

Die Perspektiven von CO₂ als Kältemittel in der gewerblichen Leichtkühlung

Ricardo A. Maciel und Marino Bassi, Joinville/SC, Brasilien

Der folgende Artikel zeigt die Optimierung des Energieverbrauchs von zwei mit CO₂ betriebenen Kühlsystemen und einen Vergleich mit den entsprechenden HFC-Ausgangsdaten. Die Systeme weisen unterschiedliche Anwendungsbedingungen für leichte gewerbliche Geräte auf: niedrige Verdampfungstemperatur (LBP) am Beispiel einer Kühltheke für Speiseeis (ICF – Ice Cream Chest Freezer) und mittlere Verdampfungstemperatur (MBP) am Beispiel eines Getränke Kühlgeräts, eines Verkaufskühlschranks mit Glastür (GDM – Glass Door Merchandiser), die von Embraco mit der ASAP-Methode (As Simple As Possible – so einfach wie möglich) auf CO₂ umgestellt wurden.

Die Entwicklung eines Kühlsystems erfordert zahlreiche Überlegungen zu Wirtschaftlichkeit, Zuverlässigkeit, Sicherheit und Umwelteinfluss. Auf der Suche nach endgültigen Lösungen und unter Berücksichtigung der Vorschriften für Treibhausgasemissionen entwickeln sich natürliche Fluide zu einer vielversprechenden Kältemittel-Alternative. Einige dieser Kältemittel wie zum Beispiel Kohlenwasserstoffe und Ammoniak gehen mit Sicherheitsrisiken einher. Wenn Nichttoxizität und Nichtentflammbarkeit gefordert sind, verlagert sich das Hauptaugenmerk auf CO₂, das für im transkritischen Bereich arbeitende Anwendungen mit niedriger Leistung in Betracht gezogen wurde.

Der transkritische CO₂-Prozess

Ein transkritischer Prozess ist ein Kreislauf, bei dem der Enddruck des Verdichters

über und der Saugdruck unter dem kritischen Punkt des Kältemittels liegt. Mit anderen Worten, eine Kondensation findet am hochdruckseitigen Wärmetauscher nicht statt und es existiert keine ausgeprägte Dampf- oder Flüssigphase mehr.

Bild 1 zeigt einen typischen transkritischen CO₂-Prozess im Druck-Enthalpie-Diagramm. Da übliche Umgebungstemperaturen über 31°C (die kritische Temperatur von CO₂) hinausgehen können, findet bei einem CO₂-Kühlsystem am hochdruckseitigen Wärmetauscher keine Kondensation statt, wie dies bei der Abkühlung von Zustandspunkt 2 nach Zustandspunkt 3 im Diagramm zu sehen ist, und Temperaturen und Drücke sind nicht wie im Sättigungsgebiet miteinander verknüpft. In einem Kühlprozess, in dem die Bedingungen von subkritisch bis überkritisch reichen, entwickelt CO₂ hohe Drücke von bis zu 100bar oder mehr.

Die Entwicklung von CO₂-Verdichtern

Marktnachfrage

Der erste Schritt in Richtung HFC-freie Kühlung im leichten gewerblichen Segment war der Austausch von HFC in Industrieanlagen. Wichtige Endbenutzer von Kühlsystemen wie zum Beispiel Coca-Cola, Unilever (Speiseeis), Nestlé und MacDonald's sehen erwartungsvoll einer HFC-freien Kühlzukunft entgegen [1]. Die Nachfrage nach preisgünstigen, störungs-

zu den Autoren

Ricardo A. Maciel,
Engineering
Manager, Embraco
S/A, Joinville/SC,
Brasilien



Marino Bassi,
Sales Manager,
Embraco S/A,
Joinville/SC,
Brasilien



freien, leistungsfähigen Verdichtern seitens dieser Benutzer sowie anderer Akteure der Lebensmittel- und Getränkemarkte hat weltweit zu umfassenden, zeitaufwendigen Forschungs- und Entwicklungsprogrammen in der CO₂-Kühltechnik geführt.

Nach der Vorreiterrolle beim Ersatz von CFCs und der Einführung von Kohlenwasserstoffen als natürliche Kältemittel hat Embraco das ASAP-Konzept für die Entwicklung der CO₂-Technik auf den Weg gebracht. Bei dieser Methode wird der Aufbau des CO₂-Kühlsystems so einfach wie möglich gehalten, damit nur minimale Veränderungen erforderlich sind, um die gegenwärtigen HFC-Systeme umzustellen. Die vorgeschlagene Systemgestaltung stützt sich immer noch auf das kostengünstige, hoch zuverlässige Kapillarrohr als Expansionsorgan und die standardmäßige Rippenrohrwärmetauscher-Technik sowohl für den Verdampfer als auch den Gaskühler. Alle komplexen Elemente, welche die CO₂-Anwendung im Hinblick auf die Leis-

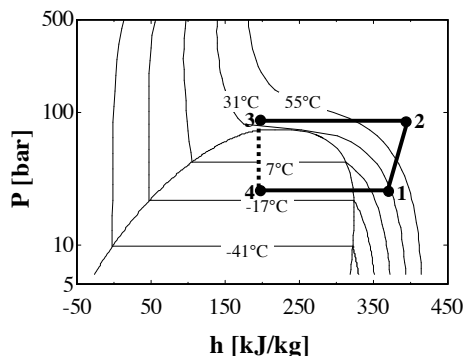


Bild 1 Druck-Enthalpie-Diagramm für CO₂

tung bedarf, gehen in die Verdichtergestaltung ein. Mit der richtigen Verdichtergestaltung können gleichwertige oder bessere Leistungen als bei den HFC-Vergleichssystemen (der gängigen Technik auf diesem Gebiet) erreicht werden, während die Kosten auf einem annehmbaren Niveau gehalten werden. Der CO₂-Verdichter, der sich noch in der Entwicklungsphase befindet, ist das Ergebnis intensiver Forschung und gründlicher Tests mit dem Ziel, ein sicheres, leises, zuverlässiges, kostengünstiges und leistungsfähiges Produkt hervorzubringen.

Methodik und Vergleichsbasis

Seit Januar 2004 erforscht und entwickelt Embraco CO₂-Verdichter. Aufgrund der Notwendigkeiten, die sich aus der Verwendung von CO₂ als Kältemittel ergeben, wurde eine völlig neue Verdichterplattform entwickelt. Zahlreiche Prototypen von CO₂-Verdichtern wurden bereits untersucht, um die Leistung des Konzepts zu bewerten. Testprogramme wurden nicht nur von Embraco, sondern auch von mehreren Kunden und OEMs durchgeführt.

Alle hier vorgestellten Ergebnisse wurden mit der aktuellen, im Einsatz befindlichen HFC-Technik verglichen. Weder die Verbesserung bei gegenwärtigen HFC-Verdichtern noch die Verbesserung der Gerätegestaltung wurden berücksichtigt, obwohl es hierfür Möglichkeiten gab. CO₂ wird als Drop-In verwendet, wobei die Kühltssystemtechnik auf demselben Niveau wie heute bleibt. Was die Kalorimeteruntersuchungen betrifft, so ist die Vergleichsbasis der volumetrische und der äußere isentrope Wirkungsgrad, während der monatliche Energieverbrauch den Vergleichsparameter für die Gerätetests darstellt.

CO₂-Verdichter-Testprogramm und Ergebnisse

Die Vorrichtungen für die Bewertung der Leistung von CO₂-Verdichtern stützten sich auf ein Heißkreislauf-Kalorimeter, wobei das Testverfahren darin bestand, den Druck und die Temperatur am Verdichtereinlass vorzugeben. Der Verdichtungsdruck und die Umgebungstemperatur sind ebenfalls vorgegeben; die gemessenen Parameter sind der Massenstrom des Kältemittels und der Stromverbrauch des Verdichters. Bild 2 zeigt eine schematische Darstellung der Prüfvorrichtung zur Bewertung des CO₂-Verdichters.

Kalorimeteruntersuchungen wurden bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen und Verdichtungsdrücken des CO₂-Verdichters durchgeführt. Die Verdampfungstemperatur wurde von -5 °C bis -15 °C verändert, während der Verdichtungsdruck von 83 bar bis 95 bar reichte. Die Umgebungstemperatur wurde konstant auf 32 °C gehalten. Auch die Temperatur am Verdichtereingang wurde konstant auf Umgebungstemperatur gehalten.

Die Bilder 3, 4 und 5 zeigen die Leistungskurven des CO₂-Verdichters, nämlich die Kälteleistung, den isentropen Wirkungsgrad und den volumetrischen Wirkungsgrad. In derselben Grafik sind die jewei-

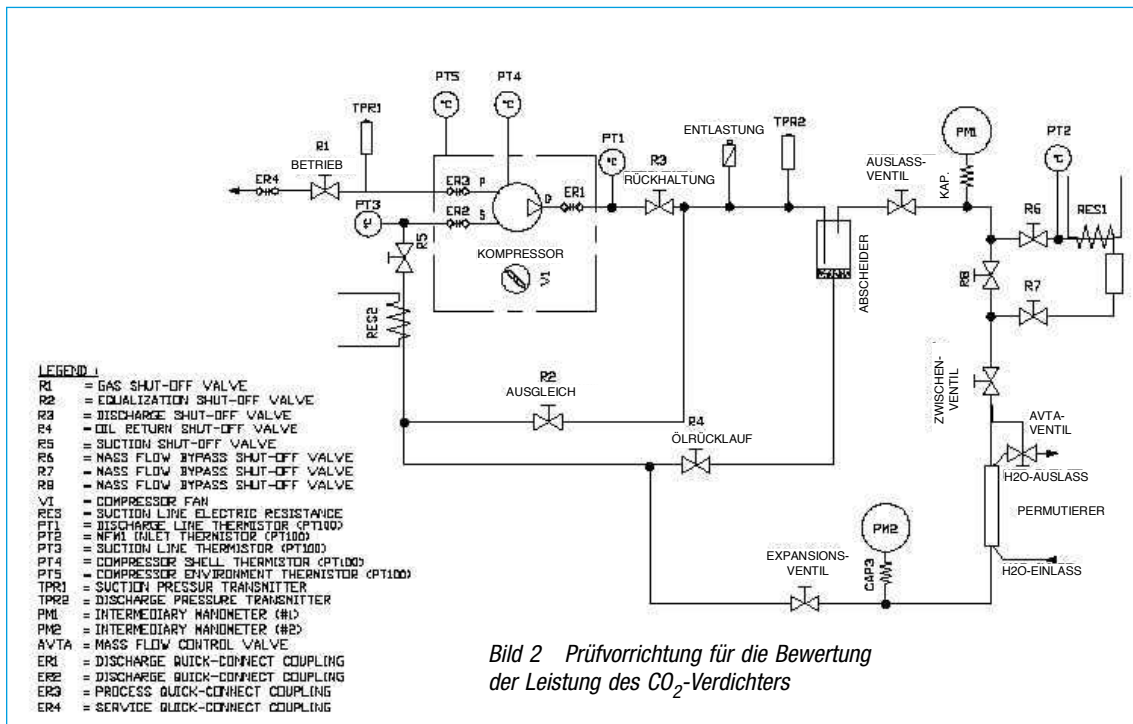


Bild 2 Prüfvorrichtung für die Bewertung der Leistung des CO₂-Verdichters

heit von $\pm 3\%$ des Skalenendwerts, wobei alle Unsicherheiten zu einer typischen Unsicherheit des Energieverbrauchs von $\pm 3\%$ führen.

Optimierung des Energieverbrauchs

Da für den Systemaufbau Rippenrohrwärmetauscher und Kapillarrohre als Expansionsorgan gewählt wurden, war es notwendig, die optimale Kombination aus Kältemittelfüllung und Kapillarrohrlänge zu ermitteln, die zu einem minimalen Energieverbrauch führen würde. Hierzu wurde eine erste Kapillarrohrlänge geschätzt. Zusätzlich wurden zwei weitere Kapillarrohre, das eine länger und das andere kürzer als das Rohr mit der geschätzten Länge, untersucht.

Bei jedem einzelnen untersuchten Kapillarrohr wurde die Kältemittelfüllung verändert, um zu erkennen, wann der geringste Energieverbrauch erreicht war. Der Energieverbrauch wurde anhand fünf vollständiger Zyklen nach der Stabilisierung des Systems in einem stationären Zustand festgestellt, das bedeutet reproduzierbare Werte von Leistung, Druck und Temperatur.

Der endgültige Wert des Energieverbrauchs wurde am Ende des Abkühltests für den GDM festgestellt. Im Falle des ICF wurde kein Abkühltest durchgeführt, da er keine Produkte enthielt.

Das GDM-Kühlsystem

Der untersuchte GDM hat ein Fassungsvermögen von 567 Getränkedosen, was zu einem Kälteleistungsbedarf von etwa 600 W führt. Das System wurde bei voller Belastung getestet.

Das ursprüngliche System arbeitet mit einem einstufigen R134a-Hubkolbenverdichter (15,28 cm³), der bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C und einer Kondensationstemperatur von 55°C eine Kälteleistung von 641 W liefert. Die ursprünglichen Wärmetauscher waren als Rippenrohrwärmetauscher ausgeführt und das Expansionsorgan bestand in einem Kapillarrohr (3,5 m x 1,50 mm Innendurch-

ligen Kurven für einen Standard-R134a-Verdichter (T6213Z) zu sehen. Für die CO₂-Durchläufe wurde die Kälteleistung unter der Annahme von näherungsweise 4,6 K im Gaskühlprozess berechnet. Für die HFC-Kurve betrug die berücksichtigte Kondensationstemperatur 43°C und die Unterkühlung 0,4 K.

Gerätetestprogramm und Ergebnisse

Der im vorigen Abschnitt dargestellte Vergleich der Verdichterleistung ist sehr hilfreich, um die Verbesserungen zu verstehen, die bei der Umstellung von R134a auf CO₂ im Hinblick auf die Verdichterleistung erwartet werden.

Wenn man jedoch nur die Verdichterleistung in einem Kalorimetertest vergleicht, werden einige Variablen nicht berücksichtigt und einige Annahmen sind erforderlich, wie zum Beispiel die angenäherte Temperatur am Ausgang des Gaskühlers für den CO₂-Prozess oder die Unterkühlung am Kondensatorausgang für den HFC-Kreislauf und den isenthalpen Expansionsprozess.

Um die beiden CO₂-Systeme zu vergleichen, wurde eine experimentelle Methode gewählt. Beide Systeme wurden auf dem Markt erworben und deren Ausgangsdaten hinsichtlich des Energieverbrauchs gemessen. Die Systeme wurden in einer Kammer unter geregelten Umgebungsbedingungen im Einklang mit der brasilianischen Norm ABNT 12863, die sich auf ISO 7371 stützt, untersucht. Alle Kammern weisen eine Schwankung der Umgebungstemperatur von $\pm 0,5^\circ\text{C}$ auf.

Es ist möglich, den Stromverbrauch des Systems mit einem Wattmeter zu messen, und zwar mit dem Modell WT130 von YOKOGAWA mit einer Unsicher-

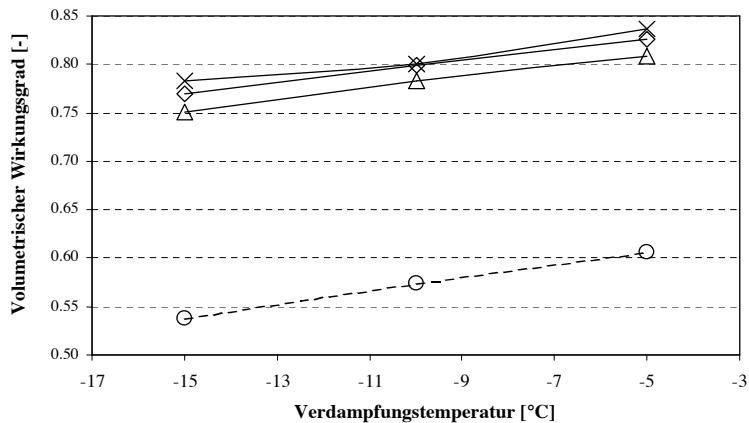


Bild 3
Kälteleistung des
CO₂-Verdichters

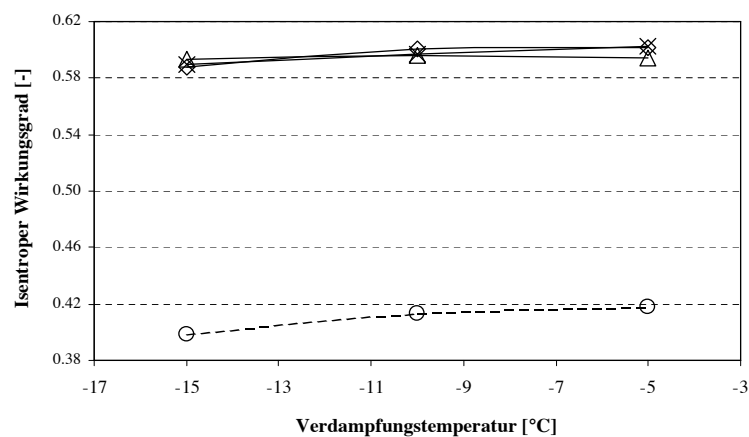


Bild 4
Isentroper
Wirkungsgrad des
CO₂-Verdichters

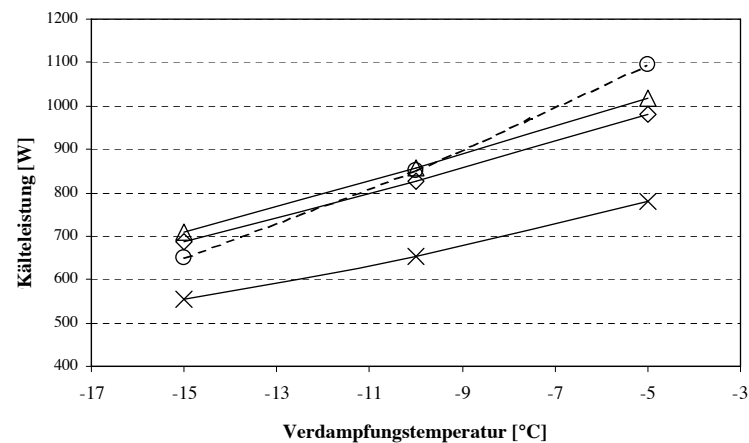
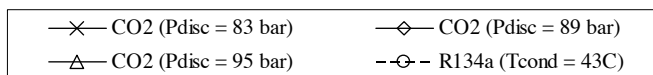


Bild 5
Volumetrischer
Wirkungsgrad des
CO₂-Verdichters



messer) mit einem seitlichen Kapillarrohr und einem Saugleitungswärmetauscher (2,40m). Der ursprüngliche Thermostat wurde durch einen elektronischen ersetzt, der die Rücklufttemperatur misst, das heißt, die Luft, die in den Verdampfer gelangt. Diese Temperatur wurde so eingestellt, dass sie bei 3°C gehalten wurde.

Die gekapselte Einheit des Kühlsystems wurde in einer Kassettenanordnung instal-

liert; dadurch waren die Veränderungen leichter vorzunehmen und die Montagebedingungen blieben im Hinblick auf die Rohrlängen und Luftströmungseigenschaften genau festgelegt. Mehrere Temperaturmessungen an Dosen auf allen Abstellflächen wurden ausgeführt, und zwar wurden die vier Dosen in den Ecken und die mittlere Dose in der ersten Reihe jeder Abstellfläche überwacht. Die Temperatur am

Verdichtereingang wurde an einer Stelle 100 mm vom Einlassrohr entfernt gemessen, während die Temperatur am Ausgang an einer Stelle 100 mm vom Auslassrohr des Verdichters entfernt gemessen wurde. Die Temperaturen am Eingang, am Ausgang und auf der halben Länge entlang des Kondensators/Gaskühlers wurden ebenfalls gemessen; die Ein- und Auslasstemperaturen am Saugleitungswärmetauscher wurden überwacht, ebenso wie die Temperatur des Verdichtergehäuses, der Ein- und Auslass

des Saugleitungssammlers, die Lufttemperaturen am Ein- und Auslass des Kondensators/Gaskühlers und des Verdampfers sowie die Umgebungstemperatur. Alle Temperaturen wurden mit T-Thermoelementen 24 AWG gemessen, die in den Labors von Embraco mit einer Unsicherheit von $\pm 0,2^\circ\text{C}$ kalibriert wurden.

Saugdruck und Verdichtungsdruck wurden von Messwertaufnehmern der Firma Danfoss (Modell MBS3000-060G1107 beziehungsweise MBS3000-060G1111) ge-

messend. Beide Messwertaufnehmer wiesen eine Messunsicherheit von $\pm 0,2$ bar auf.

Der CO_2 -Verdichter von Embraco, der für diese Arbeit verwendet wurde, hat einen Hubraum von $1,75\text{ cm}^3$ und liefert eine Kälteleistung von 692 W bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C und einem Verdichtungsdruck von 85 bar; er ist auf 230 V / 50 Hz ausgelegt. Bild 6 zeigt den CO_2 -Verdichter von Embraco und einige seiner Merkmale.

Das ICF-Kühlsystem

Die Einzelheiten des ICF sind schematisch in Bild 7 dargestellt. Der Verdampfer besteht aus einer Kupferrohrschlange in Kontakt mit der Gehäusewand; sie ist 27 m lang und hat einen Innendurchmesser von 5,95 mm bei einer Wandstärke von 1,0 mm. Der Kondensator ist ein Außenhaut-Wärmetauscher mit Rohren aus Kohlenstoffstahl; er ist 18 m lang und hat einen Innendurchmesser von 4,76 mm bei einer Wandstärke von 0,7 mm. Als Vorkondensator wird eine Aluminiumrohrschlange verwendet; es handelt sich um einen rippenlosen Wärmetauscher, bei dem ein Gebläse für die erforderliche Zwangskonvektion sorgt, um das Kältemittel vor dem Kondensator vorzukühlen. Der Vorkondensator hat einen Innendurchmesser von 4,76 mm bei einer Wandstärke von 0,7 mm und einer Länge von 5,0 m.

Der in diesem System verwendete Verdichter läuft mit R404A (NEK2134GK). Der Verdichter hat einen Hubraum von $12,11\text{ cm}^3$ und stellt bei einer Verdampfungs-/Kondensationstemperatur von $-23,3^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ eine Kälteleistung von 477 W bereit; er ist auf 230 V/50 Hz ausgelegt. Der Saugleitungswärmetauscher und das Kapillarrohr haben die Tabelle 1 dargestellten Eigenschaften.

Für den ICF wurden dieselben Temperaturmesspunkte wie bei den GDM-Versuchen berücksichtigt, mit Ausnahme der Gehäusetemperatur, die von drei Thermoelementen auf der Oberseite des Gefriergeräts überwacht wurde. Das Kriterium der Stabilisierung, das für alle Untersuchungen mit dem ICF angelegt wurde, bestand

Bild 6 Der CO₂-Verdichter von Embraco: Neues Plattformkonzept, einstufig sowohl für niedrige als auch für hohe Verdampfungstemperaturen, geräuscharm, leistungsoptimiertes Design, breites Leistungsspektrum und für Hochleistungs-VCC-Anwendungen geeignet



Versuchsergebnisse – GDM

Der erste Test mit dem GDM diente zur Ermittlung der Ausgangsdaten hinsichtlich des HFC-Energieverbrauchs in der ursprünglichen Konfiguration; dies wird später in den Vergleichen besprochen.

Dann wurden die Änderungen für die CO₂-Anwendung vorgenommen. Gemäß dem im Abschnitt „Optimierung des Energieverbrauchs“ beschriebenen Verfahren wurden die Kältemittelfüllung und die Kapillarrohrlänge des Systems für einen Zustand minimalen Energieverbrauchs bei einer Umgebungstemperatur von 32°C (Entwurfswert) ermittelt. Die Ergebnisse dieser ersten Untersuchung sind in Bild 8 dargestellt. Dieser Abbildung ist zu entnehmen, dass es eine optimale Kältemittelfüllung für ein bestimmtes Kapillarrohr gibt, bei welcher der Energieverbrauch auf ein Minimum reduziert ist.

Sobald die optimalen Werte für Kapillarrohr und Kältemittel ermittelt waren, wurden Energieverbrauchstests bei verschiedenen Umgebungstemperaturen, nämlich 24°C, 32°C und 40°C, durchgeführt, um das Potenzial des Kapillarrohrs bei Veränderungen in der Umgebung zu bewerten. Die Ergebnisse sind in Bild 9 zusammen mit den R134a Vergleichswerten dargestellt.

Dem in Bild 9 dargestellten Diagramm ist zu entnehmen, dass das CO₂-System bessere Werte liefert als das mit R134a betriebene System, wenn die Umgebungstemperatur unter 32°C liegt. Energieeinsparungen von 24% beziehungsweise 16% wurden festgestellt.

Die mit CO₂ beobachtete bessere Leistung ist hauptsächlich auf den hohen isentropen Wirkungsgrad dieses Verdichters im Vergleich zum R134a-Verdichter zurückzuführen, wie in Bild 4 dargestellt. Der Vergleichsverdichter ist ein Modell mit einem Standardwirkungsgrad, wie er in Getränk Kühlgeräten häufig und gerne eingesetzt wird. Der CO₂-Verdichter von Embraco hat einen isentropen Wirkungsgrad von fast 60%, während die standardmäßigen R134a-Verdichter isentrope Wirkungsgrade zwischen 40 und 45% aufweisen.

Bei 40°C zeigte sich mit CO₂ ein übermäßiger Energieverbrauch, der die Leistung im Vergleich zu R134a um 23% verschlechterte. Dies war zu erwarten, denn die thermodynamischen Eigenschaften von CO₂ deuten auf einen schlechteren Leistungskoeffizienten hin. Ein weiterer Faktor ist das Kapillarrohr, das darauf ausgelegt ist, bei einer bestimmten Umge-

geben, dass der Durchschnitt der drei Temperaturen auf der Gehäuseoberseite –18°C betragen sollte. Dieses Kriterium wurde im Laufe der Untersuchungen stets eingehalten. Bei den ICF-Versuchen wurden dieselben Temperatur- und Druckmessgeräte wie für den GDM verwendet.

Der im ICF eingesetzte CO₂-Verdichter hatte dieselben Eigenschaften wie derjenige, der für den GDM verwendet wurde und in Bild 6 dargestellt ist. Die bei –23,3°C/85 bar gemessene Kälteleistung beträgt jedoch 355 W (230 V/50 Hz).

Für die Untersuchungen mit CO₂ wurde das Kapillarrohr durch eine Verlängerung des ursprünglichen Rohrs, das für CO₂ vorbereitet war (Innendurchmesser 0,60 mm, Länge 2,3 m), variiert. Dies war notwendig, da es die besondere Gestaltung des ICF nicht zuließ, das komplette Kapillarrohr auszutauschen, ohne einen Teil der Wärmedämmung zu zerstören.

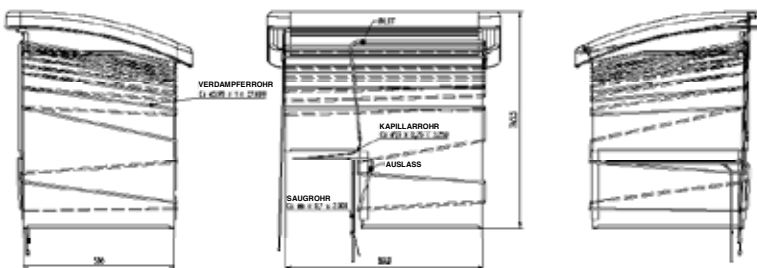


Bild 7 Schematische Darstellung des ICF (Ice Cream Chest Freezer)

Tabelle 1 Eigenschaften des Kapillarrohrs und des Saugleitungs-wärmetauschers im ICF	
Maß	Wert
Innendurchmesser des Kapillarrohrs	0,75 mm
Länge des Kapillarrohrs	3,25 m
Innendurchmesser der Saugleitung	5,95 mm
Länge der Wärmetauscher-Saugleitung	1,50 m

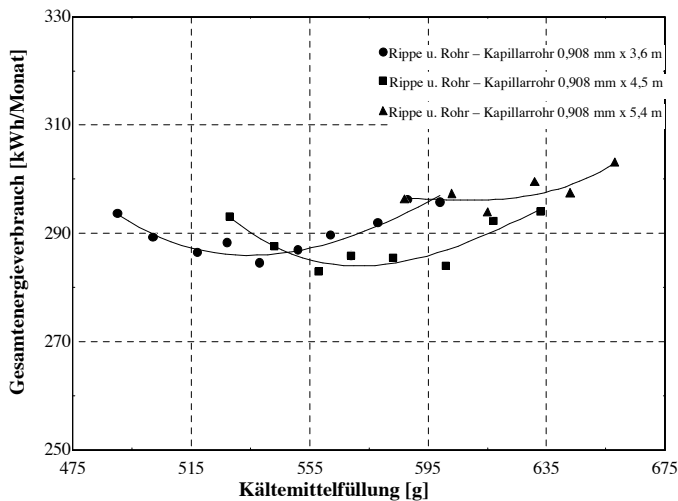


Bild 8 Ergebnisse der Optimierung der CO₂-Füllung und des Kapillarrohrs

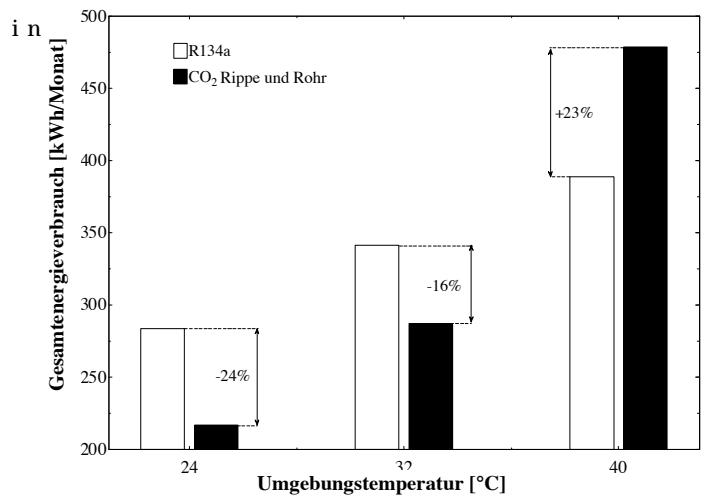


Bild 9 Gesamtenergieverbrauch des GDM: Vergleich CO₂ und R134a

Umgebungstemperatur (in dieser Abhandlung 32°C) ordnungsgemäß zu funktionieren. Bedingungen außerhalb der Entwurfsbereiche bringen einen höheren Energieverbrauch mit sich, und da für CO₂ ein optimaler Verdichtungsdruck benötigt wird, reagiert es auf solche Bedingungen viel empfindlicher als R134a.

Wichtig ist die Feststellung, dass Umgebungsbedingungen mit 40°C nur an bestimmten Orten und während einer relativ kurzen Zeit im Laufe eines Jahres auftreten. Aufgrund seiner besseren Leistung bei mäßigen und niedrigen Umgebungstemperaturen, die für das Wetter im größten Teil der Welt repräsentativ sind, wird für CO₂ eine bessere saisonale Leistung erwartet.

Versuchsergebnisse – ICF

Wie zuvor, bestand der erste Test mit dem ICF darin, die Ausgangsdaten des ursprünglichen Systems bei 32°C zu bestimmen. Die anschließenden Untersuchungen wurden durchgeführt, um die Kältemittelfüllung und die Kapillarrohrlänge zu optimieren. Wie bereits erwähnt, wurde aufgrund der geometrischen Zwänge durch die Gehäusegestaltung ein zusätzliches Stück Kapillarrohr in dem System installiert. Daher beziehen sich alle Ergebnisse

den nachstehenden Diagrammen auf die Länge, die dem ursprünglichen Kapillarrohr für CO₂ hinzugefügt wurde. Bild 10 zeigt die Ergebnisse der Optimierung, die für den ICF vorgenommen wurde.

Die Ergebnisse zeigen einen minimalen Energieverbrauch bei einer Füllung von 240 g und Verlängerung des ursprünglichen Kapillarrohrs mit einem Innendurchmesser von 0,60 mm um 3,5 m. Die zusätzliche Länge wurde als seitlicher Saugleitungs-wärmetauscher verwendet. Die Ergebnisse für den Energieverbrauch bei verschiedenen Umgebungstemperaturen sind auf der Grundlage der optimalen Konfiguration für CO₂ ebenso wie die R404A-Vergleichswerte in Bild 11 dargestellt.

Der Vergleich in Bild 11 führt zu der Schlussfolgerung, dass das Gefriergerät mit einem niedrigeren Energieverbrauch arbeitet, wenn CO₂ bei Umgebungstemperaturen unter 32°C verwendet wird. Bei Umgebungstemperaturen von 18°C und 25°C wurden Energieeinsparungen von 27% beziehungsweise 4% ermittelt. Kein Unterschied im Energieverbrauch wurde bei 32°C beobachtet, da die in Abbildung 12 dargestellten 2% im Rahmen der Messunsicherheit liegen. Bei einer Umgebungstemperatur von 40°C ergab sich für CO₂ eine um 10% schlechtere Leistung.

Bei der LBP-Anwendung gilt eine wichtige Sorge der Austrittstemperatur, die CO₂ erreichen kann. Aufgrund der besonderen Gestaltung des CO₂-Verdichters, der hier eingesetzt wurde, konnte dieses Problem durch das richtige Wärmemanagement der Komponenten gelöst werden. Während der Untersuchungen betrug die höchste Austrittstemperatur (gemessen auf der Außenseite des Auslassrohrs) 130°C bei einer Umgebungstemperatur von 40°C; dies ist immer noch höher als die 96°C, die bei der entsprechenden R404A-Messung verzeichnet wurden, aber niedrig genug, um die Zuverlässigkeit des Verdichters zu gewährleisten.

Aus demselben Grund, wie in der Diskussion der GDM-Ergebnisse dargelegt, wird für CO₂ eine bessere saisonale Leistung erwartet.

Schlussfolgerung

Die Ergebnisse für den isentropen und den volumetrischen Wirkungsgrad wurden für einen CO₂-Verdichter und einen standardmäßigen HFC-Verdichter, wie er gegenwärtig im Einsatz ist, dargestellt. Es wurde festgestellt, dass der CO₂-Verdichter ungeachtet des Verdichtungsdrucks und der Verdampfungstemperatur innerhalb der

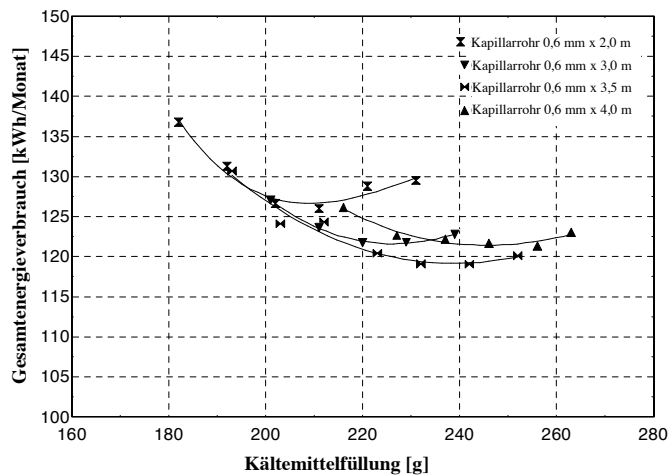


Bild 10 Optimierung der Kältemittelfüllung und des Kapillarrohrs im ICF

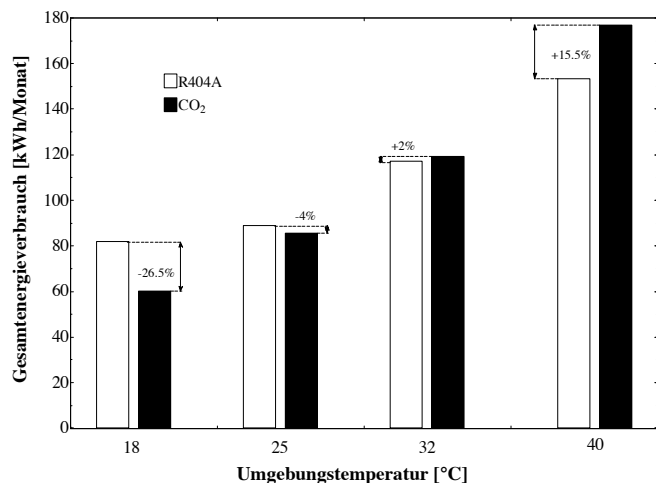


Bild 11 Gesamtenergieverbrauch des ICF: Vergleich CO₂ und R404A

untersuchten Bereiche einen besseren isentropen Wirkungsgrad erzielen kann als der HFC-Verdichter. Zu derselben Schlussfolgerung konnte im Hinblick auf den volumetrischen Wirkungsgrad gelangt werden. Die Gewinne, die beim Prototypen des CO₂-Verdichter zu erkennen waren, schwankten beim isentropen Wirkungsgrad zwischen 45 und 50% und beim volumetrischen Wirkungsgrad zwischen 32 und 44%. Bessere Verdichtungs- und volumetrische Leistungen können dazu führen, dass die CO₂-Anwendung eine machbare Alternative darstellt und dass sie die an sich schwache Leistung des transkritischen CO₂-Prozesses überwindet.

Auf der Anwendungsseite stellte die Abhandlung einige praktische Maßnahmen dar, um ein HFC-System sowohl unter MBP- als auch unter LBP-Bedingungen auf CO₂ umzustellen. Die Kältemittelfüllung sowie die Länge und der Durchmesser des Kapillarrohrs wurden so angepasst, dass bei einer Umgebungstemperatur von 32 °C

(Entwurfswert) unter Verwendung der ursprünglichen HFC-Wärmetauscher ein minimaler Energieverbrauch sichergestellt war.

Es wurde gezeigt, dass das CO₂-System bei typischen Anwendungen mit mittleren Verdampfungstemperaturen aufgrund des hohen volumetrischen und isentropen Wirkungsgrads des CO₂-Verdichters leistungsfähiger als das HFC-System sein kann, und zwar selbst dann, wenn die ursprünglichen HFC-Rippenrohrwärmetauscher für CO₂ verwendet werden.

Die Ergebnisse bei der LBP-Anwendung haben gezeigt, dass die Austrittstemperatur zwar höher ist als bei R404A, dass aber dennoch kein bedeutendes Problem in Bezug auf die Zuverlässigkeit zu erkennen war. Der verwendete CO₂-Verdichter und die

Umstellung des R404A-Systems auf CO₂ auf der Grundlage des ASAP-Konzepts führte zu einer konkurrenzfähigen Leistung, insbesondere bei einer Umgebungstemperatur unter 32 °C.

Der vorgestellte CO₂-Verdichter sowie die vorgeschlagene Methodik bieten eine sehr gute Perspektive für die Verwendung von CO₂ als natürliches, umweltfreundliches und leistungsfähiges Kältemittel in gewerblichen Leichtkühlgeräten. Die neuesten, hier vorgestellten Ergebnisse haben die Möglichkeiten von CO₂ als Ersatz für Kältemittel mit einem hohen Treibhauspotenzial bewiesen. ■

Literatur

- [1] REFRIGERANTS, NATURALLY. (2004) Companies, NGO's and international organizations join forces to fight climate change. Abgerufen am 3. März 2005 von <http://www.refrigerant-naturally.com/doc/Press%20Release.pdf>
- [2] MAYKOT, R.; WEBER, G. C.; MACIEL, R. A.: Basic methodology to evaluate alternative refrigeration technologies. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE AT PURDUE, 10., 2004, West Lafayette. Proceedings. West Lafayette: Purdue University, 2004. S. R079/01 – R079/08.