

# Transportkühlung mit $\text{CO}_2$ als Kältemittel in einem transkritischen Kreisprozeß\*

Michael Sonnekalb und Jürgen Köhler, Schwalmstadt

*Um die Möglichkeiten von Kohlendioxid als Kältemittel für die Transportkühlung aufzuzeigen, wurde ein Prototyp im Labor aufgebaut und nach DIN 8958 „Prüfung von Kühleinrichtungen für isolierte Fahrzeuge und Behälter“ [1] getestet. Die Ergebnisse zeigen, daß Kohlendioxid als alternatives Kältemittel für zukünftige Transportkühlanlagen gut geeignet ist.*

## Natürliches Kältemittel Kohlendioxid

Das natürliche Kältemittel Kohlendioxid hat einen vernachlässigbaren direkten Treibhauseffekt. Es ist weder giftig noch brennbar. Handhabung und Service sind einfach, da ein Recycling nicht notwendig ist. Um die Möglichkeiten von Kohlendioxid als Kältemittel für die Transportkühlung aufzuzeigen, wurde ein Prototyp im Labor aufgebaut und nach DIN 8958 „Prüfung von Kühleinrichtungen für isolierte Fahrzeuge und Behälter“ [1] getestet. Die Kälteleistung wurde mit einem Kalorimeterstrom gemessen. Für eine konstante Umgebungstemperatur von 30 °C wurde die Kühlraumtemperatur zwischen -20 °C und +12 °C variiert. Die Betriebsgrenzen, insbesondere Druck und Temperatur des Verdichters, blieben stets im zulässigen Bereich, selbst für Umgebungstemperaturen bis 47 °C. Die Komponenten des transkritischen Kreises und die Meßergebnisse werden diskutiert und Verbes-

serungspotentiale aufgezeigt. Die Messungen wurden verglichen mit Messungen von Serienanlagen für die Transportkühlung, die vom TÜV Bayern durchgeführt und zertifiziert wurden. Die Ergebnisse zeigen, daß Kohlendioxid als alternatives Kältemittel für zukünftige Transportkühlanlagen gut geeignet ist.

Kohlendioxid wurde als Kältemittel schon im letzten Jahrhundert und bis in die 30iger Jahre dieses Jahrhunderts benutzt. Dann erschienen die FCKW auf dem Markt und verdrängten es nach und nach. Heute werden die FCKW als Hauptverursacher des „Ozonlochs“ angesehen. Im Montreal Protokoll von 1987 wurden Einschränkungen und Verbote für die FCKW gefordert. Die Automobilindustrie hat in den frühen 90iger Jahren das FCKW 12 durch HFKW 134a in ihren Klimaanlageanlagen ersetzt. HFKW enthalten kein Chlor und tragen nicht zum Abbau der Ozonschicht bei (ODP = 0), aber sie haben ein beträchtliches Treibhauspotential (GWP). Deshalb wird daran geforscht (besonders in Europa) das natürliche Kältemittel Kohlendioxid in zukünftigen Autoklimaanlagen zu verwenden [8]. Leider können Kühltransporter (ca. 1 Mio. Fahrzeuge [2]) nicht so einfach auf das Kältemittel HFKW 134a umgestellt werden, da seine deutlich geringere Kälteleistung bei tieferen Verdampfungstemperaturen nicht ausreicht. Als Alternativen für die ozonschädlichen Kältemittel FCKW 502 und HFCKW 22 sind eine Anzahl zeotroper und azeotroper Gemische auf dem Markt. Schon jetzt ist die Zahl der möglichen Alternativen so-

### zu den Autoren

**Dr.-Ing. Jürgen Köhler,**  
Leiter des Entwicklungszentrums KONVEKTA-IPEK, Schwalmstadt



**Dipl.-Ing. Michael Sonnekalb,**  
Entwicklungsingenieur im Entwicklungszentrum KONVEKTA-IPEK, Schwalmstadt



wohl für das sog. Retrofit von bestehenden Anlagen als auch für den Einsatz in Neuanlagen (ca. 100 000 pro Jahr) unübersichtlich groß [2]. In neuen Transportkühlanlagen sollten Kältemittel mit keinem ODP und möglichst geringem GWP eingesetzt werden. Heute werden vorzugsweise das nahe azeotrope Gemisch R 404A und das sehr ähnliche azeotrope Gemisch R 507 in neuen Lkw-Transportkühlanlagen verwendet. In Tabelle 1 werden die Eigenschaften der alten Kältemittel FCKW 12, FCKW 502 und HFCKW 22 mit denen der neuen Gemische HFKW 404A, HFKW 507 und HFKW 410A und des natürlichen Käl-

\* Als Vortrag gehalten anlässlich der International Conference on Ozone Protection Technologies, Baltimore, 12.-13. 11. 1997.

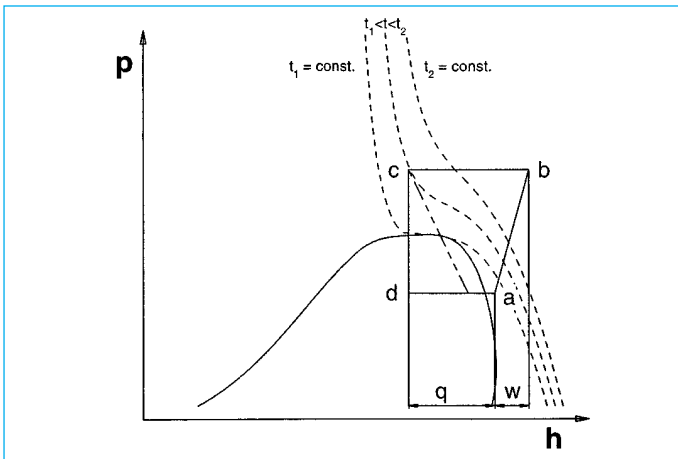


Abb. 1 Der transkritische Prozeß im Druck-Enthalpie-Diagramm

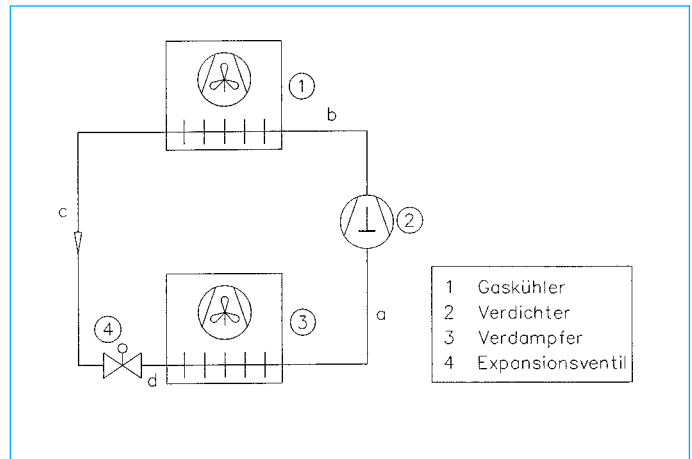


Abb. 2 Kältekreis des Laborprototypen

temittels CO<sub>2</sub> verglichen. Jedes der neuen Kältemittelgemische enthält einen erheblichen Anteil einer brennbaren Komponente und das direkte Treibhauspotential (GWP) dieser Gemische ist immer noch höher als das von HFKW 134a. Die direkten Kältemittellemissionen aus Transportkühlanlagen werden auf 20 Prozent der Füllmenge pro Jahr geschätzt [2].

Im Gegensatz dazu ist Kohlendioxid als Naturstoff Teil des Kohlenstoffkreislaufs der Erde. Es muß nicht speziell hergestellt werden. Es ist preiswert und weltweit verfügbar aus natürlichen Quellen und als industrielles Abfallprodukt. Somit hat es keinen Nettobeitrag zum Treibhauseffekt. Seine Eigenschaften sind gut dokumentiert und hat keine gefährlichen Abbauprodukte mit unbekanntem Langzeitfolgen. Kohlendioxid ist weder brennbar noch giftig. Da kein Recycling notwendig ist, werden Handhabung und Service wesentlich vereinfacht.

Aus diesen Gründen wurde Kohlendioxid als Option für zukünftige Transportkühlanlagen vorgeschlagen [2, 3]. Nach über tausend Betriebsstunden Erfahrung mit CO<sub>2</sub>-Busklimaanlagen sowohl im Labor als auch auf der Straße hat KONVEKTA 1997 mit der Entwicklung eines Prototypen für die Transportkühlung begonnen.

### Beschreibung des Prototypensystems

Kohlendioxid hat einen hohen kritischen Druck von 73,8 bar und eine niedrige kritische Temperatur von 31,1 °C verglichen mit anderen Kältemitteln (siehe Tab. 1). Aus diesem Grund werden Kälteanlagen mit Kohlendioxid normalerweise im sog. „transkritischen Kreisprozeß“ betrieben (siehe Abb. 1), wobei der Hochdruck über dem kritischen Druck liegt. Im überkritischen Gebiet ist der Druck unabhängig von der Temperatur und es findet kein Phasenwechsel statt. Deshalb nennt man den Wärmetauscher für die Wärmeabgabe

in einem transkritischen Kreisprozeß „Gaskühler“ statt „Kondensator“ bzw. „Verflüssiger“. Wegen dieser überkritischen Betriebsbedingungen ist der Druck im Gaskühler keine Funktion der Umgebungstemperatur, sondern eine Funktion der Kältemittelfüllmenge. Es gibt allerdings einen „optimalen“ Hochdruck für eine optimale Kälteleistungszahl. Dieser optimale Druck kann mit Hilfe einer einfachen graphischen Methode von Inokuty [5, 6] bestimmt werden, die auch von Bhatti [7] beschrieben wird. Nach dieser Methode wird eine Tangente an die Isotherme der Gaskühleraustrittstemperatur gelegt, die durch den Schnittpunkt der Ver-

Kältemittel	MW) <sup>1</sup>	NBP) <sup>2</sup> (°C)	T <sub>C</sub> (°C)	PC (MPa)	LFL) <sup>3</sup> (%)	atm. Lebens- dauer (yr.)	ODP	GWP 100 yr
FCKW 12	120.91	-29.8	112.0	4.11	-	102	1.0	8500
R-502	111.64	-45.4	82.2	4.08	-		0.283	5591
48.8% HFCKW 22	86.47	-40.8	96.2	4.99	-	13.3	0.055	1700
51.2% FCKW 115	154.47	-39.1	79.9	3.15	-	1700	0.6	9300
HFCKW 22	86.47	-40.8	96.2	4.99	-	13.3	0.055	1700
HFKW 134a	102.03	-26.1	101.1	4.06	-	14	0	1300
R-507 (AZ-50)	98.90	-46.7	70.9	3.79	-		0	3800
50% HFKW 125	120.02	-48.1	66.3	3.63	-	36		3200
50% HFKW 143a	84.04	-47.4	73.6	3.83	7.4	55		4400
R-404A (HP62, FX-70)	97.60	-46.5	72.1	3.73	-		0	3748
	120.02	-48.1	66.3	3.63	-	36		3200
44% HFKW 125	84.04	-47.4	73.6	3.83	7.4	55		4400
52% HFKW 143a	102.03	-26.1	101.1	4.06	-	14		1300
4% HFKW 134a								
R-410A (AZ-20)	72.56	-50.5	72.5	4.96	-		0	1890
50% HFKW 32	52.02	-51.7	78.2	5.80	14.0	6		580
50% HFKW 125	120.02	-48.1	66.3	3.63	-	36		3200
R-744 CO <sub>2</sub>	44.01	-78.4	31.1	7.37	-	50-200	0	1

Tabelle 1 Kältemittelleigenschaften [2]

1) Molekulargewicht

2) Normalsiedepunkt bei Atmosphärendruck, CO<sub>2</sub> sublimiert bei diesem Druck

3) unter Zündgrenze (lower flammability limits) in Volumen % der Luft

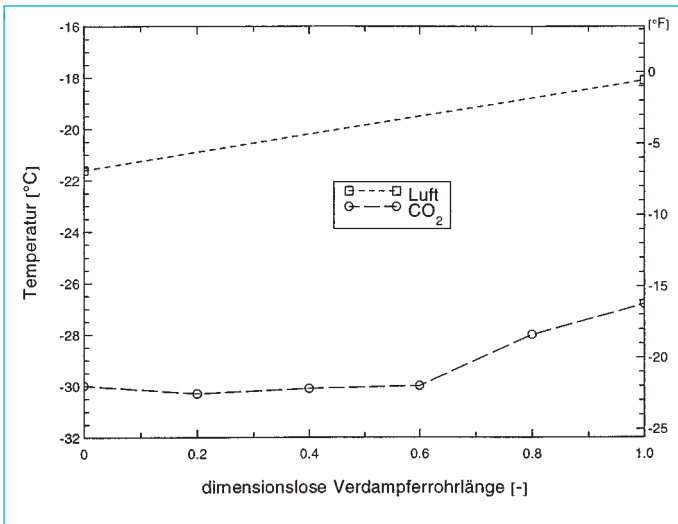


Abb. 3 Temperaturverteilung im Verdampfer (Umgebungslufttemperatur = 30 °C/86 °F)

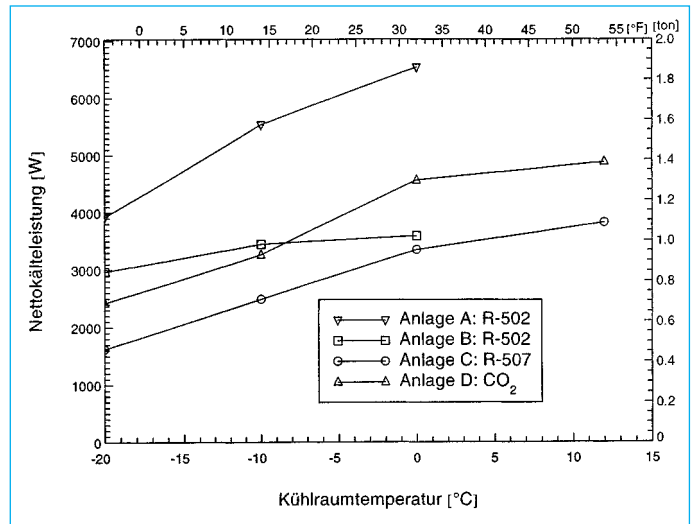


Abb. 4 Nettokälteleistung in Abhängigkeit von der Kühlraumtemperatur (Umgebungslufttemperatur = 30 °C/86 °F)

dampfungsdruck-isobare mit der Linie für 90 % Dampfgehalt geht (siehe Abb. 1). Der Berührungspunkt der Tangente mit der Isotherme des Gaskühlers bestimmt den theoretisch optimalen Druck des Gaskühlers. Die theoretische Kälteleistungszahl ist das Verhältnis der Enthalpiedifferenzen  $q$  zu  $w$ . Wertenbach und andere [8] zeigen die Abhängigkeit des optimalen Drucks von der Gaskühleraustrittstemperatur für eine Pkw-Klimaanlage mit Kohlendioxid.

Die im Labor getestete Prototyp-Transportkühlanlage wurde als fahrmotorunabhängige Lkw-Transportkühlanlage entwickelt. Sie hat einen separaten Dieselmotor mit einem Generator. Wenn im Stand externer Strom zur Verfügung steht, kann die Anlage mit einem leisen Elektromotor betrieben werden. Im Elektrobetrieb ist die Anlage für eine Kälteleistung von ca. 4000 Watt ausgelegt. Die Anlage verfügt über ein serienmäßiges Elektroabtau- und -heizsystem für den Verdampfer. Die Lkw-Tiefkühlanlage ist eine sog. „Split-Anlage“, d. h. der Verdampfer und das Expansionsventil sind in dem isolierten Aufbau untergebracht, alle anderen Teile sitzen in einem Gehäuse direkt über dem Führerhaus des Lkw. Die Prototyp-Kälteanlage besteht aus vier Hauptkomponenten, wie in Abb. 2 gezeigt: der Verdichter (2), der Gaskühler (1), das Expansionsventil (4) und der Verdampfer (3).

Ein ähnliches System wurde in Busklimaanlagen im Labor und auf der Straße mit guten Ergebnissen eingesetzt [4, 9, 10, 11]. Für den Einsatz in einer Transportkühlanlage wurden nur die Wärmetauscher und die Füllmenge angepaßt. Das System arbeitet ohne Sammelbehälter und internen Wärmetauscher. Alle Bauteile wurden entsprechend der deutschen Druckbehälterverordnung [12] ausgelegt. Die Sicherheitsüberdruckventile sind auf einen Öffnungsdruck von ca. 140 bar eingestellt. Die Kältemittelleitungen bestehen aus gezogenen Stahlrohren oder Edelstahlwellschläuchen. Die Kältemittelfüllmenge der Tiefkühlanlage beträgt 1,95 kg Kohlendioxid.

### Labormessungen

Die Temperaturen von Kältemittel und Luft wurden mit Thermoelementen gemessen. Für die Messung der Kältemit-

teldrucke wurden Druck-Transducer mit einer Halbleitermembran verwendet. Die Kälteleistung in dem Kalorimetermeßraum wurde mit einem Verfahren bestimmt, wie es in der DIN 8958 [1] beschrieben ist. Verdampfer und Expansionsventil sind in dem isolierten Kalorimeterraum untergebracht. Alle anderen Bauteile sind in einem Raum aufgebaut, in dem die Umgebungsbedingungen eingestellt werden können. Im isolierten Behälter wurde die Wärmelast mit Widerstandsheizregistern simuliert. Die Meßdaten wurden über einen Beharrungszeitraum von ca. 3 Stunden mit einer Meßdatenerfassungsanlage aufgenommen.

Die Innenraumtemperaturen wurden zwischen -20 °C und 12 °C variiert. Die Umgebungstemperaturen wurden zwischen 30 °C und 47 °C eingestellt. Die Meßwerte für den Saugdruck lagen zwischen 11,9 bar und 32,4 bar, der Gegen- druck lag in einem Bereich zwischen

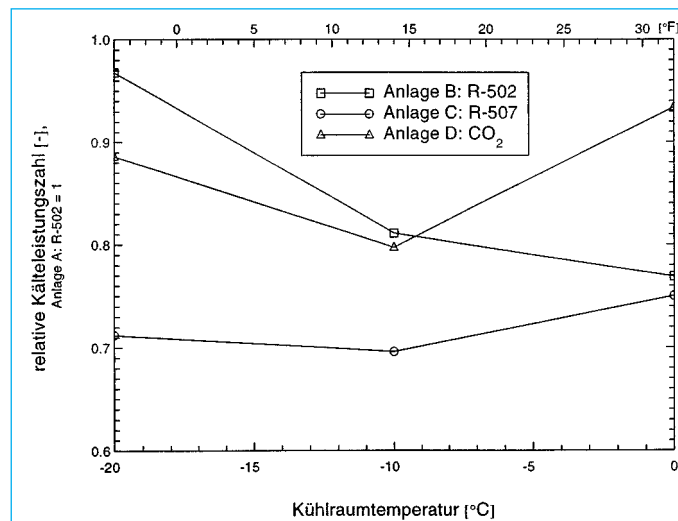


Abb. 5 Relative Kälteleistungszahl (Basis ist Anlage A) in Abhängigkeit von der Kühlraumtemperatur (Kälteleistungszahl von Anlage A: R 502 = 1,0, Umgebungslufttemperatur = 30 °C/86 °F)

81,6 bar und 115,5 bar. Damit ergibt sich ein Druckverhältnis zwischen 2,88 und 6,86. Fast immer lag der Hochdruck nahe am optimalen Druck. Für eine Gaskühleraustrittstemperatur von 30,6 °C und einen Verdampfungsdruck von 11,9 bar führt Inokuty's Verfahren beispielsweise zu einem optimalen Druck von etwa 81 bar. Gemessen wurde ein Hochdruck von 81,6 bar. Der optimale Druck, den Wertebach et al. [8] angeben, liegt etwas höher, was auf die etwas höheren Verdampfungsdrücke beim Einsatz in Autoklimaanlagen zurückzuführen ist.

Der verwendete Verdichter wurde aus einem serienmäßigen offenen Hubkolbenverdichter vom Typ BOCK FKX 3 abgeleitet (siehe Kaiser [15] und Abb. 6). Die äußeren Abmessungen sind daher gleich. Außer der Kurbelwelle wurden alle Hauptbaukomponenten an die Verwendung mit Kohlendioxid angepasst. Der Verdichter hat zwei Zylinder in Reihe mit einer Bohrung von 28 mm und einem Hub von 49 mm. Daraus ergibt sich eine Reduzierung des Hubvolumens von ursprünglich 233 cm<sup>3</sup> auf ca. 60 cm<sup>3</sup>. Zur Schmierung des Verdichters wurde eine eingebaute Zahnradpumpe eingesetzt. Es wurde derselbe hochviskose Öl-Typ wie schon für die CO<sub>2</sub>-Busklimaanlagen verwendet. Indikatorgramme von Verdichtermessungen zeigen hohe Wirkungsgrade und Liefergrade (siehe Köhler et al. [4, 11]). Die geringe Leistungsaufnahme und niedrigen Verdichtertemperaturen unter 145 °C während der Kalorimetermessungen deuten auf einen hohen Wirkungsgrad. Der Liefergrad schien niedriger als in [4] und [11] angegeben, was auf die niedrigeren Verdampfungsdrücke und den zunehmenden Einfluß des Schadvolumens zurückzuführen ist. Die Kälteanlage war mit einem handelsüblichen elektronischen Expansionsventil der Firma EGELHOF ausgerüstet. Dieses Ventil hat sich während mehreren hundert Betriebsstunden im Straßeneinsatz in den CO<sub>2</sub>-Busklimaanlagen bewährt. Über sämtliche Testbedingungen arbeitete die Lkw-Transportkühlanlage mit einer Überhitzung von ca. 6 K.

Der Verdampfer und Gaskühler sind Lamellenrohrbündel-Wärmetauscher, wie sie auch in Standardanlagen mit R 404A und R 507 benutzt werden. Allerdings wurden 10 mm (3/8") Rohre aus Stahl statt aus Kupfer verwendet um den höheren Betriebsdrücken Rechnung zu tragen. So sind Gewicht, Abmessungen und Kosten des Prototyps in etwa vergleichbar mit denen einer Standardkälteanlage. Wegen der hohen Gasdichte von Kohlendioxid wurde die Anzahl der Kältemitteldurchgänge in beiden Wärmetauschern verringert. Der

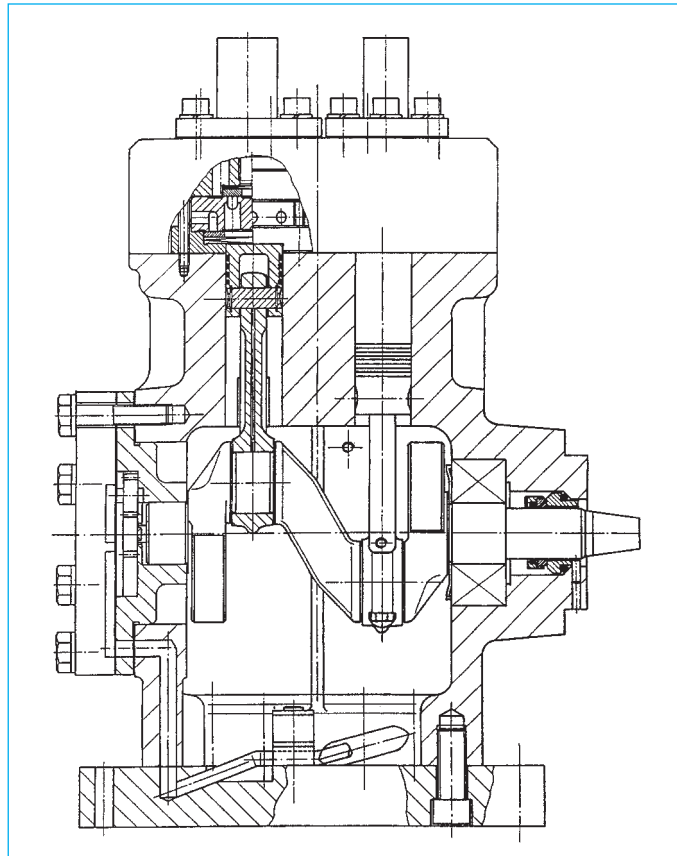


Abb. 6 Verdichter Bock FKX3\* CO<sub>2</sub>\*[15]

Druckabfall des Kältemittels war in beiden Wärmetauschern in der Größenordnung von 1 bar. Die mittlere Gaskühlereffizienz, die sich aus dem Verhältnis der Temperaturdifferenz des Kältemittels an Eintritt und Austritt zur Differenz aus Kältemittel-eintrittstemperatur und Luft-eintrittstemperatur ergibt [7], war etwa 0,94. Der Temperaturgleit im Gaskühler von CO<sub>2</sub> ist ähnlich dem Temperaturgleit von zeotropen Gemischen während der Kondensation. Die Temperaturverteilung im Verdampfer ist in Abb. 3 dargestellt. Die Verdampfungstemperatur ist konstant und der Anteil der Überhitzungszone in diesem Meßpunkt beträgt ca. 40 Prozent. Die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel beträgt zwischen 8 und 10 K. Der Verdampfer könnte noch optimiert werden durch Vergrößerung der luftseitigen Austauschfläche. Der Rohrdurchmesser könnte reduziert werden, wenn die Anzahl

der Kältemitteldurchgänge erhöht wird. Mit denselben Maßnahmen könnte der Gaskühler in seinen Außenabmessungen kleiner werden. Bei Verwendung eines internen Wärmetauschers in der Saugleitung, wie in den meisten Transportkälteanlagen üblich, würde die Überhitzungszone vom Verdampfer in den internen Wärmetauscher verlagern. Dies würde zusätzliche Vorteile für das CO<sub>2</sub>-System bringen.

### Vergleich

Alle Leistungsdaten der verglichenen Anlagen wurden nach den Bedingungen der DIN 8958 [1] gemessen. In Tab. 2 sind einige typische technische Daten für die Lkw-Transportkühlanlagen A, B, C und D aufgeführt. Für einen besseren Vergleich der Kälteleistungszahlen wurden alle Anlagen im Elektrobetrieb gemessen. Die Kälteanlagen A, B und C wurden vom TÜV-Bayern gemessen. Anlagen A und B (mit identischen Verdampfern) waren mit ca. 5 kg des FCKW-Gemisches R 502 gefüllt. Anlage A wurde mit einer erhöhten Verdichterdrehzahl betrieben, um eine erhöhte Kälteleistung zu erreichen (siehe Bild 4). Anlage C enthielt 4 kg des alternativen HFKW-Gemisches R 507, während Anlage D mit 1,95 kg Kohlendioxid befüllt war. Anlage C und D hatten etwa gleich

große luftseitige Verdampferaus-tausch-flächen und Verdichterdrehzahlen. Der CO<sub>2</sub>-Verdichter hatte aber nur ein Viertel des Hubvolumens des HFKW-Verdichters. Trotzdem war die Kälteleistung der CO<sub>2</sub>-Anlage größer. Die höchste Kälteleistung (siehe Abb. 4) und Effizienz (siehe Abb. 5) hatte Anlage A, die deshalb als Vergleichsmaßstab gewählt wurde. Anlage B hatte 86 % der Verdichterdrehzahl und 55 % bis 76 % der Kälteleistung von A. Die R 507 Transportkälteanlage C hatte eine Verdichterdrehzahl von 69 %, eine luftseitige Verdampferfläche von 63 % und eine Kälteleistung zwischen 42 und 51 % im Vergleich zu A. Das Kohlendioxidssystem (Anlage D) hatte eine Verdichterdrehzahl von 72 %, ein Verdichterhubvolumen von 26 %, eine luftseitige Verdampferfläche von 56 % und eine Kälteleistung zwischen 59 und 70 %. Die Gesamtwirkungsgrade der Anlagen B, C und D sind in Abb. 5 im Verhältnis zum Gesamtwirkungsgrad von Anlage A dargestellt. Die gedrosselte Anlage B weist einen Wirkungsgrad zwischen 97 % (bei -20 °C) und 77 % (bei 0 °C) im Vergleich zu A auf. Der relative Wirkungsgrad der R 507 Anlage C liegt zwischen 70 und 75 %, was auf die reduzierte Verdampferfläche zurückzuführen ist. Anlage D mit dem kleinsten Verdampfer und Kohlendioxid als Kältemittel hatte relativ hohe Wirkungsgrade. Die Gesamtwirkungsgrade der CO<sub>2</sub>-Anlage waren um etwa 15 % niedriger als die der Basisanlage A aber um etwa 18 % höher als die der R 507 Anlage C.

Die theoretischen Leistungszahlen von Kälteanlagen mit den neuen HFKW-Gemischen R 404A, R 507 und R 410A sind um ca. 5 Prozent niedriger im Vergleich zu dem FCKW-Gemisch R 502 [2]. Die Leistungszahl eines Kohlendioxidssystems sollte auf Grund des transkritischen Kreisprozesses noch niedriger sein. Real gemessene Wirkungsgrade hängen stark von der ausgeführten Kälteanlage ab. Bivens und Yokozeki [13] führen einige Gründe für die deutlichen Unterschiede zwischen theoretisch berechneten Kälteleistungs-

	Anlage A	Anlage B	Anlage C	Anlage D
Kältemittel	R-502	R-502	R-507	CO <sub>2</sub>
Füllmenge	4.70 kg	5.20 kg	4.00 kg	1.95 kg
Verdichterhubvolumen	233 ccm	233 ccm	233 ccm	60 ccm
Verdichterdrehzahl	1930 rpm	1660 rpm	1340 rpm	1387 rpm
luftseitige Verdampferfläche	23.76 m <sup>2</sup>	23.76 m <sup>2</sup>	14.87 m <sup>2</sup>	13.28 m <sup>2</sup>

Tabelle 2 Technische Daten der verglichenen Transportkühlanlagen

zahlen und gemessenen Daten für R 410A im Vergleich zu HFCKW 22 an. Sie erwähnen höhere Verdichtervirkungsgrade als Folge des geringeren Druckverhältnisses und geringere Saugleitungsdruckverluste und eine bessere Wärmeübertragung wegen der höheren Dichten. Dieselben Gründe lassen sich auch für Kohlendioxid anführen. Die Vorteile von CO<sub>2</sub>-Systemen durch niedrige Druckverluste in der Saugleitung wurden von Köhler und Sonnekalb beschrieben [14]. Das zeotrope Gemisch R 410A hat höhere Betriebsdrücke (bis zu 40 bar) als R 502 und die anderen Kältemittel, die in Tabelle 1 aufgeführt sind, außer Kohlendioxid. Sein Beitrag zum Treibhauseffekt, wenn es in die Atmosphäre entweicht, ist noch größer als der von HFKW 134a und HFCKW 22. Aus diesen Gründen halten die Autoren es für besser, das natürliche Kältemittel Kohlendioxid stattdessen in zukünftigen Hochdruck-Transportkälteanlagen zu verwenden.

### Zusammenfassung

Messungen an dem Prototyp einer Transportkälteanlage mit dem natürlichen Kältemittel Kohlendioxid unter transkritischen Betriebsbedingungen zeigen ähnlich gute Gesamtsystemeffizienzen wie Standardanlagen mit HFKW oder FCKW und derselben Kälteleistung. In mobilen Anwendungen treten Leckageraten von bis zu 20 Prozent der Füllmenge pro Jahr auf und sämtliche FCKW-Alternativen haben ein hohes Treibhauspotential (GWP). Daher würden zukünftige Hochdruck-Transportkälteanlagen mit CO<sub>2</sub> zu einer Reduzierung des Treibhauseffekts in diesem Anwendungsbereich führen, ohne den Energieverbrauch zu erhöhen. Der Laborprototyp der CO<sub>2</sub>-Anlage war in Größe und Gewicht mit einer HFKW-Standardanlage vergleichbar. Außerdem würde ein Absaugen und Recycling des Kältemittels bei Verwendung von Kohlendioxid überflüssig, womit Handhabung und Service an Transportkälteanlagen vereinfacht würden. □

### Literatur

- [1] Normblatt DIN 8958. Prüfung von Kühleinrichtungen für isolierte Fahrzeuge und Behälter Blatt 1: Kältemaschinen mit zwangsbelüftetem Verdampfer. Berlin: Beuth Verlag, 1973.
- [2] UNEP 1994 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee, 1995 Assessment.
- [3] Ikemoto, Y.: Application of (H)CFC alternatives. IEA HPC/ETA Workshop on Consequences of (H)CFC replacement in HVAC applications. Gothenburg, Sweden, 1994.
- [4] Köhler, J., Sonnekalb, M., Lauterbach, B.: A High-Pressure Transcritical Refrigeration Cycle with Carbon Dioxide for Vehicle Air Conditioning. International Conference on Ozone Protection Technologies, Baltimore, November 12-13, 1997.
- [5] Inokuty, H.: Optimum Operating Conditions for Carbon Dioxide. Refrigerating Engineering, October 1928, Vol. 16, No. 4, S. 122-123.
- [6] Inokuty, H.: Graphical Method of Finding Compression Pressure of CO<sub>2</sub> Refrigerating Machines for Maximum Coefficient of Performance. Volume Troisieme, Actes Veme Congres Int. du Froid, Rome, Italy, April 9-15, 1928, S. 185-192.
- [7] Bhatti, M.S.: A Critical Look at R-744 and R-134a Mobile Air Conditioning Systems. SAE International Congress and Exposition, Detroit, 1997, Special Publication: Automotive Climate Control Design Elements (SP-1239), No. 970527, S. 117-141.
- [8] Wertenbach, J., Maue, J., Volz, W.: CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems in Automobile Air-Conditioning. International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington, 1996, Conference Proceedings S. 855-864.
- [9] Köhler, J., Sonnekalb, M., Kaiser, H., and Köcher, W.: Carbon Dioxide as a Refrigerant for Vehicle Air-Conditioning with Application to Bus Air-Conditioning. International CFC and Halon Alternatives Conference, Washington, 1995, Conference Proceedings S. 376-385.
- [10] Sonnekalb, M., Köhler, J.: Air Conditioning Unit using CO<sub>2</sub> as Refrigerant Installed in a Bus. International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington, 1996, Conference Proceedings S. 825-834.
- [11] Köhler, J., Sonnekalb, M., Kaiser, H., and Lauterbach, B.: CO<sub>2</sub> as Refrigerant for Bus Air Conditioning and Transport Refrigeration. IEA Heat Pump Centre/IIR Workshop on CO<sub>2</sub> Technology in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems, Trondheim, Norway, May 13-14, 1997.
- [12] Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e. V. (Ed.): AD-Merkblätter, Berlin, Beuth Verlag, 1993.
- [13] Bivens, D.B., Yokozeki, A.: Thermodynamics and Performance Potential of R-410A. International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington, 1996, Conference Proceedings S. 28-36.
- [14] Köhler, J., Sonnekalb, M.: Kohlendioxid als Kältemittel für Omnibus-Klimaanlagen, in: Reichelt, J. (Ed.): Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln - auf Straße und Schiene. C. F. Müller-Verlag, Karlsruhe (1996).
- [15] Kaiser, H.: Verdichter für natürliche Kältemittel (CO<sub>2</sub>-Kohlenwasserstoffe) in Nutzfahrzeugen und Omnibussen, in: Reichelt, J. (Ed.): Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln - auf Straße und Schiene. C. F. Müller-Verlag, Karlsruhe (1996).