

Entwicklung einer transkritischen zweistufigen Supermarktkälteanlage für Tief- und Normalkühlung (2)

Dirk Gebhardt und Horst Kruse, Hannover, Pierluigi Schiesaro, Campo S. Martino, Italien

Aufgrund einer früheren Studie (Schiesaro und Kruse 1999 [1]) über zukünftige Supermarktsysteme unter Berücksichtigung der umwelttechnischen Anforderungen, die auf den TEWI-3 AFEAS/DOE Resultaten (1997 [2]) basierte, wurde festgestellt, daß zentrale Supermarktsysteme mit H-FKW Kältemitteln nicht die Lösung für die Zukunft sein können, wenn nicht spezielle Maßnahmen getroffen werden, um die Leckage zum Zweck der Begrenzung von direkten Treibhausgasemissionen dieser Fluide zu verringern.

Teil (1), der in KK 3/2003 (Seiten 34–43)* veröffentlicht wurde, enthielt zunächst einleitend eine eingehende Betrachtung über Möglichkeiten des unterschiedlichen Einsatzes von CO₂ in Supermarktkälteanlagen und der energetischen Nachteile bei Verwendung konventioneller Kälte-träger. Im weiteren behandelte Teil (1) eine Darstellung theoretischer Untersuchungen verschiedener Kreislaufschaltungen und es wurden hierzu Vergleiche mit konventionellen R 22-Supermarktanlagen durchgeführt bzw. die Ergebnisse beschrieben. Teil (2) geht nun auf die eigentlichen Untersuchungen im FKW, Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH, in Hannover ausführlich ein.

Experimentelle Untersuchungen einer Prototyp-Anlage

Ausgewählter Kreislauf

Bild 8 zeigt den ausgewählten Kreislauf 5 sowohl im Anlagenschaltbild als auch im p,h-Diagramm, wie er sich aus den theoretischen Untersuchungen bezüglich der bestmöglichen Kälteleistungszahl im Vergleich zur R 22-Anlage ergibt.

Das System besteht aus einem zweistufigem Verdichter auf der Hochdruckseite (der im Bild dargestellt ist als zwei Verdichter mit Zwischenkühlung), einem internen Wärmeaustauscher zwischen der Saugleitung des Hochdruckverdichters und dem Hochdruckgas, das aus dem Gaskühler austritt, einem Zwischendruckbehälter, der zweiphasiges unterkritisches CO₂ enthält, einer Pumpe, die von dort die CO₂-Flüssigkeit durch den Verdampfer des Normaltemperatur-Kühlmöbels wieder in den Zwischendruckbehälter fördert, sowie einem Niederdruckverdichter, der das mittels eines thermodynamischen Expansionsventils in den Verdampfer des Tieftemperaturmöbels eingespritzte CO₂ in den Zwischendruckbehälter zurück fördert. Ein weiteres Drosselventil drosselt das Hochdruckgas nach dem inneren Wärmeaustauscher in den Zwischendruckbehälter. Es ist erwähnenswert, daß die Benutzung von CO₂ in einem Pumpkreislauf für die Hochtemperaturmöbel darin begründet ist, daß die Eigenschaften dieser CO₂-Flüssigkeit ideal für diese Anwendung sind. Das Kohlendioxid kann während der Wärmeaufnahme im Verdampfer des Normaltemperatur-Kühlmöbels teilweise verdampfen, so daß durch diesen Phasenwechsel die hohe latente Verdampfungswärme genutzt wird, wodurch der Massenstrom sehr klein sein kann und geringere Rohrdurchmesser verglichen mit dem Rohren in traditionellen Sekundär-Kälte-trägersystemen benutzt werden können. Darüber hinaus ist durch

zu den Autoren

Dipl.-Ing. Dirk Gebhardt,
wissenschaftlicher Mitarbeiter
im FKW,
Hannover



Prof. Dr.-Ing. Horst Kruse,
geschäftsführender
Gesellschafter
des FKW,
Hannover



Pierluigi Schiesaro,
Forschungs- und
Entwicklungsleiter
Arneg S. p. a.,
Campo S.
Martino/Italien



* Zu finden im KK-Internetarchiv unter www.diekaelte.de

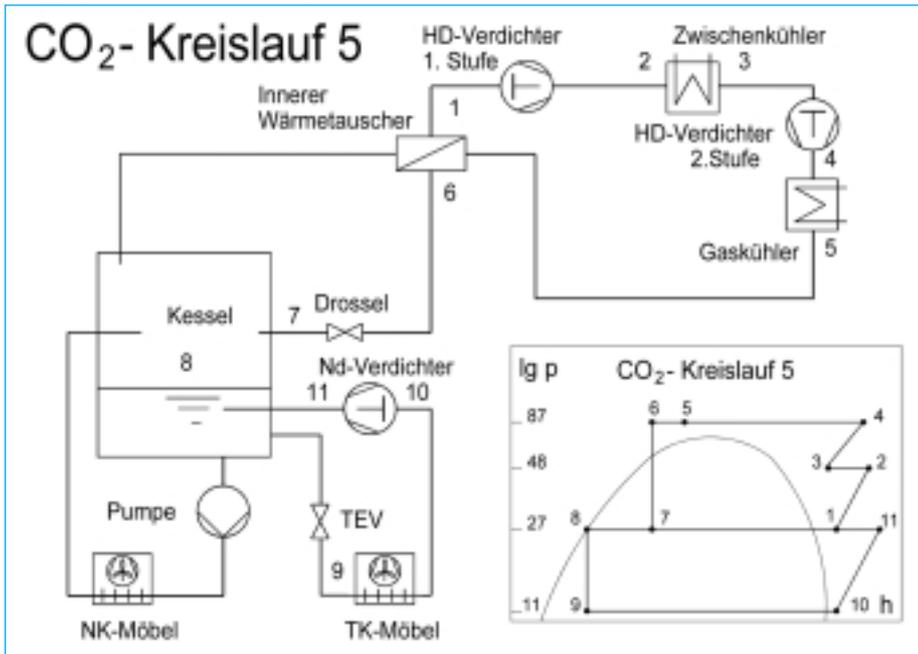


Bild 8 CO₂-Kreislauf 5 als Anlagenschaltbild und im lg p,h-Diagramm

die fehlende Temperaturspreizung in diesem Pumpenkreislauf eine gleichmäßigere Temperaturverteilung in der Ware des Hochtemperaturkühlmöbels als auch eine energetische Verbesserung gegenüber konventionellen Kälte-trägern, aufgrund der höheren Verdampfungstemperatur, ein Vorteil.

Konstruktion und Bau eines Prototyp-Systems für eine Supermarkt-CO₂-Kälteanlage

Wie in Bild 9 gezeigt, wurde bei der Prototyp-Anlage sowohl der Gaskühler als auch der Zwischenkühler zwischen beiden Verdichterstufen in Form wassergekühlter als auch luftgekühlter Wärmeaustauscher ausgeführt. Der Grund besteht darin, daß künftige Anlagen mit luftgekühlten Gaskühlern gebaut werden sollten, daß aber für genauere energetische Messungen an der Versuchsanlage eine Wärmebilanz mit Hilfe von wassergekühlten Wärmeaustauschern vorgenommen werden muß. Die Anlage wurde weiterhin so ausgelegt, daß der Hochdruckverdichter kontinuierlich betrieben wird, wobei der Verdampfungsdruck (Temperatur) im Verdampfer des Normaltemperatur-Kühlmöbels durch ein modulierendes Druckhalteventil geregelt wird. Dieses Ventil öffnet, wenn der Druck im Zwischendruckbehälter über einen vorgegebenen Wert ansteigt.

Die Austrittstemperatur aus dem Hochdruckverdichter wurde durch ein automatisches Wasserventil am Gaskühler bzw. einen Frequenzwandler für den Gaskühlerlüfter geregelt, während der Gaskühlerdruck durch ein modulierendes Druck-

halteventil kontrolliert wird, das für die höchsten Drücke ausgelegt ist. Dieses Ventil öffnet dann, wenn der Druck in der Hochdruckleitung über einen bestimmten Wert ansteigt. Ein Zusatzvolumen dämpft die Reaktion dieses Ventils. Das angesaugte CO₂-Gas wurde durch einen inneren Wärmeaustauscher überhitzt, der ähnlich konstruiert ist wie die wassergekühlten, zuvor erwähnten Wärmeaustauscher als Gaskühler und Zwischenkühler.

Das Normaltemperatur-Kühlmöbel wurde durch den Pumpenkreislauf mit CO₂ beaufschlagt, wobei der durch die Pumpe geförderte Volumenstrom durch einen Frequenzwandler eingestellt wurde. Das Tieftemperatur-Kühlmöbel wurde mittels eines üblichen thermostatischen Schalterkontrollsystems in Verbindung mit einem angepaßten thermostatischem Expansionsventil geregelt.

Die beiden gewählten Kühlmöbel (vertikales Mehrfach-Kühlregal als Hochtemperatur-Möbel und horizontale Kühltruhe als Tieftemperatur-Kühlmöbel) mit einer Kälteleistung von ungefähr 4,5 kW und 1,5 kW jeweils (Verhältnis der Kälteleistungen = 3) wurden innerhalb der FKW-Klimakammer installiert. Die schematisch dargestellte Aufstellung ist in Bild 10 wiedergegeben, Bild 11 zeigt die beladenen Möbel in der Klimakammer. Die luftge-

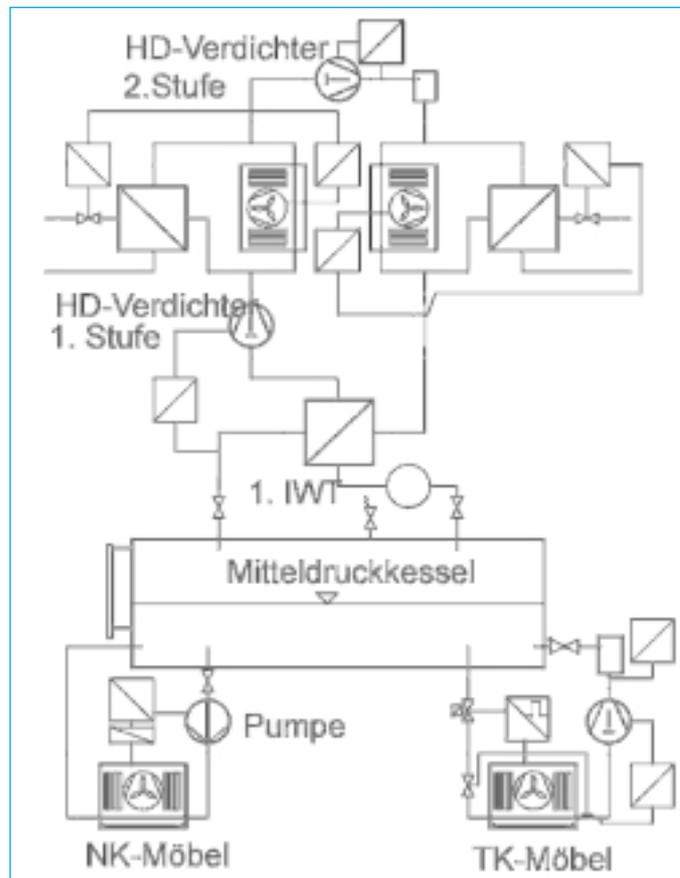


Bild 9 Anlagenschaltbild

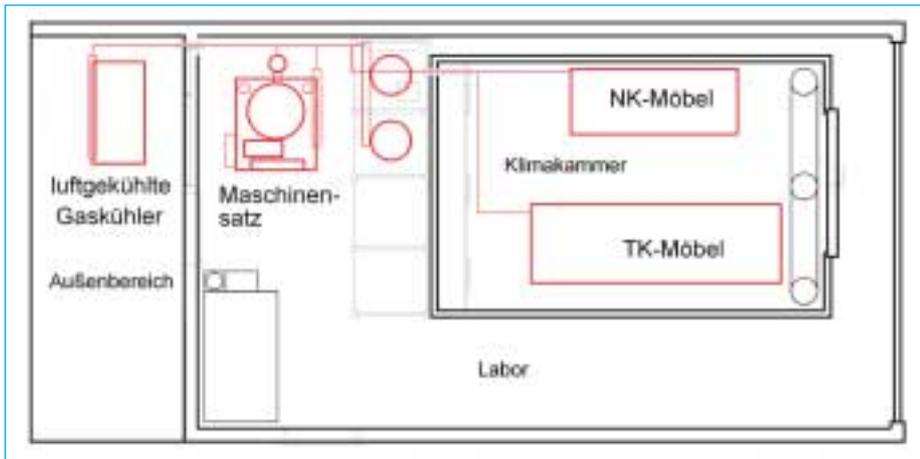


Bild 10 Aufstellung der Supermarktkälteanlage im Labor

kühlten Wärmeaustauscher wurden außerhalb des Gebäudebereiches, die wassergekühlten Wärmeaustauscher innerhalb des Maschinenraumes aus Frostschutzgründen angebracht. Der Zwischendruckbehälter wurde im oberen Bereich des

Kältemaschinenaggregates, die Pumpe im unteren Bereich eingebaut, wobei die Verbindungsleitung mit einem Durchmesser von DN 80 und einer Länge von 1,6 m ausgelegt war. Dies war nötig, um Gasblasbildung im Pumpeneinlauf zu vermei-



Bild 13 Ansicht des ausgeführten Maschinensatzes



Bild 11 Darstellung der beladenen Kühlmöbel in der Klimakammer

den. Die prinzipielle Gestaltung des Maschinensatzes, wie in Bild 12 dargestellt, wurde nahezu durch die Firma Arneg bei dem Aufbau der Anlage übernommen. Den ausgeführten Maschinensatz zeigt Bild 13.

Technische Probleme

Die erste Auslegung dieser Maschinenanlage wurde mit einem Ölabscheidesystem für jeden Kompressor versehen. Dadurch sollte der Ölrückfluß ohne ein Kontrollsystem gewährleistet sein. Es zeigte sich jedoch, daß der Hochdruckverdichter einen sehr hohen Ölverbrauch hatte, während der Niederdruckverdichter nur einen geringen Ölwurf aufwies. Darüber hinaus zeigten sich beim ersten Anlauf der Kältemaschinenanlage einige Schwierigkeiten, die sich durch Geräusch und Vibration am zweistufigen Verdichter äußerten. Andere kleine Probleme wurden bei anderen Komponenten der Maschinenanlage festgestellt. So war die Arbeitsweise des Kontrollventils für den Zwischendruck ebenso wie die des Pumpenkreislaufes und des Abtausystems des Normaltemperatur-Kühlmöbels nicht zufriedenstellend. Das Verhalten des luftgekühlten Gaskühlers und des Lüfterkontrollsystems war nicht zufriedenstellend, weil Druck- und Temperaturfluktuationen auf der Hochdruckseite des Systems erzeugt wurden. Es war nicht möglich, die Schaltpunkte dieser Art von Gaskühlern aufgrund der wegen des hohen Druckes großen Zahl von Wärmeaustauschern und Lüftern zu optimieren (7 einzelne Wärmeaustauscher parallel und in Reihe ge-

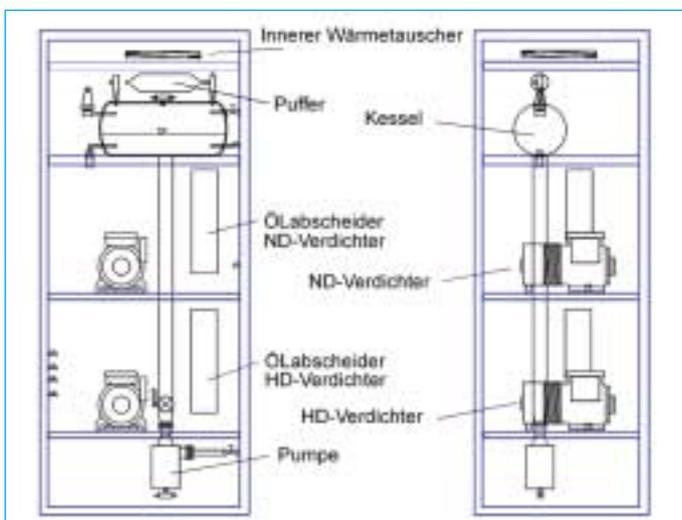


Bild 12 Anlagenkonstruktion

schaltet). Aus diesem Grund, und um das System unter stabilen Bedingungen zu betreiben, war es notwendig, einige Veränderungen der ursprünglichen Konstruktion durchzuführen.

Modifikation der Maschinenanlage

Die wichtigste Veränderung bestand darin, den zweistufigen Verdichter auf der Hochdruckseite durch einen einstufigen Verdichter (beide 36 m³/h) zu ersetzen. Die andere wesentliche Veränderung betraf den Ölkreislauf. Die Ölabscheider wurden außer Betrieb gesetzt, und die beiden getrennten Ölkreisläufe beider Kompressoren wurden zu einem kombinierten Gesamtölsystem verbunden. Ein zweiter innerer Wärmetauscher wurde zwischen der Druckleitung des Niederdruckverdichters und der Rückleitung des flüssigen CO₂ vom Hochtemperatur-Kühlmöbel zum Zwischendruckbehälter eingefügt. Die Druckleitung des Niederdruckverdichters wurde mit der Saugleitung des Hochdruckverdichters verbunden und mit einer Venturieinrichtung vor dem innerem Wärmetauscher ausgerüstet, um eine Mischung aus Kältemittel und gelöstem Öl vom Boden des Zwischendruckbehälters in die Saugleitung des Hochdruckverdichters zu führen. Die modifizierte Anlage ist in Bild 14 schematisch dargestellt. Das Öl, welches in diesem System benutzt wurde, war ein Polyolester-Öl, das mit CO₂ vollständig lösbar ist.

Das Druckregelventil des Behälters war überdimensioniert, so daß es unmöglich war, die Temperaturen und den Druck innerhalb des Zwischendruckbehälters stabil zu halten. Es wurde entschieden, durch eine Ausregelung des Hochdruckverdichters stabile Betriebsbedingungen zu erhalten, wozu dieser mit einem Frequenzwandler versehen wurde und eine Drehzahlanpassung möglich war. Es war darüber hinaus möglich, durch entsprechende Einstellung der Niederdruckschalter bei zwei verschiedenen Drücken den Verdichter bei verschiedenen Drehzahlen zu betreiben. Dieser Schalter mit eingebauter Hysterese schaltete zwischen Hoch- und Niedrigdrehzahl um. Der andere Schalter ohne die eingebaute Hysterese arbeitete als Ein-Ausschalter des Kompressors. Beide Drehzahlen wurden durch zwei Potentiometer eingestellt. Hierdurch war es möglich, nicht nur den Zwischenbehäl-

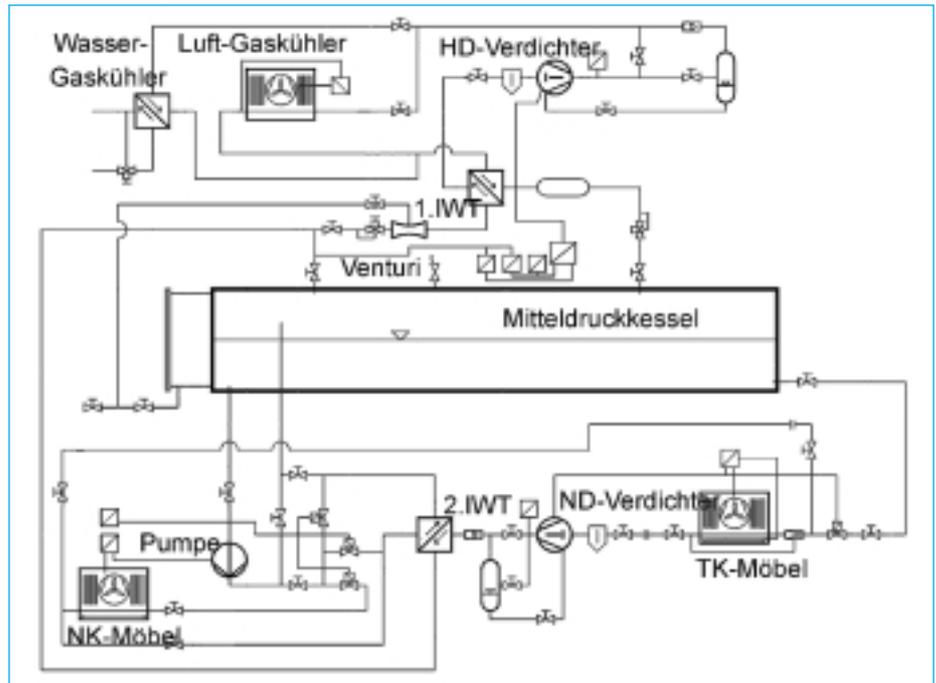


Bild 14 Anlagenschaltung nach der Modifikation

terdruck zu regeln, sondern auch eine größere Anlage mit einem entsprechendem sanften Regelverhalten des Kesseldruckes und der Temperatur zu simulieren.

Die Temperaturregelung des Normaltemperatur-Kühlmöbels durch Betrieb der CO₂-Pumpe mit einem Frequenzwandler

scheiterte. Es wurde entschieden, die Pumpe ohne Frequenzwandler zu betreiben und das Kühlmöbel mit einem Thermostaten zu versehen. Die Temperatur des flüssigen CO₂ mußte ungefähr -3 °C betragen, die durch den Druck im Zwischenbehälter eingestellt wurde. Die mo-

Verdichter, Hochdruckseite, einstufig		
Verdichtungsendtemperatur/-druck	78 °C	82 bar
Verdampfungstemperatur/-druck	-12 °C	25 bar
Sauggastemperatur, -überhitzung	-2 °C	10 K
Elektrische Antriebsleistung	4,2 kW	
Verdichter, Niederdruckseite, einstufig		
Verdichtungsendtemperatur/-druck	43 °C	29 bar
Verdampfungstemperatur/-druck	-32,7 °C	13 bar
Kondensationstemperatur/-druck	-6,7 °C	29 bar
Sauggastemperatur, -überhitzung	-22,5 °C	10,2 K
Flüssigkeitstemperatur/Unterkühlung	-6,7 °C	0 K
Elektrische Antriebsleistung	0,84 kW	
Wassergekühlter Gaskühler		
Temperatur, Ein – Aus CO ₂ /Ein – Aus Wasser	78 °C–33 °C	12 °C–51 °C
Temperaturen erster innerer Wärmetauscher		
Druckgas nach Gaskühler/vor Kessel (Drossel)	33 °C	23 °C
Sauggas nach Kessel/vor Hochdruckverdichter	- 6,7 °C	- 2,0 °C
CO₂-Zwischendruckbehälter (Kessel)		
Temperatur/Druck	- 6,7 °C	29 bar
Elektrische Antriebsleistung der CO₂-Pumpe	0,55 kW	

Tabelle 2 Versuchsergebnisse des transkritischen CO₂-Kreislaufes

diffrizierten Magnetventile schalteten auf Anforderung des Thermostaten den Pumpenkreislauf zwischen dem Bypass und dem Kühlmöbel um. Der zweite innere Wärmetauscher wurde somit ständig betrieben. Die Abtauperioden wurden zu 30 min eingestellt und 6 mal am Tag eingeleitet. Der Thermostat wurde auf eine Lufttemperatur von 2 °C mit einer Temperaturdifferenz von 4 K eingestellt.

Der Thermostat des Tieftemperatur-Möbels selbst wurde auf -21 °C eingestellt und die Temperaturdifferenz auf 4 K. Das schließlich modifizierte Schema der Versuchsanlage ist in Bild 12 gezeigt.

Die erwähnten Veränderungen am System machten es möglich, die Kältemaschinenanlage ohne irgendwelche manuellen Eingriffe über eine längere Periode zu betreiben. Das Ölsystem zeigte eine zufriedenstellende Betriebsweise, indem ein konstanter Ölspiegel innerhalb des Hochdruckverdichters durch das Injektionsventil am Venturirohr eingestellt werden konnte. Der Ölspiegel im Niederdruckverdichter konnte nicht geregelt werden, jedoch führte der hohe Ölspiegel innerhalb dieses Verdichters zu keinem signifikanten Problem während des Betriebes der Anlage. Die Ölmenge im System wuchs während des Betriebes an, weil eine Nachfüllprozedur nach jedem Start der Anlage durchgeführt werden mußte. Es war nötig, den Hochdruckverdichter wegen seines enormen Ölverbrauches während der Startperiode ein oder zweimal kurz nach Start mit Öl nachzufüllen. Das Ölrückführsystem war nicht in der Lage, eine solche große Menge Öl in einer kurzen Zeit aus dem Zwischendruckbehälter zurückzuführen. Um größere Anlagen mit meh-

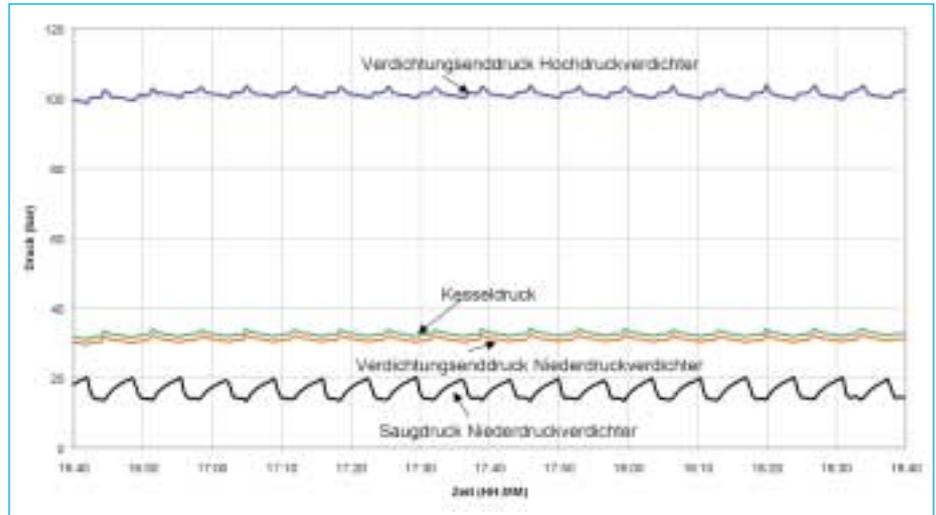


Bild 15 Funktionsprüfung: Maschinensatz, Messung nach Modifikation der Anlage, 4. Dez. 2001

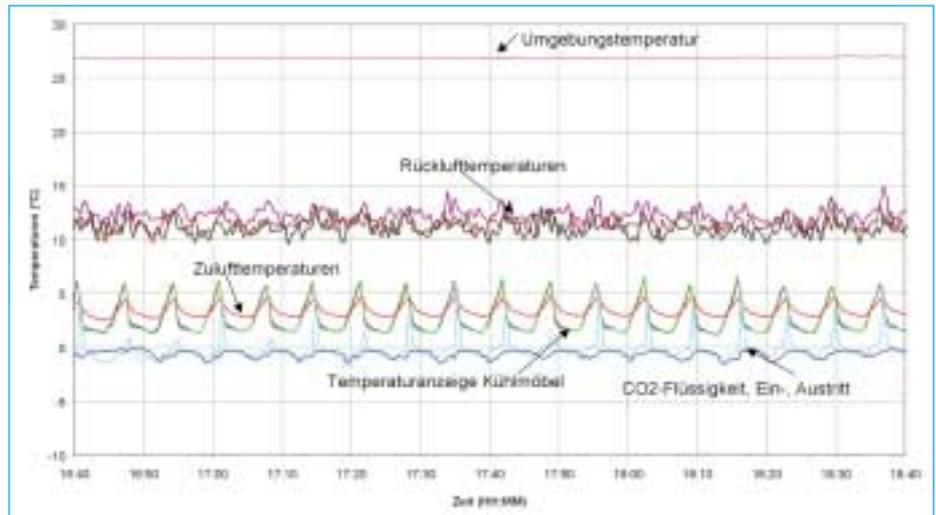


Bild 16 Funktionsprüfung: NK-Möbel, Messung nach Modifikation der Anlage, 4. Dez. 2001

CO₂-Normaltemperatur-Kühlmöbel		
Temperatur Flüssigkeit Ein/Naßdampf Aus	- 6,7 °C	- 6,7 °C
Rücklufttemperatur/Zulufttemperatur	4 °C	- 2 °C
Abtauungen je Tag/Abtaumethode	6	Pumpe aus
Abtauzeit	20 min.	
Täglicher Energieverbrauch (nur Möbel)	10,8 kWh/Tag	
CO₂-Tieftemperatur-Kühlmöbel		
Rücklufttemperatur/Zulufttemperatur	- 19 °C	- 29 °C
Abtauungen je Tag/Abtaumethode	4	elektrisch
Abtauzeit	25 min.	
Täglicher Energieverbrauch (nur Möbel)	7,4 kWh/Tag	

Tabelle 3 Versuchsergebnisse des Verhaltens der Kühlmöbel

rerer Kompressoren zu betreiben, wird es erforderlich sein, ein Ölniveau-Regelsystem für jeden Verdichter einzusetzen.

Versuchsergebnisse

Versuche wurden durchgeführt, um das energetische Verhalten der beiden installierten Kühlmöbel in der Klimakammer bei 25 °C und 60 % relative Feuchtigkeit zu untersuchen. Es wurden weiterhin die Ein- und Auslaßtemperaturen an den Kühlmöbeln gemessen und diese mit entsprechenden Werten für übliche Arbeitsbedingungen bei direkter Expansion verglichen. Darüber hinaus wurden die Betriebspunkte des Kreislaufes in ein p,h-Diagramm eingetragen und die Kälteleistungszahl berechnet. Tabelle 2 und 3 zeigen die Resultate der Maschinenanlage und der Kühlmöbel. Die in den Versuchen erzielten

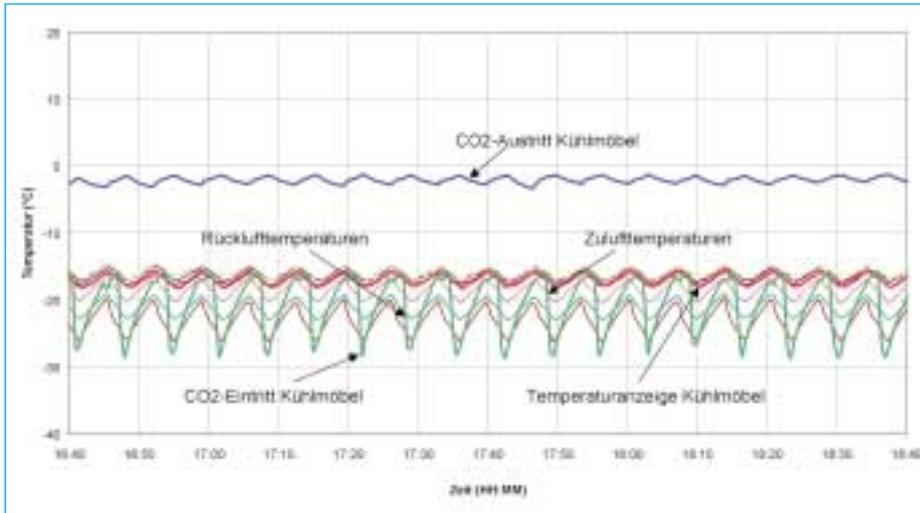


Bild 17 Funktionsprüfung: TK-Möbel, Messung nach Modifikation, 4. Dez. 2001

Anlagendrucke und Temperaturen in den Kühlmöbeln sind in den Abbildungen 15 bis 17 zu erkennen.

Die Kältemaschinenanlage wurde mit ungefähr 85 bar Gaskühlerdruck und 35 °C Austrittstemperatur am Gaskühler betrieben. Diese Punkte waren die gleichen wie sie bei der theoretischen Untersuchung für den Kreislauf 2 mit einem einstufigem Verdichter und einem inneren Wärmetauscher angenommen wurden, wobei die theoretische Kälteleistungszahl verglichen mit der des zweistufigen Verdichterkreislaufes, ungefähr 9 % niedriger ist. Wie in Tabelle 3 gezeigt, waren die Werte der Zu- und Ablufttemperatur der beiden Kühlmöbel sehr gut, für das Hochtemperaturkühlmöbel sogar besser als bei direkter Einspritzung.

Tabelle 4 zeigt die berechneten theoretischen Kälteleistungszahlen, verglichen mit der gemessenen, die den Wert von 1,07 ergab. Dieser Wert ist ungefähr 50 % niedriger als der theoretische Wert für Kreislauf 2, wobei man eine Überhitzung für das

Sauggas des Hochtemperatur-Verdichters von 35 K annahm. Bei einer Überhitzung von nur 5 K, wie sie während der Versuche gemessen wurde, ist sie ungefähr 37 % niedriger. Weitere Gründe für die Abnahme der Kälteleistung gegenüber der theoretischen Studie können folgendermaßen erklärt werden:

Der erste Grund betrifft die Menge des Öls im System. Da es unmöglich war, die Ölzirkulation mit dem Venturiölssystem auch beim Anfahren zufriedenstellend zu regeln, war es gelegentlich nötig, den Hochdruckverdichter mit Öl aufzufüllen. Dies führte im Verlaufe der Versuche zu einem Ölgehalt im System von ca. 15 %, wobei die Effizienz der Trockenexpansionsverdampfung ebenso wie der effektiven Kälteleistung des Verdichters herabgesetzt wurde. Dieser Effekt kann nach McMullan (1982) die Kälteleistung des Niederdruckverdichters um ungefähr 20 % herabsetzen und entsprechend die Kälteleistungszahl um ungefähr 6 % vermindern.

Kreislauf mit zweistufigem Hochdruck-Verdichter	$COP_{theoretisch} = 2,3$
Kreislauf mit einstufigem HD-Verdichter (Sauggasüberhitzung 35 K)	$COP_{theoretisch} = 2,1$
Kreislauf mit einstufigem HD-Verdichter (Sauggasüberhitzung 5 K)	$COP_{theoretisch} = 1,7$
Verhältnis der Kälteleistungen $\frac{\dot{Q}_{0, NK}}{\dot{Q}_{0, TK}} = 3$	Kompressoren $h_{is} = 0,75$
Versuchskreislauf mit einstufigem HD-Verdichter (Sauggasüberhitzung 5 K)	$COP_{gemessen} = 1,07$ entspricht - 37 %

Tabelle 4 Berechnete theoretische Kälteleistungszahlen und gemessener Wert

Der zweite Grund war das bemerkenswerte Betriebsverhalten des Hochdruckverdichters. Die Energiebilanz für den Gaskühler zeigte, daß der effektive Massenstrom des CO₂-Gases vom Verdichter geringer war als aufgrund des Hubvolumens erwartet werden konnte (Neksa und Giroto 1998 [7]) (Dorin und Neksa 2000 [10]). Das bedeutet, daß der danach abgeschätzte volumetrische Wirkungsgrad von 0,75 in den theoretischen Untersuchungen während der Versuche näher bei einem Wert von 0,6 (20 % niedriger) lag.

Weiterhin sind die in der theoretischen Berechnung angenommenen isentropen Gütegrade der CO₂-Verdichter mit 0,75 zu hoch. Neueste Messungen an Semihermetik-Verdichtern des selben Herstellers zeigen isentrope Gütegrade von 0,5 bis 0,55 maximal (B. Hubacher, Et all. 2002 [11]), was eine Kälteleistungszahlverringering von ca. 26 % bedeuten würde.

Der dritte Grund war der Druckverlust in der Saugleitung des Hochdruckverdichters. Der Zwischendruck im Zwischendruckbehälter ebenso wie der Austrittsdruck des Niederdruckverdichters lagen ungefähr bei 29 bar, der Eintrittsdruck des Hochdruckverdichters bei ungefähr 25 bar. Der Druckverlust von 4 bar wurde durch den kleinen Filterdurchmesser in der Saugleitung verursacht, und ebenso zum Teil auch durch die Anordnung des Venturirohres in dieser Leitung. Dieser Druckverlust reduziert den Gütegrad der Verdichters und zeigt einen merkbaren Einfluß auf die Kälteleistungszahl, die dadurch um 13 % vermindert wird.

Der vierte Grund war der Einfluß des flüssigen Kältemittels im Öl, welches in die Saugleitung des Hochdruckverdichters am Venturirohr eingespritzt wurde. Dies verursachte, wie festgestellt werden konnte, eine geringere Überhitzung als in den theoretischen Untersuchungen für den inneren Wärmetauscher angenommen und demzufolge eine Reduzierung der theoretischen Kälteleistungszahl um ca. 20 % (von 2,1 auf 1,7).

Insgesamt kann somit die Verringerung der Kälteleistungszahl um 37 % gegenüber dem theoretischen Wert von 2,1 leicht erklärt werden.

Zusammenfassung

Der Trend, natürliche umweltfreundliche Kältemittel in der Kältetechnik zu verwenden, führte zu der Entwicklung eines zweistufigen CO₂-Supermarktsystems mit transkritischer Arbeitsweise. Theoretische Studien wurden durchgeführt, um die beste Anlagenschaltung für den Supermarktsektor zu ermitteln. Dies

fürte zu der Entwicklung eines optimierten Prozesses, der auf der Hochdruckseite einen zweistufigen Verdichter verwendet. Nach entsprechender Auswahl geeigneter Komponenten war es möglich, die Anlage zu bauen und unter stabilen Bedingungen aber nur zu betreiben bei Verwendung eines einstufigen Verdichters im transkritischen Kreislauf mit einer geringeren Kälteleistungszahl.

Viele technische Probleme wurden festgestellt, insbesondere in bezug auf die Ölrückführung zum Hochdruckverdichter und die entsprechende Gestaltung der Kältemaschinenanlage. Um diese Probleme zu beseitigen, war es nötig, die ursprüngliche Auslegung des Systems zu verändern.

Die gemessene Kälteleistungszahl war wesentlich niedriger als die theoretisch berechnete. Vier wesentliche Gründe können für diese reduzierte Kälteleistungszahl festgestellt werden:

Ein Grund war der Einfluß der großen Ölmenge im System. Der zweite Grund könnte ein geringerer Verdichtergütegrad als angenommen sein. Der dritte Grund war der zu hohe Druckverlust in der Saugleitung des Hochdruckverdichters. Der vierte Grund war die zu geringe Sauggasüberhitzung des Hochdruckverdichters.

Überdimensionierte Kompressoren und Pumpenmotoren, ebenso wie die Tatsache, daß nur ein Kühlmöbel für jede Temperatur benutzt wurde, können einen weiteren Effekt auf die Kälteleistungszahl haben. Das gewählte Ölsystem mit einer großen Ölmenge innerhalb der Anlage führte zu dem Ergebnis, daß die Bedingungen für die Versuchsdurchführung nicht optimal waren.

Auf der anderen Seite hat die Untersuchung gezeigt, daß CO₂ ein konkurrenzfähiges Kältemittel für die Kältetechnik ist und die Versuche zeigten, daß es möglich ist, eine gute Betriebsweise speziell in den Kühlmöbeln zu erreichen, obwohl sie insgesamt noch verbessert werden kann, wenn es möglich ist, speziell konstruierte Komponenten für dieses Kältemittel zu erhalten. □

Literatur

- [7] Neksa P., Giroto, S., Schiefloe, P. A., 1998. Commercial Refrigeration Using CO₂ as Refrigerant. System design and Experimental Results. Natural Working Fluids '98, IIR-Gustav Lorentzen Conference, Oslo, Proceedings, p. 270–280
- [8] NTNU-Sintef, COHEPS 1999, EU-Contract No: JOE-CT 95-0006 4.24
- [9] FKW, COHEPS 1999, EU-Contract No: JOE-CT 95-0006 4.25
- [10] Dorin, F., Neksa, P., 2000. CO₂ Compressors and Equipment, 9th Annual Conference of the Institute of Refrigeration, London.
- [11] Hubacher B., Groll, E. A., Hoffinger, C., 2002. Performance Measurements of a Semi Hermetic Carbon Dioxide Compressor, Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue University, West Lafayette, IN