhubvolumen ergaben für eine mittlere Drehzahl günstigere Leistungszahlen und größere Kälteleistungen für den relevanten Temperaturbereich bei Umgebungstemperaturen unter 30°C. Für hohe Umgebungstemperaturen lagen die berechneten Leistungszahlen und Kälteleistungen etwas niedriger als bei der R134a-Anlage. Messungen und Rechnungen ergaben, dass durch einen internen Wärmeübertrager sowohl die Kälteleistung als auch die Leistungszahl bei Umgebungstemperaturen über 20°C deutlich gesteigert werden kann. Für eine Wärmepumpenschaltung wurden deutlich höhere Leistungszahlen und Heizleistungen im Vergleich zur untersuchten R134a-Anlage berechnet.

Eine auf dieser Simulation basierende TEWi-Studie weist als Ergebnis für die CO₂-Anlage für eine gemäßigte Klimazone eine insgesamt bis zu 50% niedrigere CO₂-Emissionsbelastung auf und liegt damit sowohl bezüglich der direkten als auch indirekten CO₂-Emissionsanteile unter dem Wert herkömmlicher Anlagen mit R134a bzw. R404a.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Ergebnisse wurden auf nationalen und internationalen Tagungen vorgetragen und veröffentlicht:

Försterling, S.; Tegethoff, W. and Köhler, J.:

Theoretical and Experimental Investigations on Carbon Dioxide Compressors for Mobile Air Conditioning Systems and Transport Refrigeration. Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Nr. R11-9, Purdue West Lafayette, USA, 2002

Lemke, N., Köhler, J., Sonnekalb, M., Försterling, S.:

Nutzfahrzeugklimatisierung und Transportkälte mit dem Kältemittel Kohlendioxid. DKV-Tagungsbericht Bremen 2000, 27. Jahrgang, Band III: 241-256.

Fazit

Der Einsatz von Kohlendioxid in Frischdienst- und Transportkälteanlagen stellt für eine gemäßigte Klimazone eine umweltfreundliche Alternative zu dem Einsatz von HFKW-Kältemitteln wie R134a, R 404A und R 410A dar. Das niedrige Treibhauspotenzial, günstige Ökobilanzen beim Herstellungs- und Entsorgungsprozess und die weltweite Verfügbarkeit von Kohlendioxid rechtfertigen einen ökologisch sinnvollen Einsatz von CO₂ in Transportkälteanlagen in gemäßigten Klimazonen, trotz entstehender Mehrkosten, die für eine Serienfertigung im Bereich zwischen 16% bis 35% abgeschätzt wurden.

Zur Weiterentwicklung der bisher untersuchten Prototypenanlage sind sowohl im Bereich der Verdichtentwicklung als auch bei der Anlagenkonstruktion weitere Entwicklungsschritte erforderlich. Neben einer weiteren Untersuchung der Anlage im Straßeneinsatz über einen längeren Zeitraum ist vor allem eine begleitende Untersuchung durch Langzeittests von großer Bedeutung, um die Lebensdauer einzelner Anlagenkomponenten - insbesondere des Verdichters - zu ermitteln und zu überprüfen.

Inhaltsverzeichnis

I Zusammenfassung und Einleitung	ix
Zusammenfassung	xi
Einleitung	xiii
II Hauptteil	1
1 Untersuchte Anlagenkonzepte	3
1.1 Anlagenkonzepte herkömmlicher Kälteanlagen	3
1.2 Anlagenkonzepte für CO ₂	5
1.2.1 Einfacher CO ₂ -Kreislauf	5
1.2.2 Kreisläufe mit internem Wärmeübertrager	7
1.2.3 weitere Verschaltungen mit Sammler	9
1.2.4 Abtauvorrichtung und Beheizung des Kühlraumes	10
1.3 Kälteleistungszahl idealer Prozesse	12
2 Untersuchte Verdichterkonzepte	15
2.1 Schwenkringverdichter druckgesteuert	15
2.2 Schrägscheibenverdichter weggesteuert	16
3 Versuchsanlagen	19
3.1 Kälteanlagenprüfstand	19
3.1.1 R134a-Serienanlage	20
3.1.2 CO ₂ -Versuchsanlage	20
3.2 Verdichterprüfstand	21
4 Ergebnisse Verdichter	25
4.1 Theoretischer Vergleich	25
4.2 Experimentelle Ergebnisse	27
4.2.1 Indikatordiagramme	27
4.2.2 Güte- und Liefergrade	30
4.2.3 mechanischer Gütegrad	32
4.2.4 Bestimmung des Ölanteiles	34
4.2.5 Verdichtertemperaturen	35
4.3 Schlussfolgerungen	37

5	Ergebnisse Kälteanlagen	39
5.1	Experimentelle Untersuchung	39
5.1.1	optimale Füllmenge	40
5.1.2	Leistungsprüfungen	40
5.1.3	Abkühlversuche	45
5.1.4	Funktion der Heißgasabtauung	46
5.2	Theoretische Untersuchungen mit einer optimierten CO ₂ -Anlage	46
5.2.1	Variation der Umgebungstemperatur	47
5.2.2	Variation der Drehzahl	47
5.2.3	Verdichtungsendtemperatur	48
5.3	Anlagenverschaltung mit Sammler	48
5.4	Anlage mit Wärmepumpenschaltung	49
5.5	Schlussfolgerungen	49
6	Ökologische und ökonomische Bilanzierung	51
6.1	Umweltrelevanz	51
6.2	Kostenvergleich	55
III	Fazit	59
7	Fazit	61
IV	Anhang und Literaturverzeichnis	63
A	Kältemittel	65
B	Schaltpläne der Versuchsanlagen	67
B.1	CO ₂ -Verdichterprüfstand	67
B.2	R 134a-Serienanlage	69
B.3	CO ₂ -Versuchsanlage	69
C	Anlagensimulation	71
C.1	Simulationsplattform für Kälte- und Wärmepumpensysteme	71
D	Verdichtermodell	73
D.1	Energiebilanz	73
D.2	Massenbilanz	76
D.3	Eigenschaften des Kältemittels	77
D.4	Kinematische Grundgleichungen	78
D.5	Ventilströmung	80
D.6	Ventildynamik	83
D.7	Parameter für die Simulation	84
D.7.1	Federkonstanten	85
D.7.2	Ventilhub, Strömungsflächen und Masse der Ventilplättchen	85
D.7.3	Schadraum	85

<i>INHALTSVERZEICHNIS</i>	iii
E Implementierte Gleichungssysteme	87
F Ergebnisse Verdichter	93
G Ergebnisse Kälteanlagen	95
H Kostenverteilung der R 134a-Anlage	103

Abbildungsverzeichnis

1.1	Anlagenverschaltung / Prozessverlauf R 134a-Anlage	4
1.2	Anlagenverschaltung / Prozessverlauf CO ₂ -Anlage	6
1.3	Anlage mit IWÜ und Sammler	8
1.4	Anlage mit IWÜ	9
1.5	Anlage mit Niederdrucksammler	10
1.6	Anlage mit Mitteldrucksammler in Reihe zur Drossel	10
1.7	Anlage mit Mitteldrucksammler parallel zur Drossel	11
1.8	Anlage mit Heißgasabtauung	11
1.9	Wärmepumpenverschaltung	12
2.1	Zeichnung Obrist-Verdichter	16
2.2	Schnittbild Obrist-Verdichter	16
2.3	Schema eines weggesteuerten Verdichters	17
3.1	Kleintransporter mit Kälteanlage	20
3.2	Kalorimeterprüfstand	20
3.3	Schnittzeichnung Aufdachgaskühlereinheit	21
3.4	Schnittzeichnung Verdampferereinheit	21
3.5	Schema Verdichterprüfstand	22
4.1	berechneter ind. Liefergrad über Drehzahl	26
4.2	berechneter ind. Gütegrad über Drehzahl	26
4.3	berechnetes Indikatordiagramm für Überverdichtung	27
4.4	berechnetes Indikatordiagramm für Unterverdichtung	27
4.5	berechneter ind. Liefergrad über Druckverhältnis	28
4.6	berechneter ind. Gütegrad über Druckverhältnis	28
4.7	Indikatordiagramme Obrist-Verdichter Variation p_s	29
4.8	Indikatordiagramme Obrist-Verdichter Variation p_d	29
4.9	Indikatordiagramme Obrist-Verdichter Variation n	30
4.10	Effektiver Liefergrad Obrist / Bitzer über π	31
4.11	Effektiver Gütegrad Obrist / Bitzer über π	31
4.12	Effektiver Liefergrad Obrist / Bitzer über n	32
4.13	Effektiver Gütegrad Obrist / Bitzer über n	32
4.14	mech. Gütegrad Obrist über π	33
4.15	mech. Gütegrad Obrist über n	33
4.16	rel. Ölmassenstrom Obrist über π	34
4.17	rel. Ölmassenstrom Obrist über n	34
4.18	Verdichtertemperaturen Obrist / Bitzer über π	36
4.19	Verdichtertemperaturen Obrist / Bitzer über n	36

5.1	Nutzkälteleistung über p_d	41
5.2	COP über p_d	41
5.3	Nutzkälteleistung über T_u	42
5.4	Nutzkälteleistung über T_i mittlere Drehzahl für CO_2 , R 134a und R 404A	43
5.5	Nutzkälteleistung über T_i hohe Drehzahl für CO_2 und R 134a	44
5.6	COP über T_i für CO_2 , R 134a und R 404A	44
5.7	Q_0 über n	45
5.8	COP über n	45
5.9	Anlagendruck über n	46
5.10	Verdichtungsendtemperatur über n	46
6.1	TEWI-Werte für CO_2 -, R 134a- und R 404A-Anlage	55
B.1	Schaltplan Verdichterprüfstand	68
B.2	Schaltplan R 134a-Versuchsanlage	69
B.3	Schaltplan CO_2 -Versuchsanlage	70
C.1	Fluid-Informationsdiagramm der berechneten Kälteanlagen	72
D.1	schematisches Indikatordiagramm	74
D.2	Energiebilanz Zylinderraum	75
D.3	Kinematik des Hubkolbenverdichters	79
D.4	Kinematik des Taumelscheibenverdichters	80
D.5	Messstrecke Messung Druckabfall Ventil	82
D.6	Ventilmassenstrom über Druckabfall	82
D.7	Kräftebilanz am Ventil	83
F.1	Indikatordiagramme Obrist-Verdichter, Drehzahlvariation	93
F.2	Indikatordiagramme Obrist-Verdichter, Drehzahlvariation	94
F.3	Effektiver Liefergrad Obrist-Verdichter über π	94
F.4	Effektiv isentroper Gütegrad Obrist-Verdichter über π	94
G.1	Temperaturverlauf beim Abkühlversuch	95
G.2	Berechnete Nutzkälteleistung CO_2 / R 134a über T_u	96
G.3	Berechneter COP CO_2 / R 134a über T_u	96
G.4	Berechnete Nutzkälteleistung CO_2 / R 134a über n	97
G.5	Berechneter COP CO_2 / R 134a über T_u	97
G.6	Berechnete Verdichtungsendtemperatur CO_2 / R 134a über T_u	98
G.7	Berechnete Nutzkälteleistung CO_2 / R 134a über n	98
G.8	Berechnete Nutzkälteleistung über T_u für versch. CO_2 -Anlagentypen	99
G.9	Berechnete Leistungszahl über T_u für versch. CO_2 -Anlagentypen	99
G.10	Berechnete Verdichtungsendtemperatur über T_u für versch. CO_2 -Anlagentypen	100
G.11	Einfluss eines Hochdrucksammlers auf Leckage	101
G.12	Heizwärme bei Wärmepumpenschaltung über T_u	101
G.13	Leistungszahl bei Wärmepumpenschaltung über T_u	101
H.1	Kostenverteilung R 134a-Anlage	103

Tabellenverzeichnis

1.1	Spez. Überhitzungswärme R 744 / R 134a	7
1.2	Kenngrößen idealer Prozesse	13
1.3	Wirkungsgradverbesserung durch IWÜ	13
6.1	Vergleich COP und Q_0 R 134a / CO ₂	52
6.2	Verzeichnis der TEWI-Formelzeichen	53
6.3	Parameter für TEWI-Berechnung	54
6.4	Berechnete TEWI-Werte	54
6.5	Fertigungskosten R 134a-Anlage	57
6.6	Veranschlagte Fertigungskosten CO ₂ -Anlage	57
A.1	Eigenschaften verschiedener Kältemittel	65
D.1	Richtung der Ventilmassenströme	75
D.2	Richtung der Leckagemassenströme	76

Teil I

Zusammenfassung und Einleitung

Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Projektes wurde eine mobile Kühlanlage mit Kohlendioxid entwickelt und experimentell sowie theoretisch untersucht. Außerdem wurde ein Axial-Verdichter für diese Anlage nach einem neuartigen weggesteuerten Verdichterprinzip entwickelt und vergleichend mit einem herkömmlichen Axialverdichter nach druckgesteuerter Arbeitsweise am Prüfstand untersucht.

Der von der Firma Bitzer konstruierte CO₂-Verdichterprototyp nach weggesteuertem Funktionsprinzip konnte in einer zweiten Modifikationsstufe so weit entwickelt werden, dass neben Funktionstests auch Leistungstests zur Bestimmung von Güte- und Liefergraden am Prüfstand durchgeführt werden konnten.

Ein Vergleich der Bewertungsgrößen mit einem ebenfalls auf dem Prüfstand untersuchten druckgesteuerten Schwenkring-Verdichterprototypen der Firma Obrist ergab nahezu identische Ergebnisse bezüglich des Liefergrades, der für eine mittlere Drehzahl hohe Werte bis zu 85 % aufweist. Die gemessenen Werte für den Gütegrad des Bitzer-Verdichters lagen je nach Druckverhältnis um 14 % bis 25 % niedriger als die gemessenen Gütegrade des Obrist-Verdichters, für den Werte bis zu 80 % gemessen wurden. Vielversprechende Ergebnisse bezüglich des Gütegrades ergaben sich beim Bitzer-Verdichter wie erwartet für den Bereich hoher Drehzahlen. Da der im Rahmen dieses Projektes neu entwickelte Bitzer-Verdichter sich erst in der zweiten Entwicklungsstufe befindet, ist mit einem größeren Optimierungspotential im Vergleich zum bereits weiterentwickelten Obrist-Verdichter zu rechnen.

Weiterhin bestätigten die Messungen, dass aufgrund der hohen volumetrischen Kälteleistung und der günstigen Liefergrade der untersuchten CO₂-Verdichter eine vergleichsweise hohe Leistungsdichte erzielt werden kann. Für die Anwendung in Frischdienst- bzw. Tiefkühlanlagen ist zur Erzielung gleicher Kälteleistungen bei gleicher Drehzahl dabei im Vergleich zu R134a ein um den Faktor 8 bis 10 kleineres Hubvolumen erforderlich. Für einen Verdichterantrieb bei höheren Drehzahlen kann dieses Verhältnis noch günstiger ausfallen.

Die bei der Firma Konvekta konstruierten und untersuchten Prototypen verschiedener CO₂-Transportkälteanlagen mit unterschiedlicher Anlagenverschaltung zeigten sowohl im fahrzeugnahen Aufbau am Kälteanlagenprüfstand als auch bei ersten Straßeneinsätzen in einem Kühlfahrzeug einer Supermarktkette eine gute Funktionstüchtigkeit bei Abkühl- und Leistungstests. Funktionstests der Heißgasabtauung bewiesen ein günstiges Abtauverhalten der Anlage. Messungen ergaben im Vergleich zu einer untersuchten R134a-Serienanlage für alle auf dem Prüfstand untersuchten CO₂-Anlagen eine deutlich höhere Kälteleistung sowohl im Frischdienst- als auch im Tiefkühlbetrieb. Im Frischdienstbetrieb konnten gleiche Leistungszahlen erzielt werden, wohingegen im Tiefkühlbetrieb niedrigere Leistungszahlen

gemessen wurden, da das Verdichterhubvolumen im Verhältnis zu den verwendeten Wärmeübertragerflächen überdimensioniert war.

Simulationsrechnungen an einer optimierten CO₂-Anlage mit reduziertem Verdichterhubvolumen ergaben für eine mittlere Drehzahl günstigere Leistungszahlen und größere Kälteleistungen für den relevanten Temperaturbereich bei Umgebungstemperaturen unter 30°C. Für hohe Umgebungstemperaturen lagen die berechneten Leistungszahlen und Kälteleistungen etwas niedriger als bei der R134a-Anlage. Für hohe Drehzahlen ergeben sich für die CO₂-Anlage bezüglich der Leistung und Effizienz weitere Vorteile.

Messungen und Rechnungen ergaben, dass durch einen internen Wärmeübertrager die Kälteleistung besonders bei Umgebungstemperaturen über 20°C um bis zu 43 % und die Leistungszahl der Anlage um bis zu 30 % gesteigert werden kann.

Untersuchungen an verschiedenen Anlagenverschaltungen mit Niederdruck- und Hochdrucksammler zeigten, dass der Einbau eines Hochdrucksammlers hinter dem Gaskühler einen Weiterbetrieb der Anlage mit akzeptablen Leistungsdaten auch im Falle von begrenzten Kältemittelleckagen ermöglicht.

Die gemessenen und berechneten Verdichtungsendtemperaturen liegen bei der untersuchten Anlagen unter dem kritischen Wert von 180°C, wenn eine Überhitzung von weniger als 10 K eingestellt und auf einen Niederdrucksammler hinter dem Verdampfer verzichtet wird. Für eine Wärmepumpenverschaltung wurden deutlich höhere Leistungszahlen und Heizleistungen im Vergleich zur untersuchten R134a-Anlage berechnet.

Eine auf dieser Simulation basierende TEWI-Studie weist als Ergebnis für die CO₂-Anlage je nach Kühlraumtemperatur für eine gemäßigte Klimazone eine insgesamt 30 % bis 50 % niedrigere CO₂-Emissionsbelastung auf und liegt damit sowohl bezüglich der direkten als auch indirekten CO₂-Emissionsanteile unter dem Wert herkömmlicher Anlagen mit R134a bzw. R404a. Das niedrige Treibhauspotential, günstige Ökobilanzen beim Herstellungs- und Entsorgungsprozess und die weltweite Verfügbarkeit von Kohlendioxid rechtfertigen einen ökologisch sinnvollen Einsatz von CO₂ in Transportkälteanlagen in gemäßigten Klimazonen. Allerdings muss beachtet werden, dass bei einer Serienfertigung im Vergleich zu bisherigen Anlagen Mehrkosten im Bereich zwischen 16 % bis 35 % entstehen können.

Das in diesem Bericht dokumentierte Projekt "Entwicklung und Test einer Kohlendioxid-Transportkälteanlage mittlerer Leistungsklasse unter besonderer Berücksichtigung des Verdichterkonzeptes" wurde von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt gefördert und ist in der Zusammenarbeit mit dem Antragsteller, der Konvekta AG in Schwalmstadt und den beiden Projektpartnern, der Firma Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH in Schkeuditz und der TU Braunschweig durchgeführt worden.

Einleitung

Kohlendioxid (R.744) ist ein natürliches, nicht brennbares Kältemittel. Es besitzt kein Ozonzerstörungspotential und leistet in den Mengen, die für die Befüllung von Klima- und Kälteanlagen verwendet werden, nur einen vernachlässigbaren Beitrag zum anthropogenen Treibhauseffekt. Kohlendioxid ist eine natürliche Substanz und fällt als Abfallprodukt in der chemischen Industrie an. Es muss nicht speziell als Kältemittel hergestellt werden, ist überall auf der Welt verfügbar und kostengünstig zu erwerben. Verglichen mit den momentan in mobilen Klima- und Tiefkühlanlagen eingesetzten Fluorkohlenwasserstoffen (FKW) kann der Einsatz von Kohlendioxid für bestimmte Anwendungsbereiche insbesondere unter gemäßigten Klimabedingungen ökologische Vorteile aufweisen (siehe z.B. Lorentzen [Lorentzen 1993] und Grohmann [Grohmann 1998]). Nachteile bei der Verwendung von Kohlendioxid ergeben sich besonders aus den deutlich höheren Prozess- und Stillstandsdrücken, dem niedrigen kritischen Punkt und dem geringen Molekulargewicht.

Erstmalig wurde Kohlendioxid als Kältemittel in einer Kompressionskältemaschine im Jahre 1850 von Alexander Catlin Twining eingesetzt (siehe Fischer [Fischer 2002]). Danach zählte Kohlendioxid weltweit bis zur Erfindung der Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) im Jahre 1928 durch Midgley zu einem der wichtigsten Kältemittel. Neben dem Einsatz in stationären Kälte- und Klimaanlageanlagen fand es Verwendung in Schiffskälteanlagen, die um 1930 zu 80 % mit Kohlendioxid betrieben wurden (siehe Plank [Plank 1966]). Nach Einführung des Sicherheitskältemittels R.12 wurde im Jahre 1939 erstmals ein Pkw mit einer mobilen Klimaanlage ausgestattet (siehe Bhatti [Bhatti 1997]). Aufgrund der günstigen Eigenschaften der FCKW bezüglich Drucklage, Ungiftigkeit, Nichtbrennbarkeit und energetischer Effizienz wurde durch ihren breiten Einsatz bis auf wenige Ausnahmen fast alle bisher verwendeten Kältemittel vollständig vom Markt verdrängt (siehe Sheridan [Sheridan 1999]). Nach einer weitgehenden Einstellung der Produktion von gewöhnlichen Kälte- und Klimaanlageanlagen mit Kohlendioxid als Kältemittel wurde erst Ende der achtziger Jahre wieder eine Laborklimaanlage mit Kohlendioxid als Kältemittel in Betrieb genommen (siehe Lorentzen [Lorentzen 1993]).

Ein wichtiger Auslöser für die erneute Suche nach alternativen Kältemitteln war die inzwischen von Rowland [Rowland 1996] und Molina [Molina 1996] im Jahre 1974 aufgestellte Hypothese von der ozonzerstörenden Wirkung der Fluorchlorkohlenwasserstoffe in der Stratosphäre, die in den folgenden Jahren insbesondere bei der Untersuchung des antarktischen Ozonloches in den achtziger Jahren bestätigt werden konnte (siehe Stolarski [Stolarski 1996]). Schließlich führten diese Erkenntnisse über das Protokoll von Montreal im Jahre 1987 zu einem schrittweisen Verbot der Fluorchlorkohlenwasserstoffe. Daher wurden die bis dahin in mobilen Klima- und Kälteanlagen verwendeten FCKW R.12 und R.502 ab Anfang der 1990er Jahre schrittweise durch chlorfreie Fluorkohlenwasserstoffe (FKW) bzw. FKW-Gemische und vorübergehend durch teilhalogenierte Übergangskältemittel mit

geringerem Ozonabbaupotential wie R 22 ersetzt.

Während sich für mobile Klimaanwendungen insbesondere im Pkw-Sektor R 134a als einheitliches Kältemittel durchgesetzt hat, wird für Kälteanwendungen — je nach Einsatzbereich — neben R 134a auch eine Vielfalt von zeotropen und azeotropen Kältemittelgemischen wie z.B. R 404A, R 410A und R 507 verwendet (siehe z.B. Böhler [Böhler 1999], Sonnekalb [Sonnekalb 1998] und [Schwarz 2000]). Obwohl diese Stoffe kein ozonschichtzerstörendes Potential besitzen, tragen sie aufgrund hoher GWP¹-Werte — R 134a hat einen GWP-Wert von 1300 und R 404A einen GWP-Wert von 3800 — im Falle direkter Kältemittellemission zum anthropogenen Treibhauseffekt bei. Daher wurde im Protokoll von Kyoto im Jahre 1997, das die Industriestaaten auf eine Senkung der weltweiten CO₂-Emissionen festlegt, eine verschärfte Kontrolle beim Umgang mit fluorierten Kohlenwasserstoffen und eine Optimierung bestehender R 134a-Anlagen und die Untersuchung von Alternativen beschlossen (siehe König [König 1998]). Ungeklärt sind weiterhin auch die schädigenden Auswirkungen möglicher Zerfallsprodukte der FKW (siehe Frischknecht [Frischknecht 1999], Wallington [Wallington 1995] und Tromp [Tromp 1995]).

In den neunziger Jahren setzte eine Renaissance bei der Entwicklung überkritischer Kompressions-Kaltdampfprozesse mit Kohlendioxid als Arbeitsmittel ein, und es wurden zunehmend Untersuchungen über mobile Klimaanlagen, Transportkälteanlagen und verschiedene Wärmepumpenanwendungen durchgeführt und publiziert (siehe z.B. Lorentzen et al. [Lorentzen 1993], Köhler et al. [Köhler 1995] und McEnaney [McEnaney 1998]). Zur Realisierung hoher Kälteleistungszahlen, die sowohl unter ökologischen als auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten wünschenswert sind, werden für diese Anwendungsfelder optimierte Anlagenkomponenten benötigt. Ein wichtiger Bestandteil aktueller Forschung ist deshalb die Entwicklung und Untersuchung neuer, für Kohlendioxid geeigneter Verdichter (siehe z.B. Süß [Süß 1998], Kaiser [Kaiser 1999], Fagerli [Fagerli 1997], Dorin [Dorin 1998] und Norris [Norris 2002]). Große Anstrengungen bei der Entwicklung von Pkw-Klimaanlagen mit CO₂ wurden besonders von Seiten der Automobilindustrie unternommen (siehe z.B. Wertenbach [Wertenbach 1996], Földi [Földi 1998], Gentner [Gentner 1998] und Adiprasito [Adiprasito 1998]).

Ziel vieler im Zusammenhang mit der Kältemittelfrage durchgeführter Studien ist es, einen Vergleich der Umweltrelevanz beider Kältemittel, CO₂ und R 134a, anhand von TEWI²-Studien durchzuführen. Neben dem direkten Treibhauspotential des Kältemittels, das während des Betriebs, bei Unfällen, Wartung und Entsorgung in die Atmosphäre entweicht, wird bei TEWI-Betrachtungen auch immer der indirekte Anteil an treibhauswirksamem CO₂ berücksichtigt, das durch den Mehrverbrauch beim Antrieb über den Fahrzeugmotor zusätzlich ausgestoßen wird. Die Schwierigkeit bei der Erstellung von TEWI-Studien liegt darin, dass der berechnete TEWI-Wert sehr stark von den angenommenen Randbedingungen wie Klimazone, Standzeit, Fahrverhalten, Lebensdauer, Servicehäufigkeit, Leckage, Fahrzeuggröße, Anlagengewicht und dem Entwicklungsstand der untersuchten Anlagen abhängt (siehe Kubessa et al. [Kubessa 1997]). Besondere Beachtung sollte bei einem Vergleich dem Entwicklungsstand sowohl der CO₂-Prototypenanlage als auch der R 134a-Referenzanlage zukommen, da beide Anlagentypen einer ständigen

¹Global Warming Potential

²Total Equivalent Warming Impact

Weiterentwicklung unterliegen. So konnte in den letzten Jahren selbst die Leistungszahl einer R 134a-Anlage durch eine Verbesserung der Systemkomponenten — unter anderem durch Einsatz eines modifizierten Verdichters mit variablen Hubvolumen — um bis zu 20 % gesteigert werden (siehe z.B. Gentner [Gentner 1998]). Daher finden sich in der Literatur im Zusammenhang mit TEWI-Berechnungen unterschiedliche Ergebnisse und Bewertungen. Im Folgenden wurden sechs TEWI-Studien aus den Jahren 1996 bis 1999 miteinander verglichen. Wertenbach [Wertenbach 1998], Gentner [Gentner 1998], Hirata [Hirata 1998] und Petterson [Pettersen 1996] kommen in der TEWI-Bewertung eindeutig zu dem Ergebnis, dass durch den Einsatz einer CO₂-Anlage im Vergleich zur R 134a-Anlage eine Reduktion der Treibhausemissionen zu erwarten ist. Dabei weisen die in diesen Arbeiten untersuchten CO₂-Anlagen im Vergleich zur untersuchten R 134a-Referenzanlage einen mindestens ebenso hohen, und teilweise sogar höheren COP auf. Bhatti [Bhatti 1997] kommt dagegen bei seinen TEWI-Berechnungen genau zum gegenteiligen Ergebnis, dass der Einsatz einer CO₂-Klimaanlage gegenüber einer R 134a-Anlage zu einer deutlichen Zunahme der Treibhausemissionen führt. Allerdings muss angemerkt werden, dass Bhatti in seinen Berechnungen eine CO₂-Anlage zugrunde legt, die im Vergleich zu der R 134a-Anlage eine bis zu 48 % geringere Leistungszahl hat und damit nicht mehr dem heutigen Entwicklungsstand einer solchen Anlage entspricht. In der Studie von Sumantran [Sumantran 1999] wird der TEWI-Wert für sechs unterschiedliche Klimabedingungen unter der Annahme berechnet, dass der COP der CO₂-Anlage um 30 % geringer ist als bei der R 134a-Anlage. Der berechnete TEWI-Wert fällt in den gemäßigten Breiten klar zugunsten der CO₂-Anlage und in tropischen Gegenden deutlich zugunsten der R 134a-Anlage aus. Zu einem ähnlichen Ergebnis kommt auch eine Studie des Oak Ridge National Laboratory (siehe Sand [Sand 1997]). Einigkeit herrscht bei den meisten Veröffentlichungen darüber, dass mit einer CO₂-Klimaanlage eine größere Kälteleistung erreicht werden kann.

Da die Klimatisierung von Pkw bei etwa 288 Mio Anlagen weltweit mit Abstand den größten Marktanteil bei der Fahrzeugklimatisierung darstellt, wird in Zukunft in anderen Bereichen wie der Transportkälte mit deutlich kleineren Stückzahlen von 1,5 Mio bis 5 Mio (siehe z.B. UNEP-Report [UNEP 1994]) möglicherweise nur ein Kältemittel in Frage kommen, das sich auch in der Pkw-Klimatisierung etablieren kann. Ein möglicher Sonderweg bei der Wahl des Kältemittels für Transportkälteanwendungen wäre unter Umständen zu rechtfertigen, wenn anstelle einer Vielzahl von Kältemitteln bzw. Kältemittelgemischen CO₂ als einheitliches Kältemittel für die wesentlichen Anwendungsbereiche eingesetzt werden könnte.

Eine zentrale Bedeutung kommt inzwischen bei der Diskussion um die Einführung von CO₂ als Kältemittel dem Aspekt der Wärmepumpenfunktion zur Heizung des Fahrzeuginnenraumes zu. Diese Funktion kann insbesondere in modernen Pkw mit energieoptimierten Motoren eingesetzt werden, wobei die erforderliche Zusatzheizung durch eine etwas komplexere Klima- bzw. Wärmepumpenanlage ersetzt werden könnte.

Nach intensiver Forschungs- und Entwicklungstätigkeit sind inzwischen die Vorbereitungen der Automobilindustrie für die Einführung von CO₂-Anlagen in vollem Gange. Nach Henselmans [Henselmans 2002] haben deutsche Automobilhersteller beschlossen, ab 2006 Fahrzeuge mit CO₂-Anlage auf den Markt zu bringen. Laut jetziger Erwartungen könnten die ersten CO₂-Anlagen zunächst für die Fahrzeugklimatisierung ausgelegt sein. Zu einem späteren Zeitpunkt werden integrierte Anlagen mit Wärmepumpe als Zusatzheizung erwartet.

Ob sich Kohlendioxid als Kältemittel für die Fahrzeugklimatisierung in Zukunft weltweit

gegen R 134a durchsetzen kann, ist momentan aber noch nicht abzusehen, da ein Teil der amerikanischen Fahrzeugindustrie gegen eine Einführung des neuen Kältemittels ist und neuerdings Untersuchungen mit dem brennbaren Kältemittel R 152a durchführt (siehe Henselmans [Henselmans 2002] und Anderson [Anderson 2002]).

Das in diesem Bericht dokumentierte Projekt "Entwicklung und Test einer Kohlendioxid-Transportkälteanlage mittlerer Leistungsklasse unter besonderer Berücksichtigung des Verdichterkonzeptes" wurde von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt gefördert und ist in der Zusammenarbeit mit dem Antragsteller, der Konvekta AG in Schwalmstadt und den beiden Projektpartnern, der Firma Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH in Schkeuditz und der TU Braunschweig durchgeführt worden.

Ziel des Forschungsvorhabens ist die Entwicklung und Untersuchung einer mobilen Kühlanlage mit Kohlendioxid als Kältemittel sowohl für eine Kühlraumtemperatur im Bereich des Gefrierpunktes (sog. Frischdienstanlage) als auch für die Tiefkühlung bis etwa -20°C . Mittelfristiges Ziel der Konvekta AG ist hierbei die Ersetzung der bisher ausschließlich verwendeten synthetischen Kältemittel mit sehr hohem Treibhauspotential (R 134a, R 404A, R 410A u.a.) durch das umweltfreundliche Kältemittel Kohlendioxid.

Dazu sollen verschiedene Anlagenverschaltungen mit und ohne internen Wärmeübertrager bzw. Sammler mit entsprechend angepassten Komponenten untersucht werden und der Nutzen des internen Wärmeübertragers ermittelt werden. Außerdem soll für die Heizung beim Transport von kälteempfindlicher Fracht (z.B. Blumen, Obst usw.) untersucht werden, inwieweit eine als Wärmepumpe betriebene Anlage zur Heizung von Transportfahrzeugen eingesetzt werden kann.

Weiterhin soll die Möglichkeit untersucht werden, inwiefern eine Verdampferabtauung durch eine geeignete Verschaltung des Kohlendioxidkreislaufes durch Heißgas- oder Umkehrschaltung erreicht werden kann.

Außerdem sollen erste Messungen im Fahrzeug durchgeführt werden.

Ein wichtiges Ziel dieses Projektes ist es, eine Verdichterbauart zu finden, die bei minimaler Baugröße und Gewicht den Erfordernissen einer mittelgroßen Frischdienst- bzw. Kühlanlage gerecht werden und insbesondere den speziellen Temperatur- und Druckverhältnissen angepasst ist. Dazu soll innerhalb dieser Arbeit eine vergleichende theoretische und experimentelle Untersuchung zwischen einem weggesteuerten Axialverdichter mit Schrägscheibe und einem druckgesteuerten Schwenkringverdichter durchgeführt werden. Während sich der druckgesteuerte Verdichterprototyp der Firma Obrist bereits in einem fortgeschrittenen Entwicklungsstadium befindet, soll der weggesteuerte Verdichterprototyp erst im Rahmen dieses Projektes von der Firma Bitzer entwickelt und konstruiert werden.

Zur Untersuchung der Verdichterprototypen sollen sowohl bei der Firma Bitzer als auch an der TU Braunschweig Verdichterprüfstände zur vergleichenden Bestimmung der Güte- und Liefergrade aufgebaut werden. Außerdem soll an der TU Braunschweig eine Indizierung des Obrist Verdichters vorgenommen werden und eine theoretische Untersuchung sowohl des Verdichters als auch der Gesamtanlage durchgeführt werden. Wichtige Fragestellungen sind insbesondere die Höhe der Verdichtungsendtemperatur und das Drehzahlverhalten der verschiedenen Anlagenverschaltungen.

Nach eingehender Beschreibung der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Anlagenkonzepte und einer ersten Berechnung idealer Bewertungsgrößen in Kap. 1 werden in Kap. 2

die untersuchten Verdichterkonzepte bzw. Verdichterprototypen beschrieben.

In Kap. 3 finden sich ebenso Beschreibungen des Kälteanlagenprüfstandes der Firma Konvekta als auch der in diesem Prüfstand aufgebauten und getesteten Versuchsanlage. Außerdem werden in Kap. 3 die an der TU Braunschweig und der Firma Bitzer aufgebauten Verdichterpüfstände genauer erläutert.

Während die Ergebnisse der Verdichteruntersuchungen in Kap. 4 dargestellt und zusammengefasst werden, enthält Kap. 5 die Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Anlagenuntersuchungen.

Eine ökologische und ökonomische Bilanzierung der untersuchten Kälteanlage wird in Kap. 6 vergleichend zu einer herkömmlichen Anlage vorgenommen.

Im Anhang befindet sich neben ergänzenden Abbildungen und Diagrammen eine detaillierte Beschreibung des im Rahmen dieses Projektes entwickelten Simulationsprogrammes für Kältemittelverdichter.

Teil II
Hauptteil

Kapitel 1

Untersuchte Anlagenkonzepte

In diesem Kapitel wird zunächst das Anlagenkonzept und die Verschaltung einer herkömmlichen Serien-Frischdienst bzw. Kühlanlage mit R 134a, R 404A bzw. R 410A als Kältemittel beschrieben, wie sie momentan in Fahrzeuge eingebaut wird und den Stand der Technik darstellt. Eine Anlage mit der beschriebenen Verschaltung wurde im Rahmen dieser Arbeit als Referenzanlage zum Vergleich mit verschiedenen Anlagenkonzepten einer CO₂-Anlage herangezogen, wie sie im zweiten Teil dieses Kapitels beschrieben werden. Dort werden verschiedene Anlagenkonzepte mit und ohne internen Wärmeübertrager bzw. Sammler, Heißgasabtauung und Wärmepumpenschaltung betrachtet. Weiterhin werden Kälteleistungszahlen für verschiedene Prozesse unter Berücksichtigung einer thermodynamisch idealen Prozessführung vorgestellt.

1.1 Anlagenkonzepte herkömmlicher Kälteanlagen

Die zur Zeit auf dem europäischen Markt erhältlichen Transportkälteanlagen werden überwiegend mit den Kältemittel R 134a und den Kältemittelgemischen R 404A und R 410A betrieben. Während die meisten Frischdienstanlagen (bis 0 °C Kühlraumtemperatur) momentan fast ausschließlich mit dem Kältemittel R 134a befüllt werden, werden Transportkälteanlagen kleiner und mittelgroßer Leistung (0 °C bis -20 °C Kühlraumtemperatur) wahlweise mit R 134a oder R 404A bzw. R 410A als Kältemittel angeboten. Das hängt mit dem relativ geringen Dampfdruck von R 134a zusammen, der bei Temperaturen kleiner als -26,4 °C den Umgebungsdruck unterschreitet. Das kann dazu führen, dass Fremdgase von außen in die Anlage eindringen. Weiterhin führen diese niedrigen Drücke auf der Niederdruckseite aufgrund der niedrigen Ansaugdichten zu einer vergleichsweise geringen volumetrischen Kälteleistung (siehe Kruse [Kruse 1995])

$$q_{0,v} = \frac{\Delta h_0}{v} \quad (1.1)$$

und zu hohen saugseitigen Druckverlusten. Aufgrund des etwas höheren Dampfdruckes der Kältemittelgemische R 404A und R 410A ist die volumetrische Kälteleistung im Vergleich zu R 134a um den Faktor 1,7 (R 404A) bzw. 2,6 (R 410A) höher. Daher werden Transportkälteanlagen in mittleren Breiten mit größerer Leistung und Kühlraumtemperaturen von -20 °C und kleiner überwiegend mit den Kältemittelgemischen R 404A und R 410A befüllt. Allerdings führt die hohe Drucklage bei relativ niedrig liegendem kritischen Punkt von

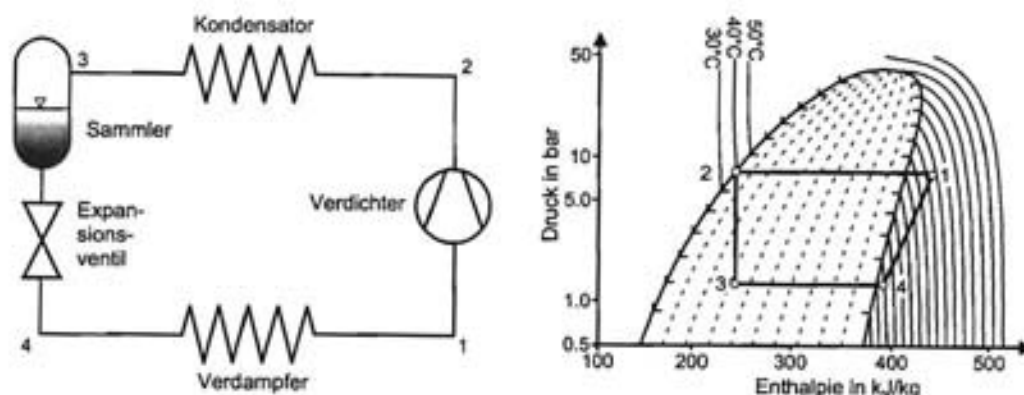


Abbildung 1.1: Anlagenverschaltung und Prozessverlauf einer R134a-Frischdienstanlage mit Sammler

R404A bei Anwendungen mit hohen Umgebungstemperaturen zu energetischen Nachteilen im Vergleich zu R134a (siehe [Umweltbundesamt 2001]). Daher können z.B. Kälteanlagen, die für den Einsatz in Kühlcontainern konzipiert sind, auch mit dem Kältemittel R134a unter Verwendung eines zweistufigen Verdichters bei hohen Umgebungstemperaturen effizient betrieben werden (siehe Sandkötter [Sandkötter 2002]).

Die im Rahmen dieser Arbeit als Referenzanlage untersuchte Kälteanlage arbeitet nach dem Prinzip einer einfachen Kaltdampfmaschine mit hochdruckseitigen Kältemittelsammler und ist mit dem Kältemittel R134a gefüllt. Abb. 1.1 zeigt das Funktionsschema dieser Kälteanlage mit den Hauptkomponenten Verdichter, Kondensator, Sammler, Expansionsventil und Verdampfer. Außerdem ist der Prozessverlauf des idealen Vergleichsprozesses im Mollierdiagramm ($\lg p, h$ -Diagramm) für R134a dargestellt.

Das Kältemittel durchläuft folgende Zustandsänderungen:

- 1 \rightarrow 2: Das überhitzte Kältemittel wird vom Verdichter beim Verdampfungsdruck p_0 angesaugt und unter Aufnahme der Antriebsleistung P isentrop auf den Kondensationsdruck p_K verdichtet.
- 2 \rightarrow 3: Im Kondensator wird vom Kältemittel isobar ein Wärmestrom \dot{Q}_K an die Umgebungsluft abgeführt. Dabei findet zunächst eine isobare Enthitzung und anschließend eine isobare Kondensation mit vollständiger Verflüssigung statt. Im Sammler stellt sich ein vom Betriebszustand der Anlage abhängiger Füllstand mit gesättigtem flüssigem Kältemittel ein.
- 3 \rightarrow 4: Durch das Expansionsventil wird das gesättigte flüssige Kältemittel isenthalp auf den Verdampfungsdruck p_0 gedrosselt, wobei es zu einer teilweisen Verdampfung und eine Abkühlung des Nassdampfes bis zur Verdampfungstemperatur ϑ_0 kommt.
- 4 \rightarrow 1: Im Verdampfer wird das zweiphasige Kältemittel unter Aufnahme des Wärmestroms \dot{Q}_0 (Nutzkälteleistung) aus der Kühlraumluft isobar verdampft und anschließend überhitzt.

Das Sammelgefäß auf der Hochdruckseite gewährleistet für alle Betriebszustände eine optimale Versorgung der Anlage mit Kältemittel und sichert im begrenzten Maße auch eine ausreichende Kältemittelbefüllung für den Fall, dass ein geringer Kältemittelverlust auftritt (siehe Parrino [Parrino 1999]). Bei ausreichender Befüllung der Anlage wird sich ein vom Betriebszustand der Anlage abhängiger Flüssigkeitspegel mit gesättigtem Kältemittel einstellen. Das den Sammler verlassende Kältemittel wird im Idealfall nicht unterkühlt, sondern im gesättigten Zustand sein.

Das Expansionsventil wird durch die Überhitzung am Verdampferausgang geregelt, so dass der Verdichter vor dem Ansaugen von Flüssigkeit geschützt ist. Weiterhin ist die Anlage mit einer Abtauvorrichtung, (siehe Kap. 1.2.4), einem Ölabscheider und einem Filtertrockner mit Befüllungsschauglas (siehe Kap. 3.1.1) ausgestattet.

1.2 Anlagenkonzepte für CO₂

Aufgrund der vergleichsweise niedrigen kritischen Temperatur von Kohlendioxid, die bei 31,1 °C liegt, weist der Kälteprozess auf der Hochdruckseite im Gegensatz zu herkömmlichen Kältemitteln je nach Umgebungstemperatur sowohl einen unter- als auch überkritischen Prozessverlauf auf. Daher muss ein Anlagenkonzept für eine CO₂-Transportkälteanlage speziell für die Besonderheiten, die sich beim überkritischen Betrieb ergeben, angepasst sein. Natürlich muss der Betrieb der Anlage aber auch im unterkritischen Bereich gewährleistet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene Anlagenkonzepte für eine CO₂-Transportkälteanlage theoretisch und zum Teil experimentell untersucht. Dabei wurden im wesentlichen drei verschiedene Anlagenkonzepte betrachtet: ein einfacher Kreislauf ohne Sammler und inneren Wärmeübertrager, ein Kreislauf mit innerem Wärmeübertrager und ein Kreislauf mit innerem Wärmeübertrager und Sammler. Darüberhinaus wurden Verschaltungen mit Heißgasabtauung und mit Wärmepumpenfunktion untersucht.

1.2.1 Einfacher CO₂-Kreislauf

Die einfachste Verschaltung einer CO₂-Kälteanlage besteht wie in dem in Abb. 1.2 dargestellten Funktionsschema aus den Hauptkomponenten Verdichter, Gaskühler, der beim unterkritischen Betrieb die Aufgaben eines Kondensators übernimmt, dem Expansionsventil und dem Verdampfer. Prototypen mit dieser Verschaltungsart wurden unter anderen für die Klimatisierung von Bussen von Köhler [Köhler 1995], die Pkw-Klimatisierung von Rademacher [Rademacher 1998] und für Transportkälteanlagen von Sonnekalb [Sonnekalb 1997, Sonnekalb 2002] bereits entwickelt und getestet.

In unterkritischen Prozessverläufen tritt im Kondensator ein Phasenwechsel auf und der Kondensationsdruck kann wie bei herkömmlichen Kälteanlagen über die Dampfdruckkurve aus der konstanten Kondensationstemperatur berechnet werden. Bei überkritischen Betriebspunkten besteht keine direkte Korrelation mehr zwischen dem Anlagenhochdruck und der Kältemitteltemperatur im Gaskühler. Außerdem findet im Gaskühler kein Phasenwechsel, sondern lediglich eine Abkühlung des überkritischen Kohlendioxids mit

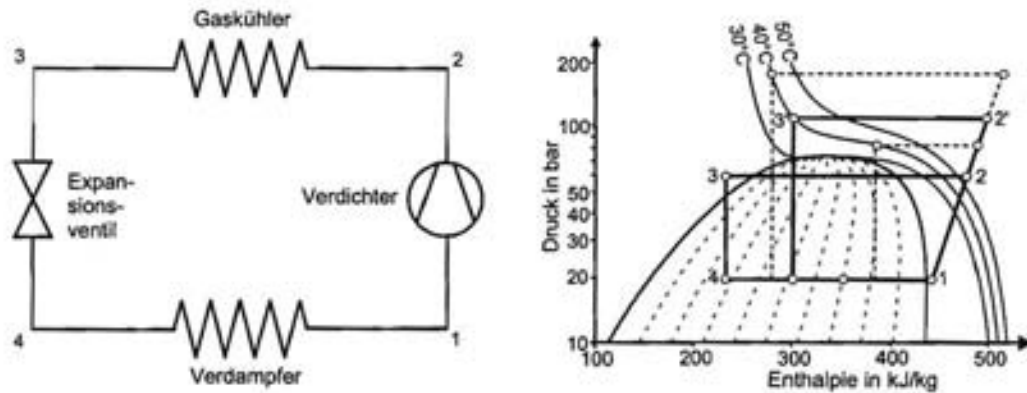


Abbildung 1.2: Anlagenverschaltung und Prozessverlauf einer CO_2 -Frischdienstanlage

Temperaturleit statt. Während die Gaskühleraustrittstemperatur durch die Umgebungsbedingungen festgelegt wird, ist der Hochdruck in diesem Fall eine im wesentlichen von der Umgebungstemperatur unabhängige Größe, die durch einen weiteren Parameter, die im Kreislauf enthaltene Füllmenge, festgelegt wird. Je nach Befüllungsgrad der Anlage ergeben sich unterschiedliche Hochdrücke. In Abhängigkeit vom Hochdruck (Füllmenge) ergeben sich nach Abb. 1.2 Kreisläufe mit verschiedenen spezifischen Antriebs- bzw. Verdampfungsenthalpien. Der Hochdruck, bzw. die Füllmenge kann nach Inokuty [Inokuty 1928] und Gosney [Gosney 1982] in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur so gewählt werden, dass die Kälteleistungszahl (siehe z.B. [Köhler 2002])

$$\varepsilon = \frac{q_0}{w_t} \quad (1.2)$$

einen maximalen Wert annimmt. Bei einer Anlage ohne Sammelgefäß kann daher die Füllmenge der Gesamtanlage kann nur so gewählt werden, dass die Kälteleistungszahl immer nur für eine Umgebungstemperatur optimal ist. Für alle anderen Umgebungstemperaturen arbeitet die Anlage dann nicht mit optimaler Kälteleistungszahl. Untersuchungen von Köhler [Köhler 1995] zeigen aber, dass die Einbußen, die aufgrund dieses Anlagenkonzeptes entstehen, bei einer Busklimaanlage im Betrieb in Deutschland weniger als 5% betragen.

Vorteil dieses einfachen Verschaltungskonzeptes ist vor allem die Kostenersparnis, da auf Komponenten wie Sammler, inneren Wärmeübertrager und eine Hochdruckregelung verzichtet wird. Statt einer aufwändigen Hochdruckregelung kann die Anlage wie herkömmliche Anlagen über ein thermostatisches Expansionsventil geregelt werden, das die Überhitzung am Verdampferausgang einstellt.

Im Vergleich zu R 134a-Anlagen muss allerdings bei einer solchen Verschaltungsart beachtet werden, dass Kohlendioxid eine deutlich größere spezifische Überhitzungswärme $q_{\text{Überhitzung}}$ besitzt als die herkömmlichen Kältemittel R 134a, R 404A und R 410A, die um bis zu 120% über der von R 134a liegen kann (siehe dazu Tab. 1.1).

Daher muss bei CO_2 -Anlagen im Vergleich zu herkömmlichen Anlagen eine größere Fläche des Verdampfers zum Überhitzen des Kältemittels bereitgestellt werden, die nicht für den eigentlichen Verdampfungsprozess zur Verfügung steht. Von Sonnekalb [Sonnekalb 2002]

ϑ_w	$q_{\text{Überhitzung}}$ bei R134a	$q_{\text{Überhitzung}}$ bei CO ₂	$\frac{q_{\text{Überhitzung}}^{\text{CO}_2} - q_{\text{Überhitzung}}^{\text{R134a}}}{q_{\text{Überhitzung}}^{\text{R134a}}}$
-20 °C	4,2 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	6,1 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	47 %
0 °C	4,6 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	8,3 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	81 %
10 °C	4,8 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	10,7 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	120 %

Tabelle 1.1: Spezifische Überhitzungswärme für R744 und R134a bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen und einer Überhitzung von 5 K

durchgeführte Messungen der Temperaturverteilung im Verdampfer zeigten, dass in manchen Betriebszuständen der von ihm verwendeten Kälteanlage lediglich 50 % der Wärmeübertragungsfläche im Verdampfer dem eigentlichen Verdampfungsprozess und der übrige Anteil der Überhitzung zuzuordnen war. Die Folge war eine deutlich reduzierte Kälteleistung und Kälteleistungszahl. Daher sollte bei der Auslegung einer CO₂-Kälteanlage darauf geachtet werden, dass entweder der Verdampfer entsprechend größer ausgelegt wird, oder dass die Überhitzung etwas kleiner, als bei einer R134a-Anlage üblich, gewählt wird. Eine thermodynamisch günstigere Option ist die Verwendung einer Anlagenverschaltung mit einem internen Wärmeübertrager, bei der der Kältemittelüberhitzungsprozess vom Verdampfer in den internen Wärmeübertrager hinein verschoben wird. Dadurch ist es möglich, den Verdampfer mit einer kleinstmöglichen Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemittel zu betreiben. Verschaltungen mit internem Wärmeübertrager werden im nächsten Abschnitt beschrieben.

1.2.2 Kreisläufe mit internem Wärmeübertrager

Lorentzen-Kältemaschine

Lorentzen hat 1990 in einem Patent [Lorentzen 1990] einen CO₂-Kreislauf für Kälte-, Klimaanlage und Wärmepumpenprozesse mit internem Wärmeübertrager und Niederdrucksammler zwischen Verdampfer und internen Wärmeübertrager vorgeschlagen. Inzwischen wurden zahlreiche Prototypenanlagen nach dieser Verschaltungsart insbesondere für die Pkw-Klimatisierung und -Heizung unter anderem von Lorentzen [Lorentzen 1993], Földi [Földi 1998], Takahashi [Takahashi 2000], Preissner [Preissner 2001], Baek [Baek 2002] und Mager [Mager 2002] untersucht. In Abb. 1.3 ist die Verschaltung und der ideale Prozessverlauf im Mollierdiagramm dieses Kreislaufes dargestellt.

Durch den Einbau eines internen Wärmeübertragers kann die Kälteleistungszahl und die Kälteleistung des Prozesses ähnlich wie bei herkömmlichen Kältemitteln (siehe Domanski [Domanski 1992] und Grohmann [Grohmann 1998]) für hohe Umgebungstemperaturen verbessert werden, während für niedrige Umgebungstemperaturen bzw. geringe Temperaturhübe, wie sie nur bei Kälteanlagen auftreten, etwas geringere Werte zu erwarten sind (siehe Kap. 1.3). Eine wesentliche Verbesserung des Prozesses kann dadurch erwartet werden, dass der Verdampfer mit minimaler Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemittelseite betrieben werden kann, weil die Überhitzung des Kältemittels statt im Verdampfer im internen Wärmeübertrager stattfindet.

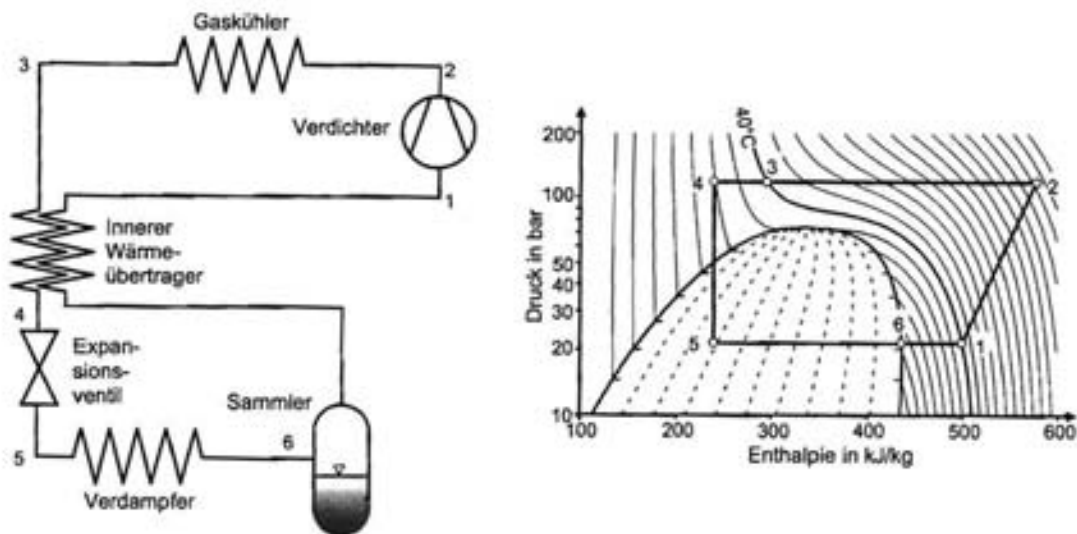


Abbildung 1.3: Anlagenverschaltung und Prozessverlauf einer CO₂-Frischdienstanlage mit innerem Wärmeübertrager und Sammler

Der Niederdrucksammler übernimmt verschiedene Aufgaben: zum einen fungiert dieser als Kältemittelreservoir, das je nach Betriebspunkt den Kreislauf mit einer optimalen Füllmenge versorgt. Im Fall von Kältemittelleckage, wie sie bei mobilen Anlagen nicht ganz zu vermeiden ist, kann in bestimmten Grenzen ein wartungsfreier Betrieb gewährleistet werden. Außerdem scheidet der Sammler Flüssigkeitströpfchen ab und schützt so den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen. Der Sammler gewährleistet auch, dass im Verdampfer von Punkt 5 nach Punkt 6 ausschließlich ein Verdampfungsprozess und keine Überhitzung stattfindet. Die Überhitzung des Sauggases wird allein durch den internen Wärmeübertrager von Punkt 6 nach Punkt 1 sichergestellt. Dadurch kann im Vergleich zu der einfachen Verschaltung in Abb. 1.2 die Anlage mit höherem Saugdruck und infolgedessen mit höherer Kälteleistung und Kälteleistungszahl betrieben werden.

Da ein idealer Sammler keine Kältemittelüberhitzung am Ausgang des Verdampfers zulässt, sondern immer dafür sorgt, dass ausschließlich gesättigter Dampf den Verdampfer verlässt (Punkt 6), kann die Regelung der Anlage nicht mit Hilfe eines thermostatischen Expansionsventiles vorgenommen werden. Stattdessen erfolgt die Regelung der Anlage entweder mit einem Hochdruckregler, der die Stellung des Expansionsventils so einstellt, dass die Anlage mit optimalem Hochdruck betrieben wird, oder mit Hilfe einer Festdrossel bzw. eines Kapillarrohres.

Kältemaschine ohne Sammler

Es ist auch möglich, wie in Abb. 1.4 gezeigt, eine Anlagenverschaltung mit internem Wärmeübertrager aber ohne Kältemittelsammler zu wählen, wie sie bereits von Sonnekalb [Sonnekalb 2002] und Kauffeld [Kaufeld 1998] experimentell für eine mobile Transportkälteanlage untersucht wurde.

Im Unterschied zu der in Abb. 1.3 gezeigten Anlagenverschaltung mit Niederdrucksammler ist die Regelung dieser Anlage durch ein thermostatisches Expansionsventil möglich, da sich

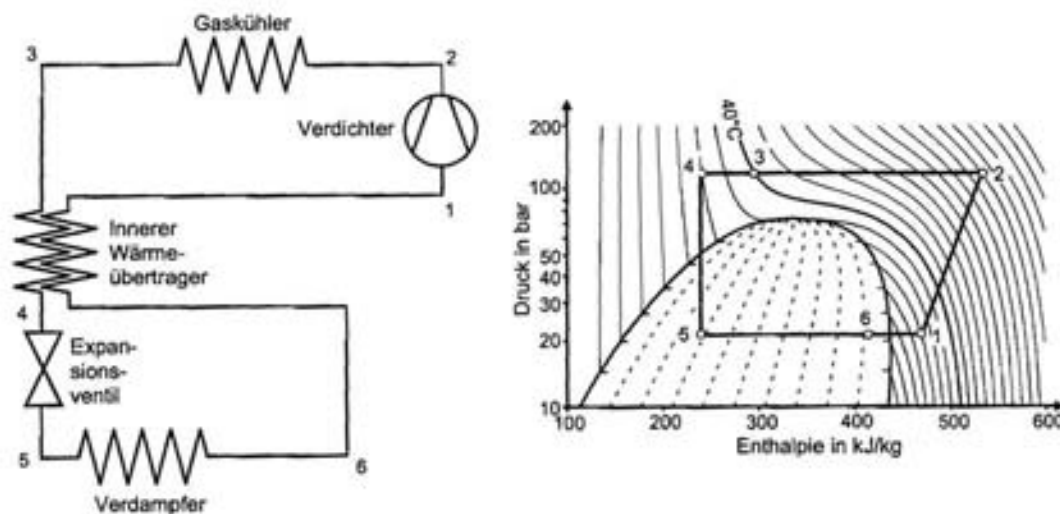


Abbildung 1.4: Anlagenverschaltung und Prozessverlauf einer CO₂-Frischdienstanlage mit innerem Wärmeübertrager

der Zustand des aus dem Verdampfer austretenden Kältemittels (Punkt 6) nicht notwendigerweise auf der Siedelinie befinden muss. Als Regelgröße für die Drosselstellung kann dann die Überhitzung des Sauggases beim Austritt aus dem internen Wärmeübertrager (Punkt 1) herangezogen werden. Ziel eines solchen Regelkonzeptes muss es sein, die Überhitzung so zu wählen, dass für verschiedene Betriebspunkte die Überhitzung vollständig im internen Wärmeübertrager und nicht im Verdampfer stattfindet. Nicht auszuschließen ist dabei eine Nachverdampfung im internen Wärmeübertrager, die aber nicht unbedingt zu einer Verschlechterung der Prozessgüte führen muss, da über eine weitere Abkühlung des Fluids auf der Hochdruckseite eine Vergrößerung der Verdampfungsenthalpie stattfindet. Im Mollierdiagramm werden durch eine Verschiebung von Punkt 6 ins Nassdampfgebiet auch die Punkte 4 bzw. 5 zu Werten kleinerer Enthalpie hin verschoben.

1.2.3 weitere Verschaltungen mit Sammler

Neben der in Abb. 1.3 gezeigten Verschaltung mit einem Niederdrucksammler zwischen Verdampfer und internem Wärmeübertrager, kann nach Lorentzen [Lorentzen 1990] und Pettersen [Pettersen 1996] auch ein Niederdrucksammler vor dem Verdampfer eingebaut werden. Damit sich in einem solchen Sammler ein stationärer Flüssigkeitspegel einstellen kann, muss der am Drosselausgang vorhandene Gasstrom über eine Bypassleitung nach Abb. 1.5 am Verdampfer vorbeigeleitet werden. Aufgrund der Trennung des Kältemittels in einen flüssigen und gasförmigen Anteil konnte von Hrnjak [Hrnjak 2002] bei Verdampfern mit sogenannter Microchannel-Ausführung eine gleichmäßigere Durchströmung des Verdampfers und damit eine bessere Ausnutzung der Wärmeübertragungsfläche beobachtet werden.

Möglich ist auch der Einbau eines Hochdrucksammlers hinter dem Gaskühler, ähnlich wie bei herkömmlichen R134a-Anlagen (siehe Abb. 1.1). Im überkritischen Betriebsbereich der Anlage muss aber beachtet werden, dass das Fluid im Sammler keine Phasengrenze mehr aufweist. In diesem Falle könnte die Funktion des Sammlers auch durch eine Hochdruckleitung mit vergrößertem Volumen übernommen werden. Zur Regelung des Hochdruckes

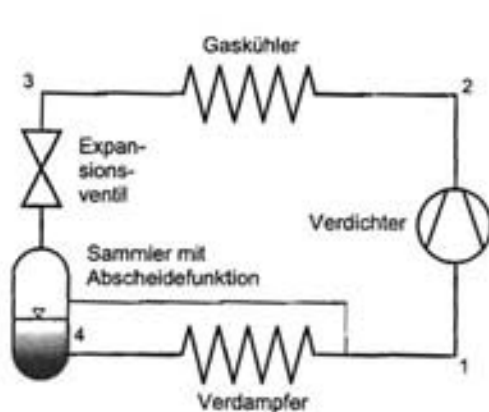


Abbildung 1.5: Anlagenverschaltung mit Niederdrucksammler vor dem Verdampfer

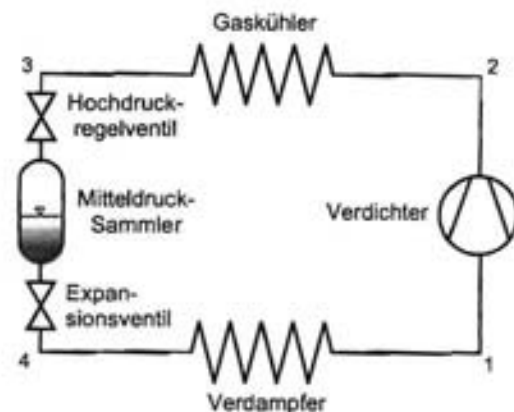


Abbildung 1.6: Anlagenverschaltung mit Mitteldrucksammler

wird von Pettersen [Pettersen 1996] und Lorentzen [Lorentzen 1990] auch der Einbau eines hochdruckseitigen Sammlers vorgeschlagen, dessen Volumen über eine Balgen- oder Zylinderkonstruktion variiert werden kann.

Als eine weitere Möglichkeit einen Sammler im Kreislauf zu integrieren, schlagen Lorentzen [Lorentzen 1990] und Pettersen [Pettersen 1996] zwei Schaltungsvarianten für den Einbau eines Mitteldrucksammlers vor. Dieser kann entweder nach Abb. 1.6 mit einem davor angeordneten Hochdruckregelventil und dem dahinter positionierten Expansionsventil in Reihe geschaltet werden oder, wie in Abb. 1.7 gezeigt, über zwei Regelventile parallel zum Expansionsventil angeordnet werden. Die erste Variante erlaubt für überkritische Betriebszustände eine Regelung des Hochdruckes über das Hochdruckregelventil. Für unterkritische Bedingungen ist der Kreislauf bei vollständiger Öffnung des Hochdruckregelventils identisch mit dem in Abb. 1.1 gezeigten Kreislauf herkömmlicher Anlagen mit Hochdrucksammler. Bei der zweiten Variante nach Abb. 1.7 kann der Hochdruck bzw. die hochdruckseitige Füllmenge sowohl in über- als auch in unterkritischen Betriebspunkten mit Hilfe der beiden Regelventile beliebig eingestellt werden. Diese Schaltungsvariante kam bei dem an der TU Braunschweig aufgebauten Verdichterprüfstand zur Regelung des Hochdruckes zum Einsatz und wird in Kap. 3.2 .

1.2.4 Abtauvorrichtung und Beheizung des Kühlraumes

Abtauvorrichtung

Für den einwandfreien Betrieb einer Transportkälteanlage muss in regelmäßigen Zeitintervallen eine Enteisung der luftseitigen Verdampferoberfläche durchgeführt werden. Insbesondere bei hoher Umgebungstemperatur und Luftfeuchte in Verbindung mit häufigem Öffnen des Kühlraumes bedingt einen schnellen Enteisungszyklus (siehe [DIN 8959]). Herkömmliche Anlagen sind dazu entweder mit einer Heißgasabtauung oder mit einer aufwändigeren Umkehrschaltung nach dem Wärmepumpenprinzip ausgestattet. Mit einer Wärmepumpenschaltung kann im Vergleich zur Heißgasabtauung eine deutlich höhere Heizleistung erreicht werden, die im Vergleich zur Heißgasabtauung zu einem schnellerem Enteisungsprozess führt. Beide Abtauvarianten können auch bei der Verwendung von

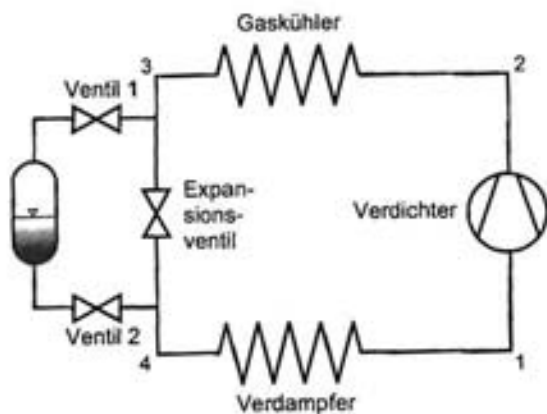


Abbildung 1.7: Anlagenverschaltung mit Mitteldrucksammler

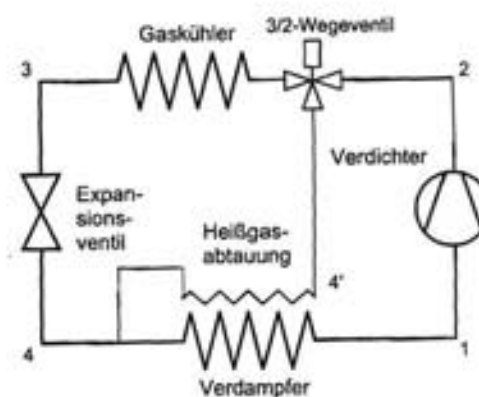


Abbildung 1.8: Anlagenverschaltung mit Heißgasabtauung

CO₂ als Kältemittel realisiert werden. Abb. 1.8 zeigt eine mögliche Verschaltung einer CO₂-Kälteanlage mit Heißgasabtauung. Die wichtigste Komponente ist ein elektronisches 3/2-Wegeventil, das die Heißgaszufuhr vom Verdichter zum Gaskühler unterbricht und das Heißgas vom Verdichter durch eine zusätzliche Kältemittelleitung durch eine Rohrwendel, die unter dem Verdampfer angebracht ist, leitet.

Abb. 1.9 zeigt eine mögliche Verschaltung für eine Transportkälteanlage mit Wärmepumpenfunktion. Neben dem gewöhnlichen Betrieb als Kälteanlage (1234561) kann mit Hilfe der beiden 3/2-Wege Ventile das Druckgas aus dem Verdichter durch den Verdampfer geleitet werden, der nun als Gaskühler arbeitet und den Kühlraum beheizt. Nach einer Drosselung erfüllt der Gaskühler nun die Aufgabe des Verdampfers, der einen Wärmestrom von der Umgebungsluft aufnimmt (1265431). Beachtet werden muss hierbei, dass die Wärmeübertrager und die Drossel in umgekehrter Richtung durchströmt werden. Als Wärmereservoir, aus dem die Heizwärme entnommen wird, dient die Umgebungsluft. Ähnliche Verschaltungen wurden bereits für die Heizung von Pkws in Prototypenanlagen realisiert und unter anderem von Fröhling [Fröhling 2002] und Obrist [Obrist 2002] untersucht.

Heizung des Kühlraumes

Bei verschiedenen Transportgütern wie z.B. Blumen, Milchprodukten und Gemüse darf eine bestimmte Kühlraumtemperatur nicht unterschritten werden. Daher ist je nach Umgebungstemperatur nicht nur eine Kühlung, sondern auch eine Heizung des Transportgutes erforderlich. Bei momentan auf dem Markt befindlichen Anlagen kommen dabei verschiedene Techniken zum Einsatz: Dieselmotoren mit einem sekundären Wasserkreislauf, direkte Diesel-Luftheizung und bei Kälteanlagen mit einem elektrisch angetriebenen Verdichter eine elektrische Heizung über im Verdampfer eingebaute Heizwendeln. Aufgrund der günstigen Eigenschaften von Kohlendioxid als Arbeitsfluid für Wärmepumpen, könnte bei einer CO₂-Kälteanlage mit integrierter Wärmepumpenfunktion zur Verdampferenteisung die Wärmepumpenschaltung auch zur Beheizung des Kühlraumes eingesetzt werden. Allerdings muss dann der von der Umgebungsluft durchströmte Wärmeübertrager (das ist im Kältebetrieb der Gaskühler und im Wärmepumpenbetrieb der Verdampfer) im Wärmepumpenbetrieb unter Umständen ebenfalls mit einer Abtauvorrichtung gegen Vereisung geschützt

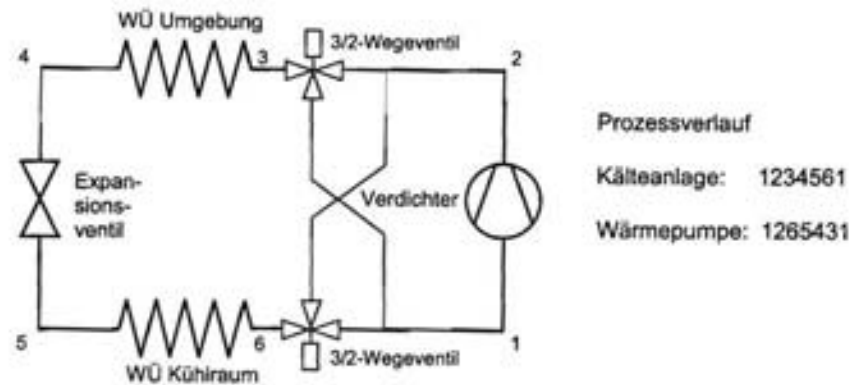


Abbildung 1.9: Anlagenverschaltung und Prozessverlauf einer CO_2 -Frischdienstanlage mit Wärmepumpenverschaltung

werden.

1.3 Kälteleistungszahl idealer Prozesse

einfacher Kreislauf

Zunächst wurde eine Berechnung der Kälteleistungszahl und der volumetrischen Kälteleistung idealer Prozesse vergleichend für die Kältemittel R134a und CO_2 durchgeführt. Ausgangen wurde von einem einfachen System bestehend aus Verdichter, Kondensator bzw. Gaskühler, Verdampfer und Verdichter (siehe Abb. 1.1 und Abb. 1.2) mit isobarer Kondensation, isobarer Verdampfung und isentroper Verdichtung. Die Umgebungstemperatur wurde als Kondensationstemperatur und die Kühlraumtemperatur als Verdampfungstemperatur angenommen. Druckabfälle in Wärmeübertragern und Rohrleitungen, Überhitzung und Unterkühlung wurden vernachlässigt. Der Hochdruck bei der CO_2 -Anlage wurde für überkritische Betriebszustände so gewählt, dass die Kälteleistungszahl maximal ist.

Tab. 1.2 zeigt den Hochdruck p_d , die Kälteleistungszahl ε_{ideal} , die volumetrische Kälteleistung $q_{0,v}$ und die Verdichteraustrittstemperatur ϑ_d für eine Kühlraumtemperatur von -20°C in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Für den R134a-Prozess wurde eine auf den CO_2 -Prozess bezogene relative volumetrische Kälteleistung

$$q_{0,v}^{relativ} = q_{0,v}^{R134a} \cdot (q_{0,v}^{CO_2})^{-1} \quad (1.3)$$

berechnet. Die Abweichung der theoretischen Kälteleistungszahl von der Carnot-Kälteleistungszahl ist umso geringer, desto größer die Differenz zwischen Kondensationstemperatur und kritischer Temperatur des Kältemittels ($\vartheta_{krit.}^{CO_2} = 31,06^\circ\text{C}$ bzw. $\vartheta_{krit.}^{R134a} = 101,1^\circ\text{C}$) ist. Daher liegt die theoretische Kälteleistungszahl von CO_2 insbesondere für Umgebungstemperaturen von über 30°C deutlich unter der von R134a. Die theoretische volumetrische Kälteleistung von CO_2 liegt je nach Umgebungstemperatur um den Faktor 7 bis 10 über der von R134a. Für CO_2 ergeben sich trotz des geringeren Druckverhältnisses im Vergleich zu R134a deutlich größere Verdichtungsendtemperaturen. Betrachtet man reale Prozesse, so nivellieren sich einerseits die Abweichungen bezüglich der Kälteleistungszahl, andererseits

ϑ_u °C	Carnot	R 744 (Kohlendioxid)				R 134a (Tetrafluorethan)				
	ε_{Carnot}	p_d bar	ε_{ideal}	$q_{0,v}$ $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$	ϑ_d °C	p_d bar	ε_{ideal}	$q_{0,v}$ $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$	$q_{0,v}^{relativ}$	ϑ_d °C
0	12,7	34,85	10,2	12.248	19	2,93	11,7	1.263	9,7	5
10	8,4	45,02	6,1	10.914	38	4,15	7,5	1.172	9,3	16
20	6,3	57,29	4,0	9.358	57	5,72	5,3	1.079	8,7	27
30	5,1	76,50	2,5	7.683	81	7,71	4,0	982	7,8	38
40	4,2	107,50	1,7	6.855	111	10,17	3,1	883	7,8	49
50	3,6	144,50	1,3	5.599	138	13,18	2,4	780	7,2	60

Tabelle 1.2: Kenngrößen des idealen Kälteprozesses für R744 und R134a bei verschiedenen Umgebungstemperaturen und -20°C Kühlraumtemperatur (das entspricht 19,7 bar bzw. 1,33 bar Verdampfungsdruck bei CO_2 bzw. R134a).

vergrößern sich die Unterschiede bezüglich der volumetrischen Kälteleistung (siehe Sonnekalb [Sonnekalb 2002]). Dies hängt damit zusammen, dass der CO_2 -Prozess im Vergleich zum R134a-Prozess unter günstigeren thermodynamischen Randbedingungen geführt werden kann:

- geringeres Druckverhältnis
- höhere Absolutdrücke und dadurch geringere Druckabfälle
- Temperaturgleit bei überkritischer Prozessführung im Gaskühler
- gute Wärmeübertragungseigenschaften
- hohe volumetrische Kälteleistung

T_u °C	R 744 (Kohlendioxid)				R 134a (Tetrafluorethan)			
	p_d bar	$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}$	$\frac{\Delta q_{0,v}}{q_{0,v}}$	ϑ_d °C	p_d bar	$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}$	$\frac{\Delta q_{0,v}}{q_{0,v}}$	ϑ_d °C
0	34,85	-5 %	-5 %	41	2,93	-1 %	-1 %	24,2
10	45,02	-5 %	-5 %	72	4,15	0 %	1 %	45,4
20	57,29	-3 %	-3 %	104	5,72	1 %	1 %	66,1
30	74,75	2 %	0 %	139	7,71	4 %	4 %	86,4
40	101,0	7 %	1 %	180	10,17	7 %	8 %	106,3
50	127,0	13 %	3 %	214	13,18	13 %	16 %	125,9

Tabelle 1.3: Wirkungsgradverbesserung durch einen inneren Wärmeübertrager beim idealen Kälteprozess für R744 und R134a bei verschiedenen Umgebungstemperaturen und -20°C Kühlraumtemperatur (das entspricht 19,7 bar bzw. 1,33 bar Verdampfungsdruck bei CO_2 bzw. R134a).

Kreislauf mit internem Wärmeübertrager

Weiterhin wurden die Auswirkungen eines idealen inneren Wärmeübertragers (unendlich großer kA -Wert) auf optimalen Hochdruck, Kälteleistungszahl, volumetrische Kälteleistung und Verdichtungsendtemperatur des idealen Prozesses für CO_2 und R 134a in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur untersucht (siehe Tab. 1.3). Für die Berechnung der überkritischen Prozessverläufe bei Kohlendioxid wurde der Hochdruck wie in Tab. 1.2 so gewählt, dass die Kälteleistungszahl einen optimalen Wert annimmt.

Dabei ergeben sich zum Teil deutlich niedrigere Hochdrücke als beim Prozess ohne internen Wärmeübertrager. Kälteleistungszahl und volumetrische Kälteleistungszahl des CO_2 Prozesses nehmen bei unterkritischer Prozessführung um bis zu 5 % ab. Bei überkritischen Betriebszuständen nimmt die Kälteleistungszahl um bis zu 13 % und die volumetrische Kälteleistung um maximal 3 % zu (siehe Fröhling [Fröhling 2002a]). Problematisch ist die hohe Verdichtungsendtemperatur, die bei 40 °C Umgebungstemperatur schon bei einem Wert von 180 °C liegt und damit die zulässige Höchsttemperatur des Kältemaschinenöles erreicht. Ein wichtiges Auslegungskriterium für die Größe des internen Wärmeübertragers ist neben Kälteleistungszahl und Kälteleistung auch die Verdichtungsendtemperatur.

Kapitel 2

Untersuchte Verdichterkonzepte

Erstmalig nach den fünfziger Jahren wurden an der Technischen Universität Trondheim Untersuchungen mit Kohlendioxid als Kältemittel durchgeführt und 1993 der Prototyp einer CO₂-Pkw-Klimaanlage mit einer Standard-R12-Pkw-Anlage verglichen. Dazu wurde ein axialer CO₂-Hubkolbenverdichter nach dem Taumelscheibenprinzip mit 3 Zylindern und einem Hubvolumen von 26 cm³ entwickelt und von Lorentzen [Lorentzen 1993] untersucht. Weiterhin wurde im Rahmen europaweiter Förderprojekte „RACE“¹ (siehe z.B. Gentner [Gentner 1997]) und „COHEPS“² verschiedene Forschungsarbeiten an CO₂-Verdichtern durchgeführt.

Im Laufe der letzten Jahre wurden weltweit eine Vielzahl von CO₂-Verdichterprototypen unterschiedlicher Bauart entwickelt und getestet. Unter anderen wurden Hubkolbenverdichter von Adolph [Adolph 1996], Baumann [Baumann 2001], Fagerli [Fagerli 1997], Kaiser [Kaiser 1999], Neksa [Neksa 2000], Süß [Süss 1998] und Yanagisawa [Yanagisawa 2000], Rollkolbenverdichter von Hubacher [Hubacher 2002] und Tadano [Tadano 2000], Spiralverdichter von Hasegawa [Hasegawa 2000], Sakai [Sakai 1999] und Takeuchi [Takeuchi 1999] und Taumel- bzw. Schwenkscheibenverdichter von Fröhling [Fröhling 2002], Kuhn [Kuhn 2001], Parsch [Parsch 2002a] und Sakamoto [Sakamoto 2000] untersucht.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei unterschiedliche CO₂-Verdichterkonzepte für den Einsatz in Transportkälteanlagen vergleichend untersucht. Zum einen wurde ein von der Firma Obrist Engineering GmbH konstruierter druckgesteuerter Schwenkringverdichter und zum anderen ein von der Firma Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH in seiner Bauweise von einer Hydraulik-Schrägscheibenpumpe abgeleiteter weggesteuerter Verdichter untersucht. Während beide Verdichter in Axialkolbenbauweise realisiert sind, besteht ein großer Unterschied zwischen der Steuerung des Ansaug- und Ausstoßvorganges. Der Obrist Verdichter ist mit druckgesteuerten Lamellenventilen ausgestattet, währenddessen der Bitzer Verdichter nach einem rein weggesteuerten Prinzip ohne beweglich Ventillamellen aufgebaut ist.

2.1 Schwenkringverdichter druckgesteuert

Für die Klimatisierung von Mini- und Midibussen und den Betrieb von Frischdienst- bzw. Transportkälteanlagen mittlerer Leistungsgröße in Kleintransportern und kleinen Lkw's

¹Refrigeration and Automotive Climate Systems under Environmental Aspects

²European JOULE/THERMIE Research Programm on CO₂ Heat Pumping Systems



Abbildung 2.1: Zeichnung des CO_2 -Fahrzeugverdichters der Firma Obrist

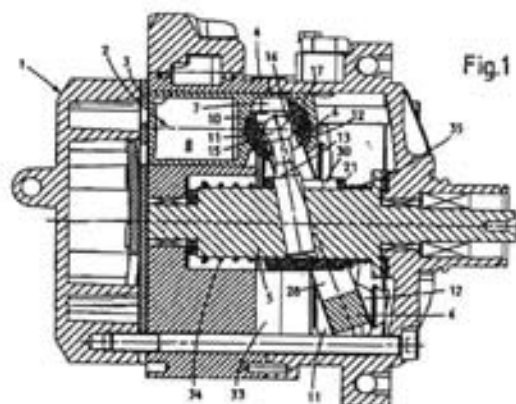


Abbildung 2.2: Schnittbild einer Axialkolbenmaschine mit verstellbarem Schwenkring wie in der Patentschrift [Kuhn 1999] dargestellt

wurde von der Firma Obrist ein CO_2 -Prototypenverdichter konstruiert und gefertigt, der ein maximales Hubvolumen von $42,5 \text{ cm}^3$ und eine Kolbeneinheit mit 7 Zylindern besitzt (siehe Abb. 2.1). Der Verdichter in bewährter Axialkolben-Bauweise ist zur stufenlosen Regelung des Hubvolumens mit einem Schwenkring (siehe Abb. 2.2) ausgestattet, dessen Stellung über den Triebraumdruck geregelt werden kann. Der ringförmig gestaltete Schwenkring besitzt gegenüber der herkömmlichen Schwenkscheibe Vorteile bezüglich des dynamischen Regelverhaltens (geringere Trägheits- und Reibungskräfte), des Schadraumes (Minimierung des Schadraumes durch exakte Einhaltung der inneren Totpunktposition bei Variation des Anstellwinkels), des Herstellungsprozesses und der Baugröße (kompaktere Bauweise) (siehe Kuhn [Kuhn 1999] und Parsch [Parsch 2002b]).

Je nach Einbausituation kann der Verdichter entweder mittels Magnetkupplung über einen Rippenbandriemen oder direkt axial angetrieben werden. Im Rahmen dieser Arbeit kam zunächst ein Prototyp mit einem fixierten Schwenkring bzw. einem festem Hubvolumen von $33,5 \text{ cm}^3$ zum Einsatz.

Für die Schmierung des Verdichters wurde ein niedrigviskoses, schwerlösliches PAG^3 -Öl verwendet. Zur Sicherstellung der Ölrückführung wurde der Verdichter mit einem externen Hochdruckölabscheider und Ölrückführleitung betrieben, die das gedrosselte Öl dem Kurbelgehäuse zuführt.

2.2 Schrägscheibenverdichter weggesteuert

Bei der Firma Bitzer wurde ausgehend von einer handelsüblichen Hydraulik-Axialkolbenpumpe für den mobilen Einsatz nach dem Schrägscheibenprinzip die erste Version eines CO_2 -Prototypenverdichters entwickelt. Eine Literatur- und Patentrecherche zeigte, dass es sich bei dem entwickelten weggesteuerten Verdichter um eine Neukonstruktion handelt. Allerdings wurde bereits von Kruse und Heidelck [Kruse 1999, Heidelck 2001] eine CO_2 -Expansionsmaschine nach dem Axialkolbenprinzip mit Steuerscheibe konstruiert

³Polyalkylenglykol

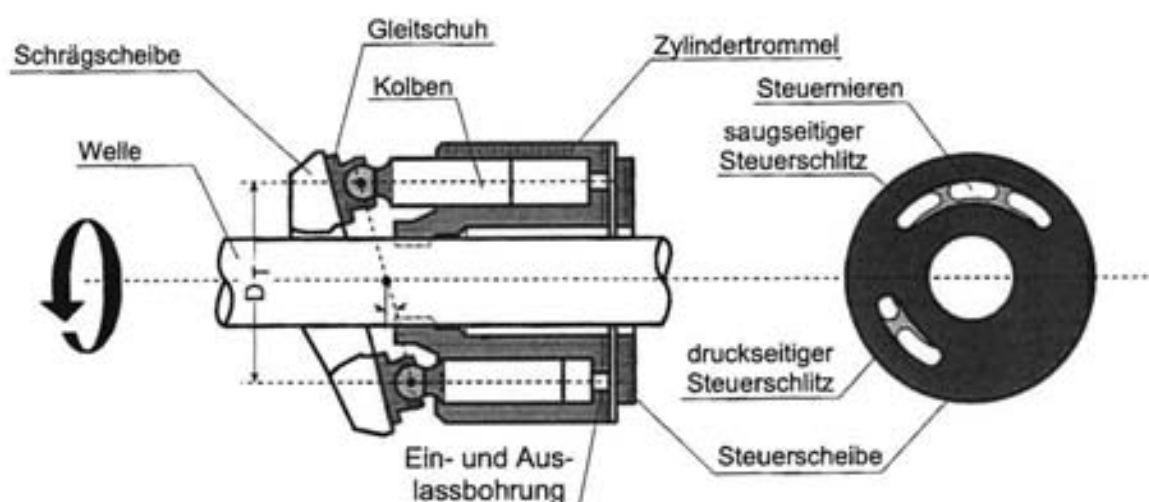


Abbildung 2.3: Schema eines weggesteuerten Schwenkscheiben Verdichters in Axialkolbenbauweise

und getestet.

Unter weitgehender Beibehaltung der Gehäusekonstruktion, des Schrägscheibenmechanismus und der Kolbenanordnung wurden die Strömungskanäle, die Steuerscheibe und das Schmierkonzept den Anforderungen von Kohlendioxid angepasst (siehe Abb. 2.3).

Außerdem wurde eine hochdruckfeste Gleitringdichtung eingebaut. Im Gegensatz zu herkömmlichen Schrägscheibenverdichtern ist die Schrägscheibe nicht mit der Welle verbunden und führt keine Rotationsbewegung aus. Sie kann nur um eine Achse senkrecht zur Antriebswelle um den Anstellwinkel α geneigt werden, um den Hub des Verdichters zu verändern. Stattdessen ist die Zylindertrommel mit der Welle fest verbunden und führt zusammen mit den Kolben eine Drehbewegung aus, während sich die mitdrehenden Kolben über die Gleitschuhe auf der feststehenden Schrägscheibe abstützen. Die Gleitschuhe werden über eine Rückzugseinrichtung auf der Gleitfläche gehalten und zwangsgeführt.

Eine wichtige Voraussetzung für den einwandfreien Betrieb eines weggesteuerten Verdichters mit optimierten Güte- und Liefergraden ist die Auslegung der Steuerscheibe bzw. der Steuerkanten, die ähnlich sorgfältig vorgenommen werden muss wie die Auslegung des Ventilsystems bei einem druckgesteuerten Verdichter. Die Steuerscheibe ist bei dem entwickelten Prototypen fest mit dem Gehäuse verbunden. Die Zylindertrommel wird durch die in den Zylinderkammern und dem Kurbelgehäuse aufgebauten Drücke gegen die Steuerscheibe gedrückt so dass sich in dem Zwischenraum zwischen Steuerscheibe und Zylindertrommel ein hydrodynamischer Schmierfilm ausbilden kann. Während sowohl die saug- und druckseitigen Steuerschlitze bei einer Hydraulikpumpe aufgrund der Inkompressibilität des Öls in einem Winkel von 180° zueinander angeordnet werden können, hängt bei der Verdichtung von kompressiblem Gas die Positionierung der Schlitze vom Druckverhältnis und vom Schraumbau ab. Die Steuerschlitze auf der Steuerscheibe wurden zunächst so angeordnet, dass sich ein sogenanntes eingebautes Volumenverhältnis Θ

$$\Theta = \frac{V(\alpha_{VB})}{V(\alpha_{Stk})} \quad (2.1)$$

von 2,3 ergibt, wobei $V(\alpha_{VB})$ das Zylindervolumen zu Beginn der Verdichtung beim Kurbelwinkel α_{VB} und $V(\alpha_{Stk})$ das Zylindervolumen zu Beginn des Ausstoßvorganges beim Kurbelwinkel α_{Stk} (siehe z.B. Rinder [Rinder 1979]). Das innere Druckverhältnis Π_i berechnet sich aus dem eingebauten Volumenverhältnis Θ über den Isentropenkoeffizienten κ von CO_2 über

$$\Pi_i = \frac{p(\alpha_{Stk})}{p(\alpha_{VB})} = \Theta^\kappa \quad (2.2)$$

zu einem Wert von $\Pi_i = 3$. Bei einem geringeren Druckverhältnis werden Verluste durch Über- und bei einem höheren Druckverhältnisse Verluste durch Unterverdichtung erwartet, die zu einer Abnahme des Gütegrades führen. Der Schadraum ergibt sich durch die Konstruktion der Ein- und Auslassbohrungen in der Zylindertrommel. Das maximale Hubvolumen der Kolbeneinheit mit 9 Zylindern wurde bei der ersten Prototypenversion so groß gewählt, wie bei der zugrundeliegenden Hydraulikpumpe. Im Rahmen dieses Projektes wurde ein Verdichter entwickelt, dessen Schrägscheibe unter einem konstantem Anstellwinkel positioniert ist, bei dem sich ein konstantes Hubvolumen von 105 cm^3 ergibt.

Eine besondere Aufmerksamkeit musste bei der Entwicklung eines Prototypen nach diesem Prinzip dem Schmierkonzept gewidmet werden. Zur Erzeugung und Aufrechterhaltung einer Druckölschmierung zur Realisierung der hydrostatischen Lagerung des Triebwerkes und der Steuerscheibe wurde bei der Entwicklung eines ersten Prototypen eine externe Ölversorgungsanlage mit einer zusätzlichen Hydraulikpumpe entwickelt und konstruktiv umgesetzt. Die Aufgabe dieser externen Ölversorgung ist es, die Schmierung am Prüfstand unabhängig vom Betriebspunkt des Verdichters sicherzustellen. Dazu wurde das Öl an mehreren Stellen über spezielle Ölleitungen an verschiedenen Schmierstellen im Verdichter zugeführt und hinter dem Verdichter in einem Hochdruckölabscheider abgeschieden und anschließend an den Ölkreislauf zurückgeführt. Aufgrund des relativ hohen Ölmassenstromes und der hohen Verdichtungsendtemperaturen wurde ein Ölkühler eingesetzt.

Im Laufe der Arbeit wurde ein zweiter Prototyp entwickelt, dessen Ölversorgung ohne Ölpumpe allein durch die Ölzufuhr aus dem Kurbelgehäuse aufrecht erhalten werden kann. Dieser Prototyp wurde ebenfalls mit einem externen Hochdruckölabscheider und Ölkühler betrieben.

Als Kältemaschinenöl kam dabei ein speziell entwickeltes schwerlösliches hochviskoses PAO⁴-Öl zum Einsatz.

⁴Polyalphaolefin

Kapitel 3

Versuchsanlagen

Bei der Konvekta AG wurden drei verschiedene Versionen einer Laborkälteanlage konstruiert und in einem Kalorimeterprüfstand aufgebaut, der die messtechnische Untersuchung eines fahrzeugnahen Aufbaus zulässt. Eine weitere Anlage wurde zur Durchführung von Fahrzeugmessungen in einen Kühltransporter eingebaut.

An der TU Braunschweig wurde ein Verdichterprüfstand zur Untersuchung von CO₂-Verdichterprototypen aufgebaut, der es ermöglicht, sowohl Güte- und Liefergradmessungen als auch Indizierungsmessungen durchzuführen.

Bei der Bitzer GmbH wurde ebenfalls ein Verdichterprüfstand aufgebaut, an dem Grundsatzzuntersuchungen eines neu konstruierten Verdichterprototypen durchgeführt werden können, aber auch eine Bestimmung von Güte- und Liefergraden möglich ist.

3.1 Kälteanlagenprüfstand

In dem bei der Konvekta AG aufgebauten Kalorimeterprüfstand kann eine Transportkälte- oder Frischdienstanlage, wie sie in Abb. 3.1 im Fahrzeugeinbau abgebildet ist, im fahrzeugnahen Aufbau nach DIN 8958 [DIN 8958] untersucht werden. Der Kalorimeterprüfstand besteht, wie in Abb. 3.2 abgebildet, aus einer ähnlich einem Fahrzeugkühllaufbau konzipierten thermisch isolierten Klimakammer, in deren Innenraum die Verdampfeinheit und deren Außenraum die Gaskühlereinheit untergebracht ist. Der elektromotorische Verdichterantrieb erfolgt analog dem Fahrzeugantrieb über einen Rippenbandriemen, der eine Magnetkupplung antreibt und befindet sich im Außenraum des Kalorimeterprüfstandes. Die Lufttemperatur des Außenraumes (Umgebung) kann über eine Temperiereinheit mit Luftkanal eingestellt werden. Die Lufttemperatur des Innenraumes (Kühlraum) wird über eine geregelte elektrische Luftheizung eingestellt. Für einen stationären Betriebspunkt der Kälteanlage kann die effektive Nutzkälteleistung aus der direkt gemessenen Heizenergie im Innenraum und dem indirekt über den kA -Wert der Klimakammer berechneten Wärmestrom zwischen dem Innen- und Außenraum bestimmt werden. Die Antriebsleistung des Verdichters wird indirekt über die elektrische Antriebsleistung des Elektromotors ermittelt. Außerdem wird die Leistungsaufnahme der Verdampfer- und Gaskühlerlüfter bestimmt. Temperaturen bzw. Drücke werden an zahlreichen Messstellen mit Thermoelementen bzw. piezoresistiven Drucksensoren gemessen und mit Hilfe einer Messdatenerfassungsanlage weiterverarbeitet. Als Referenzanlage wurde eine R134a-Serienanlage (siehe Kap. 1.1) und anschließend ein CO₂-Anlagenprototyp mit verschiedenen Verschaltungsvarianten (siehe Kap. 1.2) aufgebaut

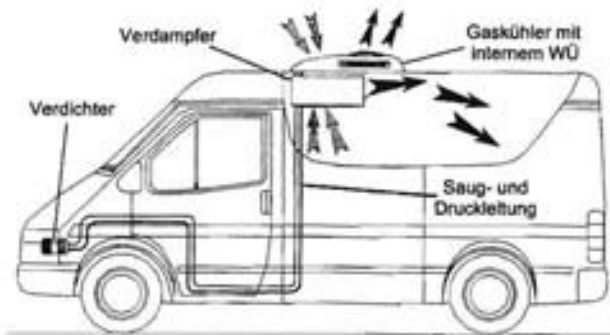


Abbildung 3.1: Kleintransporter mit Aufdachkälte- bzw. Frischdienstanlage mit einem vom Fahrzeugmotor angetriebenen Verdichter

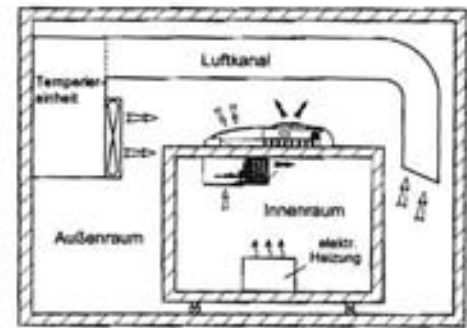


Abbildung 3.2: Kalorimeterprüfstand zur kalorischen Bestimmung der Kälteleistung nach [DIN 8958]

und untersucht.

3.1.1 R134a-Serienanlage

Die untersuchte R134a-Serienanlage besteht aus dem in Kap. 1.1 beschriebenen einfachen Kreislauf mit Hochdrucksammler, thermostatischen Expansionsventil und Heißgasabtauung. Zusätzlich ist die Anlage mit einem Hochdruckölabscheider, einem Filtertrockner und einem dahinter angeordneten Befüllungsschauglas ausgestattet. Eine detailliertes Anlagenschaltbild ist in Kap. B, Abb. B.2 zu finden. Als Verdichter kommt ein Taumelscheibenkompressor mit 7 Zylindern und einem festen Hubvolumen von 155 cm^3 zum Einsatz. Für die Kältemittelleitungen wurden Kupferrohre und Gewebeschläuche (Saugleitung) eingesetzt. Sowohl die Dachkondensator- als auch der Deckenverdampfeinheit bestehen jeweils aus einem Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager mit Kupferrohren und einem Gebläsekasten mit zwei Axialgebläsen.

3.1.2 CO₂-Versuchsanlage

Im Laufe dieser Arbeit wurden drei verschiedene CO₂-Anlagenversionen aufgebaut und experimentell untersucht:

- einfacher Kreislauf ohne internen Wärmeübertrager (Anlage A)
- wie Anlage A nur zusätzlich mit internem Wärmeübertrager (Anlage B)
- Kreislauf mit internem Wärmeübertrager, im Vergleich zu Anlage B modifizierte Gaskühler- und Verdampfeinheit (Anlage C)

Als Verdichter für alle Anlagenversionen wurde der in Kap. 2.1 beschriebene Schwenkscheibenverdichter der Firma Obrist mit einem externen Hochdruckölabscheider inklusive Ölrückführung und Ölschauglas und einem Saugleitungsfilter verwendet. Weiterhin waren alle Anlagen mit einem thermostatischen Expansionsventil der Firma Egelhof ausgestattet. Die Heißgasabtauung wurde zunächst mit zwei manuell zu bedienenden Kugelhähnen und

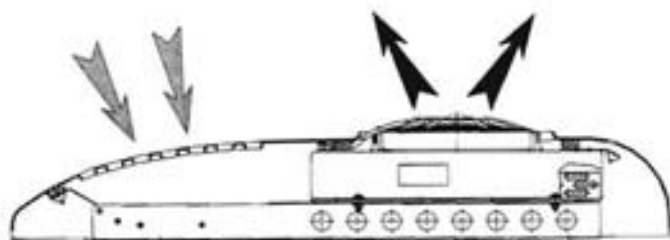


Abbildung 3.3: Schnittzeichnung der Aufdachgaskühlereinheit mit Wärmeübertrager, Ventilator, und Luftkanal

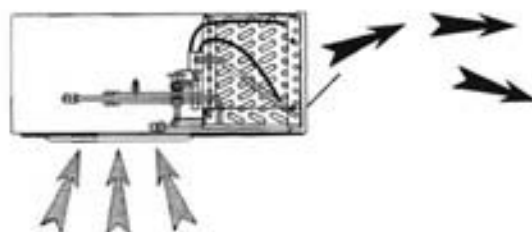


Abbildung 3.4: Schnittzeichnung der Verdampfereinheit mit Wärmeübertrager, Ventilator, Luftkanal, Expansionsventil und Abtauvorrichtung

später mit einem elektrisch ansteuerbaren 3/2-Wege-Ventil ausgestattet (siehe Kap. 1.2.4). Es wurde eine Dachgaskühler- (siehe Abb. 3.3) und Deckenverdampfereinheit (siehe Abb. 3.4) ähnlich wie bei der oben beschriebenen R134a-Serienanlage verwendet. Die eingesetzten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager wurden mit Stahlrohren gefertigt, wobei sowohl der Verdampfer als auch der Gaskühler für den maximalen Hochdruck der Anlage ausgelegt sind, so dass bei einer Wärmepumpenschaltung auch der Verdampfer als Gaskühler eingesetzt werden kann. Alle Kältemittelleitungen inklusive Saugleitung wurden aus Stahl gefertigt. Die Rohrdurchmesser wurden gegenüber der R134a-Anlage bei der Druckleitung von 12 mm auf 10 mm und bei der Saugleitung von 18 mm auf 15 mm reduziert.

Der interne Wärmeübertrager wurde als Koaxialrohr konstruiert, dessen Außenrohr in seinem Durchmesser der R134a-Saugleitung entspricht. Ein Anlagenschaltplan der Versuchsanlagen mit internem Wärmeübertrager ist in Kap. B, Abb. B.3 abgebildet und zeigt den Anlagenaufbau mit Druck- und Temperaturmessstellen.

Auf den Einbau eines Kältemittelrockners und Sammlers wurde bei der Versuchsanlage verzichtet. Während ein Sammler bei der gewählten Anlagenverschaltung nicht notwendigerweise benötigt wird, ist noch nicht vollständig geklärt, ob in einer späteren Serienanlage auf einen Trockner verzichtet werden kann. Erfahrungen mit unterkritischen Anwendungen in Kaskadekälteanlagen mit CO₂ in der Tieftemperaturstufe, zeigen, dass aufgrund der begrenzten Wasserlöslichkeit von Kohlendioxid bei Feuchtigkeit im Kältemittel eine Vereisung des Expansionsorganes eintreten kann. Neben einer Reaktion der entstehenden Kohlensäure mit dem Schmiermittel könnte auch deren korrosiver Einfluss auf Metalle problematisch werden (siehe Knabe [Knabe 2001]).

3.2 Verdichterprüfstand

Der im Rahmen dieser Arbeit an der TU Braunschweig aufgebaute Verdichterprüfstand ermöglicht eine Leistungs-, Gütegrad- und Liefergradbestimmung von Kältemittel-Verdichtern nach ASHRAE 23 [ANSI/ASHRAE 23 1993] bzw. DIN EN 13771-1 [DIN EN 13771-1] oder DIN 8977 [DIN 8977]. Außerdem können zur Bestimmung von Ventil-, Leckage-, Schadraum-, Reibleistungs- und Leckageverlusten dynamische Messungen des Druckes im Zylinderraum, der Saug- und Druckkammer vorgenommen und Indikator-

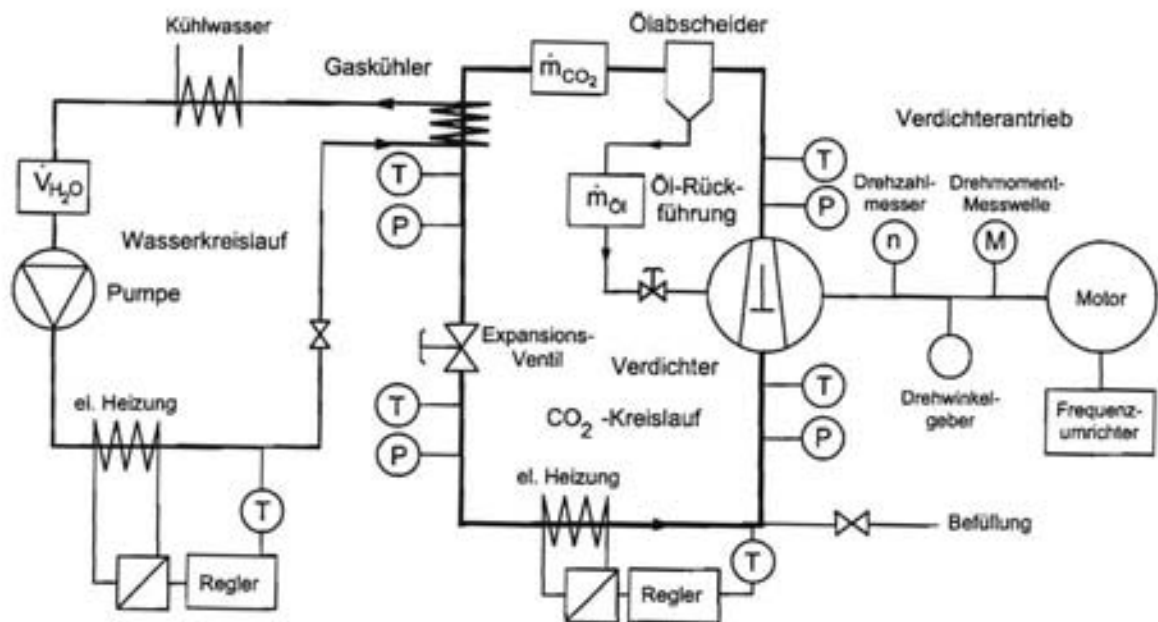


Abbildung 3.5: Schema des Verdichterprüfstandes zum Test von CO_2 -Fahrzeugverdichtern

diagramme generiert werden. Ferner besteht die Möglichkeit den Ölmassenstrom in der Ölrückführung nach einem Ölabscheider zu bestimmen. An mehreren Positionen im CO_2 - und Ölkreislauf wurden Schaugläser zur optischen Beobachtung der Strömung eingebaut. Abb. 3.5 zeigt den schematischen Aufbau des Prüfstandes, der aus einer Antriebseinheit für den Verdichter, einem Kältemittel- und einem Kühlwasserkreislauf besteht.

Die Antriebseinheit ist speziell für schnelllaufende Verdichter bis maximal 16 kW Leistungsaufnahme konzipiert. Ein Elektromotor treibt über eine Riemenübersetzung eine Welle an, von der ein Direktantrieb des Verdichters ohne Magnetkupplung möglich ist. Auf der Welle sind ein Drehzahlmesser, eine Drehmomentmessgerät und eine Sicherheitskupplung so positioniert, so dass das Aufnahmefähigkeit des Verdichters ohne Riemenverluste bestimmt werden kann. Über einen Frequenzumrichter kann die Verdichterdrehzahl zwischen 500 min^{-1} und 8000 min^{-1} eingestellt werden.

Der Kältemittelkreislauf ist so aufgebaut, dass wahlweise ein vollständiger Kältekreislauf mit überkritischer Wärmeabfuhr, Drosselung, Verdampfung und Überhitzung oder ein Gaskreislauf ohne Verdampfung zum Testen des Verdichters eingestellt werden kann. Der Saugdruck kann im Bereich von 10 bar bis 60 bar und der Hochdruck im Bereich von 50 bar und 150 bar beliebig eingestellt werden. Dazu ist ein manuell regelbares Expansionsventil und eine manuelle Füllmengen- bzw. Hochdruckregelung mit einer Lorentzen [Lorentzen 1990] und Pettersen [Pettersen 1998] beschriebenen Mitteldruckflasche vorgesehen. Zur Absicherung der Anlage gegen das Überschreiten der Auslegungsdrücke wurde sowohl auf der Niederdruck- als auch auf der Hochdruckseite ein Überströmventil eingebaut. Druckschalter unterbrechen die Spannungsversorgung des Antriebs, falls der Saugdruck unter einen Mindestwert oder der Hochdruck über einen Höchstwert ansteigt. Auf der Niederdruckseite ist eine elektrische Heizung eingebaut, mit der sich die Überhitzung des Kältemittels am Verdichter über einen Regler einstellen lässt. Der Gaskühler besteht aus einem gewendelten Koaxialrohr, das im Außenrohr mit Wasser durchströmt wird.

Zur Regelung des Kreislaufes wird das Wasser, das im Gegenstrom zum Kältemittel geführt wird auf eine Nenntemperatur über eine geregelte elektrische Heizung erwärmt, so dass indirekt die Gaskühleraustrittstemperatur auf der Kältemittelseite über die Wassertemperatur näherungsweise festgelegt wird. Der Wassermassenstrom kann über mehrere Drehschieberpumpen über einen großen Regelbereich präzise eingestellt werden.

Die Bestimmung des Kältemittelmassenstromes kann über zwei unterschiedliche Methoden durchgeführt werden: zum einen direkt mit Hilfe eines auf der Hochdruckseite eingebauten Massenstrommessgerätes, das nach dem Coriolis-Prinzip arbeitet, und zum anderen indirekt über die Wärmebilanz im wassergekühlten Gaskühler. Die Temperaturen des Wasser- und Kältemittelkreislaufes werden über Widerstandsthermometer und die Drücke über DMS-Drucksensoren gemessen und mit Hilfe einer Messdatenerfassungsanlage aufgezeichnet. Zur Aufnahme von Indikatordiagrammen wurden Miniatur-Drucksensoren im Zylinderraum und in der Saug- bzw. Druckkammer eingebaut. Die dabei verwendeten Sensoren der Firma Kulite bestehen aus einer Siliziummembrane mit eindiffundierter Messbrücke, die auf kleinem Messquerschnitt eine hochdynamische Druckmessung zulässt. Der Drehwinkel und der obere Totpunkt des Kolbens wird mit Hilfe eines optischen Sensors bestimmt, der auf der Antriebswelle befestigt ist und im statischen Zustand mit Hilfe einer Drehvorrichtung auf den mit einer Messuhr bestimmten oberen Totpunkt eingestellt werden kann. Über eine hoch zeitauflösende PC-Messkarte werden die Messdaten aufgezeichnet. Die Aufzeichnung der Indikatordiagramme wurde so durchgeführt, dass nach Aufnahme des OT-Signales pro Umdrehung 360 Messpunkte über 10 Umdrehungen aufgenommen werden.

Bei der Firma Bitzer GmbH wurde ein ähnlicher Prüfstand aufgebaut, mit dessen Hilfe Grundsatzuntersuchungen und Güte- bzw. Liefergradmessungen möglich sind. Es wurden ähnlich wie an der TU Braunschweig zwei Verfahren zur Bestimmung des Kältemittelmassenstromes vorgesehen. Es wurde eine externe Ölversorgung mit Hydraulikpumpe und mehreren Ölabscheidern und Ölkühler integriert, um die Ölversorgung für den ersten Verdichterprototypen sicherzustellen. In einem späteren Entwicklungsstadium des Prototypen konnte auf die externe Ölversorgung nach einer Verbesserung des internen Schmierkonzeptes verzichtet werden.

Kapitel 4

Ergebnisse Verdichter

Nach der Beschreibung der in dieser Arbeit untersuchten Verdichterkonzepte bzw. Verdichterprototypen in Kap. 2, die mit den in Kap. 3.2 beschriebenen Verdichterprüfständen an der TU Braunschweig und bei der Firma Bitzer experimentell und mit Hilfe eines an der TU Braunschweig entwickelten Simulationsprogrammes (siehe Kap. D) theoretisch untersucht wurden, werden in diesem Kapitel experimentelle und theoretische Ergebnisse dieser Untersuchungen präsentiert. Ziel dieser Untersuchung ist die vergleichende Untersuchung des druckgesteuerten Verdichters der Firma Obrist mit dem von der im Rahmen dieses Projektes entwickelten weggesteuerten Verdichters der Firma Bitzer. In Kap. 4.1 werden die zugrundeliegenden Konzepte eines druck- bzw. weggesteuerten Verdichters theoretisch untersucht. Anschließend wird in Kap. 4.2 ein Vergleich der Prüfstandsergebnisse des Obrist- bzw. Bitzer-Verdichtes präsentiert, die aus Messungen an den Prüfständen der TU Braunschweig und der Firma Bitzer ermittelt wurden.

4.1 Theoretischer Vergleich

Der theoretische Vergleich zwischen dem druck- und weggesteuerten Verdichterprinzip wurde mit Hilfe eines einfachen Modelles nach Kap. D ohne die Berücksichtigung von Leckage und Wärmeübertragung durchgeführt. Berechnet wurden neben Indikatordiagrammen die indizierten Liefer- und Gütegrade sowohl in Abhängigkeit des Druckverhältnisses als auch der Drehzahl (siehe Abb. 4.1-4.6).

Die Vorteile des weggesteuerten Ventilsystems gegenüber dem druckgesteuerten Federventilsystems werden aufgrund geringerer Strömungsverluste über die Saug- und Druckkanäle insbesondere bei hohen Drehzahlen erwartet. Die unter Variation der Drehzahl berechneten indizierten Liefer- und Gütegrade des weggesteuerten Verdichters, die in Abb. 4.1 und Abb. 4.2 dargestellt sind, zeigen mit zunehmender Drehzahl nur einen geringfügig abnehmenden Verlauf, während die Güte- und Liefergrade für den druckgesteuerten Verdichter gemäß den höheren Ventilverlusten eine stärkere Abnahme aufweisen.

Nachteile des weggesteuerten Verdichter-Prinzips ergeben sich aus den konstruktiv vorgegebenen Steuerkanten der Steuerscheibe, die den Zylinderraum unabhängig vom Druckverhältnis bei festeingestellten Kurbelwellenstellungen öffnen und schließen. Während ein optimaler Betrieb bei einem Druckverhältnis Π möglich ist, das gleich dem inne-

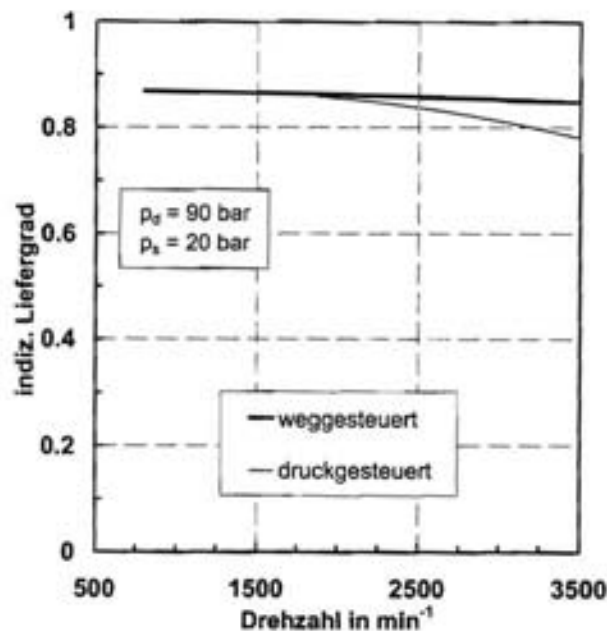


Abbildung 4.1: Theoretisch berechneter indizierter Liefergrad in Abhängigkeit von der Drehzahl

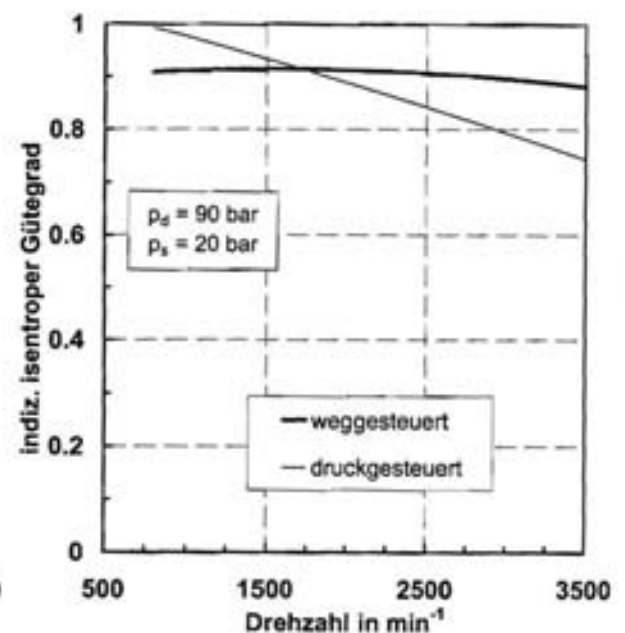


Abbildung 4.2: Theoretisch berechneter indizierter isentroper Gütegrad in Abhängigkeit von der Drehzahl

ren Druckverhältnis Π_i des Verdichters ist, so ergeben sich Verluste bei einem davon abweichenden Druckverhältnis. Für einen Betriebspunkt mit $\Pi = \Pi_i$ werden ähnliche Indikatordiagramme und Wirkungsgrade für beide Verdichterprinzipien erwartet. Bei einem niedrigeren Druckverhältnis $\Pi < \Pi_i$ ergibt sich — wie in Abb. 4.3 gezeigt — eine Überverdichtung des Kältemittels vor Beginn des Ausschleibevorganges und gemäß dem vorhandenen Schadraum eine Überexpansion bei der Rückexpansion vor Beginn des Ansaugvorganges. Durch diese Effekte ergeben sich im Vergleich zum druckgesteuerten Verdichter zusätzliche Verlustflächen im Indikatordiagramm.

In Betriebspunkten mit $\Pi > \Pi_i$ öffnen die Strömungskanäle während des Verdichtungs bzw. Rückexpansionsvorganges schon vor Erreichen des Hoch- bzw. Saugdruckes. Dadurch ergibt sich eine Rückströmung von der Druckkammer in den Zylinderraum bzw. vom Zylinderraum in die Saugkammer, die einem vorzeitigen Druckausgleich zwischen diesen Kammern zur Folge hat und damit ebenfalls zu vergrößerten Verlustflächen im Indikatordiagramm führt, das in Abb. 4.4.

Die Verluste, die sich im Zusammenhang mit der Über- bzw. Unterverdichtung bei Betriebszuständen mit einem Druckverhältnis kleiner oder größer als das innere Druckverhältnis ($\Pi \neq \Pi_i$) ergeben, führen zu einer Zunahme der Verdichtungsleistung und damit zu einer Abnahme des indiziert isentropen Gütegrades, wie in Abb. 4.6 gezeigt. Die in Abb. 4.5 aufgetragenen berechneten indizierten Liefergrade erreichen für beide Verdichterkonzepte nahezu gleiche Werte.

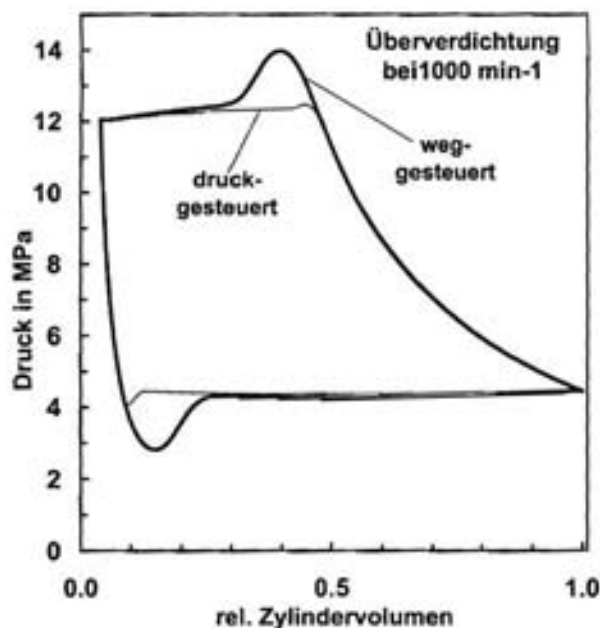


Abbildung 4.3: Berechnetes Indikatordiagramm für einen weg- bzw. druckgesteuerten Verdichter für den Fall der Überverdichtung bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 2,5$

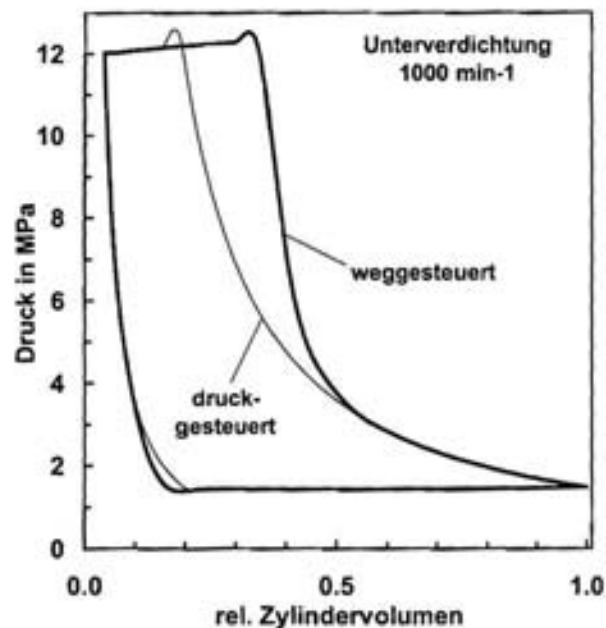


Abbildung 4.4: Berechnetes Indikatordiagramm für einen weg- bzw. druckgesteuerten Verdichter für den Fall der Unterverdichtung bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 8$

4.2 Experimentelle Ergebnisse

4.2.1 Indikatordiagramme

Mit Hilfe des in Kap. 3.2 beschriebenen bei der TU Braunschweig aufgebauten Verdichterprüfstandes wurden Indizierungsmessungen des Obrist-Verdichters durchgeführt. Dazu wurde der Hochdruck zwischen 60 bar und 130 bar, der Saugdruck zwischen 15 bar und 50 bar und die Drehzahl zwischen 800 min^{-1} und 6000 min^{-1} variiert.

Der konstruktive und messtechnische Aufwand für eine Indizierung des Bitzer-Verdichters ist deutlich größer als beim Obrist-Verdichter, da zum einen die Sensorik in die druckbelastete und sich drehende Zylindertrommel integriert und zum anderen das Messsignal nach außen übertragen werden müsste. Daher wurden im Rahmen dieser Arbeit keine Indizierungsmessungen an diesem Verdichter vorgenommen.

Die dynamische Druckmessung im Zylinderraum erfolgte aus konstruktiven Gründen über eine kurzes Kapillarrohr, wodurch aufgrund der Eigenresonanz des Rohres eine Verfälschung des tatsächlichen Drucksignals im Zylinderraum nicht zu vermeiden ist (siehe [Braun 1992] und Rist [Rist 1995]). Daher geht aus den in Abb. 4.7-4.9 gezeigten Indikatordiagrammen nicht hervor, ob es sich bei den Schwingungen beim Ansaug- bzw. Ausstoßvorgang um Ventilschwingungen oder um Eigenresonanzen der Messkapillaren handelt. Ähnliche Schwingungen treten auch bei von Klöcker [Klöcker 2001] über eine Kapillare gemessenen Indikatordiagrammen auf.

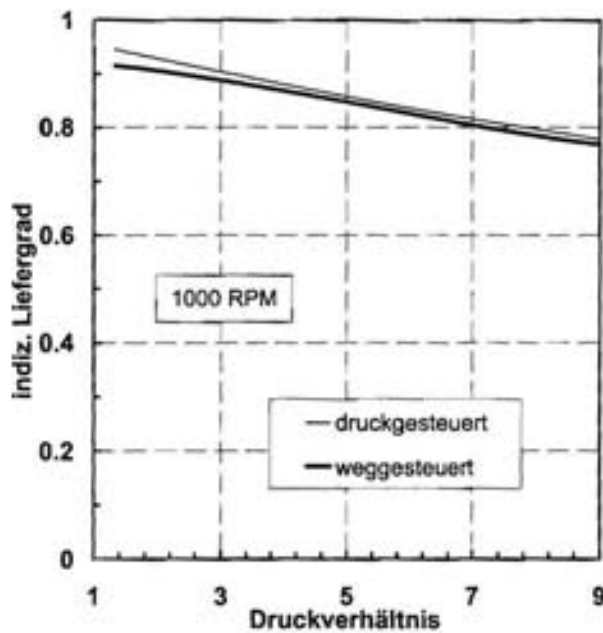


Abbildung 4.5: Theoretisch berechneter indizierter Liefergrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

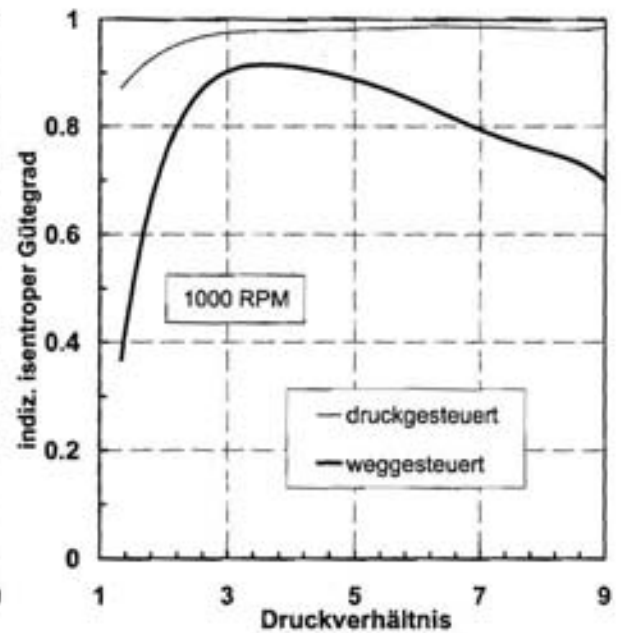


Abbildung 4.6: Theoretisch berechneter indizierter isentroper Gütegrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

Abb. 4.7 zeigt Indikatordiagramme des Obrist-Verdichters bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} für einen Hochdruck von 90 bar und Saugdrücken zwischen 15 bar und 50 bar. Bei hohen Saugdrücken sind deutlich größere Ventilverluste im Druckventil erkennbar als bei niedrigen Saugdrücken, weil der Kältemittelmassenstrom mit zunehmendem Saugdruck aufgrund der höheren Saugdichte und des günstigeren Liefergrades deutlich ansteigt. Die gute Übereinstimmung der verschiedenen Rückexpansionslinien lässt auf ein gut abdichtende Druck- und Saugventile schließen, die bei hohen Druckdifferenzen zwischen Druck- bzw. Saug- und Zylinderraum keine im Indikatordiagramm sichtbare Leckage zulassen. Weiterhin geht aus den Diagrammen hervor, dass durch die Rückexpansionsverluste das für die eigentliche Verdichtung zur Verfügung stehende Hubvolumen je nach Saugdruck um 4% bis über 20% reduziert wird.

Beim Vergleich von Indikatordiagrammen nach Abb. 4.8, die bei konstantem Saugdruck und einer Variation des Hochdruckes aufgenommen wurden, kann eine gute Übereinstimmung der Verdichtungslinien beobachtet werden und ebenfalls ein Rückschluss auf eine gute Abdichtung der Ventile gezogen werden. Die Schadraumverluste führen zu einer Reduktion des effektiv zur Verfügung stehenden Hubvolumens zwischen 3% und 15%. Weiterhin kann festgestellt werden, dass die prinzipielle Form der gemessenen Indikatordiagramme bei einer festen Drehzahl von 1500 min^{-1} unabhängig vom gewählten Hoch- und Saugdruck beobachtet werden kann.

Abb. 4.9 zeigt Indikatordiagramme bei einem konstantem Druckverhältnis und einer Variation der Drehzahl zwischen 800 min^{-1} und 6000 min^{-1} . Für die Messungen wurde der Ver-

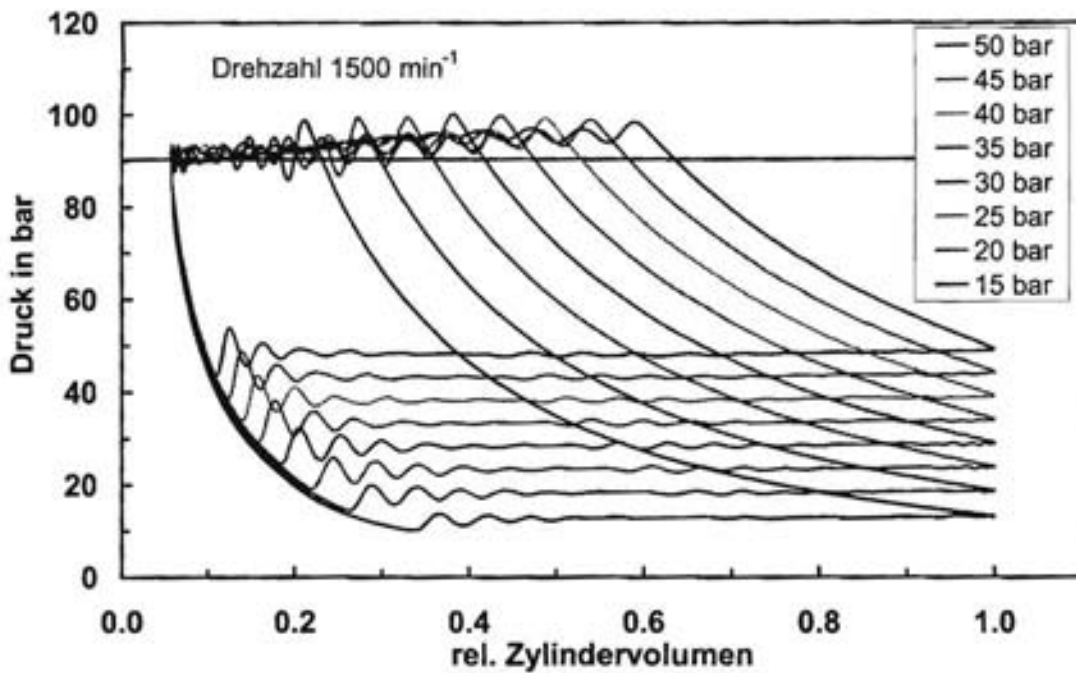


Abbildung 4.7: Indikator diagramme des Obrist-Verdichters für 1500 min^{-1} und 90 bar Hochdruck für verschiedene Saugdrücke

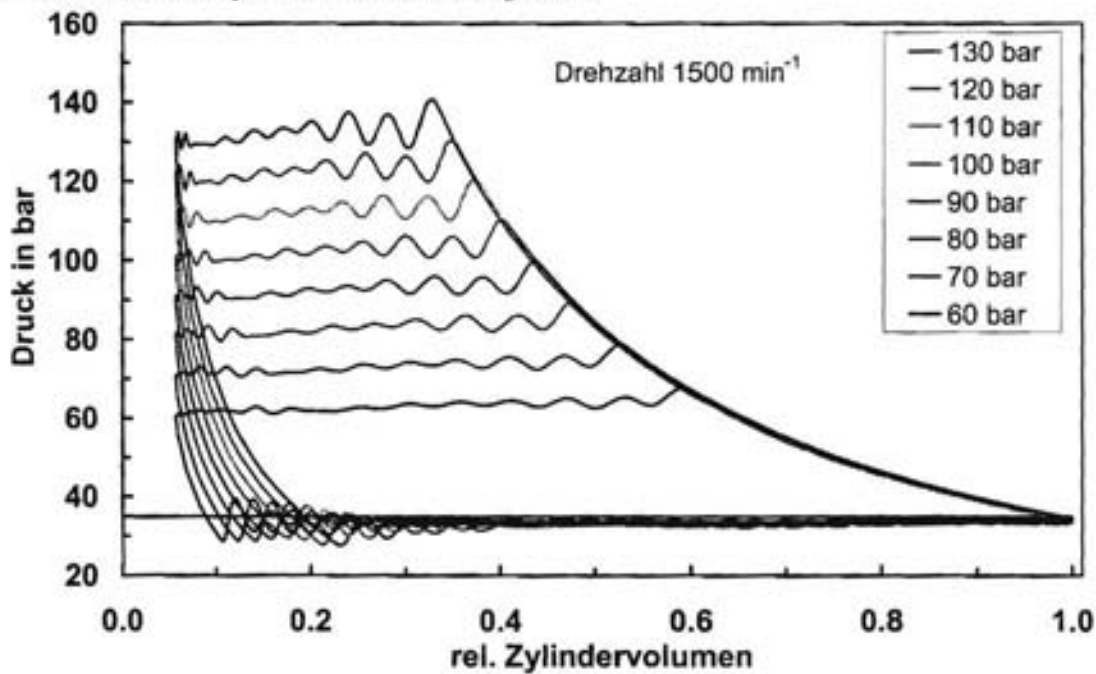


Abbildung 4.8: Indikator diagramme des Obrist-Verdichters für 1500 min^{-1} und 35 bar Saugdruck für verschiedene Hochdrücke

dichter bei Vollhub betrieben, obwohl der Verdichter normalerweise so geregelt wird, dass ab 1500 min^{-1} das Hubvolumen über die Taumelscheibenstellung abgeregelt wird. Bis auf eine Veränderung der Schwingungen beim Ansaug- bzw. Ausstoßvorgang und bei der Rück-

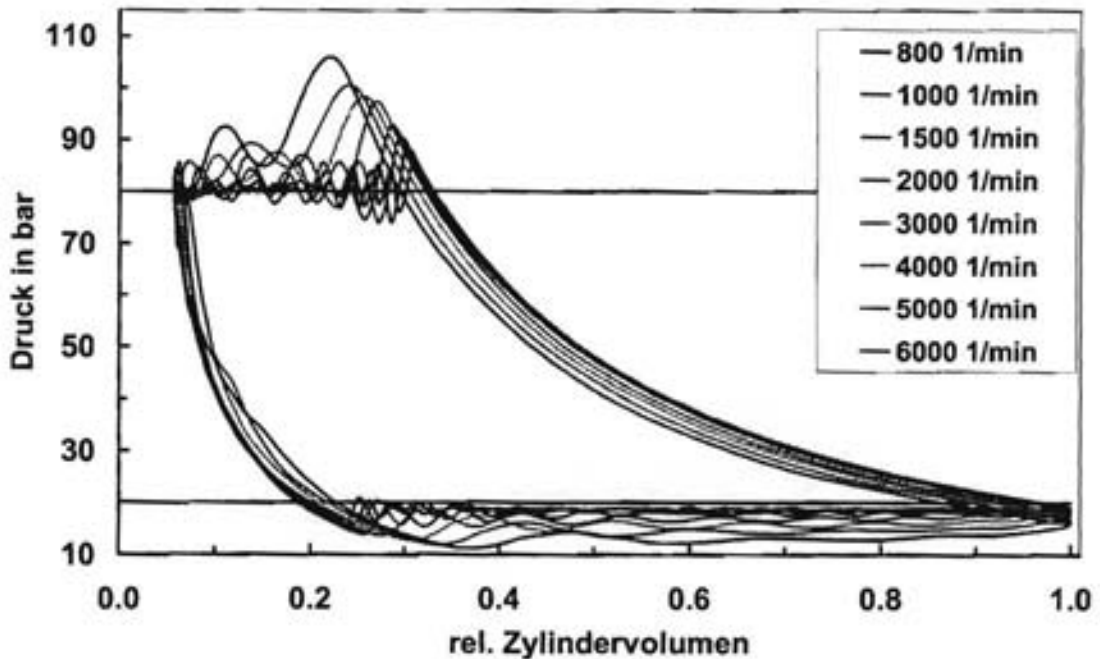


Abbildung 4.9: Indikatordiagramme des Obrist-Verdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl für 80 bar Hoch- und 20 bar Saugdruck für Vollhub

expansion, die vermutlich auf einen Messfehler aufgrund der Messung über eine Kapillare zurückzuführen ist, kann auch hier keine wesentliche Änderung der Druckverläufe beobachtet werden, die auf spezielle Effekte wie z.B. Ventilspätschlüsse hindeuten könnten. Da das Hubvolumen mit steigender Drehzahl nicht abgeregelt wurde, steigen die Strömungsverluste über das Druck- und Saugventil drastisch an, so dass der Ausgangspunkt der Verdichtung bei immer niedrigeren Drücken und der Ausgangspunkt der Rückexpansion bei immer höheren Drücken zu liegen kommt und somit kein Aufeinanderfallen der Verdichtungs- bzw. Rückexpansionslinien beobachtet werden kann. Abb. F.1 und Abb. F.2 zeigen weitere Indikatordiagramme in Abhängigkeit von der Drehzahl für 40 bar bzw. 30 bar Saugdruck, die aufgrund der höheren Massenströme für hohe Drehzahlen deutlich größere Ventilverluste bei Vollhub aufweisen. Da aber im Normalbetrieb für hohe Drehzahlen das Hubvolumen des Verdichters ab 1500 min^{-1} über einen Schwenkringmechanismus abgeregelt wird, sind im Anwendungsfall deutlich geringere Verluste zu erwarten.

4.2.2 Güte- und Liefergrade

Experimentell bestimmte effektive Liefergrade und effektiv isentrope Gütegrade werden in den Abb. 4.10-4.13 vergleichend für den Obrist- und den Bitzer-Verdichter gezeigt. Die Abb. 4.10 zugrunde liegenden Messungen wurden bei einem Hochdruck von 90 bar und 110 bar und einer Drehzahl von 1500 min^{-1} bzw. 1750 min^{-1} unter Variation des Saugdruckes durchgeführt. Es ergibt sich für beide Größen ein grundsätzlich ähnlicher Verlauf, wie für die entsprechenden theoretisch berechneten indizierten Größen in Abb. 4.5 und Abb. 4.6. Für den effektiven Liefergrad ergeben sich für beide Verdichter je nach Druckverhältnis nahezu identische Werte zwischen 0,5 und 0,85. Während der effektiv

isentrope Gütegrad des Obrist-Verdichters Werte zwischen 0,6 und 0,76 aufweist, liegt der Gütegrad des Bitzer-Verdichters bezogen auf den Gütegrad des Obrist-Verdichters um 14 % bis 25 % unterhalb dieser Werte und nimmt wie erwartet für das innere Druckverhältnis von $\Pi_4 = 3$ ein maximalen Wert an.

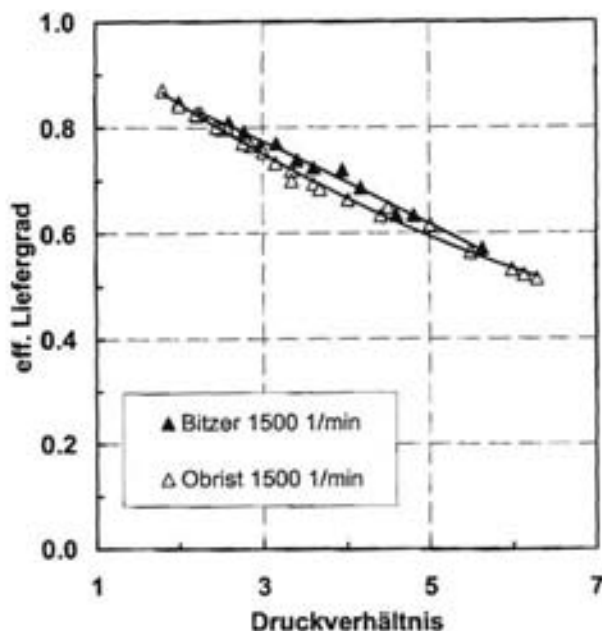


Abbildung 4.10: Effektiver Liefergrad des Bitzer- bzw. Obrist-Verdichters in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei 90 bar bzw. 110 bar Hochdruck

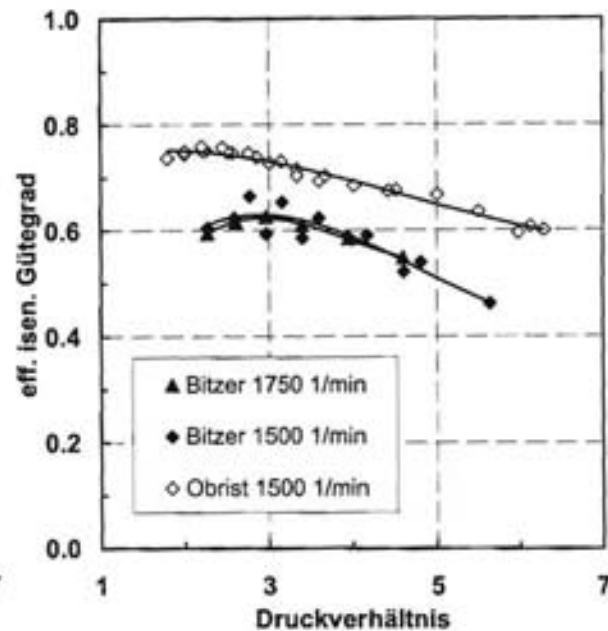


Abbildung 4.11: Effektiv isentroper Gütegrad des Bitzer- bzw. Obrist-Verdichters in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei 90 bar bzw. 110 bar Hochdruck

Die Abhängigkeit der Liefer- und Gütegrade von der Drehzahl ist in den Abb. 4.12 und 4.13 jeweils für zwei verschiedene Druckverhältnisse, wie sie typischerweise in Klima- bzw. Kälteanwendungen auftreten, dargestellt. Dazu wurde der Obrist-Verdichter in einem Drehzahlbereich von 800 min^{-1} bis 6000 min^{-1} und der Bitzer-Verdichter in einem Bereich zwischen 1000 min^{-1} und 2600 min^{-1} untersucht. Für den effektiven Liefergrad ergeben sich bei einem niedrigen Druckverhältnis von $\Pi = 3$ für beide Verdichtertypen fast identische Werte. Bei einem größeren Druckverhältnis von $\Pi = 4,5$ liegt der Liefergrad des Bitzer-Verdichters für niedrige Drehzahlen um bis zu 14 % niedriger als beim Obrist-Verdichter. Mit steigender Drehzahl nimmt der Liefergrad bis zu einer Drehzahl von 2000 min^{-1} zu und für höhere Drehzahlen wieder ab.

Für den effektiv isentropen Gütegrad ergeben sich für den Bitzer-Verdichter je nach Druckverhältnis und Drehzahl zwischen 10 % und 30 % niedrigere Werte. Während für ein niedriges Druckverhältnis der Gütegrad des Bitzer-Verdichters mit zunehmender Drehzahl eine geringere Abnahme des Gütegrades aufweist als der Gütegrad des Obrist-Verdichters, steigt der Gütegrad für hohe Druckverhältnisse ähnlich wie der Liefergrad mit steigender Drehzahl zunächst an und nimmt nach Annahme eines Maximalwertes wieder ab. Dieser Verlauf des Liefer- und Gütegrades hängt vermutlich mit der Leckage über die Steuerscheibe

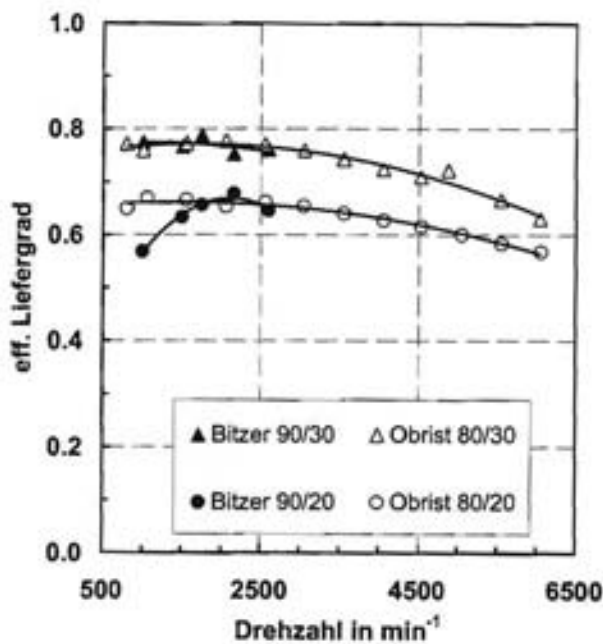


Abbildung 4.12: Effektiver Liefergrad des Bitzer- bzw. Obrist-Verdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl

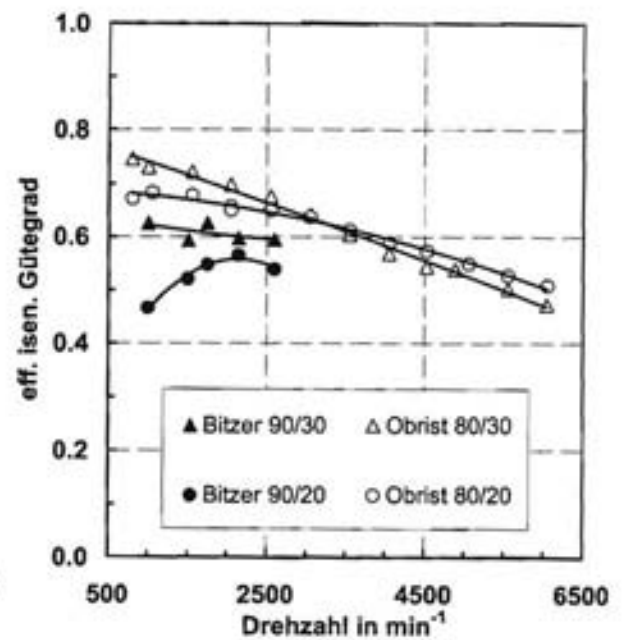


Abbildung 4.13: Effektiv isentroper Gütegrad des Bitzer- bzw. Obrist-Verdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl

zusammen, die nur bei niedrigen Drehzahlen eine signifikante Verlustquelle darstellt. Die Abnahme des Liefer- und Gütegrades bei hohen Drehzahlen ist auf die zunehmenden Ventil- bzw. Strömungsverluste bei hohen Kältemittelmassenströmen zurückzuführen.

Ein Vergleich der im Rahmen dieser Arbeit gemessenen Güte- und Liefergrade mit in der Literatur angegebenen Daten von druckgesteuerten einstufigen CO₂-Verdichtern unterschiedlicher Bauart von Fagerli [Fagerli 1996], Försterling [Försterling 1999, Försterling 2002], Klöckner [Klöcker 2001], Heyl [Heyl 2001], Hubacher [Hubacher 2002], Sakamoto [Sakamoto 2000] und Yanagisawa [Yanagisawa 2000] zeigt, dass die hier gemessenen Werte ungefähr in der gleichen Größenordnung liegen.

Weitere Liefer- und Gütegrade des Obrist-Verdichters sind in den Abb. F.3 und Abb. F.4 für einen Hochdruck zwischen 50 bar und 130 bar dargestellt.

4.2.3 mechanischer Gütegrad

Mit Hilfe des gemessenen Indikatorgrammes kann aus der Differenz der indizierten Leistung P_{ind} und der über die Antriebswelle zugeführten effektiven Antriebsleistung P_{eff} die Gesamt-Reibleistung P_{eff} des Verdichters experimentell ermittelt werden. Bezieht man die Reibleistung auf die Antriebsleistung, so berechnet sich der mechanische Gütegrad nach Frenkel [Frenkel 1969] folgendermaßen:

$$\eta_{mech} = \frac{P_R}{P_{eff}} = \frac{P_R}{P_{ind} + P_R} = \frac{1}{1 + \frac{P_R}{P_{ind}}} \quad (4.1)$$

In den Abb. 4.14 und 4.15 ist für den Obrist-Verdichter sowohl die Reibleistung als auch der mechanische Gütegrad zum einen über dem Druckverhältnis und zum anderen über der Drehzahl aufgetragen. Nach Abb. 4.14 liegt die Reibleistung bei einer konstanter Drehzahl von 1500 min^{-1} in einem Bereich zwischen 200 W und 300 W. Aufgrund der Abhängigkeit nach Gl.4.1 nimmt der mechanische Gütegrad bei konstanter Reibleistung mit fallender indizierter Leistung ab. Da P_{ind} mit zunehmenden Druckverhältnis ansteigt, nimmt η_{mech} ebenfalls zu und nimmt daher für niedrige Druckverhältnisse Werte zwischen 80 % und 85 % und für hohe Druckverhältnisse Werte zwischen 90 % und 94 % an.

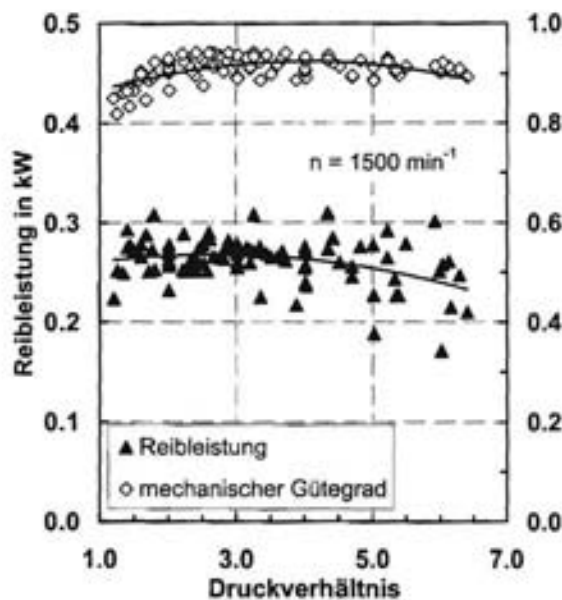


Abbildung 4.14: Reibleistung und mechanischer Gütegrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

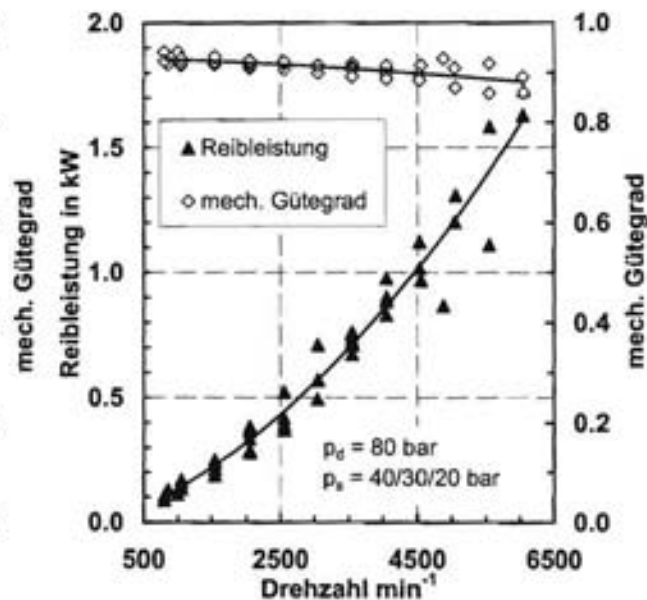


Abbildung 4.15: Reibleistung und mechanischer Gütegrad in Abhängigkeit der Drehzahl

Mit zunehmender Drehzahl nimmt die Reibleistung nach Abb. 4.15 überproportional zu. Für Leerlaufdrehzahlen von 800 min^{-1} wurden Reibleistungen von etwa 100 W und bei 6000 min^{-1} Werte von bis zu 1600 W bestimmt. Der mechanische Gütegrad nimmt mit zunehmender Drehzahl von 92 % auf 86 % ab. Die an den Reibflächen entstehende Reibleistung wird als Wärmestrom über den Ölfilm an die die Lagerstellen umgebenden Verdichterteile bzw. das Kältemittel abgegeben und führt zu einer zusätzlichen Aufheizung des Druckgases und Verdichtergehäuses. Daher kann mit zunehmender Drehzahl nach Abb. 4.19 auch eine deutliche Aufheizung der Gehäuseoberflächentemperatur beobachtet werden.

Anhand dieser Daten kann eine Obergrenze für die Schleppleistung der geregelten Verdichter-Version mit verstellbarem Schwenkring bei minimalem Anstellwinkel abgeschätzt werden. Nach einer Abschätzung von Süß [Süß 1998] entfallen ca. 60 % aller Reibungsverluste eines Taumelscheibenverdichters auf den Kolben-Zylinder-Kontakt, die Kolbenstangen und die Axiallagerung der Taumelscheibe und der Welle. Unter der Annahme, dass diese Aufteilung auf Schwenkringverdichter übertragbar ist, kann unter Berücksichtigung der beim

minimalen Hub vorhandenen Reibungs- und Strömungsverluste davon ausgegangen werden, dass die Schleppleistung in der Größenordnung von etwa 50 % der gemessenen Reibleistung liegt, d.h. je nach Drehzahl Werte zwischen 50 W und 800 W annimmt. Dieser Schätzwert stimmt ungefähr mit den von Földi [Földi 1998] an einem Taumelscheibenverdichter gemessenen Werten überein.

4.2.4 Bestimmung des Ölanteiles

Der Massenstrom und die Dichte in der Ölrückführung hinter dem Ölabscheider des Obrist-Verdichters wurde mit einem Coriolis-Massenstrommessgerät gemessen. Der Massenstrom des reinen Ölstromes wurde unter folgenden Annahmen berechnet:

- Das Öl-CO₂-Gemisch weist unter den an der Messstelle herrschenden Bedingungen eine vollständige Mischungslücke auf.
- Die gemessenen Dichten und Massenströme des 2-Phasengemisches geben den tatsächlichen Gesamtmassenstrom bzw. die Gesamtdichte des Gemisches korrekt wieder.
- Die Öldichte hängt linear von der Temperatur ab.

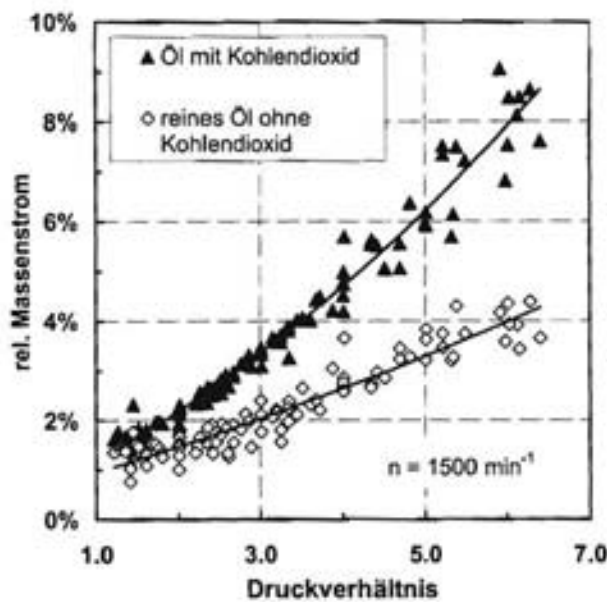


Abbildung 4.16: Relativer Ölmassenanteil in der Ölrückführung über Druckverhältnis

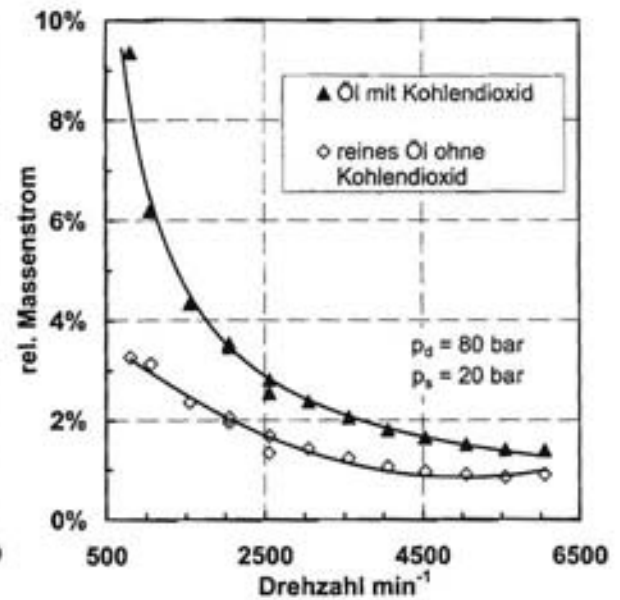


Abbildung 4.17: Relativer Ölmassenanteil in der Ölrückführung über Drehzahl

Aus den so ermittelten Werten für die Massenströme des reinen Öls und des Öl-CO₂-Gemisches in der Ölrückführung wurden zunächst die relativen Massenströme berechnet, die jeweils auf den gemessenen Gesamtmassenstrom hinter dem Ölabscheider bezogen sind. Diese relativen Massenströme sind in Abb. 4.16 über dem Druckverhältnis und in Abb. 4.17 über der Drehzahl aufgetragen. Die Zunahme des relativen Ölmassenstromes mit

dem Druckverhältnis von 1 % auf bis zu 4,5 % hängt vermutlich damit zusammen, dass der Ölmassenstrom mit steigendem Druckverhältnis deutlich weniger stark abnimmt als der Kältemittelmassenstrom. Der durch die Ölrückführung zurückgeleitete CO₂-Massenstrom nimmt mit steigendem Druckverhältnis deutlich zu, da über der Öldrossel eine kleinere Druckdifferenz anliegt.

Der relative Ölmassenstrom nimmt nach Abb. 4.16 mit zunehmender Drehzahl von 3 % bei 800 min⁻¹ auf weniger als 1 % bei 6000 min⁻¹ ab. Der zusammen mit dem Ölmassenstrom durch die Ölrückführung strömende relative Kältemittelmassenstrom nimmt je nach Druckverhältnis und Drehzahl Werte zwischen 1 % und 5 % an und führt zu einer Verminderung des Liefergrades insbesondere bei hohen Druckverhältnissen und niedrigen Drehzahlen.

4.2.5 Verdichtertemperaturen

Bei einem ölgeschmierten Verdichter darf die maximale Öl- bzw. Kältemitteltemperatur die thermische Zersetzungstemperatur des verwendeten Kältemittelöles nicht überschreiten. Aufgrund einer temperaturbedingten Viskositätserniedrigung des Schmiermittles die insbesondere auch auf die guten Lösungseigenschaften von überkritischen CO₂ zurückzuführen sind, muss bei hohen Temperaturen im Verdichter immer auf eine ausreichend hohe Viskosität des Schmiermittels geachtet werden (siehe Bock [Bock 1997]).

Seine maximale Momentantemperatur nimmt das Kältemittel während des instationär verlaufenden Ausstoßprozesses im Zylinderraum an. Die maximale zeitlich gemittelte Kältemitteltemperatur wird dagegen erst im oder hinter dem Druckventilkanal in der Druckkammer erreicht. Aufgrund der Wärmeübertragung im Zylinderkopf kühlt sich das Druckgas ab, bevor es den Verdichter über den Druckstutzen verlässt. Daher ist die gemessene Temperatur im Druckstutzen immer niedriger als die erreichte Maximaltemperatur im Verdichter. Messungen an verschiedenen CO₂-Verdichtern zeigen, dass die in der Druckkammer gemessene Kältemitteltemperatur um bis zu 10 K über der Temperatur am Stutzen liegen kann. Nach Fahl [Fahl 2000] sollte die maximale Verdichtertemperatur bei einem mit PAG¹-Öl geschmierten R134a-Verdichter einen Wert von 160 °C nicht überschreiten, da eine längere thermische Beanspruchung zur Bildung von säurehaltigen, korrosiven Abbauprodukten führen kann. Der von Verdichterherstellern für R134a-Verdichter üblicherweise angegebene Höchstwert für die Verdichtungsendtemperatur, die am Druckstutzen gemessen wird, liegt deshalb bei 140 °C (siehe [Bock GmbH 1998]).

Um den erhöhten thermischen Anforderungen, die an das Öl beim Einsatz in CO₂-Verdichtern gestellt werden, gerecht zu werden, werden momentan Schmierstoffe auf synthetischer Basis entwickelt, die insbesondere auch durch den Zusatz von Additiven eine höhere thermische Stabilität erreichen. Von Fahl [Fahl 2001, Fahl 2000], Hesse [Hesse 1997] und Li [Li 2000, Li 2002] wurden Experimente zur thermischen Stabilität von verschiedenen Versuchsölen unter einer CO₂-Atmosphäre bei einer Temperatur zwischen 150 °C und 175 °C über einen Zeitraum zwischen 7 Tagen bis zu 8 Wochen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass für bestimmte Schmierstoffe wie z.B. die neu entwickelten aromatischen Esteröle aber auch herkömmliche Polyolesteröle, Polyalphaolefine und Polyalkylenglykol bei Verwendung in CO₂-Anlagen eine höhere thermische Beständigkeit im Vergleich zur

¹Polyalkylenglykol ist der Standard Schmierstoff für mobile R134a-Klima- und Kälteanlagen

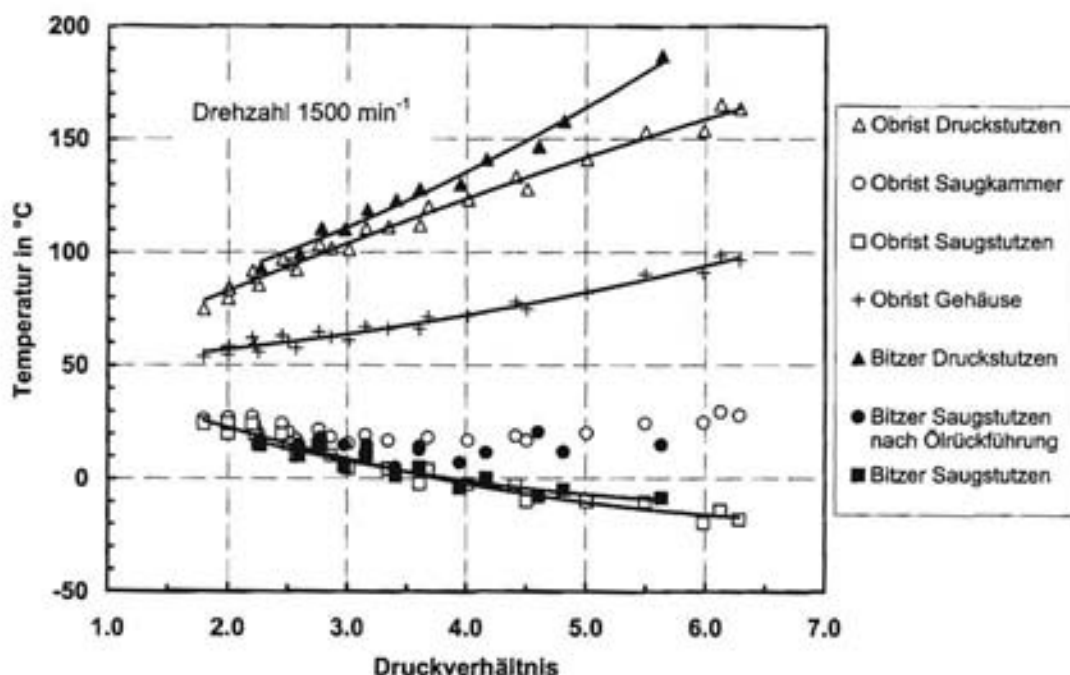


Abbildung 4.18: Verdichtertemperaturen des Bitzer- bzw. Obristverdichters in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

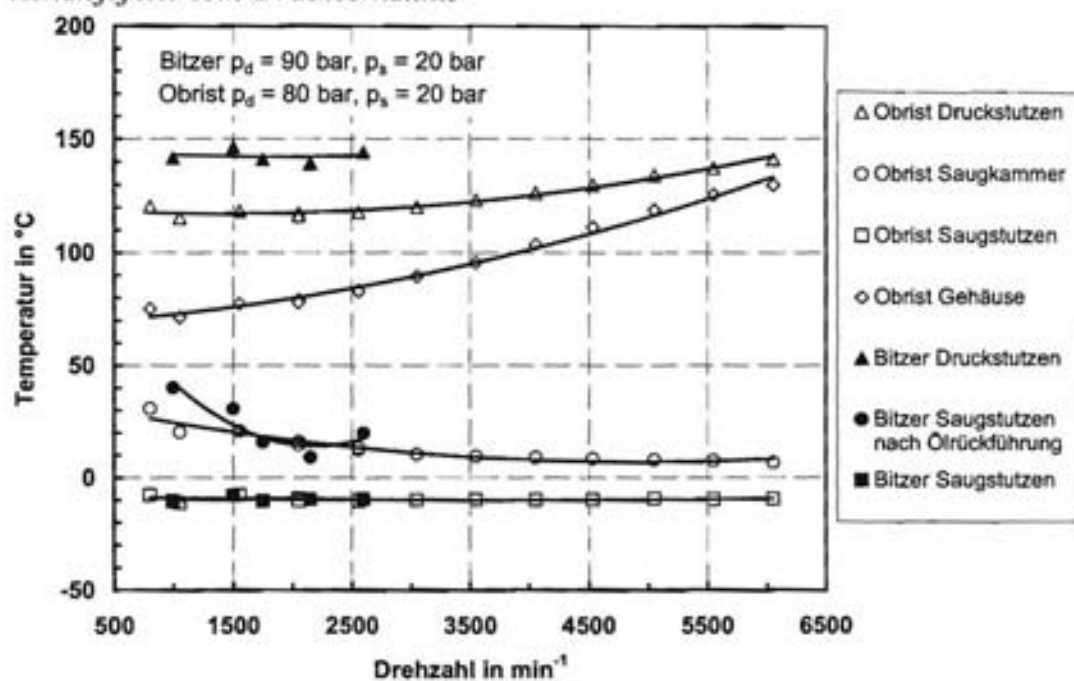


Abbildung 4.19: Verdichtertemperaturen des Bitzer- bzw. Obristverdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl

Verwendung in R134-Anlagen erzielt werden kann. Fahl [Fahl 2000] geht davon aus, dass nach bisherigen Erkenntnissen, für verschiedene CO₂-Anwendungsbereiche unterschiedliche Schmierstoffe zum Einsatz kommen werden.

Die Abb. 4.18 und 4.19 zeigen gemessene Verdichtertemperaturen für den Obrist- bzw. Bitzer-Verdichter sowohl in Abhängigkeit vom Druckverhältnis als auch von der Drehzahl. Während die Messungen am Obrist-Verdichter mit einer Kältemittelüberhitzung von 10 K durchgeführt wurden, wurde beim Bitzer-Verdichter eine Überhitzung von 20 K eingestellt. Um die Temperaturen der Verdichter miteinander vergleichen zu können, wurden die Temperaturen des Bitzer-Verdichters um 10 K nach unten korrigiert.

Während sich für niedrige Druckverhältnisse nach Abb. 4.18 bezüglich der Verdichtungs- endtemperatur keine großen Unterschiede für die beiden Verdichtertypen ergeben, so liegt für hohe Druckverhältnisse zwischen 5 und 6 die Verdichtungs- endtemperatur des Bitzer- Verdichters um 20 K bis 30 K über der des Obrist-Verdichters. Dies hängt zum einen mit einem relativ hohen Ölmassenstrom des Bitzer-Verdichters zusammen, der im Ölabscheider abgeschieden, und nach Passieren des Ölkühlers und der Öldrossel in die Saugleitung geleitet wird und dort das Sauggas deutlich erwärmt. Zum anderen treten aufgrund der großen Reib- flächen an der Steuerscheibe und zwischen der Zylindertrommel und dem Verdichtergehäuse beim Bitzer-Verdichter im Vergleich zum Obrist-Verdichter vermutlich größere Reibleistungen auf, die zu einer zusätzlichen Erwärmung des Verdichters führen. Beim Obrist-Verdichter tritt sowohl mit zunehmenden Druckverhältnis als auch mit zunehmender Drehzahl ein starker Anstieg der Gehäusetemperatur auf Werte von bis zu 130 °C auf. Die gemessenen maxi- malen Verdichtungs- endtemperaturen erreichen beim Obrist-Verdichter einen Wert von bis zu 165 °C und beim Bitzer-Verdichter Werte bis 185 °C (bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $\Pi = 5,5$ bzw. 6). Damit liegen die beim Bitzer-Verdichter gemessenen Temperaturen schon im Bereich des kritischen Wertes von 180 °C, der nicht überschritten werden sollte. Da für höhere Dreh- zahlen bei diesen Druckverhältnissen höhere Temperaturen erwartet werden, muss entweder eine Drehzahlbeschränkung oder eine Regelung des Verdichters in Betracht gezogen werden.

4.3 Schlussfolgerungen

Die gemessenen Liefergrade des druckgesteuerten Schwenkringverdichters der Firma Obrist weisen bei Drehzahlen von 1500 min^{-1} , mittleren Hochdrücken und Druckverhältnissen hohe Werte von bis zu 90 % auf. Die entsprechenden Gütegrade erreichen bei diesen Randbedingungen Werte bis 75 %. Der Verlauf der gemessenen Indikatordiagramme lässt auf ein günstiges dynamisches Verhalten der Ventile unabhängig von Druck und Drehzahl schließen, der lediglich mit steigender Drehzahl zunehmende Druckverluste über die Ventil- kanäle aufzeigt. Bei Kälteanwendungen fällt der Liefergrad des unregulierten Verdichters bei Variation der Drehzahl von beinahe 80 % (800 min^{-1}) auf 65 % (6000 min^{-1}) und der Güte- grad von 70 % auf 50 % ab. Der mechanische Gütegrad erreicht Werte, die in Abhängigkeit von Druck und Drehzahl zwischen 85 % und 95 % liegen. Der auf den Gesamtkältemittel- massenstrom bezogene rel. Ölmassenstrom in der Ölrückführung liegt zwischen 1 % und 4 %.

Der bei einem Vergleich zwischen druck- und weggesteuerten Verdichterprinzip theoretisch ermittelte prinzipielle Verlauf des indizierten Liefer- und Gütegrades konnte durch gemessene Werte für den effektiven Liefer- und Gütegrad beider Verdichterprinzipien gut wiedergegeben werden. Während der effektive Liefergrad für den Bitzer- und Obrist- Verdichter nahezu gleiche Werte aufweist, liegt der Gütegrad des Bitzer-Verdichters bezogen auf den Obrist-Verdichter um 14 % bis 25 % niedriger und nimmt wie erwartet für das

innere Druckverhältnis von 3 ein Maximum an. Vielversprechende Ergebnisse ergeben sich beim Bitzer-Verdichter für höhere Drehzahlen. Für hohe Druckverhältnisse (Kälteanwendungen) nimmt der Gütegrad mit zunehmender Drehzahl deutlich zu und bei niedrigen Druckverhältnissen (Klimaanwendungen) ist die beobachtete Abnahme etwas geringer als beim Obrist-Verdichter, wenn auch die Absolutwerte bei dieser ersten Prototypversion verglichen mit dem Obrist-Verdichter um 10% bis 15% niedriger ausfallen.

Die Verdichtungsendtemperaturen liegen beim Bitzer-Verdichter vor allem für hohe Druckverhältnisse um bis zu 20 K höher als beim Obrist-Verdichter und überschreiten damit bei Kälteanwendungen insbesondere bei höheren Drehzahlen die kritische Grenze von 180 °C. Allerdings ist es möglich, durch eine bessere Ölkühlung eine niedrigere Temperatur zu erzielen.

Kapitel 5

Ergebnisse Kälteanlagen

In diesem Kapitel werden Ergebnisse von experimentellen und theoretischen Untersuchungen verschiedener Prototypenanlagen präsentiert, die auf Messreihen an einem Kälteanlagenprüfstand der Firma Konvekta (siehe Kap. 3.1) und Simulationsrechnungen mit einer Simulationsplattform der TU Braunschweig (siehe Kap. C) basieren.

In Kap. 5.1 werden experimentelle Ergebnisse wie Kälteleistung, Leistungszahl und Verdichtungsendtemperatur in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur, Kühlraumtemperatur und Drehzahl dargestellt. In Kap. 5.2 werden Simulationsergebnisse einer optimierten CO₂-Anlage mit deutlich reduziertem Verdichter-Hubvolumen mit Ergebnissen einer theoretisch untersuchten R 134a-Anlage verglichen. Außerdem werden Anlagenverschaltungen mit Nieder- und Hochdrucksammler in Kap. 5.3 und eine Wärmepumpenschaltung in Kap. 5.4 diskutiert.

5.1 Experimentelle Untersuchung

An dem in Kap. 3.1 beschriebenen Kälteanlagenprüfstand wurden Messungen an der in Kap. 1.1 beschriebenen R134a-Serienanlage und den in Kap. 3 beschriebenen CO₂-Versuchsanlagen nach DIN 8958 [DIN 8958] durchgeführt. Insgesamt wurden drei verschiedene CO₂-Anlagenversionen Anlage A, Anlage B und Anlage C experimentell untersucht. Zunächst wurde eine Versuchsanlage ohne internen Wärmeübertrager (Anlage A) und mit internem Wärmeübertrager (Anlage B) untersucht, wobei die übrigen Komponenten dieser beiden Anlagen identisch sind. Anschließend wurde eine Anlage mit modifizierter Gaskühler- und Verdampferereinheit und internem Wärmeübertrager (Anlage C) aufgebaut und untersucht.

Dazu wurden Leistungsprüfungen bei drei verschiedenen Umgebungstemperaturen (20 °C, 30 °C und 42 °C), drei verschiedenen Kühlraumtemperaturen (12 °C, 0 °C und -20 °C) und zwei verschiedenen Drehzahlen (1640 min⁻¹ und 3270 min⁻¹) durchgeführt. Die Befüllung der Anlage erfolgte innerhalb einer Messreihe immer mit einer konstanten Füllmenge. Außerdem wurde im Expansionsventil eine bei allen Messungen konstante Überhitzung eingestellt. Nach Erreichen des Betriebspunktes wurde jeweils im Beharrungszustand über einen Zeitraum von 2 h ein Messpunkt aufgenommen. Weiterhin wurden Abkühlversuche und ein Test der Abtauvorrichtung durchgeführt. Insgesamt wurde mit allen Anlagenvari-

anten eine Testlaufzeit von etwa 500 Betriebsstunden erzielt.

Außerdem wurde ein Kühlfahrzeug einer Supermarktkette mit einer Tiefkühlanlage ausgestattet und in einem ersten Straßeneinsatz über etwa 100 Betriebsstunden getestet.

5.1.1 optimale Füllmenge

Die Versuchsanlagen sind mit einem thermostatischen Expansionsventil ausgestattet, das die Überhitzung am Ausgang des Verdampfers bzw. des internen Wärmeübertragers regelt. Auf eine spezielle Hochdruckregelung wird bei diesem Regelungskonzept verzichtet. Stattdessen werden die Anlagen mit einer konstanten Kältemittelfüllmenge befüllt und es stellt sich je nach Betriebszustand ein Hochdruck entsprechend der Füllmenge ein. Ein wichtiges Kriterium bei diesem Regelkonzept ist die Wahl der richtigen Kältemittelfüllmenge. In Abb. 5.1 bzw. Abb. 5.2 sind gemessene und berechnete Werte der Anlage C (mit IWÜ) für die Kälteleistung bzw. die Leistungszahl in Abhängigkeit vom Hochdruck für eine Umgebungstemperatur von 30 °C und eine Verdichterdrehzahl von 1640 min⁻¹ aufgetragen. Außerdem sind jeweils Linien konstanter Füllmenge eingetragen.

Aus diesen Abbildungen ist zu erkennen, dass die Maxima der Kälteleistung bei einem 5 bar bis 10 bar höheren Hochdruck erreicht werden als die Maxima der Leistungszahl. Für eine bestimmte Kühlraum- und Umgebungstemperatur ist es daher möglich, die Anlage so zu befüllen dass entweder eine maximale Kälteleistung oder maximale Leistungszahl erreicht wird. Da die Maxima dicht beieinander liegen und einen sehr flachen Verlauf aufweisen, ergeben sich keine großen Einbußen, wenn die Anlage so befüllt wird, dass der Hochdruck ungefähr zwischen den beiden Maxima liegt. Die berechneten Linien konstanter Füllmenge zeigen, dass bei der Variation der Kühlraumtemperatur zwischen -20 °C und 12 °C eine feste Kältemittelfüllmenge gewählt werden kann, bei der sowohl die Kälteleistung als auch die Leistungsziffer um weniger als 1 % von den zu erwarteten Maximalwerten abweichen. Berechnungen ergeben, dass die Abweichung von den maximalen Werten bei Variation der Umgebungstemperatur deutlich größer ausfällt und sowohl die Kälteleistung als auch die Leistungsziffer zwischen 5 % (bei 40 °C) und 10 % (bei 0 °C) unter dem Maximalwerten liegen kann, die bei optimalem Hochdruck theoretisch erreicht werden könnten.

5.1.2 Leistungsprüfungen

Variation der Umgebungstemperatur

Abb. 5.3 zeigt die gemessene und berechnete Kälteleistung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für die Anlage C (mit IWÜ). Diese Anlage wurde experimentell nur mit internem Wärmeübertrager im Kälteanlagenprüfstand untersucht. Die Kälteleistung nimmt mit sinkender Umgebungstemperatur zu. Dies hängt mit der Verringerung des Hochdruckes und der Gaskühleraustrittstemperatur zusammen, die zu einer Vergrößerung der Verdampfungsenthalpie führen. Der niedrigere Hochdruck bewirkt ein kleineres Druckverhältnis, das wiederum zu einem höheren Liefergrad des Verdichters führt. Da keine Messungen ohne internen Wärmeübertrager durchgeführt wurden, konnte für diese Anlage der Nutzen des internen Wärmeübertragers nur aus den berechneten Werten der Anlage mit und ohne internen Wärmeübertrager abgeschätzt werden. Der berechnete relative Nutzen liegt zwischen 0 % und 16 % bezogen auf die Leistung der Anlage ohne internen Wärmeübertrager. Der

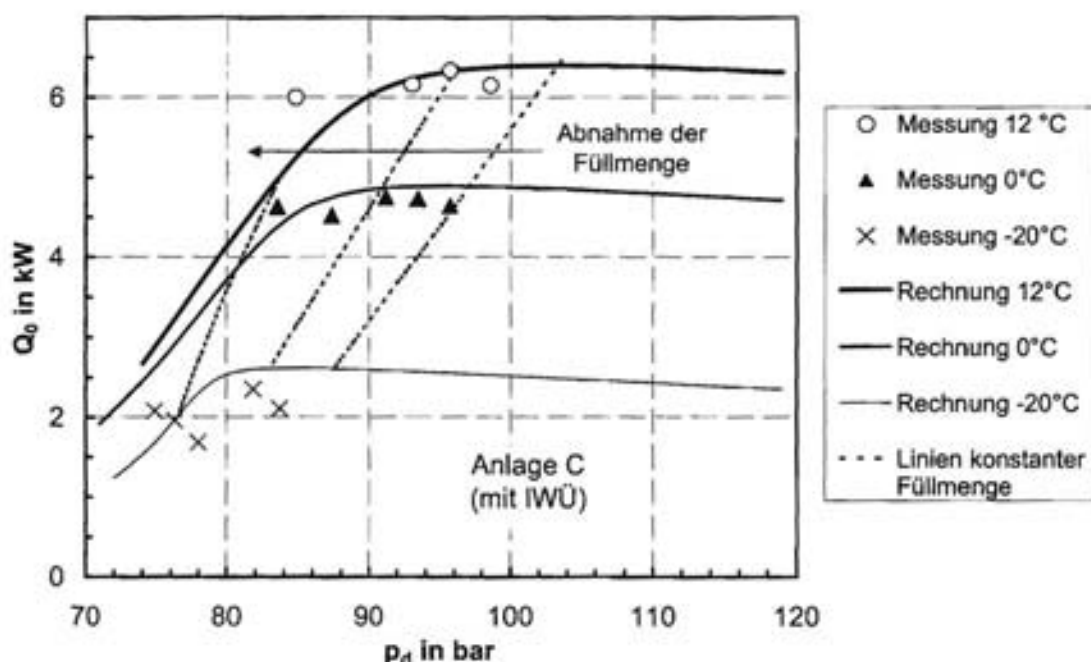


Abbildung 5.1: Nutzkälteleistung in Abhängigkeit vom Anlagenhochdruck für verschiedene Kühlraumtemperaturen bei $T_u = 30^\circ\text{C}$ und $n = 1640\text{ min}^{-1}$ für Anlage C (mit IWÜ)

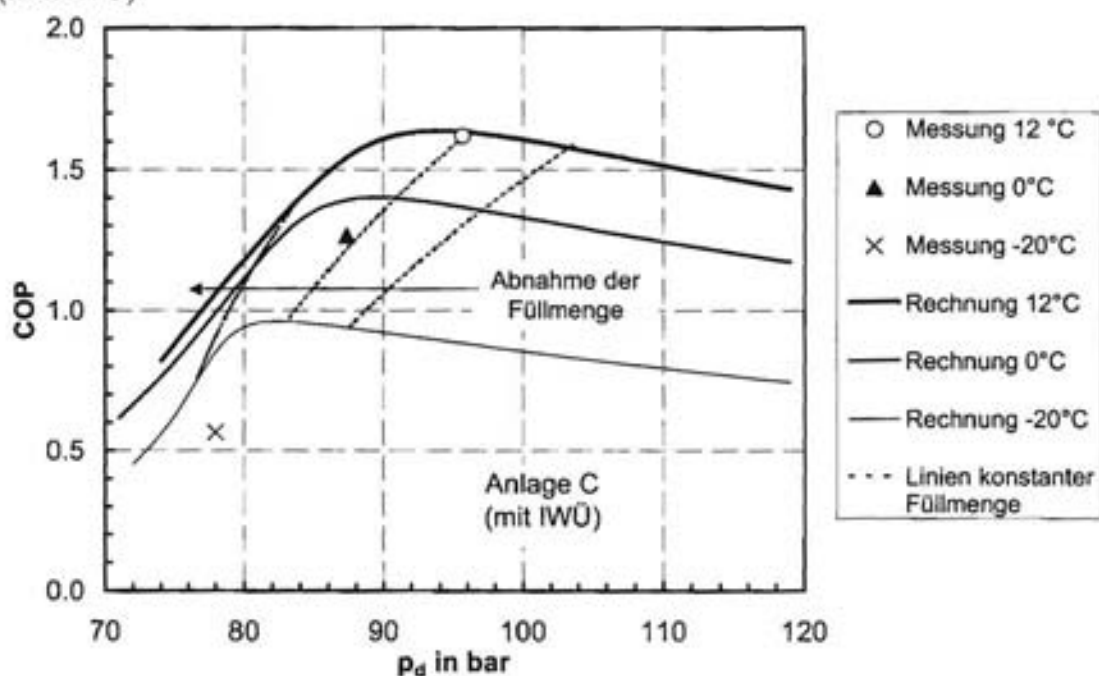


Abbildung 5.2: COP in Abhängigkeit vom Anlagenhochdruck für verschiedene Kühlraumtemperaturen bei $T_u = 30^\circ\text{C}$ und $n = 1640\text{ min}^{-1}$ für Anlage C (mit IWÜ)

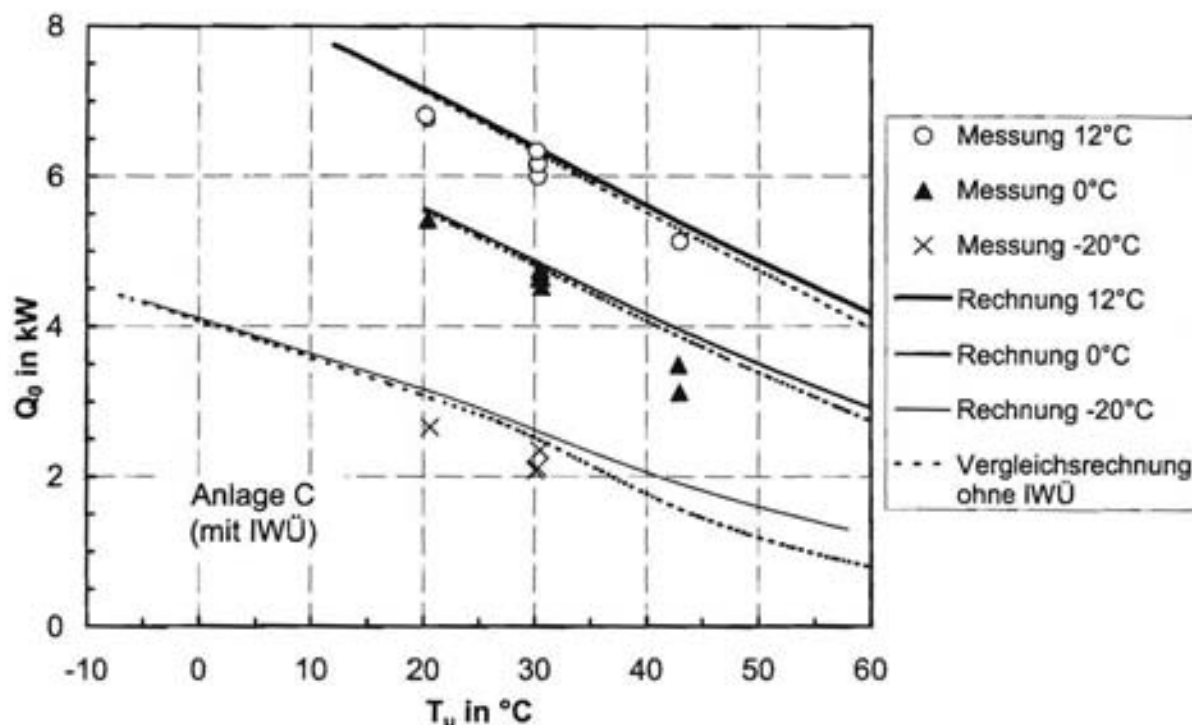


Abbildung 5.3: Nutzälteleistung in Abhängigkeit von T_u für 12°C, 0°C und -20°C Kühlraumtemperatur und $n = 1640 \text{ min}^{-1}$ für Anlage C (mit IWÜ), Vergleichsrechnung ohne IWÜ

Nutzen des internen Wärmeübertragers hängt dabei von der Größe der Temperaturdifferenz zwischen Umgebungs- und Kühlraumtemperatur ab. Ein großer Nutzen ergibt sich bei niedrigen Kühlraumtemperaturen und Umgebungstemperaturen von über 30°C (siehe auch Kap.5.2).

Variation der Kühlraumtemperatur und Vergleich mit Referenzanlagen

Die in Abb. 5.4 bis Abb. 5.6 gezeigten Diagramme zeigen die gemessene Kälteleistung bzw. die Leistungszahl für die CO₂-Anlage C (mit IWÜ) im Vergleich mit einer R 134a-Frischdienstanlage und einer R 404A-Transportkälteanlage größerer Leistungsklasse in Abhängigkeit von der Kühlraumtemperatur. Während die R 134a-Referenzanlage, wie oben beschrieben, mit einem Verdichter mit 155 cm³ Hubvolumen ausgestattet ist, besitzt der Verdichter der R 404A-Referenzanlage ein deutlich größeres Hubvolumen von 233 cm³ und die Anlage Wärmeübertrager mit entsprechend größeren Übertragungsflächen.

Im Vergleich zur R 134a-Serienanlage ergeben sich für die Anlage C etwa 50 % bis 100 % höhere Werte für die Kälteleistung. Insbesondere für hohe Drehzahlen (3000 min⁻¹) und niedrige Kühlraumtemperaturen (-20°C) schneidet die CO₂-Anlage besonders gut ab.

Bezüglich der Leistungszahl werden für Kühlraumtemperaturen von 12°C und 0°C ungefähr gleiche Werte wie bei der R 134a- und R 404A-Serienanlage erreicht. Für niedrige Kühlraumtemperaturen von -20°C liegt die Leistungszahl der CO₂-Anlage etwa 40 % bzw. 46 % unterhalb der Leistungszahl der R 134a bzw. R 404A-Anlage.

Die hohen Werte für die Kälteleistung zeigen, dass das Hubvolumen des verwendeten CO₂-

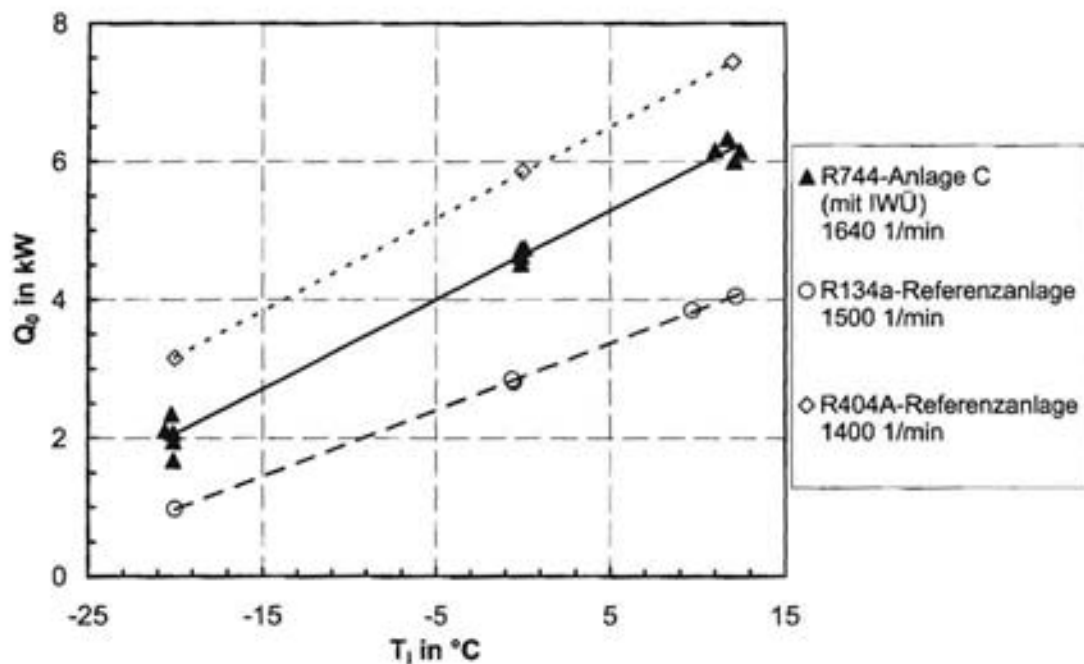


Abbildung 5.4: Nutzkälteleistung in Abhängigkeit von der Kühlraumtemperatur T_1 für CO_2 , R134a und R404A bei $T_u = 30^{\circ}\text{C}$

Verdichters deutlich reduziert werden kann, um eine mit der R134a -Referenzanlage vergleichbare Kälteleistung zu erzielen. Da bei einer Reduzierung des Hubvolumens geringere Kältemittelmassenströme und damit kleinere Wärmeleistungen und Druckverluste zu erwarten sind, kann bei einer Anlage mit identischen Wärmeübertragern eine Verbesserung der Leistungszahl erzielt werden. Ergebnisse einer Simulationsrechnung mit einem reduzierten Hubvolumen und identischen Wärmeübertragern werden in Kap. 5.2 vorgestellt.

Variation der Drehzahl

Die Leistungsmessungen der Anlage C (mit IWÜ) wurden jeweils bei zwei verschiedenen Drehzahlen bei 1640 min^{-1} und 3270 min^{-1} durchgeführt. Da der verwendete Verdichter am Verdichterprüfstand in einem Drehzahlbereich zwischen 800 min^{-1} und 6000 min^{-1} untersucht wurde, konnte mit Hilfe der experimentell ermittelten Kennlinie eine Simulation der Gesamtanlage im Drehzahlbereich zwischen ebenfalls 800 min^{-1} und 6000 min^{-1} durchgeführt werden. Verschiedene Größen wie Kälteleistung, Kälteleistungszahl, Saug- und Hochdruck und die Verdichtungsendtemperatur wurden für die verschiedenen Kühlraumtemperaturen in Abb. 5.7 bis Abb. 5.10 über der Drehzahl dargestellt.

Die Kälteleistung nimmt nach Abb. 5.7 mit zunehmender Drehzahl zu, aber der Anstieg wird mit zunehmender Drehzahl immer flacher. Dieser Verlauf hängt zum einen mit der begrenzten Wärmeübertragungsfläche der Wärmeübertrager zusammen. Die Übertragung immer größerer Leistungen wird nur durch eine Vergrößerung der treibenden Temperaturdifferenz möglich. Während der Verdampfungsdruck sinkt, steigen Hochdruck und damit das Druckverhältnis mit zunehmender Drehzahl nach Abb. 5.9 an. Weitere Verluste entstehen durch die Druckverluste in den Rohrleitungen. Zum anderen nimmt der Güte- und Liefergrad des Verdichters mit steigender Drehzahl vor allem aufgrund von Ventilverlusten und

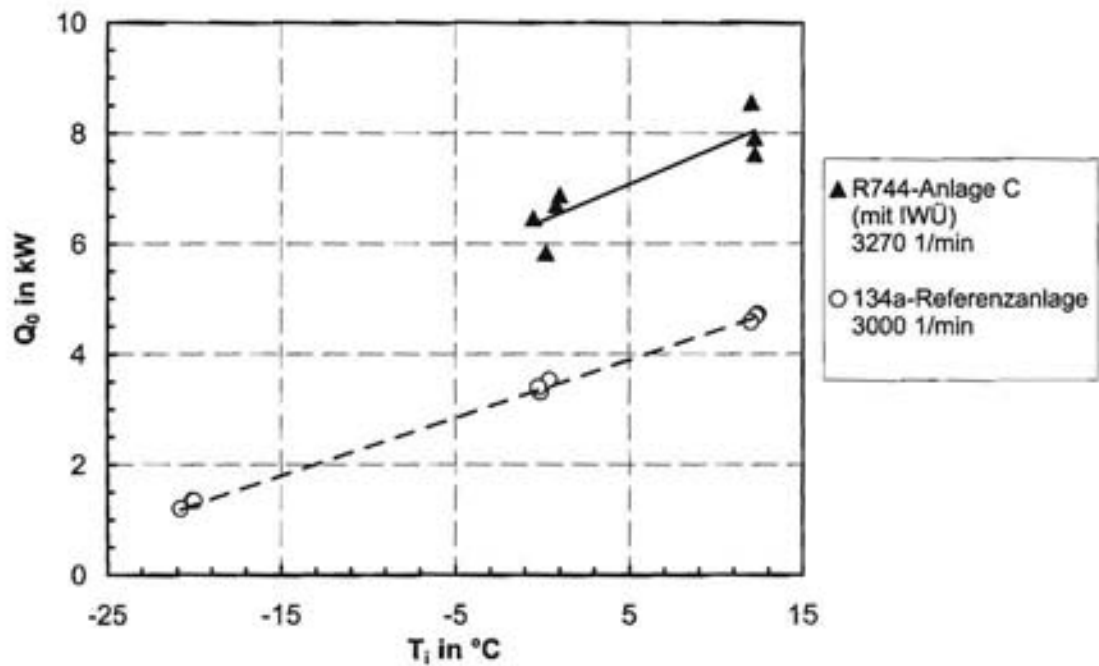


Abbildung 5.5: Nutzkälteleistung in Abhängigkeit von der Kühlraumtemperatur T_i für CO_2 und R134a bei $T_u = 30^\circ C$ und hoher Drehzahl

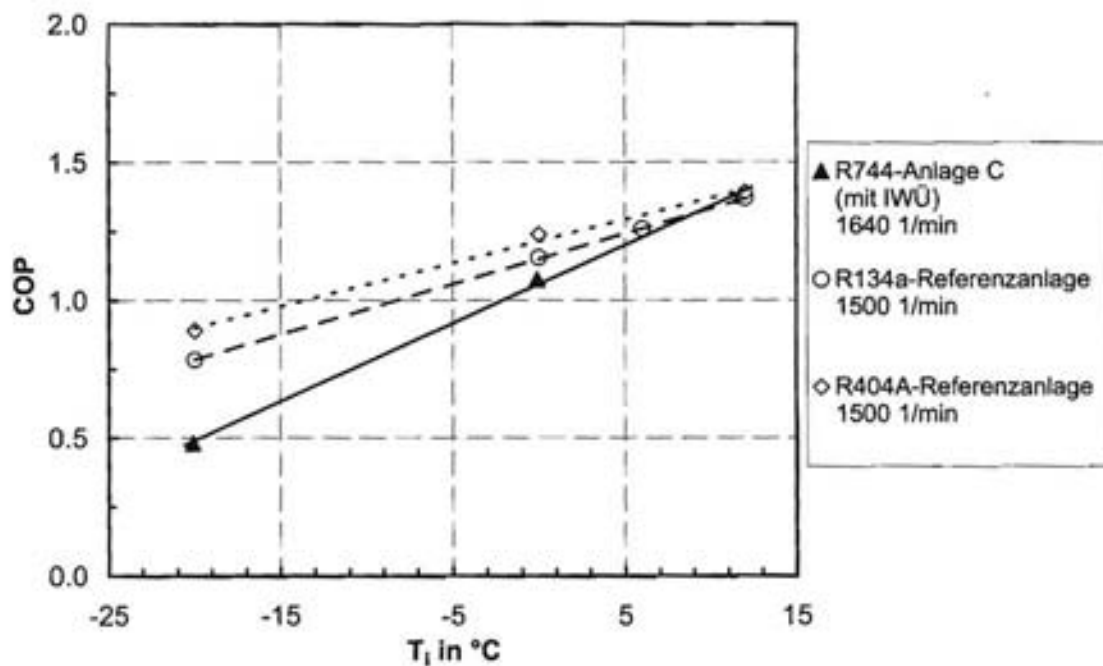


Abbildung 5.6: COP in Abhängigkeit von der Kühlraumtemperatur T_i für CO_2 , R134a und R404A bei $T_u = 30^\circ C$

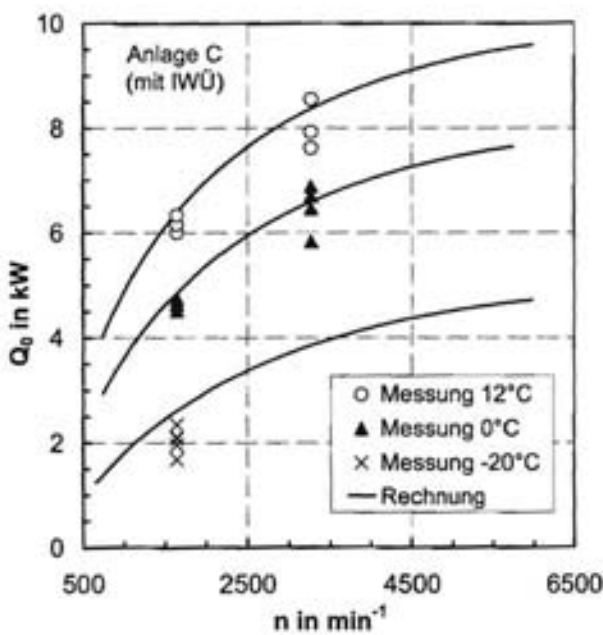


Abbildung 5.7: Q_0 über n für 12°C , 0°C und -20°C Kühlraumtemperatur und $T_u = 30^\circ\text{C}$

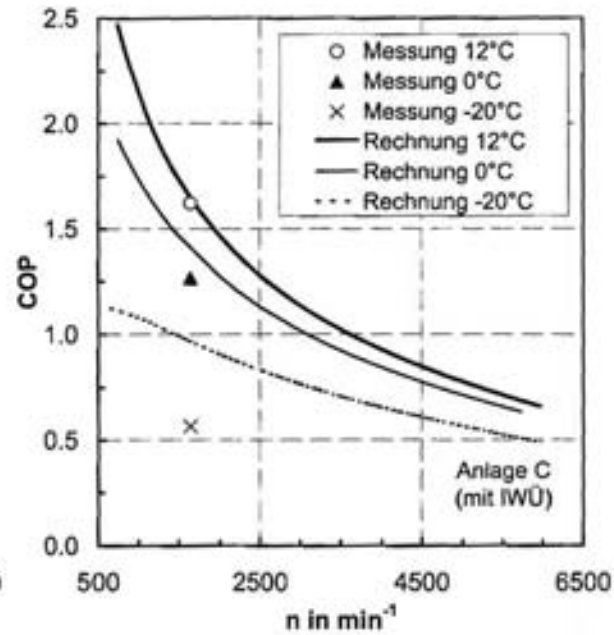


Abbildung 5.8: COP über n für 12°C , 0°C und -20°C Kühlraumtemperatur und $T_u = 30^\circ\text{C}$

zunehmender Reibleistung ab. Dadurch kann mit zunehmender Drehzahl nur ein geringerer Kältemassenstrom gefördert werden. Außerdem ist eine erhöhte Energieaufnahme erforderlich. Aufgrund dieser Effekte nimmt die Kälteleistungszahl nach Abb. 5.8 mit steigender Drehzahl ab. Diese Abnahme ist umso stärker, je größer die Zunahme der Kälteleistung ausfällt. Während die gemessenen Daten für die Kälteleistung und die Prozessdrücke in Abb. 5.7 und Abb. 5.9 gut mit den berechneten Werten übereinstimmen, liefert die Rechnung für die Kälteleistungszahl bei niedrigen Kühlraumtemperaturen deutlich höhere Werte als die Messung. Möglicherweise hängt diese Abweichung mit einer Ungenauigkeit bei der Bestimmung des Verdichterantriebsleistung im Kälteanlagenprüfstand zusammen.

Ein wichtiger Parameter für den Betrieb der Anlage ist die Verdichtungsendtemperatur die im Dauerbetrieb einen Wert von 180°C nicht überschreiten sollte, da das Kältemaschinenöl bei höheren Temperaturen möglicherweise keine ausreichende chemische Stabilität mehr aufweist und von einer möglichen Zersetzung gefährdet ist (siehe dazu auch Kap.4.2.5). Die Berechnung liefert allerdings für Drehzahlen von über 2500 min^{-1} auch Temperaturen die deutlich über 180°C liegen. Dass die gemessenen Werte unter den berechneten Werten liegen, hängt möglicherweise mit der Position des Temperatursensors im Kälteanlagenprüfstand zusammen, der nicht die Temperatur in der Strömung misst, sondern die Temperaturen an der Rohrwand.

5.1.3 Abkühlversuche

Es wurden Abkühlversuche durchgeführt, um sicherzustellen, dass die Anlage in der Lage ist, ein in der Sonne stark aufgeheiztes Fahrzeug abzukühlen. Die in Abb. G.1 dargestell-

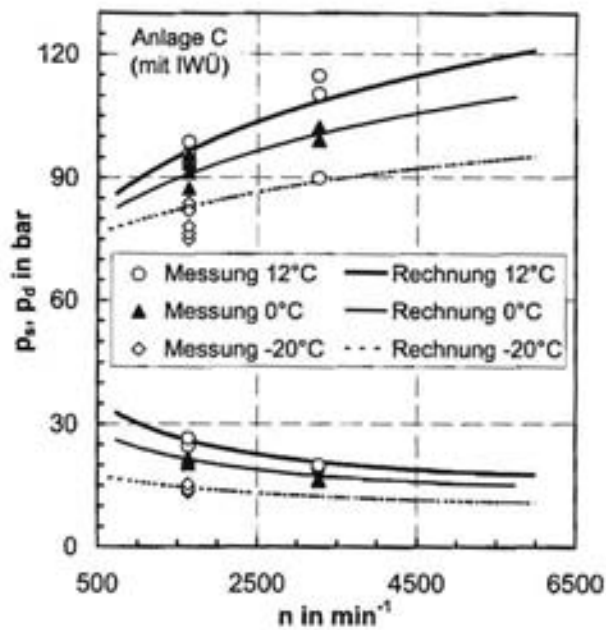


Abbildung 5.9: p_d und p_s über n für 12°C , 0°C und -20°C Kühlraumtemperatur und $T_u = 30^\circ\text{C}$

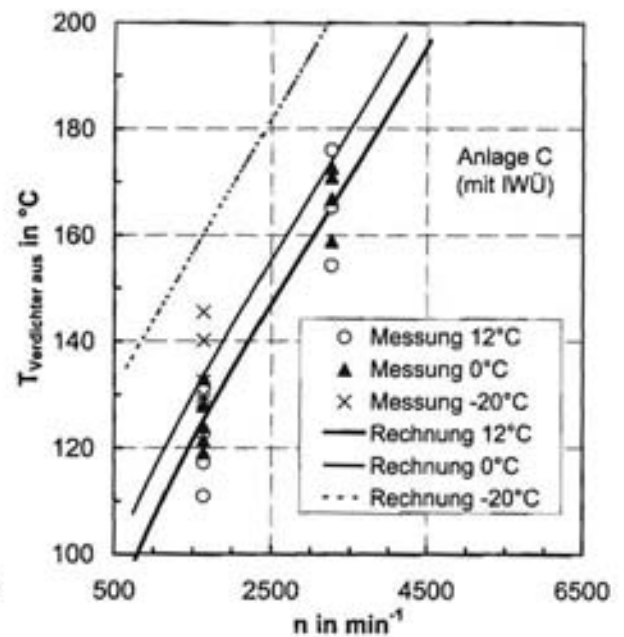


Abbildung 5.10: Verdichtungsendtemperatur über n für 12°C , 0°C und -20°C Kühlraumtemperatur und $T_u = 30^\circ\text{C}$

te Abkühlkurve zeigt die Abkühlung der Innenraumkammer von anfänglich 50°C Kühlraumtemperatur bei 50°C Umgebungstemperatur und einer Drehzahl von 1640 min^{-1} . Der Abkühlversuch wurde beim Erreichen einer Temperatur von -16°C abgebrochen. Der Verlauf der Abkühlkurve ist vergleichbar mit R134a-Serienanlagen.

5.1.4 Funktion der Heißgasabtauung

Für die Funktionsüberprüfung der Heißgasabtauung wurde für ein Zeitintervall von 10 Minuten das Heißgas vom Verdichter über die Heißgasleitung in die Abtauleitung des Verdampfers geleitet (siehe Abb. B.3). Dazu wurden anfangs jeweils zwei manuell zu bedienende Kugelhähne in der Druck- bzw. Abtauleitung und bei späteren Experimenten ein elektrisch gesteuertes 3/2-Wege-Ventil verwendet. Bei den durchgeführten Experimenten konnte ein ähnlich gutes Abtauverhalten wie bei einer Serienanlage beobachtet werden.

5.2 Theoretische Untersuchungen mit einer optimierten CO_2 -Anlage

Die durchgeführten Experimente mit den Laborkälteanlagen A, B und C zeigten im Vergleich zur R134a-Referenzanlage deutlich höhere Nutzkälteleistungen bei gleicher oder etwas geringerer Leistungszahl (siehe Kap. 5.1.2). Zur Erzielung gleicher Kälteleistungen kann daher das Hubvolumen des CO_2 -Verdichters weiter reduziert werden. Unter Beibehaltung der übrigen Anlagengeometrie, insbesondere der Größe der Wärmeübertragungsflächen,

ist dann mit einer Steigerung der Kälteleistungszahl zu rechnen. Daher wurde eine Simulationsrechnung mit zwei modifizierten CO₂-Anlagen durchgeführt. Diese Anlagen bestehen mit Ausnahme des Verdichters aus identischen Komponenten, wie Anlage A (ohne internen Wärmeübertrager) bzw. Anlage B (mit internem Wärmeübertrager). Anlage B besitzt identische Komponenten wie Anlage A und ist zusätzlich noch mit einem internen Wärmeübertrager ausgestattet. Das Hubvolumen des Verdichters wurde nun so gewählt, dass bei einer Kühlraumtemperatur von -20 °C, einer Umgebungstemperatur von 28 °C und einer Drehzahl von 1500 min⁻¹ bei einer Überhitzung von 5 K die Nutzkälteleistung der CO₂-Anlage mit internem Wärmeübertrager etwa gleich der Nutzkälteleistung der R 134a-Referenzanlage ist. Unter diesen Voraussetzungen ergab sich ein Hubvolumen von nunmehr 13 cm³, d.h. ein etwa 12 mal geringeres Hubvolumen als bei dem verwendeten R 134a-Verdichter mit 155 cm³. Sonnekalb [Sonnekalb 2002] gibt für eine Transportkälteanlage sogar ein Verhältnis von 13,3 an. Als Kühlraumtemperatur wurde für die Simulationen eine feste Temperatur von -20 °C gewählt.

5.2.1 Variation der Umgebungstemperatur

Es wurde ein theoretischer Vergleich der CO₂-Anlagen mit und ohne internen Wärmeübertrager und einem Verdichter mit reduziertem Hubvolumen und der R 134a-Anlage durchgeführt. Alle Anlagen wurden bei Variation der Umgebungstemperatur im Bereich zwischen 0 °C und 50 °C bei einer konstanten Drehzahl von 1500 min⁻¹ untersucht. Dabei ergeben sich für die R 134a-Anlage nach Abb. G.2 und G.3 sowohl bezüglich der Kälteleistung als auch der Leistungszahl höhere Werte bei Umgebungstemperaturen von über 30 °C und niedrigere Werte für Umgebungstemperaturen von unter 30 °C. Die von der CO₂-Anlage mit internem Wärmeübertrager erreichte Kälteleistung bzw. Leistungszahl liegt bei einer Umgebungstemperatur von 50 °C um 20 % bzw. 24 % niedriger und bei 0 °C um 13 % bzw. 17 % höher als bei der R 134a-Anlage.

Der interne Wärmeübertrager der CO₂-Anlage führt nach Abb. G.2 und G.3 vor allem für Umgebungstemperaturen über 20 °C zu einer Verbesserung der Kälteleistung und Leistungszahl. Bei einer Umgebungstemperatur von 50 °C ergab sich dadurch eine Steigerung der Kälteleistung von bis zu 43 % und der Leistungszahl von bis zu 30 % gegenüber einer Anlage ohne internen Wärmeübertrager.

5.2.2 Variation der Drehzahl

Weiterhin wurde eine Variation der Drehzahl zwischen 800 min⁻¹ und 6000 min⁻¹ (der Drehzahlbereich der R 134a-Anlage liegt normalerweise zwischen 800 min⁻¹ und 3500 min⁻¹) durchgeführt. Für die Berechnung der CO₂-Anlage wurden im Rahmen dieses Projektes gemessene Güte- und Liefergrade in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Drehzahl (siehe Kap. 4) zugrunde gelegt. Da für die R 134a-Anlage lediglich Messwerte in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für eine Drehzahl von 1500 min⁻¹ zur Verfügung standen, wurden diese Güte- und Liefergrade als konstant über den gesamten Drehzahlbereich angenommen, was natürlich eine idealisierte Annahme ist. Nach Sakamoto [Sakamoto 2000] ist für einen R 134a-Verdichter bei $p_s = 40$ bar und $p_d = 120$ bar (Klimaanwendungen) mit zunehmender Drehzahl eine ähnliche Abnahme des Liefer- und Gütegrades wie bei einem CO₂-Verdichter

zu erwarten.

Trotzdem schneidet nach Abb. G.4 und G.5 die R134a-Anlage für hohe Drehzahlen besonders bezüglich der berechneten Kälteleistung deutlich schlechter ab, als die untersuchten CO₂-Anlagen. Für Leerlaufdrehzahlen werden geringfügig bessere Kälteleistungen und Leistungszahlen erzielt. Das Maximum der Leistungszahl bei niedrigen Drehzahlen, das für alle drei Anlagen beobachtet werden kann, hängt mit der Gebläseleistung des Verdampfers zusammen, die von der Gesamtkälteleistung abgezogen wird, um die aufgetragene Nutzkälteleistung zu berechnen. Diese Gebläseleistung von 200 W beeinflusst den drehzahlabhängigen Verlauf der Leistungszahl bei niedrigen Kälteleistungen.

5.2.3 Verdichtungsendtemperatur

Die Verdichtungsendtemperatur wurde vergleichend für die CO₂- und R134a-Anlage berechnet und in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur in Abb.G.6 und der Drehzahl in Abb.G.7 dargestellt. Für eine Drehzahl von 1500 min⁻¹ ergeben sich im Vergleich zur R134a-Anlage für die CO₂-Anlage etwa um 20 K höhere Verdichtungsendtemperaturen, während für höhere Drehzahlen insbesondere für die Anlage mit internem Wärmeübertrager noch höhere Temperaturdifferenzen berechnet wurden. Betrachtet man den Drehzahlbereich herkömmlicher Anlagen (800 min⁻¹ bis 3500 min⁻¹), so bleibt die Verdichtungsendtemperatur der CO₂-Anlage mit internem Wärmeübertrager bei 30 °C Umgebungstemperatur mit 155 °C noch unterhalb der in Kap. 4.2.5 erwähnten Höchstgrenze von 180 °C. Berechnungen für eine Drehzahl von 3500 min⁻¹ ergeben bei einer Umgebungstemperatur von 40 °C eine Austrittstemperatur von 176 °C.

Im Rahmen dieses Projektes durchgeführte Berechnungen zeigen, dass für überkritische Betriebszustände die Kälteleistung und die Kälteleistungszahl um zu 15 % gesteigert werden kann, wenn die Überhitzung des Kältemittels bei gleichem internen Wärmeübertrager von 5 K auf 25 K erhöht wird (siehe dazu Abb. G.8 bis Abb. G.10). Allerdings ergeben sich bei dieser Anlage für Temperaturen von unter 20 °C Umgebungstemperatur deutlich schlechtere Kälteleistungen und Leistungszahlen, da ein Großteil dieser Überhitzung im Verdampfer stattfindet. Um dieses Problem zu lösen, kann ein thermostatisches Expansionsventil mit variabler Überhitzungsregelung eingesetzt werden. Dieses stellt dann in Abhängigkeit von der Umgebungs- oder Gaskühleraustrittstemperatur eine variable Kältemittelüberhitzung ein, die mit steigender Umgebungstemperatur zunimmt. Aufgrund der mit zunehmender Kältemittelüberhitzung entsprechend höheren Verdichtungsendtemperaturen sollte allerdings für die in dieser Arbeit vorgegebenen Randbedingungen die Kältemittelüberhitzung einen Wert von 5 K bis maximal 10 K nicht übersteigen, da ansonsten für hohe Drehzahlen und Umgebungstemperaturen Probleme mit der Ölbeständigkeit auftreten.

5.3 Anlagenverschaltung mit Sammler

Es wurden Berechnungen mit einer Anlagenverschaltung mit internem Wärmeübertrager und Niederdrucksammler (siehe Kap. 1.2.2) durchgeführt. Zur Regelung der Anlage wurde eine Hochdruckregelung verwendet. Damit kann der Hochdruck über das Expansionsventil so eingestellt werden, dass die Anlage entweder mit optimaler Kälteleistung oder optimaler

Leistungszahl arbeitet. Die Ergebnisse dieser Simulationsrechnung sind in Abb. G.8 bis Abb. G.10 in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur dargestellt. Vorteilhaft sind vor allem die für niedrige Umgebungstemperaturen erzielten hohen Leistungszahlen. Nachteilig ist die hohe Verdichtungsendtemperatur, die bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} für Umgebungstemperaturen von etwas über 40°C schon Werte von über 200°C annehmen und damit die maximal zulässige Öltemperatur deutlich überschreiten.

Soll in die Anlage ein Sammler eingebaut werden, um bei möglichen Kältemittelleckagen einen Weiterbetrieb der Anlage zu ermöglichen, kommt aufgrund der hohen Verdichtungsendtemperaturen beim Einbau eines Niederdrucksammlers zwischen Verdampfer und internen Wärmeübertrager nur ein Niederdrucksammler in Frage, der vor dem Verdampfer eingebaut wird (siehe Kap. 1.2.3). Außerdem ist der Einbau eines Hochdrucksammlers hinter dem Gaskühler oder ein Mitteldrucksammler nach Kap. 1.2.3 möglich.

Rechnungen für eine Verschaltung mit einer im Durchmesser vergrößerten Druckleitung ergeben, dass die Gesamtkältemittelbefüllung der Anlage erheblich vergrößert werden kann und gleichzeitig ein Betrieb mit hoher Kälteleistung und Leistungszahl möglich ist. Im Fall einer Leckage ist aufgrund des vergrößerten Gesamt-Anlagenvolumens mit einer geringeren Abnahme der Kälteleistung bzw. Leistungszahl zu rechnen. Für eine um 2,5l vergrößerte Druckleitung ergibt sich nach Abb. G.11 bei einer Leckage von etwa 300 g Kältemittel nur eine Verringerung der Kälteleistung um 7%, während für die Anlage ohne vergrößerte Druckleitung eine Reduktion von 38% erwartet wird.

5.4 Anlage mit Wärmepumpenschaltung

Für die theoretische Untersuchung einer Wärmepumpenschaltung wurde die Verschaltung der in Kap. 5.2 untersuchten Anlagen für CO_2 und R134a entsprechend der in Kap. 1.2.4 bzw. in Abb. 1.9 beschriebenen Wärmepumpenschaltung abgeändert. Für eine Kühlraumtemperatur von 12°C wurde die Heizleistung des Verdampfers und die Leistungszahl der Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur berechnet und in den Abb. G.12 und G.13 dargestellt. Für niedrige Umgebungstemperaturen von -20°C liegt die mit der CO_2 -Anlage erzielbare Heizleistung um bis zu 20% und für 5°C um 3% über der mit der R134a-Anlage erzeugbaren Leistung. Bezüglich der Leistungszahl ergeben die Berechnungen für die CO_2 -Anlage sogar zwischen 12% und 45% höhere Werte.

5.5 Schlussfolgerungen

Untersuchungen verschiedener fahrzeugnaher Kälteanlagen-Prototypen in einem Kälteanlagenprüfstand, sowie einer in einem Kühlfahrzeug einer Supermarktkette im ersten Straßeneinsatz getestete Tiefkühlanlage zeigen eine gute Funktionstüchtigkeit und Zuverlässigkeit bei den durchgeführten Abkühl- und Leistungstests.

Funktionstests der Heißgasabtauung bewiesen ein günstiges Abtauverhalten der Anlage. Durchgeführte Leistungsmessungen ergaben für alle Anlagen deutlich höhere Kälteleistungen und je nach Betriebszustand gleiche und niedrigere Leistungszahlen im Vergleich zur untersuchten R134a-Serienanlage.

Simulationsrechnungen an einer optimierten CO₂-Anlage mit reduziertem Verdichterschubvolumen ergaben für eine mittlere Drehzahl günstigere Leistungszahlen und größere Kälteleistungen für den relevanten Temperaturbereich bei Umgebungstemperaturen unter 30 °C. Für hohe Umgebungstemperaturen lagen die berechneten Leistungszahlen und Kälteleistungen etwas niedriger als bei der R134a-Anlage. Für hohe Drehzahlen ergeben sich für die CO₂-Anlage bezüglich der Leistung und Effizienz weitere Vorteile.

Die berechnete Verdichtungsendtemperatur überschreitet bei der untersuchten Anlage für eine Überhitzung von weniger als 10 K und Drehzahlen bis 3500 min⁻¹ bei einer Umgebungstemperatur von 40 °C nicht den kritischen Wert von 180 °C. Eine höhere Kältemittelüberhitzung ist aufgrund der hohen Verdichtungsendtemperatur nicht sinnvoll. Durch einen internen Wärmeübertrager kann die Kälteleistung um bis zu 43 % und die Leistungszahl der Anlage um bis zu 30 % gesteigert werden.

Ein Nutzen durch den internen Wärmeübertrager ergibt sich erst für Umgebungstemperaturen von über 20 °C. Für niedrigere Temperaturen hat der interne Wärmeübertrager keine negativen Auswirkungen auf den Prozess.

Untersuchungen an verschiedener Anlagenverschaltungen mit Niederdruck- und Hochdrucksammler ergaben, dass der Einbau eines Hochdrucksammler hinter dem Gaskühler einen Weiterbetrieb der Anlage mit akzeptablen Leistungsdaten auch im Falle von begrenzten Kältemittelleckagen ermöglicht. Die Verwendung eines Niederdrucksammlers hinter dem Verdampfer hat sich für die untersuchte Anlage aufgrund der zu hohen Verdichtungsendtemperatur als nicht empfehlenswert herausgestellt.

Für eine Wärmepumpenverschaltung wurden deutlich höhere Leistungszahlen und Heizleistungen im Vergleich zur untersuchten R134a-Anlage berechnet.

Kapitel 6

Ökologische und ökonomische Bilanzierung

In diesem Kapitel wird zunächst basierend auf Ergebnissen einer TEWI¹-Studie eine ökologische Bilanzierung präsentiert. Innerhalb dieser Studie wurde ein TEWI-Vergleich zwischen einer R134a-Serienanlage und der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten CO₂-Transportkälteanlage durchgeführt. Im zweiten Teil dieses Kapitels wird eine Kostenaufstellung durchgeführt, um die möglichen Mehrkosten einer in Serie gefertigten CO₂-Anlage gegenüber einer herkömmlichen R134a- bzw. R404-Anlage abschätzen zu können.

6.1 Umweltrelevanz

Zur umfassenden Beurteilung von Kältemitteln empfiehlt Frischknecht [Frischknecht 1999] neben der Abschätzung von Treibhausgasemissionen die Einbeziehung weiterer Umweltauswirkungen. Beim Vergleich von R134a bzw. R404A mit CO₂ als Kältemittel für Transportkälteanlagen müssen unter anderem der Primärenergieaufwand, das ozonschichtabbauende Potential, das Treibhaus-, Versauerungs-, Ökotoxizitäts- und Humantoxizitätspotential der Kältemittel betrachtet und miteinander verglichen werden.

Obwohl R134a selbst kein ozonschichtabbauendes Potenzial besitzt, weist Frischknecht [Frischknecht 1999] darauf hin, dass alle kommerziellen Produktionswege über Fluorkohlenwasserstoffe (R113 und R114a) oder teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe (R133a, R123 und R124) führen, die eine ozonabbauende Wirkung besitzen. Nach Campbell [Campbell 1998] können die CO₂-Emissionen, die beim Herstellungsprozess von R134a entstehen, gegenüber den Gesamtemissionen einer Kälteanlage vernachlässigt werden. Nach Frischknecht [Frischknecht 1999] fallen Abfallprodukte wie Salz- und Flusssäure an, die entsorgt werden müssen. Kohlendioxid wird mit Hilfe von Rückgewinnungsanlagen aus industriellen Abgasen oder aus natürlichen Gasvorkommen mit hohem CO₂-Gehalt gewonnen. Dazu ist nur ein geringer zusätzlicher Energieaufwand nötig und es fallen keine Abfallprodukte an.

Als Abbauprodukte von R134a fällt neben Flusssäure vor allem die praktisch nicht ab-

¹Total Equivalent Warming Impact

baubare und giftige Trifluoressigsäure² an (siehe Kotamarthi [Kotamarthi 1998]). Während Flussäure mit einem Versauerungspotenzial von 1,6 SO₂-Äquivalenten zur Versauerung der Umwelt beiträgt, bildet auch Trifluoressigsäure in wässriger Lösung eine starke Säure. Trifluoressigsäure ist aufgrund ihrer Toxizität, Persistenz und Herbizidität als eine problematische Substanz zu betrachten, die nach Römpp [Römpp 1995] in konzentrierter Form stark ätzend auf Haut, Schleimhäute und Atemwege wirkt. Inwieweit aber eine Anreicherung von Trifluoressigsäure in ökologisch sensiblen Gebieten aber überhaupt möglich ist, wird momentan allerdings unterschiedlich bewertet (siehe Frischknecht [Frischknecht 1999], Berg [Berg 2000] und Tromp [Tromp 1995]). R 134a besitzt aber den Vorteil, dass es auch in höheren Konzentrationen in der Atemluft als unbedenklich eingestuft werden kann. Dagegen führt das Einatmen von Kohlendioxid bei einer Konzentration von über 10 % zu Bewusstlosigkeit, Krämpfen und Kreislaufschwäche und kann bei höheren Konzentrationen zum Atemstillstand und Tod führen (siehe Römpp [Römpp 1995] und Eyer [Eyer 2002]).

Beitrag zum Treibhauseffekt

Um den Beitrag einer Transportkälteanlage im Betrieb hinsichtlich des anthropogenen Treibhauseffektes vergleichend bewerten zu können, wurde eine Bilanzierung der treibhauswirksamen Gesamtemissionen anhand einer TEWI-Studie nach DIN EN 378-1 [DIN EN 378-1] durchgeführt. Basierend auf einer numerischen Simulation des Gesamtsystems wurde ein Vergleich zwischen einer R134a-Serienanlage und der in Kap. 5.2 beschriebenen optimierten Version einer CO₂-Kälteanlage durchgeführt. Beide Anlagen sind hinsichtlich der Übertragungsflächen und der Lüfter mit nahezu identischen Wärmeübertragern ausgestattet. Die Verdichter haben ein Hubvolumen von 155 cm³ (R134a-Anlage) bzw. 13 cm³ (CO₂-Anlage). Die CO₂-Anlage ist im Gegensatz zur R134a-Anlage mit einem internen Wärmeübertrager ausgestattet. Beide Anlagen werden direkt vom Fahrzeugmotor über einen Keilriemen angetrieben.

Umgebungs- temperatur	R 134a-Anlage		CO ₂ -Anlage		R 134a-Anlage		CO ₂ -Anlage	
	Leistungszahl COP				Kälteleistung \dot{Q}_0 in kW			
	0 °C	-20 °C	0 °C	-20 °C	0 °C	-20 °C	0 °C	-20 °C
40 °C	1,078	0,614	1,055	0,513	2,493	0,942	2,024	0,804
30 °C	1,342	0,833	1,475	0,806	2,863	1,203	2,565	1,172
25 °C	1,487	0,953	1,730	0,972	3,041	1,329	2,851	1,365
20 °C	1,643	1,081	2,016	1,139	3,217	1,452	3,139	1,559
15 °C	1,808	1,218	2,261	1,288	3,384	1,572	3,398	1,709
10 °C	1,986	1,362	2,561	1,494	3,548	1,689	3,683	1,895
5 °C	2,177	1,515	2,880	1,733	3,707	1,802	3,973	2,085
0 °C	-	1,677	-	1,943	-	1,910	-	2,235
-5 °C	-	1,848	-	2,212	-	2,016	-	2,405

Tabelle 6.1: Leistungszahlen und Kälteleistungen von R 134a-Referenzanlage und CO₂-Anlage im Vergleich für 0 °C und -20 °C Kühlraumtemperatur

²CF₃COOH

Die Kälteleistung und die Leistungszahl wurden für eine mittlere Drehzahl von 1500 min^{-1} für verschiedene Umgebungstemperaturen und Kühlraumtemperaturen von 0°C und -20°C berechnet (siehe Tab. 6.1).

Mit Hilfe von meteorologischen Daten nach DIN 4710 [DIN 4710] wurde für die Stadt Braunschweig die Betriebszeit und die aufzubringende Kühllast nach DIN 8959 [DIN 8959] der Anlagen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ermittelt. Dazu wurde ein Fahrzeug mit einem Kühlaufbau von 14 m^3 Ladevolumen und einem k-Wert von $0,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ gewählt. Es wurde angenommen, dass das Fahrzeug im Langstreckenbetrieb und nur in der Zeit zwischen 8:00 Uhr Morgens und 18:00 Uhr Abends in Betrieb ist. Aufgrund von Wartung, Reparatur und Feiertagen wurde davon ausgegangen, dass das Fahrzeug nur 80% der Tage eines Jahres in Betrieb ist. Als Zeithorizont für die Studie wurde eine Betriebszeit n von 10 Jahren veranschlagt. Basierend auf diesen Annahmen können die direkten und indirekten CO_2 -Emissionen der beiden Anlagen mit Hilfe des TEWI-Ansatzes nach DIN EN 378-1 [DIN EN 378-1] folgendermaßen berechnet werden:

$$\begin{aligned} TEWI &= TEWI_{\text{direkt}} + TEWI_{\text{indirekt}} \\ &= GWP_{100} \cdot [L \cdot n + m_{KM} \cdot (1 - \alpha_{re})] \\ &\quad + \sum_{\vartheta_u} \frac{\dot{Q}_0(\vartheta_u)}{COP(\vartheta_u)} \cdot \frac{\tau(\vartheta_u)}{\eta_{\text{tot}}} \cdot \beta \cdot n + \gamma \cdot \delta \cdot m_{KA} \cdot D \cdot n \end{aligned} \quad (6.1)$$

TEWI	Total Equivalent Warming Impact	$[\text{kg CO}_2]$
GWP_{100}	Global Warming Potential	$\left[\frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg Kältemittel}} \right]$
L	Leckagerate	$\left[\frac{\text{kg Kältemittel}}{\text{Jahr}} \right]$
n	Betriebszeit der Kälteanlage	$[\text{Jahre}]$
m_{KM}	Kältemittelfüllmenge	$[\text{kg}]$
α_{re}	Recycling-Faktor	$[-]$
$\dot{Q}_0(\vartheta_u)$	Kälteleistung in Abhängigkeit von ϑ_u	$[\text{kW}]$
$COP(\vartheta_u)$	Gesamtleistungszahl in Abhängigkeit von ϑ_u	$[-]$
$\tau(\vartheta_u)$	Jährliche Betriebsstunden in Abhängigkeit von ϑ_u	$\left[\frac{\text{h}}{\text{a}} \right]$
η_{tot}	Gesamtwirkungsgrad der Antriebseinheit	$[-]$
β	CO_2 -Emissionen pro erzeugter kWh	$\left[\frac{\text{kg CO}_2}{\text{kWh}} \right]$
γ	zusätzlicher Kraftstoffverbrauch pro 100 kg Last 10.000 km	$\left[\frac{\text{dm}^3 \text{ Kraftstoff}}{100 \text{ kg} \cdot 10000 \text{ km}} \right]$
δ	CO_2 -Emissionen pro Liter Kraftstoff	$\left[\frac{\text{kg CO}_2}{\text{dm}^3 \text{ Kraftstoff}} \right]$
m_{KA}	Masse der Klimaanlage	$[\text{kg}]$
D	Gefahrenere Distanz pro Jahr	$\left[\frac{\text{km}}{\text{Jahr}} \right]$

Tabelle 6.2: Verzeichnis der in der TEWI-Formel verwendeten Formelzeichen

Die Bedeutung der Formelzeichen ist in Tab. 6.2 erklärt. Um die Abhängigkeit von Leistungszahl und Kälteleistung von der Umgebungstemperatur ϑ_u zu berücksichtigen, wurden die Betriebsstunden verschiedenen Temperaturklassen zugeordnet für die jeweils die Leistungszahl $COP(\vartheta_u)$, die Kälteleistung $\dot{Q}_0(\vartheta_u)$ und die jährlichen Betriebsstunden $\tau(\vartheta_u)$ berechnet werden können. Durch Summation über die Anzahl der gewählten Temperaturklassen ergibt sich der Gesamtemissionswert der Anlage.

	R 134a-Referenzanlage	CO ₂ -Anlage
GWP ₁₀₀	1300	1
L	0,44 kg/Jahr (20 % von m_{KM})	0,4 kg/Jahr (20 %) von m_{KM}
n	10 Jahre	10 Jahre
m_{KM}	2,2 kg	2 kg
α_{re}	0,75	0
η_{tot}	0,21	0,21
β	0,243 $\frac{kgCO_2}{kWh}$	0,243 $\frac{kgCO_2}{kWh}$

Tabelle 6.3: Parameter für die TEWI-Berechnung

Parameter, die nicht innerhalb dieser Arbeit bestimmt wurden, wie die Leckagerate L, der Recycling-Faktor α_{re} , der Gesamtwirkungsgrad der Antriebseinheit η_{tot} und die pro kWh erzeugten CO₂-Emissionen β , wurden in Anlehnung an die Literatur (siehe Frischknecht [Frischknecht 1999], Schwarz [Schwarz 2001], Fischer [Fischer 1994] und Pettersen [Pettersen 1996]) entsprechend nach Tab. 6.3 gewählt. Der Anteil an Emissionen, der durch den Transport der Anlage entsteht, wurde nicht berücksichtigt. Um die Emissionen einer R 404A-Anlage grob abschätzen zu können, wurde davon ausgegangen, dass die indirekten Emissionen aufgrund einer besseren Leistungszahl um 20 % geringer ausfallen als bei der detaillierter untersuchten R 134a-Anlage.

Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Tab. 6.4 aufgelistet und in Abb. 6.1 graphisch dargestellt.

TEWI-Werte in kg CO ₂	R 134a-Anlage		CO ₂ -Anlage		R 404A-Anlage	
	-20 °C	0 °C	-20 °C	0 °C	-20 °C	0 °C
TEWI _{direkt}	5.940	5.940	0	0	16.137	16.137
TEWI _{indirekt}	18.238	14.122	17.072	9.859	14.591	11.298
TEWI _{gesamt}	24.178	20.062	17.072	9.859	30.728	27.435

Tabelle 6.4: Berechnete TEWI-Werte für die untersuchte R 134a- und CO₂-Transportkälteanlage bzw. eine TEWI-Abschätzung für eine R 404A-Anlage

Daraus geht hervor, dass die CO₂-Emissionen der CO₂-Anlage gegenüber der R134a-Anlage sowohl für 0 °C als auch für -20 °C Kühlraumtemperatur um ca. 30 % bzw. 50 % (10 t bzw. 7 t) niedriger ausfallen. Dies hängt zum einen mit der im Vergleich zur R 134a-Anlage günstigeren Leistungszahl der CO₂-Anlage im unterkritischen Betrieb zusammen, da die mit Abstand meisten Betriebsstunden der Kälteanlagen bei einer Umgebungstemperatur zwischen 10 °C und 20 °C geleistet werden (siehe dazu Tab. 6.4). Außerdem kommt bei

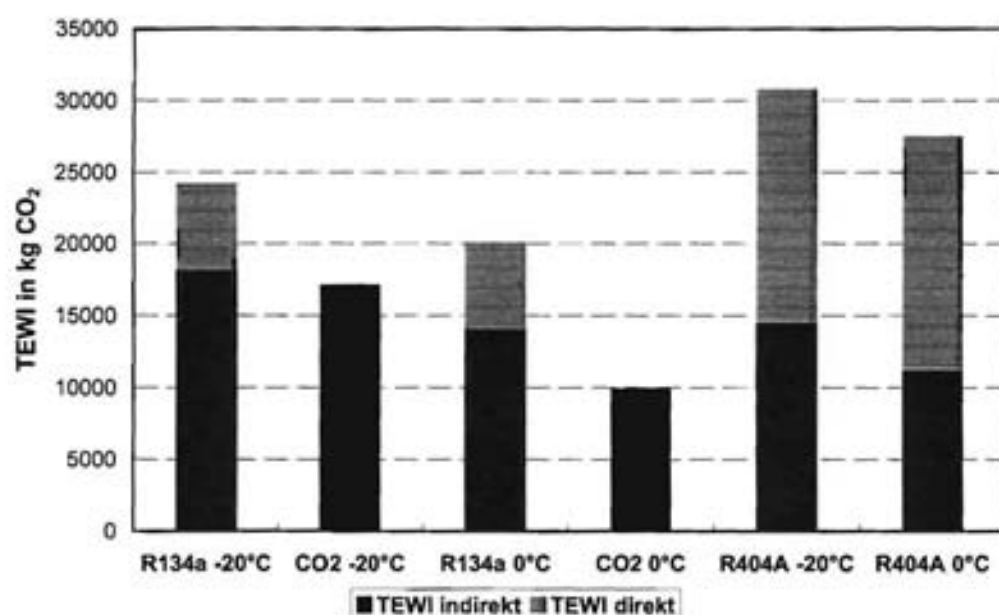


Abbildung 6.1: Berechnete indirekte und direkte TEWI-Werte für eine R134a bzw. R404A und CO₂-Transportkälteanlage bei 0°C und -20°C Kühlraumtemperatur

der R134a-Anlage zusätzlich noch eine direkte Emission von fast 6 t dazu (ca. 25% der Gesamtemissionen), die bei der CO₂-Anlage entfällt. Für eine Anlage mit dem Kältemittel R404A ergibt sich trotz eines geringeren indirekten Emissionsanteiles eine größere Gesamtemission, da R404A einen um 2,7 mal höheren GWP-Wert³ besitzt als R134a.

Wird für die Beheizung des Kühlgutes bei kälteempfindlichem Transportgut eine CO₂-Anlage mit Wärmepumpenfunktion verwendet, ergeben sich weitere Vorteile für die Emissions- und Energiebilanz.

6.2 Kostenvergleich

Um eine ökonomische Bewertung einer zukünftigen CO₂-Serienanlage durchführen zu können, wurde eine R134a-Serienanlage komponentenweise mit einer fiktiven serienreifen CO₂-Anlage verglichen. Da es bisher aber weder eine Serienfertigung von CO₂-Anlagenkomponenten noch einer vollständigen Anlage gibt, können die Kosten einer Serienanlage nur vom heutigen Wissensstand ausgehend abgeschätzt werden.

In Tab. 6.5 sind zunächst die prozentualen Fertigungskosten bezogen auf die Gesamtanlagenkosten einer Serien-Transportkälteanlage für R134a bzw. R404A aufgelistet (siehe auch Abb. H.1). Ausgehend von diesen Daten wurde eine Kostenabschätzung für die CO₂-Anlage vorgenommen.

In Tab. 6.6 sind die relativen Kosten der Einzelkomponenten bezogen auf die Einzelkosten in Tab. H.1 abgeschätzt. Die Summe wurde über eine Gewichtung mit den Anteilen aus

³Der GWP-Wert von R134a liegt unter Annahme eines Zeithorizontes von 100 Jahren bei 1200, während dieser für R404A einen Wert von 3260 annimmt.

Tab. 6.5 berechnet.

Für die Fertigung der Wärmeübertrager werden um 50 % höhere Kosten erwartet, da statt Kupferrohren Stahlrohre verwendet werden müssen, deren Verarbeitung aufwändiger ist. Komponenten wie Rohrleitungen, Gebläse, Gehäuse, Anlagensteuerung und der Elektromotor für den Standbetrieb inklusive Riemenscheibe und Riemen können in beiden Anlagen unverändert eingesetzt werden. Ebenso werden sich die Kosten für den Zusammenbau voraussichtlich nicht verändern. Sammelgefäß und Befüllungsschauglas entfallen bei der CO₂-Anlage, dafür wird aber ein interner Wärmeübertrager benötigt. Weitere Änderungen werden sich beim Expansionsventil ergeben, das je nach Ausführung als Kapillarrohr billiger und als geregeltes thermostatisches Expansionsventil teurer werden könnte. Ebenso könnten die Kältemittelschläuche, der Ölabscheider und das Magnetventil für die Abtauvorrichtung aufgrund der Hochdruckausführung teurer werden. Die beiden Verdichter⁴, die bezüglich der Gesamtkosten stark ins Gewicht fallen und bei der R134a-Anlage mit 13 % der Gesamtanlagenkosten zu Buche schlagen, unterscheiden sich in ihrer Bauart deutlich von den R134a-Verdichtern. Mit Mehrkosten wird vor allem aufgrund der hohen Druckfestigkeit und höheren Materialbeanspruchung zu rechnen sein. Andererseits können Kosten aufgrund der kleineren Baugröße eingespart werden.

In der Summe liegen die unter diesen Voraussetzungen abgeschätzten Fertigungskosten für eine CO₂-Serienanlage etwas über den Kosten für eine zur Zeit verfügbare Serien-R134a-Anlage. Je nach Kalkulation könnten zwischen 16 % und 34 % höhere Gesamtkosten entstehen. Eingespart werden könnten Kosten bei der Wartung und Reparatur einer CO₂-Anlage, da das Kältemittel nicht mehr aufwändig abgesaugt und entsorgt werden muss und eine vorhandene weltweite Infrastruktur für die Versorgung mit Kohlendioxid vorhanden ist und kein Recycling erforderlich ist.

⁴Die betrachtete Anlage ist mit einem elektrisch angetriebenen Verdichter für den Standbetrieb und einem über den Fahrzeugmotor direkt angetriebenen Verdichter ausgestattet.

R 134a-Transportkälteanlage	
Komponente	Fertigungskosten bezogen auf die Gesamtanlagenkosten
Verdampfer komplett mit Gehäuse und Gebläse	11 %
Verflüssiger komplett mit Gehäuse und Gebläse	9 %
Rohrleitungen	2 %
Kältemittelschläuche	5 %
Expansionsventil	1 %
Trockner mit Sammler und Schauglas	3 %
Ölabscheider	4 %
2 Verdichter	13 %
Elektromotor mit Riemenscheibe und Riemen	6 %
Magnetventil mit Druckschalter und Kabel	3 %
Steuerung mit Gehäuse	19 %
Kältemittel R 134a bzw. R 404A	2 %
Fertigung	22 %
Summe	100 %

Tabelle 6.5: Fertigungskosten einer R 134a-Transportkälteanlage

CO ₂ -Transportkälteanlage	
Komponente	Kosten der CO ₂ -Anlage im Verhältnis zur R 134a-Anlage ⁵
Verdampfer komplett mit Gehäuse und Gebläse	150 %
Verflüssiger komplett mit Gehäuse und Gebläse	150 %
Rohrleitungen	100 %
Kältemittelschläuche	150 % bis 200 %
Expansionsventil	80 % bis 200 %
Trockner und interner Wärmeübertrager	100 % bis 150 %
Ölabscheider	110 % bis 150 %
2 Verdichter	130 % bis 200 %
Elektromotor mit Riemenscheibe und Riemen	100 %
Magnetventil mit Druckschalter und Kabel	120 % bis 200 %
Steuerung mit Gehäuse	100 %
Kältemittel R 134a bzw. R 404	5 %
Fertigung	100 %
Summe gewichtet mit den Anteilen aus Tab. 6.5	116 % bis 134 %

Tabelle 6.6: Veranschlagte Fertigungskosten einer CO₂-Anlage im Verhältnis zu einer R 134a-Anlage

Teil III

Fazit

Kapitel 7

Fazit

Der Einsatz von Kohlendioxid in Frischdienst- und Transportkälteanlagen stellt für eine gemäßigte Klimazone eine umweltfreundliche Alternative zu dem Einsatz von HFKW-Kältemitteln wie R134a, R404A und R410A dar. Untersuchungen verschiedener fahrzeugnaher Kälteanlagen-Prototypen in einem Kälteanlagenprüfstand, sowie einer in einem Kühlfahrzeug einer Supermarktkette im ersten Straßeneinsatz getestete Tiefkühlanlage zeigen eine gute Funktionstüchtigkeit und Zuverlässigkeit bei den durchgeführten Abkühl- und Leistungstests. Eine ausreichende Abtauung des Verdampfers kann durch eine Heißgasschaltung oder eine Wärmepumpenschaltung erzielt werden. Bei Verwendung einer Wärmepumpenschaltung zur Heizung des Kühlgutes wurden im Vergleich zu einer R134a-Anlage deutlich höhere Heizleistungen und Leistungsziffern berechnet.

Messungen ergaben im Vergleich zu einer untersuchten R134a-Serienanlage deutlich höhere Kälteleistungen sowohl im Frischdienst- als auch im Tiefkühlbetrieb. Im Frischdienstbetrieb konnten gleiche Leistungszahlen erzielt werden, wohingegen im Tiefkühlbetrieb niedrigere Leistungszahlen gemessen wurden, da das Verdichterhubvolumen im Verhältnis zu den verwendeten Wärmeübertragungsflächen überdimensioniert war.

Simulationsrechnungen an einer optimierten CO₂-Anlage mit reduziertem Verdichterhubvolumen ergaben für eine mittlere Drehzahl günstigere Leistungszahlen und größere Kälteleistungen für den relevanten Temperaturbereich bei Umgebungstemperaturen unter 30°C. Für hohe Umgebungstemperaturen lagen die berechneten Leistungszahlen und Kälteleistungen etwas niedriger als bei der R134a-Anlage.

Rechnungen und Rechnungen ergaben, dass durch einen internen Wärmeübertrager sowohl die Kälteleistung als auch die Leistungszahl der Anlage deutlich gesteigert werden kann.

Untersuchungen an verschiedenen Anlagenverschaltungen mit Niederdruck- und Hochdrucksammler zeigten, dass der Einbau eines Hochdrucksammler hinter dem Gaskühler einen Weiterbetrieb der Anlage mit akzeptablen Leistungsdaten auch im Falle von begrenzten Kältemittelleckagen ermöglicht.

Die gemessenen und berechneten Verdichtungsendtemperaturen liegen bei der untersuchten Anlagen unter dem kritischen Wert von 180°C, wenn eine Überhitzung von weniger als 10 K eingestellt und auf einen Niederdrucksammler hinter dem Verdampfer verzichtet wird.

Der von der Firma Bitzer konstruierte CO₂-Verdichterprototyp nach weggesteuertem Funktionsprinzip konnte in einer zweiten Modifikationsstufe so weit entwickelt werden, dass neben Funktionstests auch Leistungstests zur Bestimmung von Güte- und Liefergraden am Prüfstand durchgeführt werden konnten.

Ein Vergleich der Bewertungsgrößen mit einem ebenfalls auf dem Prüfstand untersuchten druckgesteuerten Schwenkring-Verdichterprototypen der Firma Obrist ergab nahezu identische Ergebnisse bezüglich des Liefergrades, der für eine mittlere Drehzahl hohe Werte bis zu 85 % aufweist. Die gemessenen Werte für den Gütegrad des Bitzer-Verdichters lagen je nach Druckverhältnis um 14 % bis 25 % niedriger als die gemessenen Gütegrade des Obrist-Verdichters, für den Werte bis zu 80 % gemessen wurden. Vielversprechende Ergebnisse bezüglich des Gütegrades ergaben sich beim Bitzer-Verdichter wie erwartet für den Bereich hoher Drehzahlen. Da der im Rahmen dieses Projektes neu entwickelte Bitzer-Verdichter sich erst in der zweiten Entwicklungsstufe befindet, ist mit einem größeren Optimierungspotential im Vergleich zum bereits weiterentwickelten Obrist-Verdichter zu rechnen.

Weiterhin bestätigten die Messungen, dass aufgrund der hohen volumetrischen Kälteleistung und der günstigen Liefergrade der untersuchten CO₂-Verdichter eine vergleichsweise hohe Leistungsdichte erzielt werden kann. Für die Anwendung in Frischdienst- bzw. Tiefkühlanlagen ist zur Erzielung gleicher Kälteleistungen bei gleicher Drehzahl dabei im Vergleich zu R134a ein um den Faktor 8 bis 10 kleineres Hubvolumen erforderlich. Bei höheren Drehzahlen kann dieses Verhältnis noch günstiger ausfallen.

Zur Weiterentwicklung der bisher untersuchten Prototypenanlage sind sowohl im Bereich der Verdichtenterwicklung als auch bei der Anlagenkonstruktion weitere Entwicklungsschritte erforderlich. Neben einer weiteren Untersuchung der Anlage im Straßeneinsatz über einen längeren Zeitraum ist vor allem eine begleitende Untersuchung durch Langzeittests von großer Bedeutung, um die Lebensdauer einzelner Anlagenkomponenten — insbesondere des Verdichters — zu ermitteln und zu überprüfen.

Teil IV

Anhang und Literaturverzeichnis

Anhang A

Kältemittel

Stoff		Eigenschaften in der Atmosphäre				
Name	Formel	LFL ¹	Zeit ²	ODP	GWP	
		%	Jahre		20 Jahre	100 Jahre
Kohlendioxid (R744)	CO ₂	-	120	0	1	1
FCKW-12 (R12)	CF ₂ Cl ₂	-	102	1	7100	8500
HFCKW-22 (R22)	CHF ₂ Cl	-	13,3	0,055	4100	1700
HFCKW-32 (R32)	CH ₂ F ₂	12,7	5,6	0		650
HFCKW-115(R115)	C ₂ F ₅ Cl	-	1700	0,6	5500	9300
HFCKW-125 (R125)	C ₂ HF ₅	-	32,6	0	4700	2800
HFCKW-134a (R134a)	C ₂ H ₂ F ₄	-	14,6	0	3200	1300
HFCKW-143a (R143a)	C ₂ H ₃ F ₃	7	48,3	0	4500	3800
HFCKW-152a (R152a)	C ₂ H ₄ F ₂	5,1	1,5	0	510	140
R404A (R125+R143a+R134a)	(44 : 52 : 4)	-		0		3260
R407C (R32+R125+R134a)	(23 : 25 : 52)	-		0		1600
R410A (R32+R125)	(50 : 50)	-		0		1730
R502 (R22+R115)	(48,8 : 51,2)	-		0,33		5600
R507 (R125+R143a)	(50 : 50)	-		0		3800

Tabelle A.1: Eigenschaften verschiedener Kältemittel

Anhang B

Schaltpläne der Versuchsanlagen

B.1 CO₂-Verdichterprüfstand

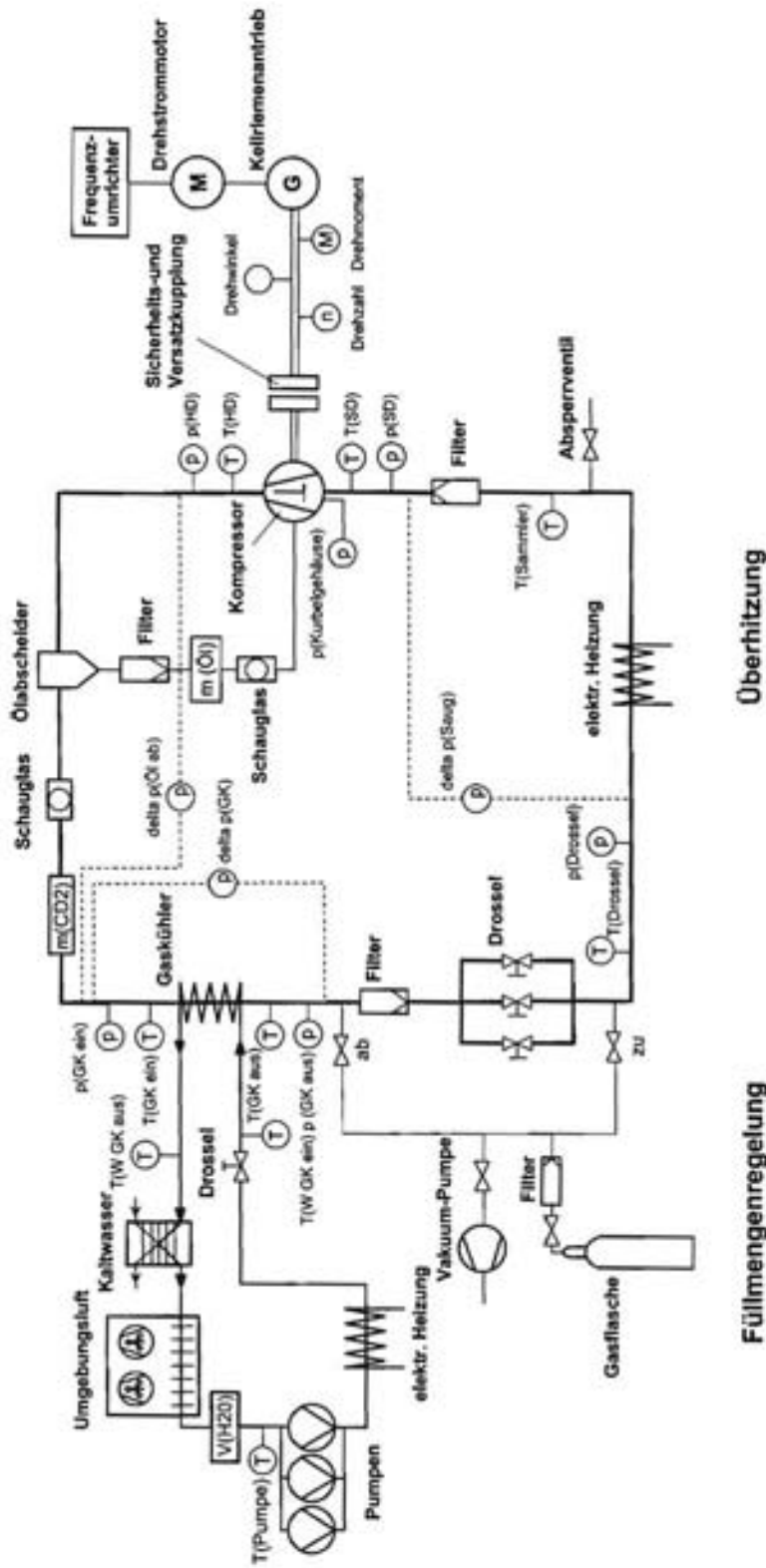


Abbildung B.1: Schaltplan des Verdichterprüfstandes

B.2 R 134a-Serienanlage

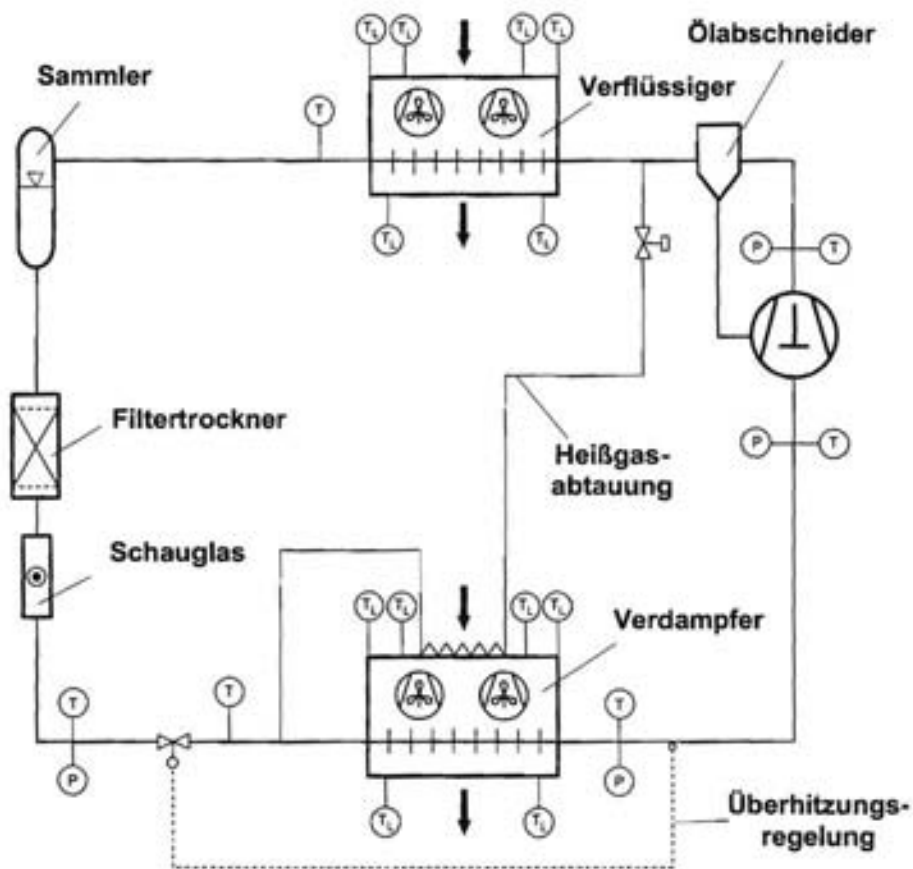


Abbildung B.2: Schaltplan der untersuchten R134a-Transportkälteanlage

B.3 CO₂-Versuchsanlage

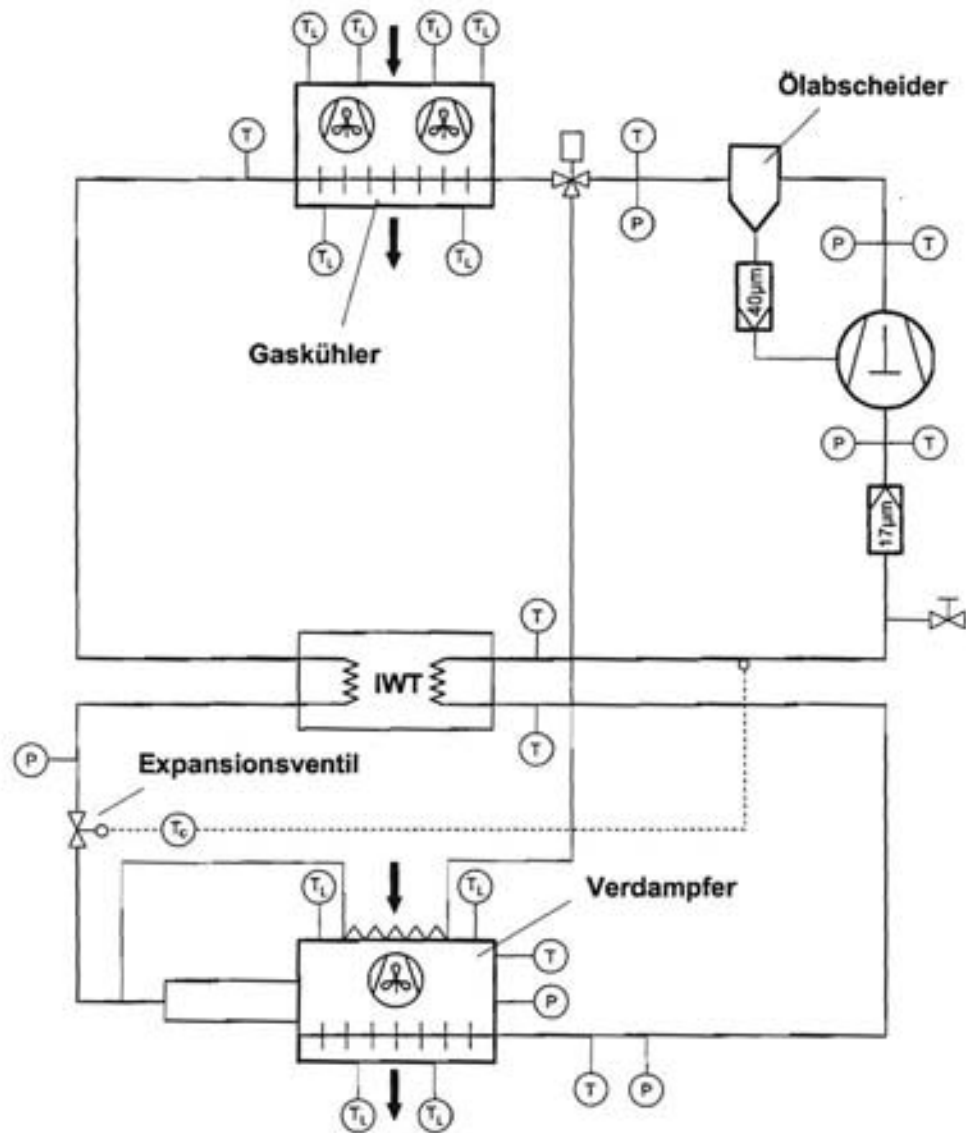


Abbildung B.3: Schaltplan der untersuchten CO₂-Transportkälteanlage

Anhang C

Anlagensimulation

Zur theoretischen Untersuchung eines vollständigen Kältekreislaufes wurde eine bei der Firma KONVEKTA AG von Tegethoff [Tegethoff 1999] entwickelte objektorientierte Simulationsumgebung für stationäre und transiente Klima-, Kälte- und Wärmepumpenprozesse verwendet. Für die vergleichende Untersuchung der in dieser Arbeit betrachteten Verdichterkonzepte wurde an der TU Braunschweig ein Simulationsmodell für Kältemittelverdichter entwickelt. Sowohl die experimentell als auch die theoretisch bestimmten Verdichterkenn- daten können über eine Schnittstelle in die Simulationsumgebung der Gesamtanlage ein- gegeben werden. Dadurch steht ein effektives Werkzeug zur Verfügung, mit dessen Hilfe verschiedene Anlagenverschaltungen und Verdichterkonzepte theoretisch untersucht werden können.

C.1 Simulationsplattform für Kälte- und Wärmepum- pensysteme

Die verwendete Simulationsplattform ist unter der objektorientierten Programmierspra- che C++ implementiert und besitzt eine graphische Benutzeroberfläche zur Systemde- finition und Darstellung der Berechnungsergebnisse. Mit Hilfe eines sogenannten Fluid- Informationsfluss-Diagrammes wird die Modellierung der gewählten Anlagenkomponenten und -Verschaltung vorgenommen und das zugehörige algebraische Gleichungssystem be- stimmt. Dieses wird anschließend nach der Wahl geeigneter Anfangsbedingungen durch einen numerischen Algorithmus gelöst. Das Programm zeichnet sich durch folgende Cha- rakteristika aus:

- Eine erweiterbare Modellbibliothek mit zum Teil sehr komplexen transienten und stati- schen Modellen für die einzelnen Bauteile, wie z.B. Lamellenrohrbündel-Wärmeüber- trager, Verdichter, Sammler, Rohrleitungen und Expansionsventil steht zur Verfügung.
- Es sind beliebige Verschaltung von Bauteilen und variablen Systemverschaltungen möglich, wie z.B. Standardkältekreisläufe und Wärmepumpenverschaltungen jeweils erweiterbar mit internem Wärmeübertrager bzw. Sammler und Ventilatoren bzw. Luft- kanälen. Zusätzlich ist ein Einbau von diversen Regelungen, wie z.B. Hochdruckrege- lung oder Überhitzungsregelung möglich.

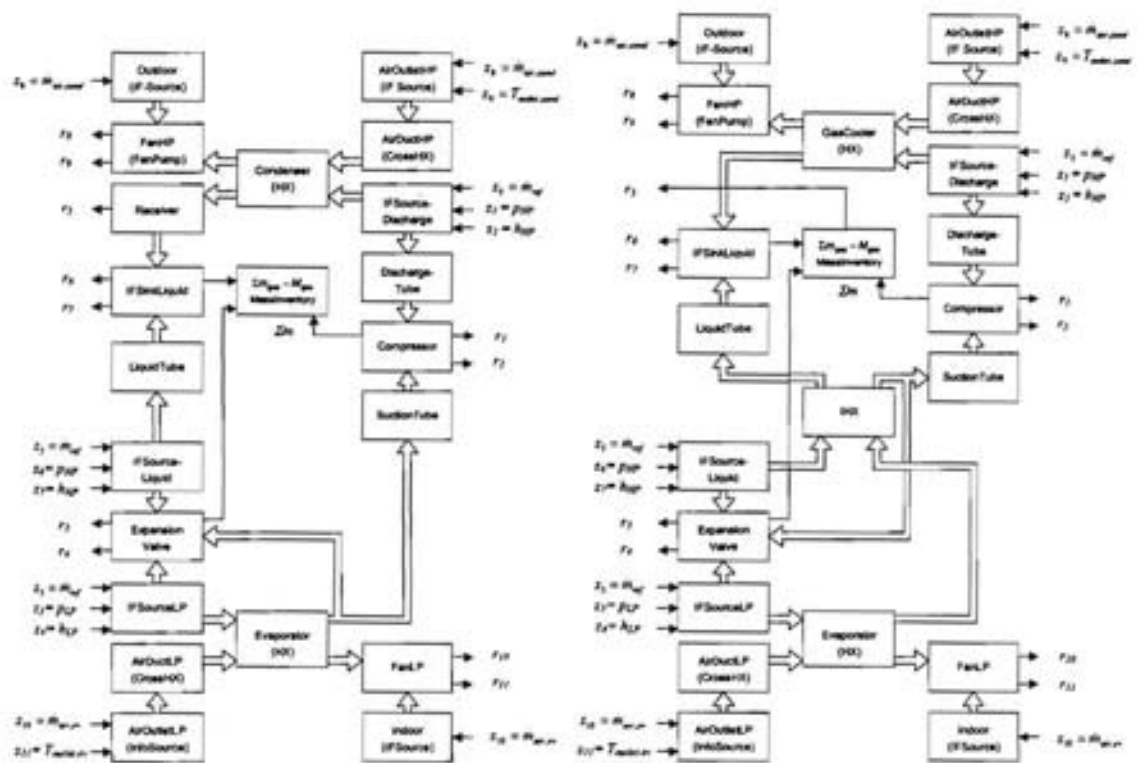


Abbildung C.1: Fluid-Informationsfluss-Diagramm der R134a-Anlage mit Sammler und der CO₂-Anlage mit innerem Wärmeübertrager und Überhitzungsregelung am Austritt des internen Wärmeübertragers

- Die Kältemittelfüllmenge des Gesamtsystems und einzelner Komponenten wird berücksichtigt.
- Weitere Bibliotheken sind vorhanden, wie z.B. eine Kältemittelbibliothek, eine Bibliothek für Wärmeübergangs- und Druckabfallsbeziehungen speziell für CO₂, sowie eine Bibliothek für numerische Methoden.

Anhang D

Verdichtermodell

Es wurde ein numerisches Modell für Kältemittelverdichter entwickelt, das den Verdichtungsprozess im Zylinderraum für reale Gase als 1-Knotenmodell basierend auf der Kinematik des Kolbens bzw. des Kurbel- oder Axialantriebs, der Bilanzgleichungen für Masse und Energie und der entsprechenden Ventilgleichungen berechnet (siehe z.B. bei Röttger [Röttger 1975], Touber [Touber 1976], Kaiser [Kaiser 1985] und Fagerli [Fagerli 1997]). Die Ventilgleichungen für das druckgesteuerte Verdichterkonzept wurden unter Annahme der Schwingungsgleichung eines dynamischen 1-dimensionalen Masse-Feder-Modells und einer semiempirischen Gleichung für stationäre Strömung unter Einbeziehung eines experimentell bestimmten Strömungskoeffizienten ermittelt. Das Ventilmodell des weggesteuerten Verdichterkonzeptes verwendet die gleichen Annahmen zur Beschreibung der Strömung durch die Ein- und Auslasskanäle, wie das druckgesteuerte Modell.

Optional kann auch die Leckage über die Kolbenringe und die Ventile, die Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und Zylinderwand bzw. Zylinderkopf, die Pulsationen in der Druck- und Saugkammer und die Kolben- bzw. Lagerreibung bestimmt werden. Das Programm wurde in C++ implementiert und verwendet die von der Simulationsplattform (siehe Kap. C) in Objektbibliotheken zur Verfügung gestellten Kältemittelstoffdaten und mathematischen Lösungsverfahren.

Der Verdichtungsprozess eines Hubkolbenverdichters ist ein zyklischer Prozess, der in Abb. D.1 als Indikatordiagramm dargestellt ist. Der Gesamtprozess setzt sich aus den folgenden vier Teilprozessen zusammen:

der Verdichtung von $1 \rightarrow 2$, dem Ausstoßvorgang $\rightarrow 3$, der Rückexpansion von $3 \rightarrow 4$ und dem Ansaugvorgang von $4 \rightarrow 1$.

D.1 Energiebilanz

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik nach Gl. D.1 kann für den aus vier unterschiedlichen Teilprozessen (siehe Abb. D.1) bestehenden zyklischen Verdichtungsprozess bezüglich der in Abb. D.2 eingezeichneten beweglichen Kontrollraumgrenze angewendet werden, wenn alle ablaufenden Vorgänge als quasistatisch angenommen werden.

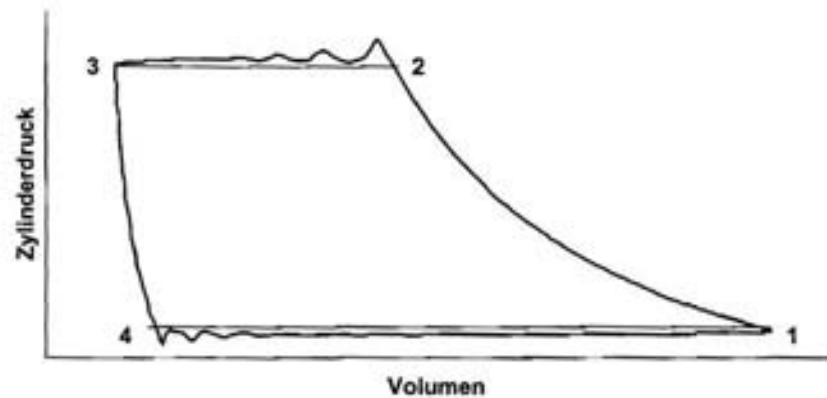


Abbildung D.1: Indikator diagramm eines Hubkolbenverdichters

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{kV}} \rho \left(u + \frac{w^2}{2} + \Psi \right) dV = \sum_k \left[\dot{m} \left(h + \frac{w^2}{2} + \Psi \right) \right]_k + \dot{Q} + \dot{W}_t - p_K \frac{dV_{kV}}{dt} \quad (\text{D.1})$$

Im Folgenden soll der Zylinderraum als homogen angenommen werden, d.h. die thermodynamischen Zustandsgrößen Druck, Temperatur und spezifisches Volumen sind innerhalb des Zylinderraumes näherungsweise nur von der Zeit nicht aber vom Ort abhängig¹. Unter der Voraussetzung, dass die kinetische und potentielle Energie der sich im Zylinderraum befindlichen Masse und auch der die Kontrollraumgrenze überschreitende Masse vernachlässigt werden kann², vereinfacht sich Gl. D.1 folgendermaßen:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = \sum_k \dot{m}_k(t) \cdot h_k(t) + \dot{Q}_W(t) + P_t(t) - p_K \frac{dV_{kV}}{dt} \quad (\text{D.2})$$

Die Enthalpieströme über die Kontrollraumgrenzen hinweg setzen sich aus den Ventilströmen und den Leckageströmen zusammen:

$$\sum_k \dot{m}_k(t) \cdot h_k(t) = \sum_V \dot{m}_V(t) \cdot h_V(t) + \sum_L \dot{m}_L(t) \cdot h_L(t) \quad (\text{D.3})$$

Der Enthalpiestrom über die Ventile wird je nach Kurbelwinkel durch den Ausstoß- bzw. Ansaugvorgang charakterisiert und setzt sich allgemein daher aus folgenden zwei Komponenten zusammen:

$$\sum_V \dot{m}_V(t) \cdot h_V(t) = \dot{m}_{SV} \cdot h_s - \dot{m}_{DV} \cdot h_Z(t) \quad (\text{D.4})$$

Der Leckageenthalpiestrom besteht aus folgenden drei Komponenten, der Leckage über die

¹Annahme eines 1-Knotenmodelles für den Zylinderraum

²Der größte Fehler könnte aufgrund der kinetischen Energie der Ventilströmung entstehen.

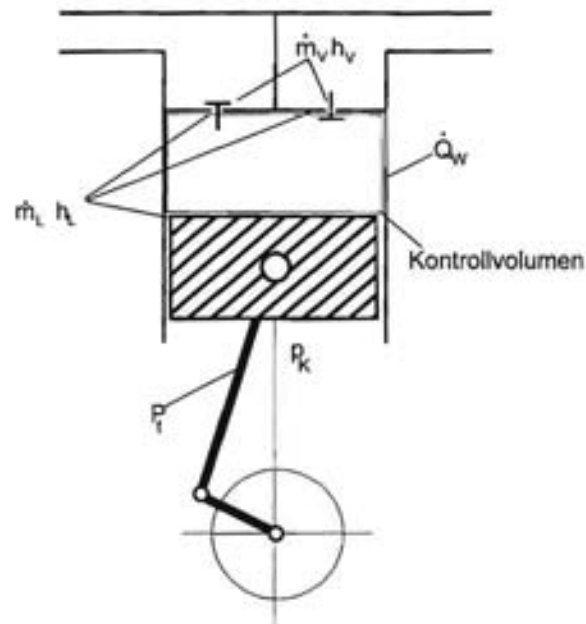


Abbildung D.2: Energiebilanz über den Zylinderraum eines Hubkolbenverdichters

Kolbenringe, das Saugventil und das Druckventil:

$$\sum_L \dot{m}_L(t) \cdot h_L(t) = -\dot{m}_L^{KR} \cdot h_Z(t) - \dot{m}_L^{SV} \cdot h_Z(t) + \dot{m}_L^{DV} \cdot h_d \quad (D.5)$$

Da bei Kältemittelverdichtern normalerweise keine Ventilüberschneidungen gibt, muss zu einem bestimmten Zeitpunkt immer nur ein Term beim Ventilenthalpiestrom berücksichtigt werden. Dieser Sachverhalt ist in Tabelle D.1 zusammen mit dem Vorzeichen des jeweiligen Enthalpiestromes dargestellt. In Tabelle D.2 ist entsprechend der entsprechende Sachverhalt für die Leckageenthalpieströme dargestellt.

Für die technische Antriebsleistung, die über den Kolben übertragen wird, ergibt sich

Zustandsänderung nach Abb. D.1	$\dot{m}_{SV} \cdot h_s$	$\dot{m}_{DV} \cdot h_Z(t)$
1 → 2 Verdichtung	0	0
2 → 3 Ausstoßvorgang	0	-1
3 → 4 Rückexpansion	0	0
4 → 1 Ansaugvorgang	+1	0

Tabelle D.1: Richtung der Ventilmassenströme

aufgrund des Kurbelgehäusedruckes

$$P_t = -(p_Z(t) - p_K) \frac{dV_Z(t)}{dt} \quad (D.6)$$

Aus Gl.D.2 und Gl. D.6 folgt

Zustandsänderung nach Abb. D.1	$\dot{m}_L^{KR} \cdot h_Z(t)$	$\dot{m}_L^{SV} \cdot h_Z(t)$	$\dot{m}_L^{DV} \cdot h_d$
1 → 2 Verdichtung	-1	-1	+1
2 → 3 Ausstoßvorgang	-1	-1	0
3 → 4 Rückexpansion	-1	-1	+1
4 → 1 Ansaugvorgang	0	0	+1

Tabelle D.2: Richtung der Leckagemassenströme in einem Hubkolbenverdichter

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = \sum_k \dot{m}_k(t) \cdot h_k(t) + \dot{Q}_W(t) - p_Z(t) \frac{dV_Z(t)}{dt} \quad (D.7)$$

Die zeitliche Änderung der Inneren Energie im Zylinderraum lässt sich mit Hilfe der Definition der Enthalpie

$$U_Z = H_Z - p_Z V_Z = h_Z \cdot m_Z - p_Z v_Z m_Z \quad (D.8)$$

folgendermaßen ausdrücken:

$$\begin{aligned} \frac{dU_Z}{dt} &= \frac{d(h_Z m_Z - p_Z V_Z)}{dt} \\ &= h_Z \frac{dm_Z}{dt} + \frac{dh_Z}{dt} \cdot m_Z - \frac{dp_Z}{dt} V_Z - \frac{dV_Z}{dt} p_Z \end{aligned} \quad (D.9)$$

Aus Gl. D.9 folgt mit Gl. D.7:

$$h_Z(t) \frac{dm_Z}{dt}(t) + \frac{dh_Z}{dt}(t) \cdot m_Z(t) - \frac{dp_Z}{dt}(t) V_Z(t) = \sum_k \dot{m}_k(t) \cdot h_k(t) + \dot{Q}_W(t) \quad (D.10)$$

D.2 Massenbilanz

Analog zum 1. Hauptsatz kann die Massenbilanz nach Gl. D.11 für den Kontrollraum in Abb. D.2 eine Massenbilanz aufgestellt werden, die entsprechend nach Abb. D.1 für alle vier Teilprozesse gültig ist:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{kv}} \rho dV = - \int_{A_{kv}} \rho w_j n_j dA \quad (D.11)$$

Für eine homogene Massenverteilung im Zylinderraum und unter Berücksichtigung mehrerer definierter Massenströme über die Kontrollraumgrenze hinweg, folgt daraus mit der Annahme, dass die Richtung der Massenströme durch einen positiven oder negativen Zahlenwert angegeben wird:

$$\frac{dm_Z(t)}{dt} = \sum_k \dot{m}_k \quad (D.12)$$

D.3 Eigenschaften des Kältemittels

Zusätzlich zu den Bilanzgleichungen wird zur Berechnung des Gesamtprozesses jeweils noch eine thermische und kalorische Zustandsgleichung des Kältemittels benötigt. Um die Allgemeingültigkeit dieses Ansatzes zu wahren, soll hier eine allgemeine funktionale Formulierung einer Realgasgleichung gewählt werden. Je nach Wahl des Realgasgleichungstyps gibt es freie Variablen, die direkt berechnet werden können, wohingegen andere Variablen nur implizit durch Iterationsverfahren zugänglich sind. Um den Rechenaufwand bei der Lösung des Verdichtermodells überschaubar zu halten, ist es deshalb notwendig, die Wahl der freien Variablen so zu treffen, dass beim numerischen Algorithmus als erste Zwischengröße eine Variable berechnet werden kann, die in der Zustandsgleichung als freie Variable auftritt, damit keine zusätzliche Iteration erforderlich wird.

Da bei den am meisten verwendeten Realgasgleichungen der Druck als unabhängige Variable verwendet wird, soll hier das Gleichungssystem entsprechend gewählt werden:

$$p = p(T, v) \quad (\text{D.13})$$

Aus der Temperatur und dem spezifischen Volumen kann auch die Enthalpie iterationsfrei berechnet werden und es ergibt sich aus der thermischen Zustandsgleichung folgende kalorische Zustandsgleichung:

$$h = h(T, v) \quad (\text{D.14})$$

Außerdem steht auch die spezifische Entropie als Funktion der Temperatur und des spezifischen Volumens zu Verfügung:

$$s = s(T, v) \quad (\text{D.15})$$

Die Grundgleichungen des Verdichtermodelles dürfen also nur solche Ableitungen enthalten, die aus der thermischen (Gl. D.13) und aus der kalorischen Zustandsgleichung (Gl. D.14) berechnet werden können.

Das Differential der Enthalpie nach dem Kurbelwinkel kann aus Gl. D.14 und das Differential des Druckes nach Gl. D.13:

$$\frac{dh(T, v)}{d\varphi} = \left(\frac{\partial h(T, v)}{\partial T} \right)_v \frac{dT}{d\varphi} + \left(\frac{\partial h(T, v)}{\partial v} \right)_T \frac{dv}{d\varphi} \quad (\text{D.16})$$

$$\frac{dp(T, v)}{d\varphi} = \left(\frac{\partial p(T, v)}{\partial T} \right)_v \frac{dT}{d\varphi} + \left(\frac{\partial p(T, v)}{\partial v} \right)_T \frac{dv}{d\varphi} \quad (\text{D.17})$$

Mit Hilfe der Bridgman-Tabelle (siehe dazu bei [Bejan 1997]) können diese Differentiale so umgeformt werden, dass sie nur noch von Temperatur, spezifischen Volumen, isothermer Kompressibilität und isothermen Volumen-Ausdehnungskoeffizienten abhängen. Die Definition der isothermen Kompressibilität lautet

$$\kappa = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \quad (\text{D.18})$$

und die Definition des isobaren Volumen-Ausdehnungskoeffizienten

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (\text{D.19})$$

Mit Hilfe der Bridgman-Tabelle gilt

$$\left(\frac{\partial h(T, v)}{\partial v} \right)_T = \frac{\beta(T, v) \cdot T - 1}{\kappa(T, v)} \quad (\text{D.20})$$

$$\left(\frac{\partial h(T, v)}{\partial T} \right)_v = \frac{\beta(T, v) \cdot v - T \cdot \beta(T, v)^2 \cdot v}{\kappa(T, v)} + c_p(T, v) \quad (\text{D.21})$$

$$\left(\frac{\partial p(T, v)}{\partial v} \right)_T = \frac{1}{\kappa(T, v) \cdot v(T, v)} \quad (\text{D.22})$$

$$\left(\frac{\partial p(T, v)}{\partial T} \right)_v = \frac{\beta(T, v)}{\kappa(T, v)} \quad (\text{D.23})$$

Außerdem gilt:

$$\frac{\left(\frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - v \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T}{\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - v \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v} = \frac{\beta \cdot T}{c_p \cdot \kappa - T \cdot \beta^2 \cdot v} \quad (\text{D.24})$$

$$(\text{D.25})$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - v \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = \frac{c_p \cdot \kappa - T \cdot \beta^2 \cdot v}{\kappa} \quad (\text{D.26})$$

$$(\text{D.27})$$

D.4 Kinematische Grundgleichungen

Die Abhängigkeit des Hubvolumens von der Zeit bzw. vom Kurbelwinkel ergibt sich aus der Konstruktionsart des Verdichters. Im Folgenden soll die Volumenfunktion für einen Hubkolbenverdichter in radialer Bauweise mit Kurbelwellenantrieb und für einen Axialverdichter mit Taumelscheibe hergeleitet werden.

Volumenfunktion eines Verdichters mit Kurbelwelle

Die Funktion des Kolbenweges $s_k(\varphi)$ in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel kann bei einem Hubkolbenverdichter mit Kurbelwelle aus der Geometrie des Kurbelantriebes bestimmt nach Abb. D.3 werden. Aus dem Kurbelradius r_k und der Pleuelstangenlänge l_p folgt das Pleuelstangenverhältnis

$$\lambda_p = \frac{r_k}{l_p}$$

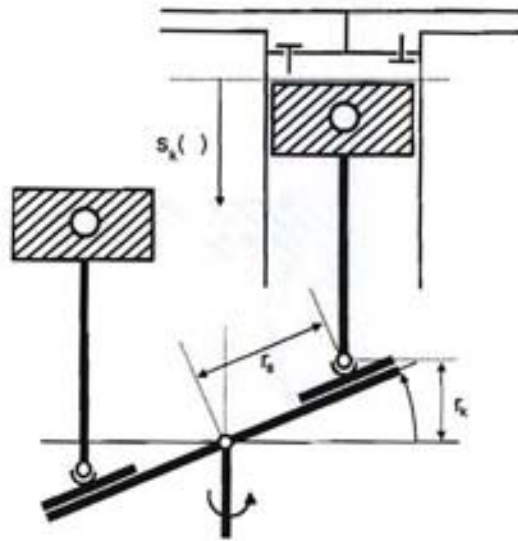


Abbildung D.4: Kinematik eines Taumelscheibenverdichters

Die Größe r_k (beim Verdichter mit Kurbelwelle der Kurbelradius) hängt beim Taumelscheibenverdichter allerdings folgendermaßen vom Anstellwinkel der Taumel- bzw. Schwenkscheibe ab

$$r_k = r_s \cdot \sin \alpha_{max} \quad (D.32)$$

wobei r_s der Radius der Pleuelstangenbefestigung über der Taumelscheibe ist und α_{max} der Anstellwinkel der Schräg- oder Taumelscheibe ist. Schließlich folgt aus Gl. D.31 und Gl. D.32 ein Zusammenhang für das Zylindervolumen bzw. dessen Ableitung in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel

$$V_Z \varphi = \frac{D^2 \pi}{4} r_s \sin \alpha_{max} \cdot (2\varepsilon + 1 - \cos \varphi) \quad (D.33)$$

$$\frac{dV_Z}{d\varphi} = \frac{D^2 \pi}{4} r_s \sin \alpha_{max} \cdot \sin \varphi \quad (D.34)$$

D.5 Ventilströmung

Für die Berechnung der Strömung über die Ventilkäule wird ein semiempirisches-Modell verwendet. Böswirth [Böswirth 1998], Touber [Touber 1976] und Fagerli [Fagerli 1997] verwenden für die Berechnung des Druckabfalles in druckgesteuerten Kältemittelverdichtern in Anlehnung an die Grundgleichung für die Durchflussmessung mit Blenden [DIN EN ISO 5167] folgenden Ansatz für kompressible reibungsbehaftete Strömungen

$$\dot{m} = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}, \quad (D.35)$$

wobei der Strömungskoeffizient α Strömungsverluste berücksichtigt, die durch Strömungskontraktion und Reibungseffekte entstehen und der Expansionskoeffizient ε den durch die Kompressibilität hervorgerufenen Effekten Rechnung trägt. Die Dichte ρ bezieht sich auf die Strömungsbedingungen vor dem Ventil und die Strömungsfläche A auf die kleinste Querschnittsfläche im Ventil.

Die Grundgleichung D.35 basiert auf den Gleichungen, die im Rahmen der Stromfadentheorie für inkompressiblen Strömung gelten [Spurk 1996, Rist 1995]. Betrachtet man eine auf gleicher geodätischer Höhe bleibende, verlustfreie ($p_{t1} = p_{t2}$) Rohrströmung von einem Querschnitt 1 zu einem engeren Querschnitt 2, dann gilt

$$p_t = p + \frac{\rho}{2} \cdot w^2 + g \cdot h_{\text{geodät.}} \quad (\text{D.36})$$

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung für inkompressible Strömung

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (\text{D.37})$$

folgt für die die Geschwindigkeit am Querschnitt 2

$$w_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_1) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}, \quad (\text{D.38})$$

und es ergibt sich für den Massenstrom $\dot{m} = A_2 \cdot \rho \cdot w_2$

$$\dot{m} = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_1 - p_2)}, \quad (\text{D.39})$$

bzw. für $A_1 \gg A_2$

$$\dot{m} = A_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_1 - p_2)}. \quad (\text{D.40})$$

Der Expansionskoeffizient ε fasst folgende Einflüsse zusammen, die sich durch die kompressiblen Strömung ergeben:

- eine geringere Kontraktion bewirkt eine Strahlexpansion
- eine Reduzierung der Dichte in der abgehenden Strömung ergibt einen geringeren Massenstrom
- im Vergleich zum inkompressiblen Fluid ergibt sich eine veränderte Geschwindigkeitsberechnung

Der Expansionskoeffizient kann nach Toubert [Toubert 1976] näherungsweise nach folgender Abschätzung

$$\varepsilon \cong 1 - \frac{c}{\kappa} \cdot \frac{p_1 - p_2}{p_1} \quad (\text{D.41})$$

bestimmt werden, wobei κ der Isentropenkoeffizient und c ein empirisch zu bestimmender Koeffizient ist.

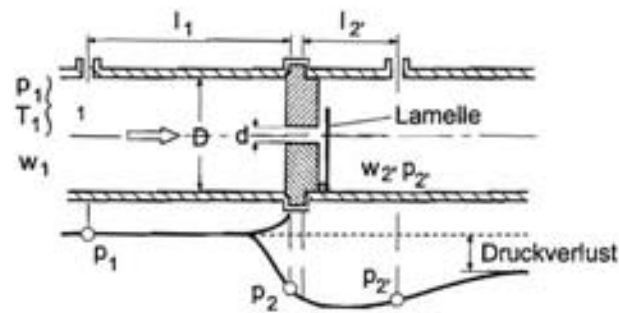


Abbildung D.5: Schematischer Aufbau der Messstrecke für die Messung des Druckabfalles über ein Lamellenventil mit Druckmessstellen und dem Verlauf des statischen Druckes

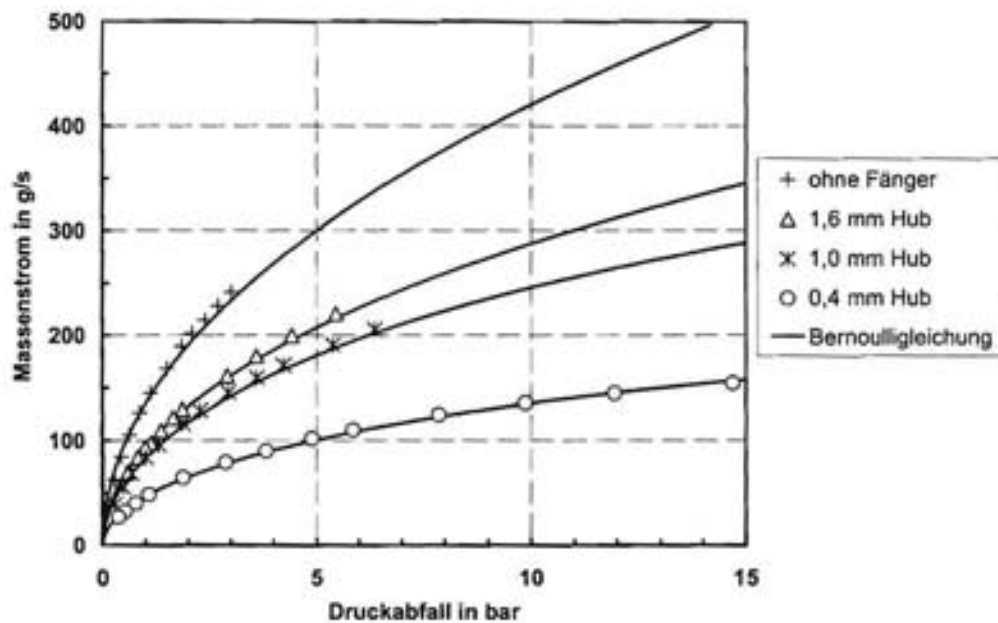


Abbildung D.6: gemessener Massenstrom über dem Druckabfall für das Modell eines Lamellenventils

Im Rahmen dieser Arbeit wurden der Druckabfall über zwei verschiedene Ventilmodelle experimentell untersucht. Zum einen wurde das Modell eines Lamellenventils mit einseitig eingespannter Ventildfeder für verschiedene Ventilhubhöhen untersucht. Außerdem wurden Messungen des Druckabfalles über eine einfache Ventilbohrung durchgeführt, wie sie in der Zylindertrommel des weggesteuerten Verdichters durchströmt wird. Dazu wurde in den Gaskreislauf des Verdichterprüfstandes hochdruckseitig eine Messvorrichtung nach Abb. D.5 eingebaut. Bei konstanten Anströmbedingungen vom 80 bar und etwa 80 °C wurde der Massendurchfluss durch das Ventilmodell variiert und der sich einstellende Differenzdruck mit Hilfe von Differenzdrucksensoren gemessen. Es wurden dabei verschiedene Bohrungsdurchmesser und Lamellenabstände vermessen. In Abb. D.6 ist der Massenstrom über dem gemessenen Druckverhältnis dargestellt. Anhand der Messdaten konnten die empirischen Parameter α und ε für unterschiedlichen Ventilgeometrien bestimmt werden und so ein Fit der Messdaten

mit Hilfe des oben genannten Bernolli-Ansatzes nach Gleichung D.35 für den Druckverlust vorgenommen werden, der ebenfalls in Abb. D.5 aufgetragen ist und eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den Messdaten zeigt.

D.6 Ventildynamik

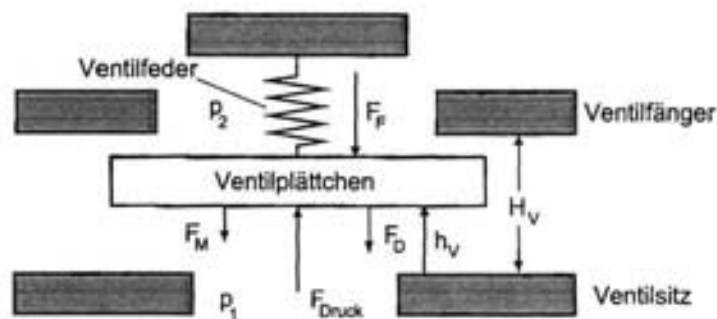


Abbildung D.7: Kräftebilanz am Ventilplättchen bei Annahme eines Feder-Masse Modells

Im Folgenden soll ein einfaches Modell für die Ventilschwingungen angegeben werden. Dazu soll ein Plattenventil mit einem Freiheitsgrad der Bewegung betrachtet werden. Das schwingfähige System in Abb. D.7 besteht aus einem Ventilfänger, einem Ventilplättchen, das mittels der Ventilfeder Richtung Ventilfänger gedrückt wird. Wenn das Ventil geschlossen ist, wird es von der Ventilfeder gegen den Ventilfänger gedrückt. Die Federkraft setzt sich aus einer Federvorspannkraft $F_0 = D_F \cdot h_0$ und der ventiltwegabhängigen Federkraft zusammen:

$$F_F = F_0 + D_F(h_V) \cdot h_V = D_F \cdot h_0 + D_F(h_V) \cdot h_V \quad (\text{D.42})$$

Die Federkonstante D_F wird dabei allgemein als Funktion des Ventilweges h_V angenommen. Die der Federkraft entgegenwirkende Druckkraft F_{Druck} wird durch die Druckdifferenz am Ventilplättchen hervorgerufen. Die Druckkraft F_{Druck} ist der Druckdifferenz proportional und kann im idealisierten Fall über die Fläche A_{Druck} , an die diese Druckkraft angreift, berechnet werden. Die Einführung des Druckkoeffizienten β , der allgemein vom Ventilweg abhängt berücksichtigt alle Effekte einer realen Strömung und einer realen Druckverteilung.

$$F_{Druck} = \beta(h_V) \cdot A_{Druck} \cdot (p_1 - p_2) \quad (\text{D.43})$$

Das Produkt aus Druckkoeffizienten und Druckangriffsfläche bezeichnet man als effektive Druckfläche

$$A_{Druck,eff} = \beta(h_V) \cdot A_{Druck} \quad (\text{D.44})$$

die ebenso wie die effektive Strömungsfläche aus stationären Strömungsversuchen experimentell bestimmt werden kann.

Die Massenkraft beträgt

$$F_M = m_V \cdot \ddot{h}_V \quad (\text{D.45})$$

und die Dämpfungskraft, die proportional zur Geschwindigkeit ist

$$F_D = c_D \cdot \dot{h}_V \quad . \quad (D.46)$$

Der Ventilhub h_V kann mit dem maximalen Ventilhub H_V dimensionslos gemacht werden

$$y(t) = \frac{h_V(t)}{H_V} \quad \text{wobei} \quad 0 \leq y(t) \leq H_V \quad . \quad (D.47)$$

Aus den Gleichungen D.42 - D.46 kann mit Gl. D.47 folgende Schwingungsgleichung formuliert werden:

$$m_V \cdot \ddot{y} + c_D \cdot \dot{y} + D_F(y) \cdot y + \frac{F_0}{H_V} = \beta(y) \cdot A_{Druck} \frac{p_1 - p_2}{H_V} \quad (D.48)$$

Will man die Zeit durch den Kurbelwinkel ersetzen, so gilt:

$$\frac{dy}{dt} = \omega \frac{dy}{d\varphi} \quad \text{und} \quad \frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2y}{d\varphi^2} \quad (D.49)$$

Damit folgt aus Gl. D.48

$$\omega^2 \cdot \frac{d^2y}{d\varphi^2} + \omega \cdot \frac{c_D}{m_V} \cdot \frac{dy}{d\varphi} + \frac{D_F(y)}{m_V} \cdot y + \frac{F_0}{m_V H_V} = \frac{\beta(y) \cdot A_{Druck}}{m_V \cdot H_V} \cdot (p_1 - p_2) \quad . \quad (D.50)$$

Die Eigenfrequenz des Systems hängt im allgemeinen vom Ventilweg y ab:

$$\omega_E(y) = \sqrt{\frac{D_F(y)}{m_V}} \quad (D.51)$$

Mit der Eigenfrequenz ω_E kann Gl. D.52 normiert werden:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_E}\right)^2 \frac{d^2y}{d\varphi^2} + \frac{c_D}{\sqrt{D_F \cdot m_V}} \left(\frac{\omega}{\omega_E}\right) \frac{dy}{d\varphi} + y + \frac{F_0}{D_F \cdot H_V} = \frac{\beta(y) \cdot A_{Druck}}{D_F \cdot H_V} \cdot (p_1 - p_2) \quad (D.52)$$

D.7 Parameter für die Simulation

Für die Durchführung der Simulationsrechnung werden verschiedene Parameter benötigt, um die untersuchten Verdichterkonzepte entsprechend der Modellannahmen charakterisieren zu können:

- Parameter für die Beschreibung des Druckabfalles über die Ventilkänäle
- Federkonstanten der Druck- und Saugventilfedern
- Ventilhub, Strömungsflächen und Ventilmassen
- Schadraum

D.7.1 Federkonstanten

Die Federkonstanten der Druck- und Saugventilfedern wurden mit Hilfe eines digitalen Höhenreißers und einer Messuhr an einer eigens konstruierten Messeinrichtung durch das Anhängen von Gewichten bestimmt. Die Messungen ergaben für die einseitig eingespannten Lamellenventile eine lineare Abhängigkeit zwischen Federkraft und Ventilhub.

D.7.2 Ventilhub, Strömungsflächen und Masse der Ventilplättchen

Sowohl der maximale Ventilhub als auch die Strömungsflächen konnten mit einer Messuhr bzw. einem Messschieber bestimmt werden. Die Gesamtmasse der Ventilplättchen wurde mit einer Waage bestimmt. Da aber ein Teil des Ventilplättchens mit einer Halteschraube eingespannt ist, muss für das Masse-Feder-Modell die bewegte Masse bestimmt werden. Experimente, diese Masse über die Bestimmung der Eigenfrequenz zu bestimmen ergaben keine befriedigendes Ergebnis. Daher wurde die bewegte Masse aus der Geometrie der Plättchenbefestigung abgeschätzt.

D.7.3 Schadraum

Zur Bestimmung des geometrischen Schadraumes wurde zunächst eine genaue Vermessung der Verdichtergeometrie mit Hilfe einer Messuhr durchgeführt und die Daten in ein CAD-Programm (Autocad) eingegeben. Anschließend wurde mit Hilfe des verwendeten CAD-Programms der Schadraum bestimmt. Die Messungen zeigen aber, dass der reale Schadraum etwas größer ausfällt, als der über diese Methode bestimmte.

Anhang E

Implementierte Gleichungssysteme

Unter Berücksichtigung des 1. Hauptsatzes nach Gl. D.7

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = \dot{m}_{SV} \cdot h_s - \dot{m}_{DV} \cdot h_Z(t) - \dot{m}_L^{KR} \cdot h_Z(t) - \dot{m}_L^{SV} \cdot h_Z(t) + \dot{m}_L^{DV} \cdot h_d + \dot{Q}_W(t) - p_Z(t) \frac{dV_Z(t)}{dt} \quad (\text{E.1})$$

dem Differential der Inneren Energie, die durch die Enthalpie $H = U + pV$ ersetzt werden kann

$$\begin{aligned} \frac{dU_Z(t)}{dt} &= \frac{d(m_Z \cdot h_Z - p_Z \cdot V_Z)}{dt} \\ &= \frac{dm_Z(t)}{dt} \cdot h_Z + \frac{dh_Z}{dt} \cdot m_Z - \frac{dp_Z}{dt} \cdot V_Z - \frac{dV_Z}{dt} \cdot p_Z \end{aligned} \quad (\text{E.2})$$

folgt zusammen mit der Massenbilanz nach Gl. D.12

$$\frac{dm_Z(t)}{dt} = \dot{m}_{SV} - \dot{m}_{DV} - \dot{m}_L^{KR} - \dot{m}_L^{SV} + \dot{m}_L^{DV} \quad (\text{E.3})$$

der thermischen und kalorischen Zustandsgleichung Gl. D.16 und Gl. D.17, dem Differential des spezifischen Volumens, das durch die Definition $v = \frac{V}{m}$ ausgedrückt werden kann

$$\begin{aligned} \frac{dv_Z(t)}{dt} &= \frac{d\left(\frac{V_Z(t)}{m_Z(t)}\right)}{dt} \\ &= \frac{dV_Z(t)}{dt} \cdot \frac{1}{m_Z(t)} - \frac{1}{m_Z(t)^2} \cdot V_Z(t) \cdot \frac{dm_Z(t)}{dt} \end{aligned} \quad (\text{E.4})$$

und der Beziehung zwischen Kurbelwinkel φ und der Zeit t

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

folgendes Gleichungssystem:

$$\frac{dT_Z(\varphi)}{d\varphi} + \frac{dv_Z(\varphi)}{d\varphi} \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - v \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T + \frac{v_Z}{V_Z \cdot \omega} \frac{\dot{m}_{SV} \cdot (h_Z - h_s)}{\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - v_Z \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v} + \frac{v_Z}{V_Z \cdot \omega} \frac{\dot{m}_L^{DV} \cdot (h_Z - h_d)}{\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - v_Z \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v} - \frac{Q_W}{V_Z \cdot \omega \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - v_Z \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v} = 0 \quad (\text{E.5})$$

$$\frac{dv_Z}{d\varphi} + \frac{v}{V_Z} \left[-\frac{dV_Z}{d\varphi} + \frac{v_Z}{\omega} \left(\dot{m}_{SV} - \dot{m}_{DV} - \dot{m}_L^{KR} - \dot{m}_L^{SV} + \dot{m}_L^{DV} \right) \right] = 0$$

Mit Hilfe der Bridgeman-Tafeln und

$$\frac{dv}{d\varphi} = -\frac{d\varrho}{d\varphi} \frac{1}{\varrho^2}$$

lässt sich das Gleichungssystem folgendermaßen umschreiben:

$$\frac{dT_Z(\varphi)}{d\varphi} = \frac{d\varrho_Z(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{\beta \cdot T}{\rho^2 \cdot c_p \cdot \kappa - T \cdot \beta^2 \cdot \rho} - \frac{\kappa}{V_Z(\varphi) \cdot \omega} \cdot \frac{1}{\rho \cdot c_p \cdot \kappa - T \beta^2} \left(\dot{m}_{SV}(h_Z - h_s) + \dot{m}_L^{DV}(h_Z - h_d) - \dot{Q}_W \right) \quad (\text{E.6})$$

$$\frac{\varrho_Z(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\varrho}{V_Z} \left[-\frac{dV_Z}{d\varphi} + \frac{1}{\omega \cdot \varrho} \left(\dot{m}_{SV} - \dot{m}_{DV} - \dot{m}_L^{KR} - \dot{m}_L^{SV} + \dot{m}_L^{DV} \right) \right]$$

Betrachtet man den Spezialfall ohne Wärmeübertragung ($\dot{Q}_W = 0$) und ohne Leckage ($\dot{m}_L^{KR}, \dot{m}_L^{SV}, \dot{m}_L^{DV} = 0$) und setzt man für die Ventilströmungen die Gleichungen für den Carnot-Stoß ein und geht von einem einfachen Federmodell aus, dann ergibt sich folgendes Gleichungssystem:

$$\frac{dT_Z(\varphi)}{d\varphi} + \frac{dv_Z(\varphi)}{d\varphi} \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - v \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T + \frac{v_Z}{V_Z \cdot \omega} \cdot C_{SV} \cdot A_{SV} \cdot y_{SV} \sqrt{\frac{2}{v_Z} \cdot (p_s - p_Z)} \cdot (h_Z - h_s) - \frac{v_Z \cdot \omega \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - v_Z \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v}{V_Z \cdot \omega} = 0$$

$$\frac{dv_Z}{d\varphi} + \frac{v_Z}{V_Z} \left[-\frac{dV_Z}{d\varphi} + \frac{v_Z}{\omega} \left(C_{SV} \cdot A_{SV} \cdot y_{SV} \sqrt{\frac{2}{v_Z} \cdot (p_s - p_Z)} - C_{DV} \cdot A_{DV} \cdot y_{DV} \sqrt{\frac{2}{v_Z} \cdot (p_Z - p_d)} \right) \right] = 0$$

Für den Ausstoßprozess muss die folgende Schwingungsgleichung für das Druckventil erfüllt sein

$$\left(\frac{\omega}{\omega_E^{DV}} \right)^2 \frac{d^2 y}{d\varphi^2} + \frac{c_D^{DV}}{\sqrt{D_F^{DV} \cdot m_V^{DV}}} \left(\frac{\omega}{\omega_E^{DV}} \right) \frac{dy}{d\varphi} + y + \frac{F_0^{DV}}{D_F^{DV} \cdot H_V^{DV}} - \frac{\beta(y)^{DV} \cdot A_{Druck}^{DV}}{D_F^{DV} \cdot H_V^{DV}} \cdot (p_Z(t) - p_d) = 0$$

und für den Ansaugprozess die entsprechende Schwingungsgleichung für das Saugventil

$$\left(\frac{\omega}{\omega_E^{SV}} \right)^2 \frac{d^2 y}{d\varphi^2} + \frac{c_D^{SV}}{\sqrt{D_F^{SV} \cdot m_V^{SV}}} \left(\frac{\omega}{\omega_E^{SV}} \right) \frac{dy}{d\varphi} + y + \frac{F_0^{SV}}{D_F^{SV} \cdot H_V^{SV}} - \frac{\beta(y)^{SV} \cdot A_{Druck}^{SV}}{D_F^{SV} \cdot H_V^{SV}} \cdot (p_s - p_Z(t)) = 0$$

(E.7)

Mit Hilfe der Bridgeman-Tafeln, bei Verwendung der Dichte als Variablen und nach Umwandlung der Schwingungsgleichung 2. Ordnung in zwei Differentialgleichungen 1. Ordnung gilt entsprechend folgendes Gleichungssystem:

$$\frac{dT_z(\varphi)}{d\varphi} = \frac{d\rho_z(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{\beta \cdot T}{\rho^2 \cdot c_p \cdot \kappa - T \cdot \beta^2 \cdot \rho} - \frac{\kappa}{V_z(\varphi) \cdot \omega} \cdot \frac{1}{\rho \cdot c_p \cdot \kappa - T \cdot \beta^2} \left(C_{sv} \cdot A_{sv} \cdot y_{sv} \sqrt{2 \cdot \rho(p_s - p_z(\varphi))} \cdot (h_z - h_s) \right)$$

$$\frac{\rho_z(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\rho}{V_z} \left[-\frac{dV_z}{d\varphi} + \frac{1}{\omega \cdot \rho} \left(C_{sv} \cdot A_{sv} \cdot y_{sv} \sqrt{2 \cdot \rho(p_s - p_z(\varphi))} - C_{dv} \cdot A_{dv} \cdot y_{dv} \sqrt{2 \cdot \rho(p_s - p_z(\varphi))} \right) \right]$$

$$\ddot{y} = \frac{dy}{d\varphi} \quad (\text{E.8})$$

Für den Ausstoßprozess muss die folgende Schwingungsgleichung für das Druckventil

$$\frac{d\ddot{y}}{d\varphi} = - \left(\frac{\omega(y)^{DV}_E}{\omega} \right)^2 \left[\left(\frac{\omega}{\omega(y)^{DV}_E} \right) \cdot \frac{C_D^{DV}}{\sqrt{D(y)^{DV}_F \cdot m_V^{DV}}} \cdot \ddot{y} + \dot{y} + \frac{F_0^{DV}}{D(y)^{DV}_F \cdot H_V^{DV}} - \frac{\beta(y)^{DV} \cdot A_{Druck}^{DV}}{D(y)^{DV}_F \cdot H_V^{DV}} \cdot (p_z(\varphi) - p_d) \right]$$

und für den Ansaugprozess die Schwingungsgleichung für das Saugventil erfüllt sein:

$$\frac{d\ddot{y}}{d\varphi} = - \left(\frac{\omega(y)^{SV}_E}{\omega} \right)^2 \left[\left(\frac{\omega}{\omega(y)^{SV}_E} \right) \cdot \frac{C_D^{SV}}{\sqrt{D(y)^{SV}_F \cdot m_V^{SV}}} \cdot \ddot{y} + \dot{y} + \frac{F_0^{SV}}{D(y)^{SV}_F \cdot H_V^{SV}} - \frac{\beta(y)^{SV} \cdot A_{Druck}^{SV}}{D(y)^{SV}_F \cdot H_V^{SV}} \cdot (p_s - p_z(\varphi)) \right]$$

Anhang F

Ergebnisse Verdichter

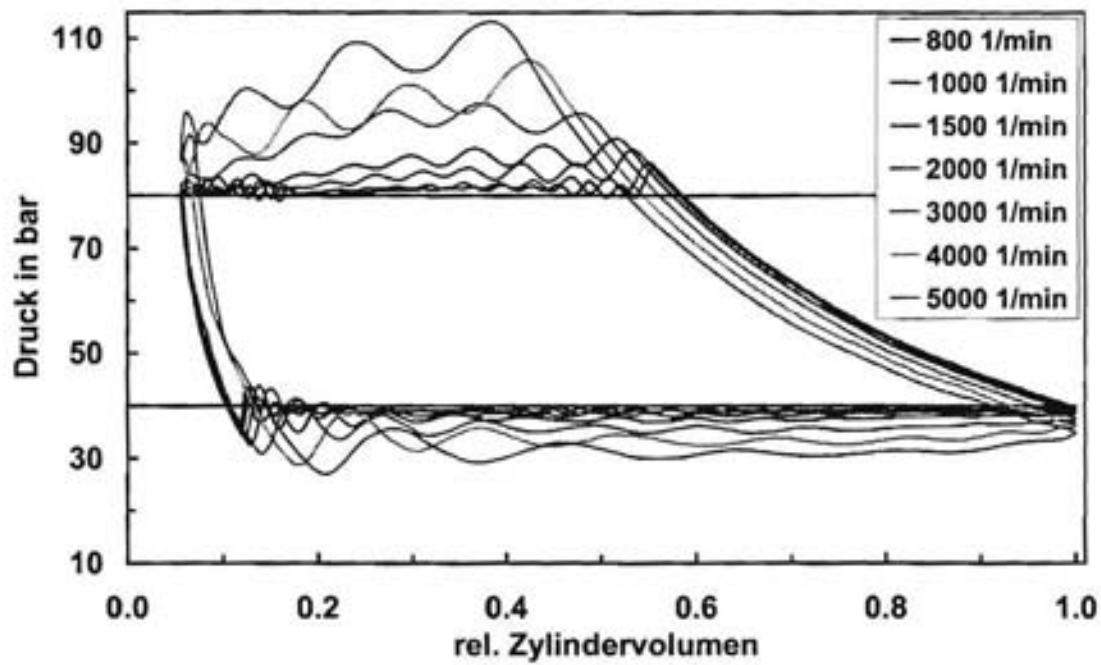


Abbildung F.1: Indikatordiagramme des Obrist-Verdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl für 80 bar Hoch- und 40 bar Saugdruck bei Vollhub.

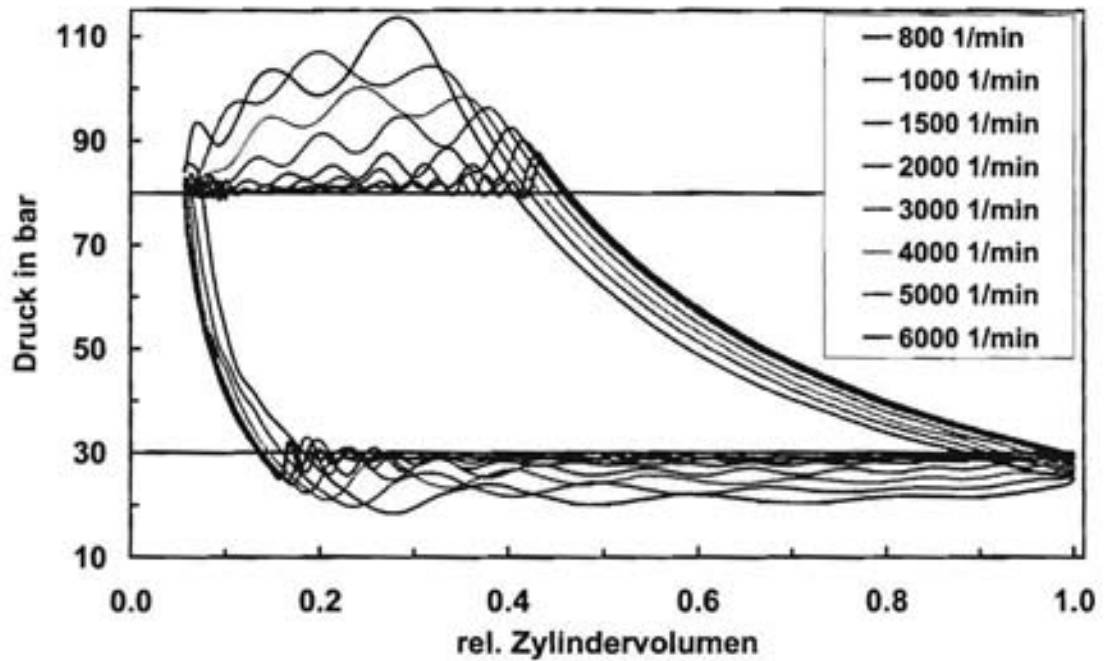


Abbildung F.2: Indikatorgramme des Obrist-Verdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl für 80 bar Hoch- und 30 bar Saugdruck bei Vollhub.

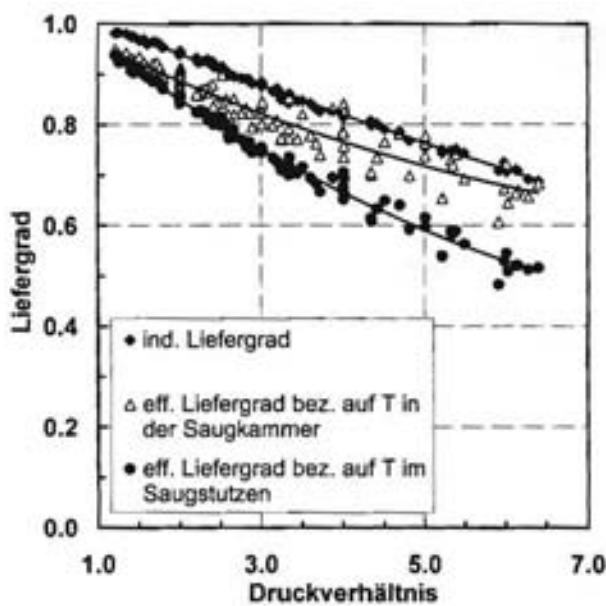


Abbildung F.3: Effektiver Liefergrad des Obrist-Verdichters in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei 50 bar bis 130 bar Hochdruck und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.

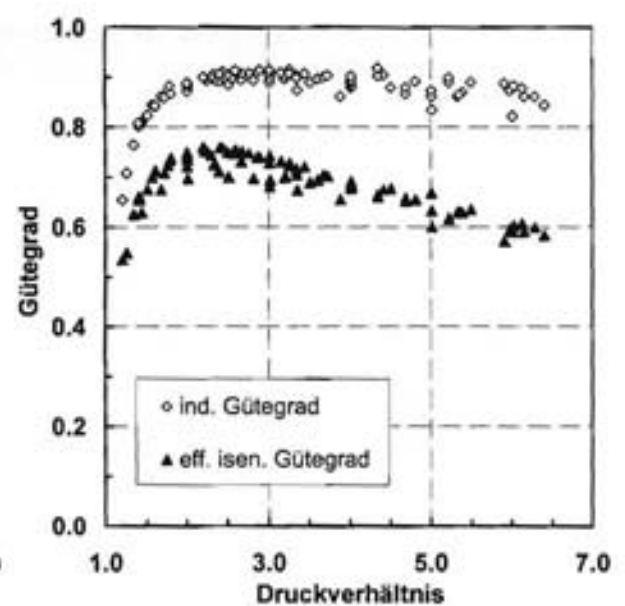


Abbildung F.4: Effektiv isentroper Gütegrad des Obrist-Verdichters in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei 50 bar bzw. 130 bar Hochdruck und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.

Anhang G

Ergebnisse Kälteanlagen

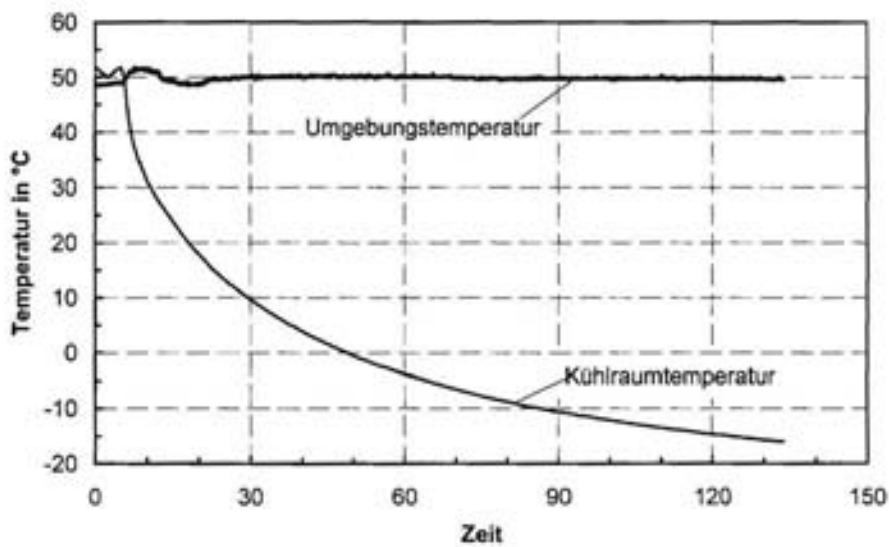


Abbildung G.1: Temperaturverlauf bei einem Abkühlversuch der CO_2 -Anlage bei einer Umgebungstemperatur von 50°C

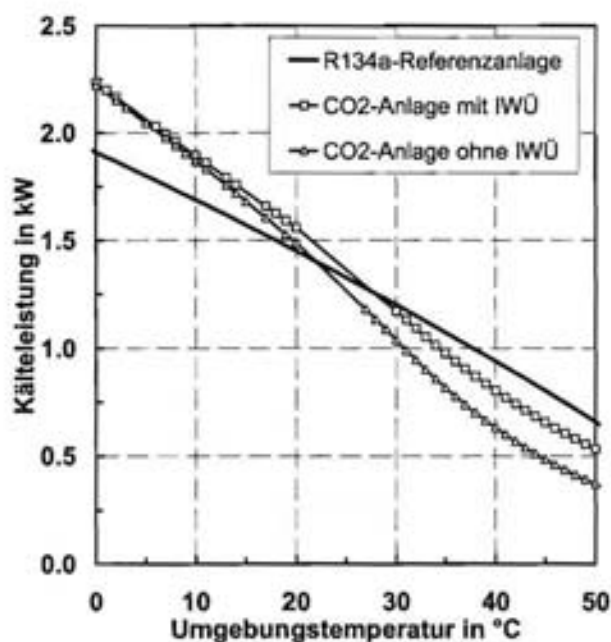


Abbildung G.2: Berechnete Nutzkälteleistung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für verschiedene CO₂-Anlagen im Vergleich zur R134a-Referenzanlage bei $\vartheta_{\text{innen}} = -20^{\circ}\text{C}$ und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

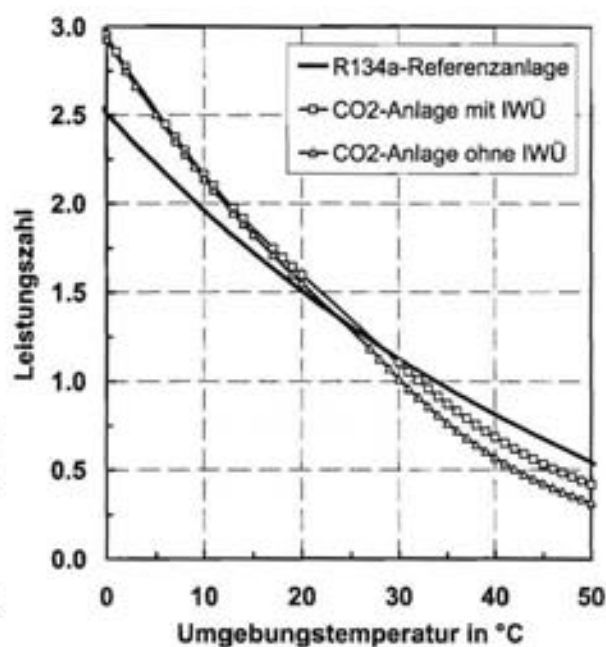


Abbildung G.3: Berechneter COP in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für verschiedene CO₂-Anlagen im Vergleich zur R134a-Referenzanlage bei $\vartheta_{\text{innen}} = -20^{\circ}\text{C}$ und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

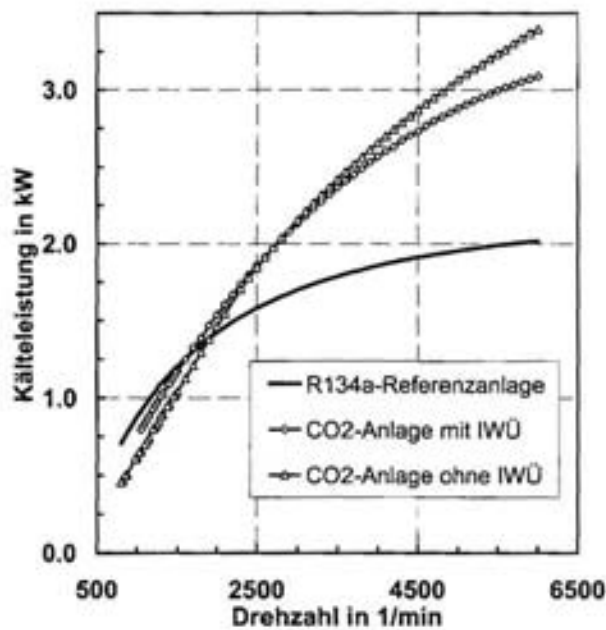


Abbildung G.4: Berechnete Nutzkälteleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl für eine CO₂-Anlage mit und ohne internen Wärmeübertrager im Vergleich zur R134a-Referenzanlage bei -20°C Kühlraumtemperatur und 30°C Umgebungstemperatur

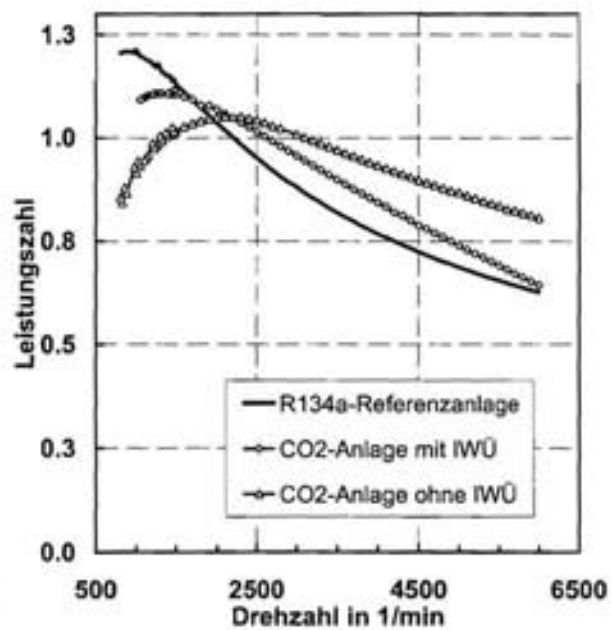


Abbildung G.5: Berechneter COP in Abhängigkeit von der Drehzahl für eine CO₂-Anlage mit und ohne internen Wärmeübertrager im Vergleich zur R134a-Referenzanlage bei -20°C Kühlraumtemperatur und 30°C Umgebungstemperatur

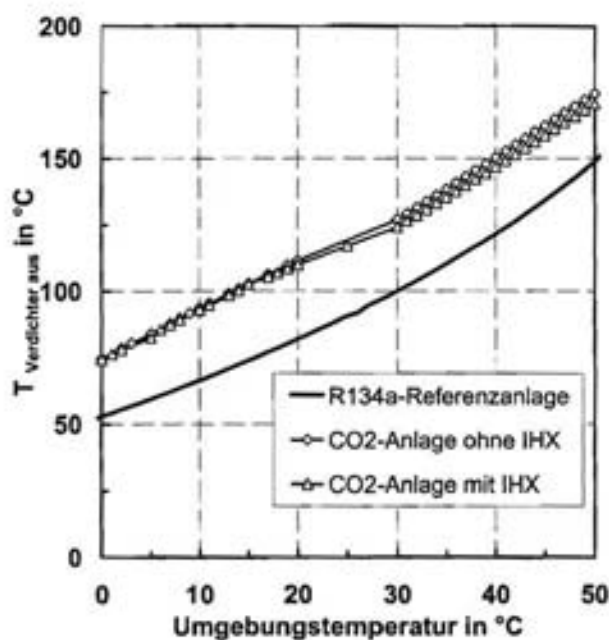


Abbildung G.6: Berechnete Verdichtungs-
endtemperatur in Abhängigkeit von der
Umgebungstemperatur für verschiedene
CO₂-Anlagen im Vergleich zur R134a-
Referenzanlage bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

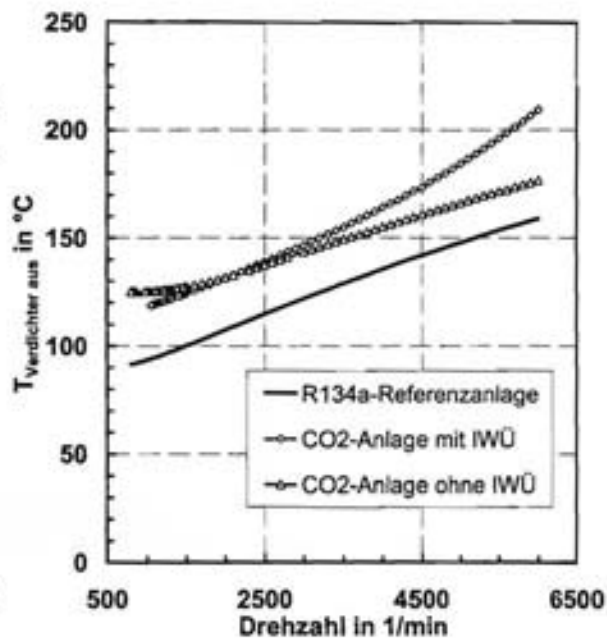


Abbildung G.7: Berechnete Verdichtungs-
endtemperatur in Abhängigkeit von der
Drehzahl für verschiedene CO₂-Anlagen
im Vergleich zur R134a-Referenzanlage

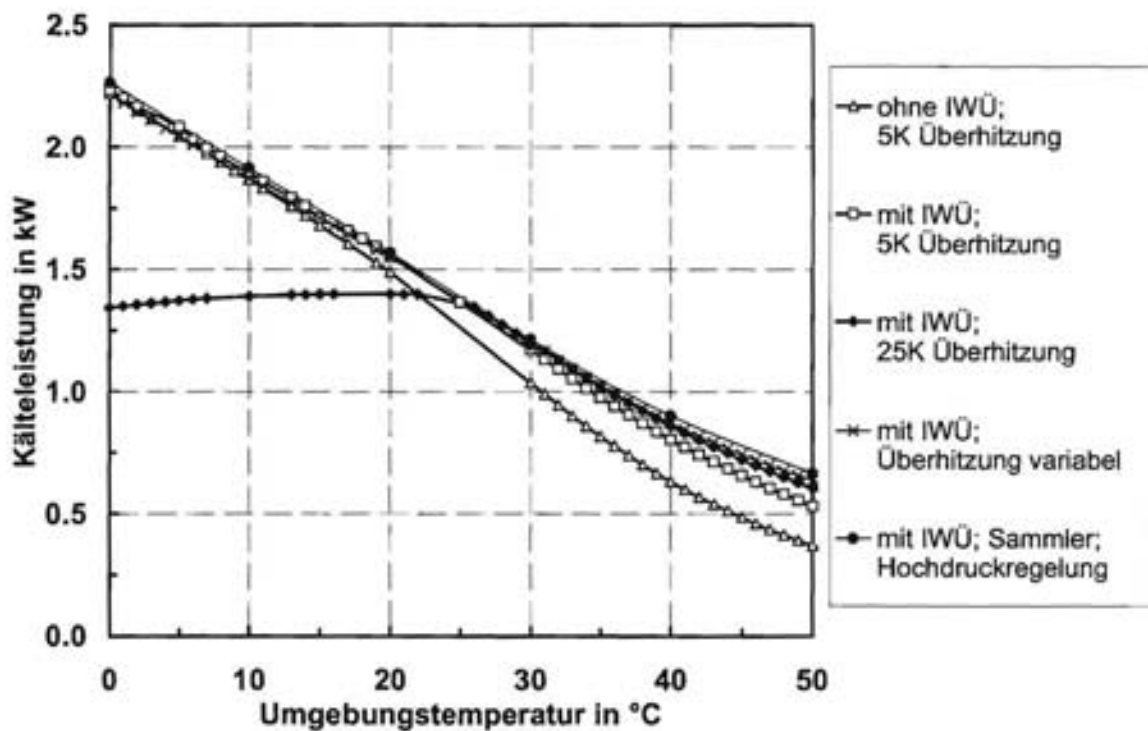


Abbildung G.8: Berechnete Kälteleistung für verschiedene Anlagentypen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für -20°C Kühlraumtemperatur und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

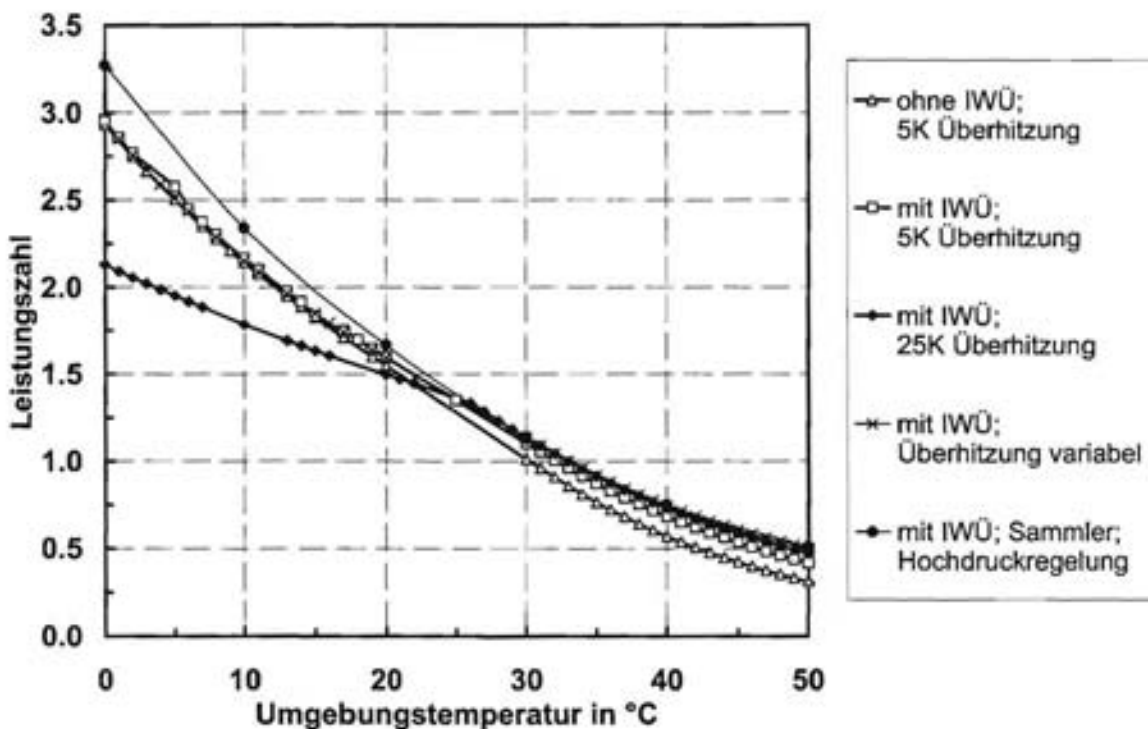


Abbildung G.9: Berechnete Leistungszahl für verschiedene Anlagentypen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für -20°C Kühlraumtemperatur und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

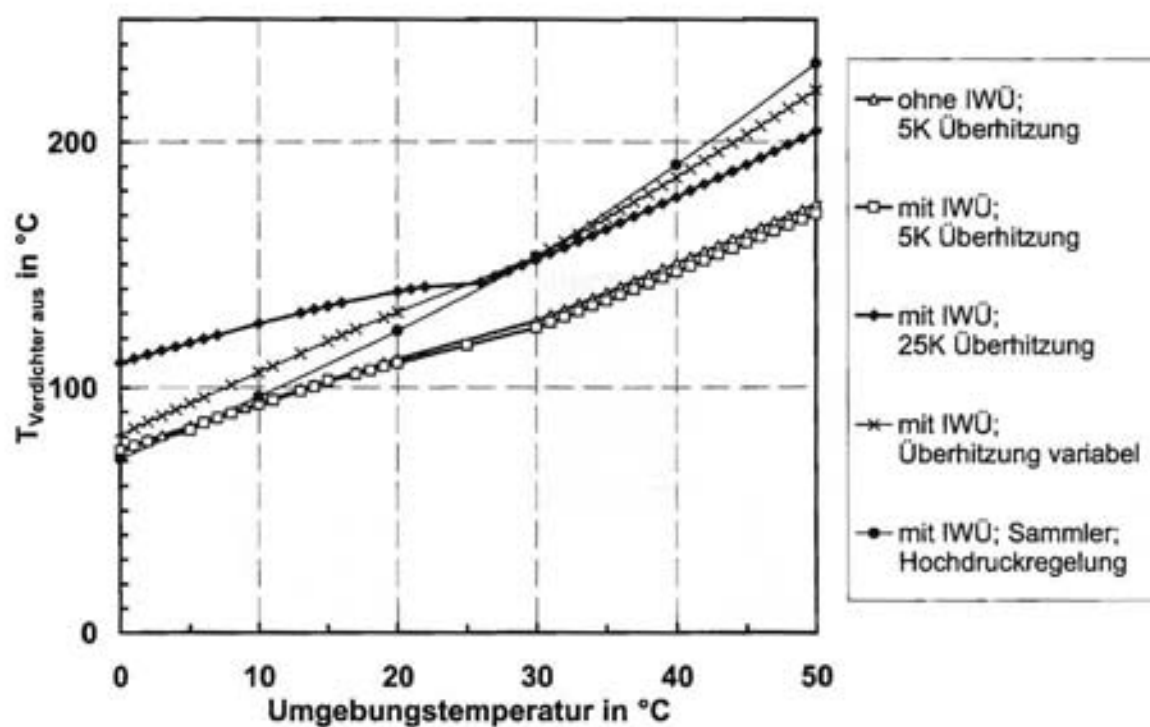


Abbildung G.10: Berechnete Verdichteraustrittstemperatur für verschiedene Anlagentypen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für -20°C Kühlraumtemperatur und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

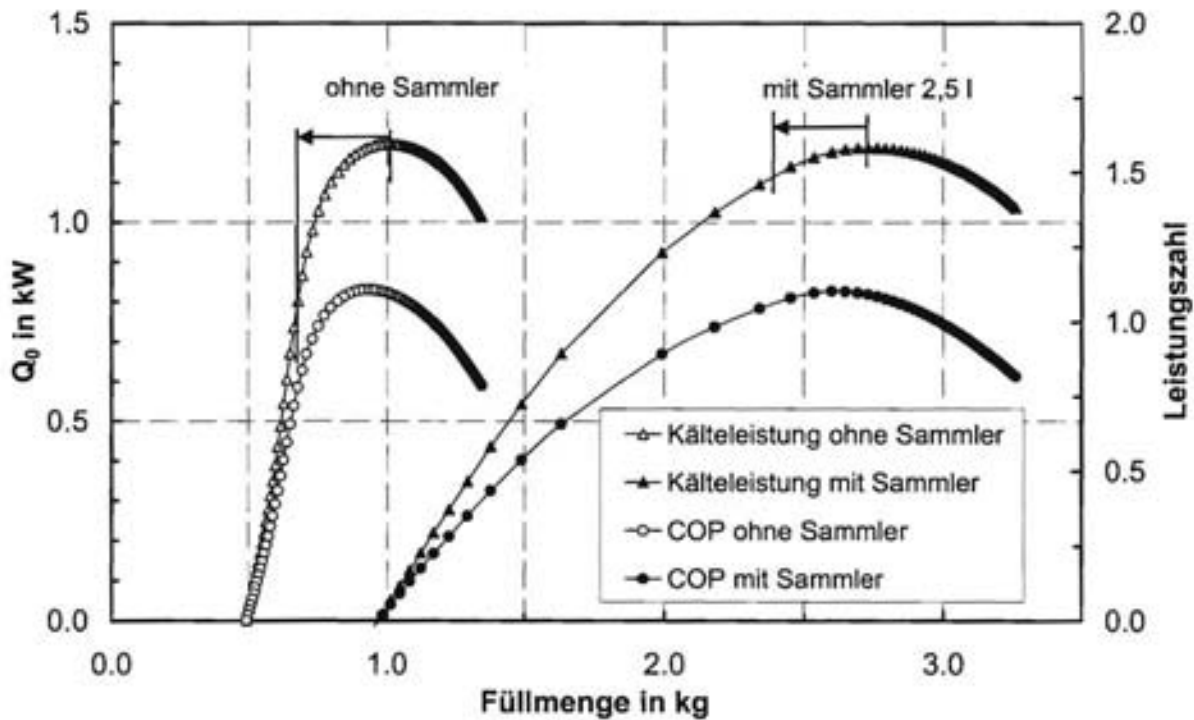


Abbildung G.11: Einfluss eines in die Druckleitung integrierten Sammlers auf Kälteleistung und Leistungszahl bei Kältemittelleckage; $T_u = 30^\circ\text{C}$; $T_i = -20^\circ\text{C}$; $n = 1500\text{ min}^{-1}$

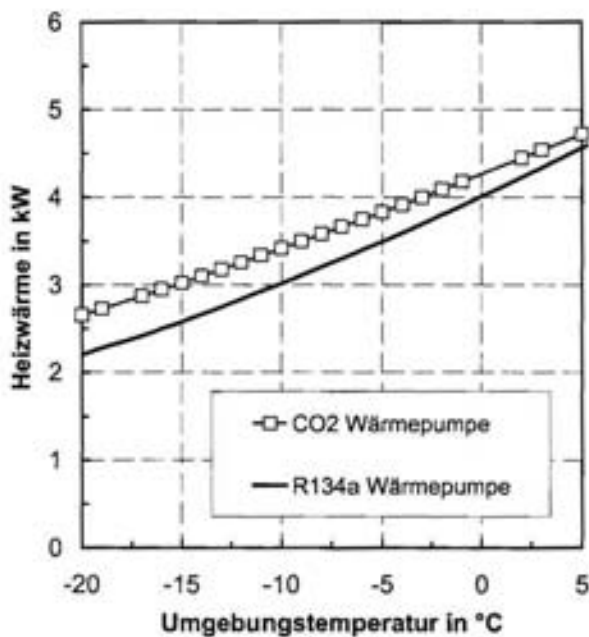


Abbildung G.12: Heizleistung der Wärmepumpenschaltung für eine Drehzahl von 1500 min^{-1}

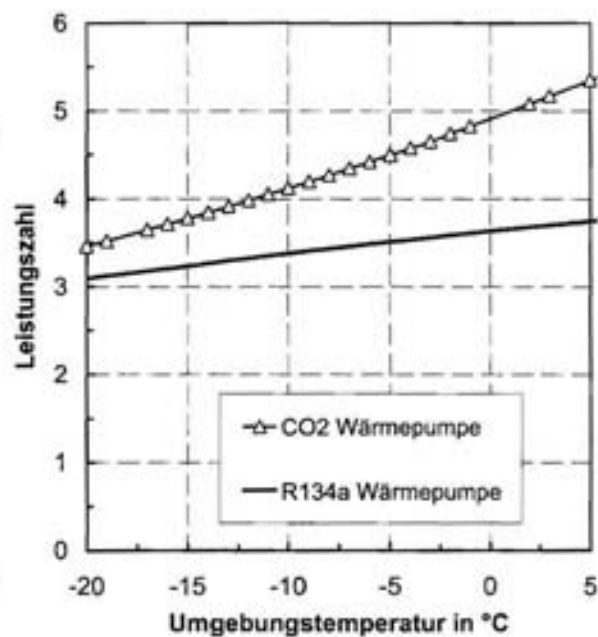


Abbildung G.13: Leistungszahl der Wärmepumpenschaltung für eine Drehzahl von 1500 min^{-1}

Anhang H

Kostenverteilung der R 134a-Anlage

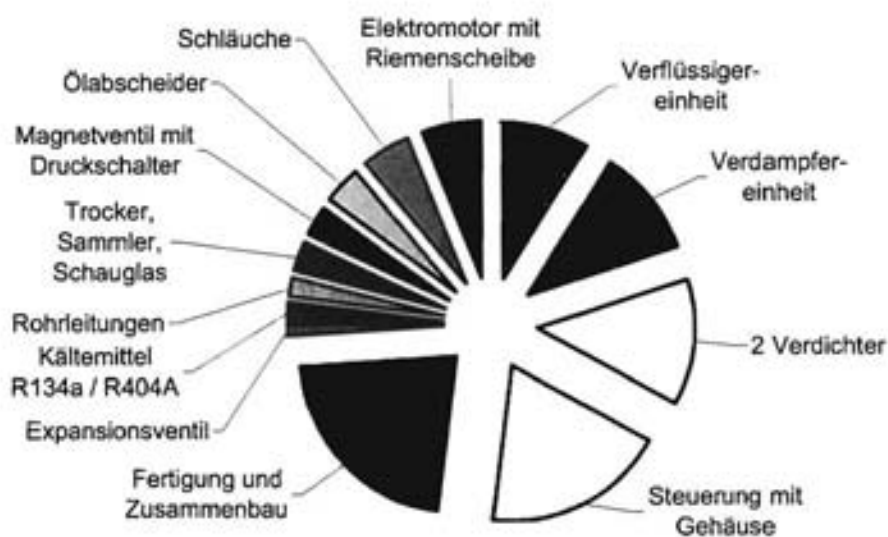


Abbildung H.1: *Kostenverteilung der Komponenten einer Serien-R 134a-Anlage*

Literaturverzeichnis

- [Anderson 2002] Anderson, S.; Baker, J. et al.: *R 152a Mobile A/C System*, Proceedings of Phoenix Alternate Refrigerant Symposium, Phoenix, USA, 2002 2
- [ANSI/ASHRAE 23 1993] *Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units*, ASHRAE Standard, 1993 3.2
- [Adiprasito 1998] Adiprasito, B.: *Simulation des instationären Verhaltens einer Pkw-Klimaanlage mit CO₂ als Kältemittel*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1998 1
- [Adolph 1996] Adolph, U.: *Natürliche Stoffe als Kältemittel in Bahnklimaanlagen - Möglichkeiten und Bedingungen; Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln*, Hrsg. Reichelt, J., erschienen im C.F. Müller Verlag, 1996, S. 109-119 4
- [Baek 2002] Baek, J.; Groll, E., und Lawless, P.: *Transcritical CO₂ Cycle Technology*, SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium, Scottsdale, USA, 2002 1.2.2
- [Baumann 2001] Baumann, H.: *Ölfreier CO₂-Kleinkompressor*, Schlussbericht, Bundesamt für Energie, Bern, 2001 4
- [Berg 2000] Berg, M. et al.: *Concentrations and Mass Fluxes of Chloroacetic Acids and Trifluoroacetic Acid in Rain and Natural Waters in Switzerland*, Environment, Science and Technology No.34, 2000, S. 2675-2683 9
- [Bhatti 1997] Bhatti, M.: *A Critical Look at R-744 und R-134a Mobile Air Conditioning Systems*, SAE International Congress and Exposition, Special Publication: Automotive Climate Control Design Elements (SP-1239), Detroit, USA, 1997, S. 117-141 I, 2
- [Bejan 1997] Bejan, A.: *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons-Verlag, New York, 1997 D.3
- [Böhler 1999] Böhler, R.: *Kältemittel und Kältemittelgemische*, Die Kälte und Klimatechnik, 8, 1999, S. 16-21 I
- [Böswirth 1998] Böswirth, L.: *Strömung und Ventilplattenbewegung in Kolbenverdichtern*, Höhere Technische Bundes-, Lehr- und Versuchsanstalt, Mödling, Österreich, 1998 D.5
- [Bock 1997] Bock, W.: *Kältemaschinenöl-Kältemittel: Die Physik muß stimmen*, Ki Luft- und Kältetechnik, 3, 1997, S. 114-119 4.2.5
- [Bock GmbH 1998] Bock GmbH & Co. Kältemaschinenfabrik: *Fahrzeugverdichter FKX 40 für R134a*, Produktinformation, Druckschrift DEF-4.31-03-06.98-3.0, Frickenhausen, 1998 7

- [Braun 1992] Braun, H.: *Experimentelle Untersuchung zur dynamischen Druck- und Temperaturmessung in einer Hubschrauber-Gasturbine*, Technische Universität München, Dissertation, 1992 4.2.1
- [Campbell 1998] Campbell, H. und McCulloch, A.: *The Climate Change Implications of Manufacturing Refrigerants; A Calculation of 'Production' Energy Contents of Some Common Refrigerants*, in Trans IChemE, Vol. 76, Part B, 1998, S. 239-244 6.1
- [DIN 4710] *Meteorologische Daten zur Berechnung des Energieverbrauches von heiz- und raumlufttechnischen Anlagen*, Deutsche Norm, 1982 9
- [DIN 8958] *Prüfung von Kühleinrichtungen für isolierte Fahrzeuge und Behälter*, Deutsche Norm, 1973 3.1, 3.2, 5.1
- [DIN 8959] *Wärmegeämmte Beförderungsmittel für Lebensmittel*, Deutsche Norm, 1995 1.2.4, 9
- [DIN 8977] *Leistungsprüfung von Kältemittel-Verdichtern*, Deutsche Norm, 1989 3.2
- [DIN EN 378-1] *Kälteanlagen und Wärmepumpen, Sicherheitstechnische Anforderungen, Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Definitionen, Klassifikationen und Auswahlkriterien*, Europäische Norm, 2000 9, 9
- [DIN EN ISO 5167] *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten*, Europäische Norm, 1995 D.5
- [DIN EN 13771-1] *Kältemittel-Verdichter und Verflüssigungssätze für die Kälteanwendung, Leistungspüfung und Prüfverfahren*, Europäische Norm (Entwurf), 2000 3.2
- [Domanski 1992] Domanski, P.; Didion, D. und Doyle, J.: *Evaluation of suction—line/liquid—line heat exchange in the refrigeration cycle*, International Journal of Refrigeration, 1994, Volume 17, Number 7, S. 487-493 1.2.2
- [Dorin 1998] Dorin, M.: *Dorin's halbhermetische CO₂-Verdichter*, Die Kälte- und Klimatechnik, 11, 1998 1
- [Eyer 2002] Eyer, P.: *Toxicological Impacts of Enhanced Carbon Dioxide Concentrations on Human Health*, VDA Alternate Refrigerant Wintermeeting, Saalfelden, Österreich, 2002 9
- [Fagerli 1996] Fagerli, B.: *Development and Experiences with a Hermetic CO₂ Compressor*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1996, S. 229-234 4.2.2
- [Fagerli 1997] Fagerli, B.: *On the feasibility of compressing CO₂ as working fluid in hermetic reciprocating compressors*, NTNU Trondheim, Norwegen, Dissertation, 1997 1, 4, D, D.5
- [Fahl 2000] Fahl, J.: *Synthetische Etheröle - Struktur und Eigenschaften*, Ki Luft- und Kältetechnik, 8, 2000, S. 365-360 4.2.5
- [Fahl 2000] Fahl, J.: *Esteröle für CO₂-Kälte- und Klimasysteme*, Ki Luft- und Kältetechnik, 11, 2000, S. 38-45 7

- [Fahl 2001] Fahl, J.: *Aromatische Polycarbonsäureester als Kältemaschinenöle*, KI Luft- und Kältetechnik, 10, 2001, S. 92-98 7
- [Fischer 1994] Fischer, S.; Tomlinson, J. und Hughes, P.: *Energy and Global Warming Impacts of Not-In-Kind and Next Generation CFC and HCFC Alternatives*, Technical report, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee, USA, 1994 9
- [Fischer 2002] Fischer, B.: *Kohlendioxid — Kohlensäure — Geschichte eines interessanten Stoffes*, KI Luft- und Kältetechnik, 2002, S. 403-406 1
- [Földi 1998] Földi, A.: *Untersuchung von CO₂- und R134a-Fahrzeugkälteanlagen mit geregelter Taumelscheibenverdichter*, Technische Universität München, Dissertation, 1998 1, 1.2.2, 4.2.3
- [Försterling 1999] Försterling, S.; Lauterbach, B.; Kaiser, H. und Köhler, J.: *Experimentelle Untersuchungen eines Verdichters für Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen mit Kohlendioxid als Kältemittel*, Deutsche Kälte-Klima-Tagung, DKV-Tagungsbericht 26. Jahrgang Band II.2, Berlin, 1999, S. 137-150 4.2.2
- [Försterling 2002] Försterling, S.; Tegethoff, W. und Köhler, J.: *Theoretical and Experimental Investigations on Carbon Dioxide Compressors for Mobile Air Conditioning Systems and Transport Refrigeration*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Nr. R11-9, Purdue West Lafayette, USA, 2002 4.2.2
- [Frenkel 1969] Frenkel, M.: *Kolbenverdichter; Theorie, Konstruktion und Projektierung*, VEB Verlag, Berlin, 1969 4.2.3
- [Frischknecht 1999] Frischknecht, R.: *Umweltrelevanz natürlicher Kältemittel, Ökobilanzen von Wärmepumpen und Kälteanlagen*, Anhang zum Schlussbericht, Bundesamt für Energie, Bern, Schweiz, 1999 6.1, 9
- [Frischknecht 1999] Frischknecht, R.: *Umweltrelevanz natürlicher Kältemittel, Ökobilanzen von Wärmepumpen und Kälteanlagen*, Schlussbericht, Bundesamt für Energie, Bern, Schweiz, 1999 1, 6.1, 9
- [Fröhling 2002] Fröhling, J. und Wiescholke, F.: *Heat Pump with CO₂- Performance and Switching*, VDA Alternate Refrigerant Wintermeeting, Saalfelden, Österreich, 2002 1.2.4, 4
- [Fröhling 2002a] Fröhling, J.; Heyl, P.; Wiescholke, F. und Cucuz, S.: *Kühlen und Heizen mit natürlichem Kältemittel CO₂*, Sonderdruck aus Automobiltechnische Zeitschrift Heft/Vol 4, 2002, S. 58-65 1.3
- [Gentner 1997] Gentner, H. und Földi, A.: *Kohlendioxid als Kältemittel für Pkw-Klimaanlagen*, DKV-Tagungsbericht Band III, Hamburg, 1999, S. 299-315 3
- [Gentner 1998] Gentner, H.: *Passenger Car Air Conditioning using Carbon Dioxide as Refrigerant*, IIF-IIR Conference, Oslo, 1998, S. 259-268 1, 2
- [Gosney 1982] Gosney, W.: *Principles of Refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge, GB, 1982 1.2.1

- [Grohmann 1998] Grohmann, S. und Wobst, E.: *CO₂ und Umwelt*, Kohlendioxid - Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel, Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 20, Stuttgart, 1998, S. 60-63 1
- [Grohmann 1998] Grohmann, S. und Wobst, E.: *Innerer Wärmetausch*, Kohlendioxid - Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel, Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 20, Stuttgart, 1998, S. 83-88 1.2.2
- [Hasegawa 2000] Hasegawa, H., et al.: *Experimental and theoretical study of hermetic CO₂ Scroll Compressor*, 4th IIR-Gustav-Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue West Lafayette, USA, 2000, S. 347-353 4
- [Heidelck 2001] Heidelck, R. und Kruse, H.: *CO₂-Expansionsmaschinen auf der Basis modifizierter Hubkolbenmaschinen*, KI Luft- und Kältetechnik, 2001, S. 114-117 2.2
- [Henselmans 2002] Henselmans, R.: *German car manufacturers decide for R 744 (CO₂) introduction*, Automotive Airconditioning Reporter AAR 33, July-August 2002, S. 7-12 2
- [Hesse 1997] Hesse, U.: *Schmierstoffe für Kohlendioxid (CO₂)*, Ki Luft- und Kältetechnik, 5, 1997, S. 206-208 7
- [Heyl 2001] Heyl, P. und Maurer, T.: *Praktische Erfahrungen transkritischer CO₂-Kältemaschinen mit arbeitsleistender Entspannung*, Ki Luft- und Kältetechnik, 12, 2001, S. 572-578 4.2.2
- [Hirata 1998] Hirata, T. und Fujiwara, K.: *Improvement of Mobile Air Conditioning Systems from Point of Global Warming Problems*, IIF-IIR-Tagung, Oslo, 1998, S. 269-278 2
- [Hubacher 2002] Hubacher, B., Groll, A. und Hoffinger, C.: *Performance Measurement of a Semi-Hermetic Carbon Dioxide Compressor*, 9th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper-Nr. R11-10, Purdue West Lafayette, USA, 2002, 4, 4.2.2
- [Hrnjak 2002] Hrnjak, P.: *Some Issues in R 744 Heat Exchangers*, VDA Alternate Refrigerant Wintermeeting, Saalfelden, Österreich, 2002 1.2.3
- [Inokuty 1928] Inokuty, H.: *Zeichnerisches Verfahren zum Auffinden des günstigsten Kondensatordruckes in Kohlensäure Kältemaschinen*, Zeitschrift für die gesamte Kälteindustrie 9. Heft, 35. Jahrgang, 1928, S. 180-182 1.2.1
- [Kaiser 1999] Kaiser, H.: *Auswirkungen auf die Konstruktion von Kältemittelverdichtern bei Einsatz sogenannter Hochdruckkältemittel R 404A/CO₂*, DKV-Tagungsbericht Band II.2, Berlin, 1999, S. 124-136 1, 4
- [Kauffeld 1998] Kauffeld, M. und Christensen, K.G.: *REEFER 2000: Ein Container-Konzept mit CO₂ als Kältemittel*, Ki Luft- und Kältetechnik, 11, 1998, S. 535-539 1.2.2
- [Klöcker 2001] Klöcker, K.: *Experimentelle Untersuchung und energetische Bewertung eines gewerblichen Wärmepumpen-Wäschetrockners mit dem natürlichen Arbeitsstoff CO₂*, Universität Essen, Dissertation, 1999 4.2.1, 4.2.2

- [Knabe 2001] Knabe, M.: *Feuchte im Kältekreislauf*, Ki Luft- und Kältetechnik, 11, 2001, S. 530-535 3.1.2
- [Kaiser 1985] Kaiser, H.: *System- und Verlustanalyse von Kältemittelverdichtern unterschiedlicher Bauart*, Universität Hannover, Dissertation, 1985 D
- [Kaiser 1999] Kaiser, H.: *Auswirkung auf die konstruktion von Kältemittelverdichtern bei Einsatz sogenannter Hochdruckkältemittel R410A/CO₂*, Deutsche Kälte-Klima-Tagung, DKV-Tagungsbericht Band II.2, Berlin, 1999, S. 124-136 1, 4
- [Kotamarthi 1998] Kotamarthi, V. et al: *Trifluoroacetic acid from degradation of HCFCs and HFCs: A three dimensional modeling study*, Journal of Geophysical Research, Vol. 103, D5, S. 5747-5758 9
- [Köhler 1995] Koehler, J.; Sonnekalb, M.; Kaiser, H. und Koecher, W.: *Carbon Dioxide as a Refrigerant for Vehicle Air-Conditioning with Application to Bus Air-Conditioning*, CFC Conference, Washington, USA, 23-25 Oktober, 1995 1, 1.2.1, 1.2.1
- [Köhler 2002] Köhler, J.: *Skriptum zur Vorlesung Thermodynamik I*, Technische Universität Braunschweig, 2002 1.2.1
- [König 1998] König, H.: *Auswirkungen von globalen/lokalen Regulierungen von R22 — Von Montreal nach Kyoto — Mögliche Konsequenzen für FCKW-Ersatzstoffe*, Die Kälte- und Klimatechnik, 9, 1998, S. 588-594 1
- [Kruse 1995] Kruse, H.: *Skriptum zur Vorlesung Grundlagen der Kälte- und Wärmepumpentechnik*, Universität Hannover, Teil 1, 1995 1.1
- [Kruse 1999] Kruse, H.: *Kolbenverdichter*, Internationale Patentschrift, PCT/DE99/03675, 1999 2.2
- [Kubessa 1997] Kubessa, M. et al.: *Untersuchung des TEWI-Konzeptes als Bewertungskriterium mobiler Klimaanlage am Beispiel einer Pkw-Klimaanlage*, Die Kälte- und Klimatechnik, 3, 1997, S. 165-173 2
- [Kuhn 1999] Kuhn, P.: *Hubkolbenmaschine mit Schwenkscheibengetriebe*, deutsche Patentschrift, DE 197 49 727 C2, 1997 2.2, 2.1
- [Kuhn 2001] Kuhn, P.; Graz, M.; Obrist, F.; Parsch, W.; Rinne, F.: *Kohlendioxid-R744 als Kältemittel in Fahrzeug-Klimaanlagen*, Sonderdruck aus Automobiltechnische Zeitschrift 103, Heft/Vol12, 2001, S. 3-10 4
- [Li 2000] Li, H. und Rajewski, T.: *Experimental Study of Lubricant Candidates for the CO₂ Refrigeration System*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, USA, 2000, S. 409-416 7
- [Li 2002] Li, H.; Lilje, K. und Watson, M.: *Field and Laboratory Evaluations of Lubricants for CO₂ Refrigeration*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Nr. R11-5, Purdue West Lafayette, USA, 2002 7
- [Lorentzen 1990] Lorentzen, G.: *Trans-Critical Vapour Compression Cycle Device*, Internationales Patent, WO 90/07683, Trondheim, 1990 1.2.2, 1.2.3, 1.2.3, 3.2

- [Lorentzen 1993] Lorentzen, G. und Pettersen, J.: *A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning*, Internatinal Journal of Refrigeration, Vol 16 No 1, 1993, S. 4-12 1, 1, 1.2.2, 2
- [Mager 2002] Mager, R.; Hammer, H. und Wertenbach, J.: *Comparative study of AC- and HP-systems using the refrigerants R 134a and R 744*, VDA Alternate Refrigerant Wintermeeting, Saalfelden, Österreich, 2002 1.2.2
- [McEnaney 1998] McEnaney, R. et al.: *Experimental Comparison of Mobile A/C Systems when operated with transcritical CO₂ versus conventional R 134a*, Proceedings of the International Purdue Refrigeration and Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 145-150 1
- [Molina 1996] Molina, M.: *Die Abnahme des Ozongehaltes in der Polaratmosphäre (Nobel Vortrag)*, Angewandte Chemie, Gesellschaft Deutscher Chemiker, 1996, S. 1901-1907 1
- [Neksa 2000] Neksa, P.; Dorin, F.; Håvard, R. und Bredesen, A.: *Development of two-stage semi-hermetic CO₂-compressors*, 4th IIR-Gustav-Lorentzen Conference on Natuaral Working Fluids, Purdue West Lafayette, USA, 2000, S. 355-362 4
- [Norris 2002] Norris, C.: *Compressor Developments in Europe; Past, Present & Future*, Conference Proceedings, European Automotive A/C (EAAC) Convention, Fankfurt, September, 2002 1
- [Obrist 2002] Obrist, F.; Graz, M.; Hammer, H. und Schroeder, D.: *Klimaanlage*, deutsche Offenlegungsschrift, DE 100 58 514 A1, 2002 1.2.4
- [Parsch 2002a] Parsch, W. und Rinne, F.: *Status of compressor development for R744 systems*, VDA Alternate Refrigerant Wintermeeting, Automotive Air-Conditioning and Heat Pump Systems, Saalfelden, Österreich, 2002 4
- [Parsch 2002b] Parsch, W. und Brunsch, B.: *Der neue CO₂-Kompressor; Neue Technologie für kühle Köpfe und warme Füße*, 7.Luk Kolloquium, Bühl/Baden, 2002 2.1
- [Parrino 1999] Parrino, M. et al: *Influence of Reciever Capacity on the Refrigerant Charge and on the Perfomance of an A/C System*, SAE-Paper, 1999-01-0871 1.1
- [Pettersen 1996] Pettersen, J. und Hafner, Armin: *Energetischer Wirkungsgrad und TE-WI von CO₂-Klimaanlagen*, Seminar des Transferzentrums Kälte-Klimatechnik an der Fachhochschule Karlsruhe, 1996 2, 1.2.3, 1.2.3, 9
- [Pettersen 1998] Pettersen, J.: *Process with high-pressure control*, Kohlendioxid - Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel, Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 20, Stuttgart, 1998 3.2
- [Plank 1966] Plank, R.: *Handbuch der Kältetechnik, Kältemaschinen und Kaldampfmaschinen*, Springer-Verlag, Berlin, 1966 1
- [Preissner 2001] Preissner, M.: *Carbon Dioxide Vapor Compression Cycle Improvements with Focus on Scroll Expanders*, University of Maryland, USA, Dissertation, 2001 1.2.2

- [Rist 1995] Rist, D.: *Dynamik realer Gase; Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermogasdynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik*, Springer-Verlag, Berlin, 1995 4.2.1, D.5
- [Rinder 1979] Rinder, L.: *Schraubenverdichter*, Springer-Verlag, Wien, 1979 2.2
- [Radermacher 1998] Radermacher, R.; Hwang, Y.; Preissner, M. und Jain, A.: *Low Cost, Simple CO₂ Automotive Air-Conditioning System*, Progress Report of the Department of Mechanical Engineering, University of Maryland, USA, 1998 1.2.1
- [Rowland 1996] Rowland, F.: *Der Abbau des stratosphärischen Ozons durch Fluorchlorkohlenwasserstoffe (Nobel Vortrag)*, Angewandte Chemie, Gesellschaft Deutscher Chemiker, 1996, S. 1909-1921 1
- [Röttger 1975] Röttger, W.: *Digitale Simulation von Kältekompressoren unter Verwendung realer Zustandsgleichungen*, Technische Universität Hannover, Dissertation, 1975 D
- [Römpf 1995] Römpf Chemie Lexikon, Georg Thieme Verlag, Stuttgart, 1995 9
- [Sakai 1999] Sakai, T. et al.: *Spiralkompressor*, Offenlegungsschrift, DE 199 28 808 A 1, 1999 4
- [Sakamoto 2000] Sakamoto, S.; Giese, P.: *Sanden/Luk cooperation on CO₂-Compressors*, Proceedings of Phoenix Alternative Refrigerant Symposium, Phoenix, USA, 2000 4, 4.2.2, 5.2.2
- [Sand 1997] Sand, J.; Fischer, S.; Steven, K. and Van Baxter, D.: *Energy and Global Warming Impacts of HFC Refrigerants and Emerging Technologies*, Oak Ridge National Laboratory, USA, 1997 2
- [Sandkötter 2002] Sandkötter, W.: *Entwicklungstendenzen an Kältemittelverdichtern*, Ki Luft- und Kältetechnik, 3, 2002, S. 126-130 1.1
- [Schwarz 2000] Schwarz, W.: *HFKW-Emissionen aus Kälte- und stationären Klimaanlage*, Die Kälte und Klimatechnik, 4, 2000, S. 8-20 1
- [Schwarz 2001] Schwarz, W.: *Emissionen des Kältemittels R134a aus mobilen Klimaanlagen, Jährliche Emissionsraten von bis zu sieben Jahre alten Pkw-Klimaanlagen*, Öko-Recherche im Auftrag des Umweltbundesamtes, Berlin, 2001 9
- [Sheridan 1999] Sheridan, V.: *Freon-Kältemittel - die Geschichte einer Ära: 1929 bis 1999 - Teil 3, Siebzig Jahre Sicherheit*, Die Kälte und Klimatechnik, 12, 1999, S. 20-23 1
- [Sonnekalb 1997] Sonnekalb, M. und Köhler, J.: *Transport Refrigeration with a Transcritical Cycle Using Carbon Dioxide as Refrigerant*, International Conference on Ozone Protection Technologies, Baltimore, USA, 1997, S. 124-133 1.2.1
- [Sonnekalb 1998] Sonnekalb, M. und Köhler, J.: *Transportkühlung mit CO₂ als Kältemittel in einem transkritischen Kreisprozess*, Die Kälte und Klimatechnik, 8, 1998, S. 537-543 1

- [Sonnekalb 2002] Sonnekalb, M.: *Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel in Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen, Messung und Simulation*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2002 1.2.1, 1.2.1, 1.2.2, 1.3, 5.2
- [Spurk 1996] Spurk, J.: *Strömungslehre, Einführung in die Theorie der Strömungen*, 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin D.5
- [Stolarski 1996] Stolarski, R.: *Das Ozonloch über der Arktis*, aus Atmosphäre, Klima, Umwelt: Beiträge aus Spektrum der Wissenschaft, Spektrum-Verlag, Heidelberg, 1996, S. 140-147 I
- [Sumantran 1999] Sumantran, V.; Khalighi, B.; Saka, K. und Fischer, S.: *An Assessment of Alternative Refrigerants for Automotive Applications based on Environmental Impact*, SAE-Tagung, Detroit, 1999 2
- [Süss 1998] Süß, J.: *Untersuchungen moderner Verdichter für Kohlendioxid als Kältemittel*, Universität Hannover, Dissertation, 1998 1, 4, 4.2.3
- [Tadano 2000] Tadano, M. et al.: *Development of the CO₂ hermetic compressor*, 4th IIR-Gustav-Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue West Lafayette, USA, 2000, S. 323-330 4
- [Takahashi 2000] Takahashi, T.: *Development of Carbon Dioxide Applied Refrigeration System*, Proceedings of Phoenix Alternative Refrigerant Symposium, Phoenix, USA, 2000 1.2.2
- [Takeuchi 1999] Takeuchi, M.: *Development of CO₂ Scroll Compressor for Automotive Air-Conditioning Systems*, Proceedings of Phoenix Alternative Refrigerant Symposium, Phoenix, USA, 1999 4
- [Tegethoff 1999] Tegethoff, W.: *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1999 C
- [Touber 1976] Touber, S.: *A Contribution to the Improvement of Compressor Valve Design*, Delft University of Technology the Netherlands, Dissertation, 1976 D, D.5, D.5
- [Tromp 1995] Tromp, T. et al.: *Potential accumulation of a CFC-replacement degradation product in seasonal wetlands*, Nature, Vol. 376, 1995, S. 327-330 1, 9
- [Umweltbundesamt 2001] Umweltbundesamt: *Ersatz des Kältemittels R22 in bestehenden Kälte- und Klimaanlagen; aktueller Stand*, Bericht des Umweltbundesamtes, Texte 05/01, erstellt vom FKW Hannover, Berlin, 2001 1.1
- [UNEP 1994] UNEP United Nations Environment Program: *Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*, Kenya, 1994 2
- [Wallington 1995] Wallington, T. et al.: *Atmospheric Chemistry and Environmental Impact of Hydrofluorocarbons and Hydrochlorofluorocarbons*, 208th National Meeting, ACS Symposium Series 611, American Chemical Society, Washington DC, 1995, S. 15-20 1

- [Wertenbach 1996] Wertenbach, J.: *Refrigeration Systems in Automobile Air-Conditioning*, International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington, USA, 1996, S. 855-864 1
- [Wertenbach 1998] Wertenbach, J. und Caesar, R.: *An Environmental Evaluation of an Automobile Air-Conditioning System with CO₂ versus HFC-134a as Refrigerant*, IIF-IIR-Conference, Oslo, 1998, S. 279-288 2
- [Yanagisawa 2000] Yanagisawa, T. et al.: *Basic Operation Characteristics of Reciprocating Compressor for CO₂ Cycle*, 4th IIR-Gustav-Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue West Lafayette, USA, 2000, S. 331-338 4, 4.2.2