

Schlüsselwörter: CO₂ · Booster · Lastverhältnis · Mitteldruck · Flashgas-Bypass

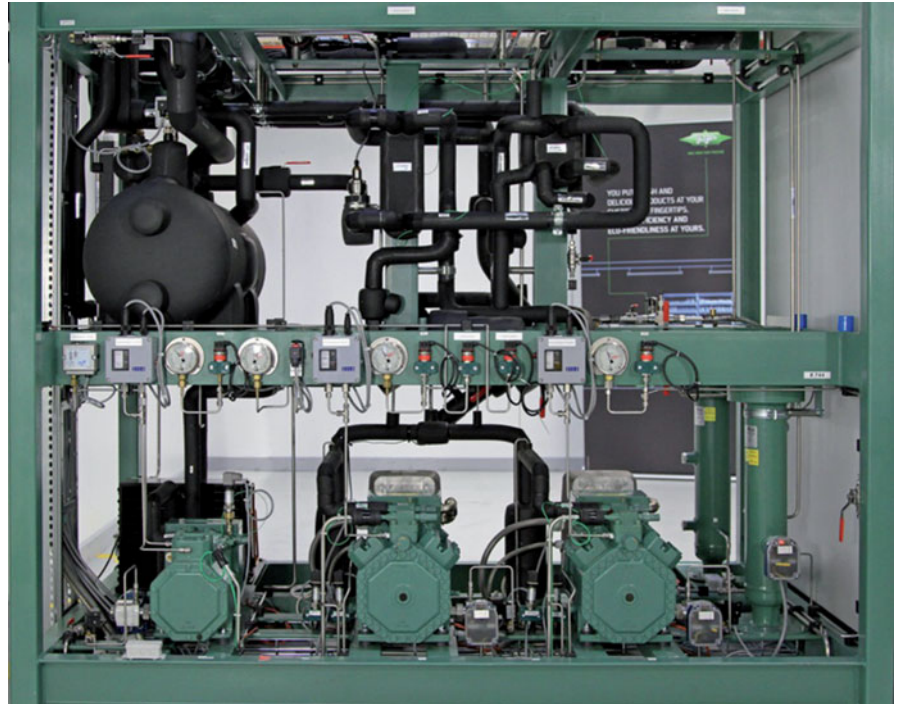
In der vorliegenden Veröffentlichung werden unterschiedliche Betriebsverhalten und die daraus resultierenden Betriebsbedingungen von CO₂-Booster-Systemen in der Supermarktkälte erläutert und diskutiert. Dabei werden wesentliche Kriterien und Herausforderungen bei den unterschiedlichen Betriebs- und Lastbedingungen besprochen. Außerdem werden simulierte und gemessene Betriebszustände einer kleinen Booster-Kälteanlage vergleichend betrachtet und bewertet.

Operational behavior of CO₂ booster systems

Keywords: CO₂ · booster · load ratio · medium pressure · flash gas bypass

This paper illuminates and discusses various operating characteristics of CO₂ booster systems and the consequential operating conditions in commercial applications. Thereby, the essential criteria and challenges of different operating and load conditions are discussed. Furthermore simulated and measured operating conditions of a small booster system are considered and evaluated in a comparative way.

Betriebsverhalten von CO₂-Booster-Systemen



1 Betrachtete CO₂-Booster-Anlage

1 Einführung

Die resultierenden Betriebsbedingungen eines CO₂-Verdichters in einer Booster-Verbundkälteanlage werden von vielen Einflussfaktoren bestimmt. Neben der Art der Anwendung, dem Systemkonzept (z. B. Flashgas-Bypass, offene Mitteldruckflasche oder überflutetes System) und der Systemkonfiguration (z. B. Leistungsstufen, innere Wärmeübertrager, Ölmanagement) haben vor allem unterschiedliche Last- und Betriebszustände einen entscheidenden Einfluss auf den Betriebszustand des Verdichters. Aus Sicht eines Verdichterherstellers ist es wichtig, wie der sichere Betrieb gewährleistet werden kann. Die Betriebssicherheit und Effizienz der Verdichter wird maßgeblich durch die Anwendung von innovativen und neuen Technologien bei der Entwicklung und Konstruktion bestimmt [1]. Darüber hinaus ermöglichen eine anwendungsspezifische Beratung, Trainingsseminare und mathematische Modellierung in der Planungsphase zusätzliche Möglichkeiten, die Betriebssicherheit zu erhöhen. Autarke Anlagensysteme für sub- und transkritische Anwendungen mit CO₂ als Kältemittel werden bei Bitzer am Stand-

ort Rottenburg für praktische Trainingsseminare genutzt. An der Booster-Anlage, siehe Abb. 1, wurden unterschiedliche Last- und Betriebszustände messtechnisch erfasst. Im Rahmen der Veröffentlichung werden gemessene und mathematisch modellierte Ergebnisse miteinander verglichen und diskutiert.

2 Anlagenaufbau des betrachteten Booster-Systems

Der grundsätzliche Aufbau der Booster-Anlage beinhaltet zwei Verdichter in der Normalkühl (NK)-Stufe und einen Verdichter in der Tiefkühl (TK)-Stufe. Die beiden Verdichter in der NK-Stufe sind Prototypen des Typs 4PTC-7K VARISPEED und zeichnen sich durch am Verdichter angeflanschte, sauggasgekühlte Frequenzumrichter aus. In der TK-Stufe kommt ein Verdichter der neuen SL-Baureihe für subkritische TK-Anwendungen vom Typ 2MSL-07K zum Einsatz. Das Ölmanagementsystem ist mit Koaleszenz-Ölabscheider mit Niveauschalter, 2-Wege Magnetventil, Niederdruck (ND)-Ölreservoir und Ölspiegelregulatoren an den Verdichtern ausgeführt. Um unterschiedliche Gaskühleraustrittstemperatu-

Autor



Dipl.-Ing. (FH) Oliver Javerschek,



Dipl.-Ing. (BA) Tobias Hieble,
Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Sindelfingen



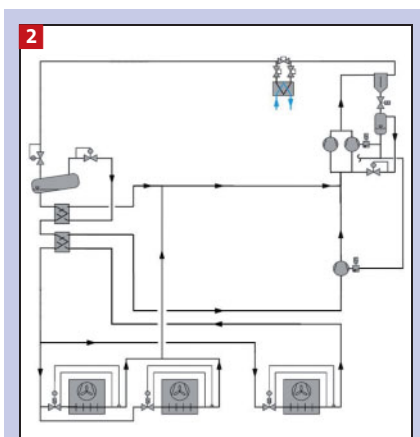
KI Kälte · Luft ·
Klimatechnik
INGENIEURWISSEN IN FORSCHUNG UND PRAXIS



Entdecken Sie weitere interessante
Artikel und News zum Thema auf
ki-portal.de!

Hier klicken & informieren!





2 Schematisches RI-Fließbild des betrachteten Booster-Systems

ren simulieren zu können, wird der Kältemittelmassenstrom in einem wassergekühlten Koaxial-Wärmeübertrager gekühlt oder verflüssigt. Der Volumenstrom des Kühlwassers wird durch ein stetig regelndes Ventil geregelt. Die Prozessregelgröße ist die Gaskühler- bzw. Verflüssigeraustritts-temperatur des Kältekreislaufs. Von einem Hochdruck (HD)- und Sammlerdruckregler angesteuert, beeinflusst das HD-Expansionsventil die Kältemittelfüllmenge zwischen der HD- und der ND-Seite und wird dabei ebenso wie das Flashgas-Bypass (FGB)-Ventil vom Hochdruck- und Sammlerdruckregler angesteuert. Dem HD-Expansionsventil nachgeschaltet ist ein Mittel-drucksammler mit FGB-Ventil und zwei inneren Wärmeübertragern (IWT). Das flüssige Kältemittel aus dem Sammler wird durch die inneren Wärmeübertrager in zwei Stufen gegen den FGB-Massenstrom und TK-Sauggasmassenstrom unterkühlt. Der zweite Wärmeübertrager hat neben dem primären Ziel, die Ölsumpftemperatur des TK-Verdichters auf genügend hohem Niveau zu halten ebenso zum Ziel, eine starke Überhitzung des TK-Sauggasmassenstroms herbeizuführen um den geförderten Verdichter-Massenstrom zu reduzieren. Aus Platzgründen konnte nur eine kleine TK-Truhe für das Booster-System im Trainingszentrum installiert werden. Um die effektive Kälteleistung des TK-Verdichters tatsächlich zu reduzieren und nicht durch Unterkühlung wieder vollständig für die TK-Stufe nutzbar zu machen, erfolgt die Wärmeübertragung des TK-Sauggases gegen den gesamten Flüssigkeitsmassenstrom. Somit wird die Überhitzungsleistung je nach Lastverhältnis auf die TK- und NK-Stufe verteilt. Neben der TK-Truhe sind in der NK-Stufe noch zwei Verdampfer in einer Kühlzelle installiert. Die Überhitzungsregelung an den drei Kühlstellen wird durch

Kühlstellenregler und elektronische Expansionsventile mit Pulsweitenmodulation vorgenommen. Sowohl in der TK- als auch in der NK-Stufe sind individuelle Flüssigkeitsabscheider auf der Saugseite der Verdichter installiert. Das schematische RI-Fließbild der Anlage ist in Abb. 2 dargestellt und ein Bild des Booster-Systems ist auf der Titelseite zu sehen.

Wie bereits beschrieben, ist während des Betriebs der Anlage die kältemittelseitige Gaskühleraustritts- bzw. Verflüssigungstemperatur durch Drosselung des Wasservolumenstroms in einem definierten Temperaturbereich frei wählbar. Folglich wird der optimale Hochdruck während des transkritischen Betriebs, bzw. das Maß an Unterkühlung während des subkritischen Betriebs, vom HD-Expansionsventil geregelt. Der Hochdruck- und Sammlerdruckregler ermöglicht die freie Wahl des Mitteldrucks im Bereich des maximalen Betriebsdrucks der Komponenten in der Flüssigkeitsleitung und der minimal erforderlichen Druckdifferenz für die elektronischen Expansionsventile (EEV). Die Kühlstellenregler regeln die Überhitzung am Verdampferaustritt zwischen einem minimalen und maximalen vorgegebenen Wert. Letztlich kontrollieren die Verbundregler die Saugdrücke der NK- und TK-Stufe. Dabei ist zu beachten, dass der eingesetzte Verbundregler in der NK-Stufe ein analoges Spannungssignal zwischen 0 und 10 V für die Ansteuerung der beiden frequenzgeregelten Verdichter zur Verfügung stellt. Somit laufen die beiden Verdichter bei höheren Leistungsanforderungen immer synchron mit einer annähernd gleichen Frequenz.

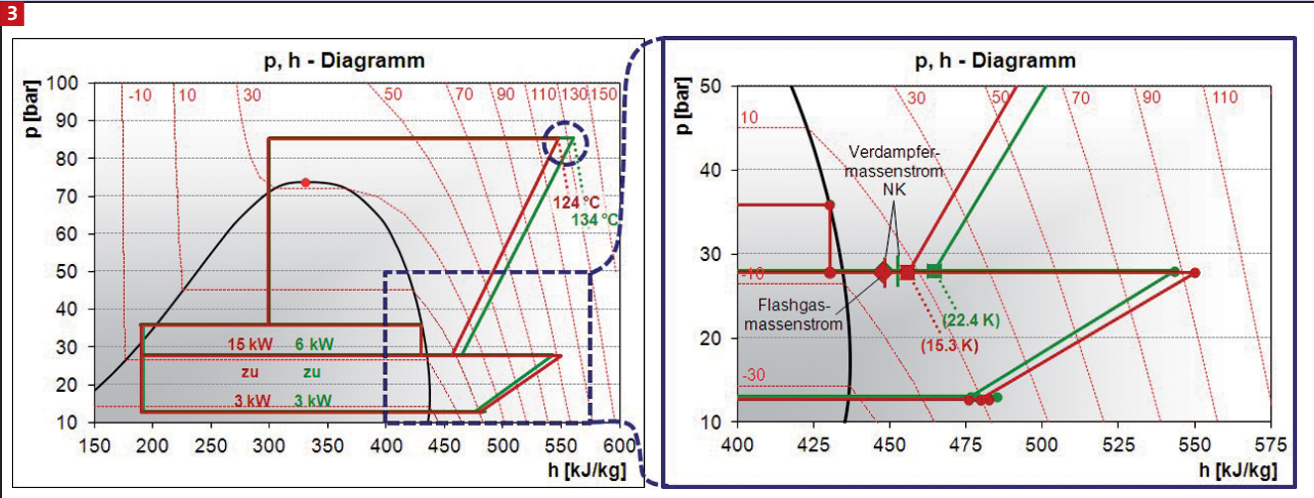
Im nominellen Auslegungspunkt betragen die Verdampfer-Kälteleistungen der Booster-Anlage rund 20 kW in der NK- und 3 kW in der TK-Stufe. Parameter im Auslegungspunkt: Jeweils 70 Hz-Betrieb der beiden NK-Verdichter und 50 Hz-Betrieb des TK-Verdichters bei einer Gaskühleraustritts-temperatur von 35 °C mit einem HD von rund 87 bar(a), 35 bar(a) als Mitteldruck, Verdampfungstemperaturen von -8 °C bzw. -32 °C mit jeweils 10 K nutzbarer Überhitzung. Bei Betrieb des TK-Verdichters kann die Verdampferkälteleistung in der NK-Stufe am Auslegungspunkt durch frequenzgeregelten Betrieb der NK-Verdichter zwischen ca. 0 kW (28 Hz Betrieb eines Verdichters) und ca. 26 kW (jeweils 87 Hz Betrieb) variiert werden. Ohne Betrieb des TK-Verdichters beträgt die minimale Kälteleistung ca. 3 kW bei 25 Hz Betrieb eines Verdichters. Die Kühllast für die Kühlstellen wird durch elektrische Heizstrahler, Verdampferlüfter und Wärmeeintrag aus der Umgebung generiert.

3 Variation der Betriebszustände

Im Gegensatz zu einstufigen Kälteanlagen, bei denen ausschließlich das Expansionsventil sowie der Wärmeeinfall in die Saugleitung die Überhitzung bzw. Sauggastemperatur des Verdichters beeinflusst, ergibt sich bei CO₂-Booster-Kälteanlagen die Sauggastemperatur aus drei Enthalpieströmen (Massenströme mit unterschiedlicher Temperatur auf gleichem Druckniveau). Deshalb bedingt eine niedrige Last für die NK-Verdampfer bei hoher Last für die TK-Verdampfer durch den „heißen“ TK-Druckgasmassenstrom erhöhte Sauggastemperaturen für die NK-Verdichter. Dies hat einen negativen Einfluss auf die Motorkühlung sowie Öl- und Druckgastemperatur. Das umgekehrte Szenario mit geringen Sauggastemperaturen und dadurch niedrigen Ölsumpftemperaturen birgt das Risiko eines Nassbetriebs der Verdichter und starken Entgasungseffekten von Kältemittel aus dem Öl an den Schmierstellen des Verdichters. Zu niedrige Sauggastemperaturen werden hauptsächlich durch den Einfluss des „kalten“ oder sogar „nassen“ FGB-Massenstroms verursacht, z.B. bei einer hohen Last in der NK- und einer niedrigen Last in der TK-Stufe. Verglaste Kühlmöbel, Nacht-abdeckungen und Sollwert-Anhebungen während des Nachtbetriebs können diese Einflüsse bei Supermarktkälteanlagen noch verstärken. Zusätzlich ist bei CO₂-Anwendungen die vergleichsweise starke Zunahme der relativen Kälteleistung eines CO₂-Verdichters zwischen den nominellen Auslegungsbedingungen und dem Betrieb bei niedrigen Außentemperaturen zu beachten. Gerade bei niedrigen Außentemperaturen und damit niedrigeren resultierenden Druckgas- und Öltemperaturen sollte häufiges Takten sowie schnelle Druckabsenkungen im Kurbelgehäuse der Verdichter vermieden werden [2, 3]. Neben dem Betrieb mit unterschiedlichen Lastverhältnissen soll nachfolgend auch das Verhalten abgebildet werden, welches sich bei unterschiedlichen Mitteldrücken in der NK-Stufe einstellt. Auch in diesem Teil gilt es, den Einfluss auf die resultierenden Sauggastemperaturen bei der in Kapitel 2 vorgestellten Anlagenkonfiguration darzustellen.

3.1 Betrieb mit unterschiedlichen Lastverhältnissen

Als erstes Szenario wurden Bedingungen mit niedriger NK- und hoher TK-Last messtechnisch erfasst. Dazu wurde das Booster-System mit 6 kW Heizleistung in der NK-Stufe und 3 kW in der TK-Stufe betrieben. Beim zweiten Szenario wurde die Heizleistung in der NK-Stufe auf 15 kW erhöht, wobei die TK-Stufe unverändert blieb. Die



3 Unterschiedliche Lastverhältnisse, Resultierende Kreisprozesse im p, h - Diagramm

beiden Betriebsbedingungen entsprechen somit näherungsweise einem Lastverhältnis NK zu TK von 2 zu 1 bzw. 5 zu 1. Im Hinblick auf den Betrieb der NK-Stufe wurde im ersten Fall ein Verdichter mit 63 Hz, beim zweiten Lastverhältnis zwei Verdichter mit 58 Hz betrieben. Der Verdichter in der TK-Stufe läuft jeweils direkt am Netz. Die gewählten Betriebsbedingungen für die Variation der Lastverhältnisse, die Mittelwerte aus den Messungen sowie die absoluten Abweichungen zwischen den Messungen sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Dabei ist zu beachten, dass der Hochdruck des HD-Expansionsventil als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur ausgeregelt wurde. Da der genaue Regel-Algorithmus des HD- und Sammlerdruckreglers nicht bekannt ist, kann der ausgeregelte „optimale“ HD nur mit bekannten Algorithmen verglichen werden. Nach Gleichung (1) [4] ergibt sich auf Basis des Mittelwerts der gemessenen Gaskühler-Austrittstemperaturen ein optimaler Hochdruck von 83,5 bar(a), nach Gl. (2) [5] 85,9 bar(a). Gleichung (2) basiert neben der Gaskühler-Austrittstemperatur noch auf dem Mittelwert der gemessenen Verdampfungstemperaturen.

$$p_{HD}[\text{bar}] = 1 + 2,44 * t_{GK}[^{\circ}\text{C}] \quad (1)$$

$$p_{HD}[\text{bar}] = (2,778 - 0,0157 * t_0[^{\circ}\text{C}]) * t_{GK}[^{\circ}\text{C}] + 0,381 * t_0[^{\circ}\text{C}] - 9,34 \quad (2)$$

Der Verständlichkeit und Übersicht halber werden im Folgenden nur die wichtigsten Ergebnisse aufgezeigt. Im Detail werden die Mess- und Rechenwerte der unterschiedlichen Lastverhältnisse in Kapitel 4.1 tabellarisch aufgelistet, diskutiert und bewertet.

Die Ergebnisse bestätigen den eingangs beschriebenen Zusammenhang: Je höher das Lastverhältnis NK zu TK, desto niedriger die Sauggastemperaturen in der NK-Stufe. Dennoch ist die Gegenüberstellung der Betriebstemperaturen recht eindrücklich. Bei einem Lastverhältnis von 2 zu 1 beträgt die resultierende Überhitzung am Eintritt des NK-Verdichters 22,4 K. Die an der Rohroberfläche gemessene Druckgastemperatur des in Betrieb befindlichen NK-Verdichters betrug 124,6°C. Beim Lastverhältnis von 5 zu 1 sinkt die Überhitzung der NK-Verdichter um 9,4 K auf 13,0 K. Die im Mittel gemessene Druckgastemperatur der NK-Verdichter liegt bei 117,0°C. In Abb. 3 ist der Betrieb mit unterschiedlichen Lastbedingungen in einem p, h - Diagramm gegenübergestellt. Diese Darstellung visualisiert eindrücklich, welchen Einfluss unterschiedliche Lastbedingungen auf die Sauggasüberhitzung in der NK-Stufe haben. Für die Gesamtüberhitzung und Druckgastemperaturen wurden jeweils die berechneten, bzw. bilanzierten Werte verwendet. Würde man die NK-Last bei ansonsten gleichbleibenden Bedingungen auf unter 2,5 kW reduzieren, würde die maximale



4 Thermografie der NK-Verdichter

Druckgastemperatur der Verdichter und des eingesetzten Koaleszenz-Ölabscheiders überschritten werden. Durch Einsatz eines TK-Druckgasentwärters könnte dies verhindert und die thermische Belastung des Öls, der Filterpatrone, des Ölabscheiders und der Verdichter reduziert werden.

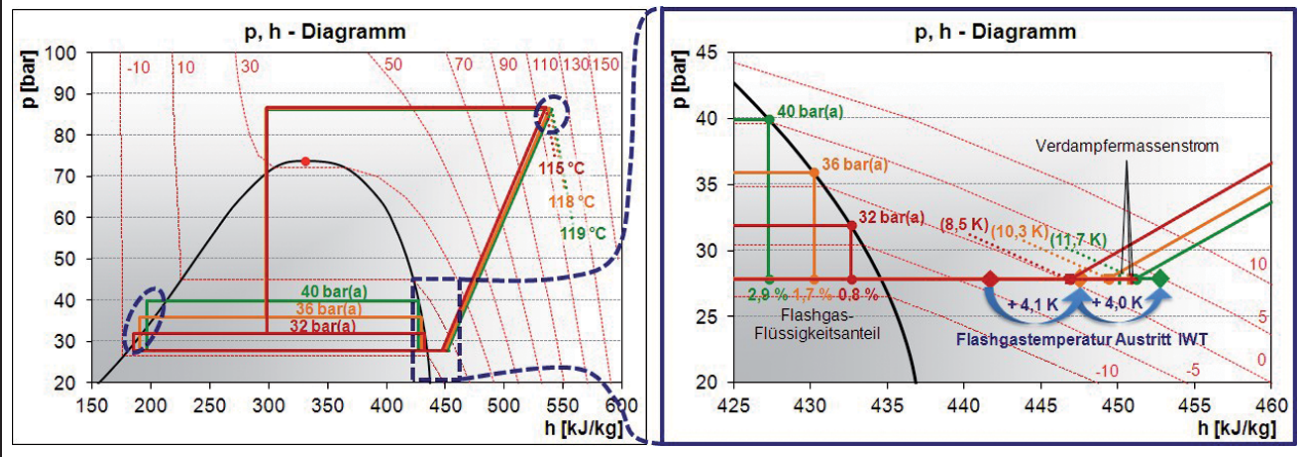
3.2 Betrieb mit unterschiedlichen Mitteldrücken

Die Variation der Mitteldrücke wurde bei ausschließlichem NK-Betrieb des Systems und bei quasi konstanten Bedingungen auf der HD- und ND-Seite durchgeführt. Die Mitteldrücke betragen 32, 36 und

	Gewählte Betriebsbedingungen	Mittelwerte der Messungen	Absolute Abweichungen
Gaskühler-Austrittstemperatur	34 °C	33,8 °C	+/- 0,1 K
HD geregelt	–	85,3 bar(a)	+/- 0,2 bar
Mitteldruck	36 bar(a)	35,9 bar(a)	+/- 0,1 bar
NK-Verdampfungstemperatur	-8 °C	-8,2 °C	+/- 0,1 K
TK-Verdampfungstemperatur	-32 °C	-33,1 °C	+/- 0,4 K

Tabelle 1: Messungen mit unterschiedlichen Lastverhältnissen: Vorgegebene Betriebsbedingungen

5



5 Unterschiedliche Mitteldrücke; Resultierende Kreisprozesse im p, h - Diagramm

	Gewählte Betriebsbedingungen	Mittelwerte der Messungen	Absolute Abweichungen
Gaskühler-Austrittstemperatur	34,0 °C	33,9 °C	+/- 0,1 K
HD geregelt	–	86,5 bar(a)	+/- 0,3 bar
NK-Verdampfungstemperatur	-8,0 °C	-8,2 °C	+/- 0,0 K
Elektrische NK-Heizlast	18,0 kW	18,0 kW	+/- 0,1 kW

Tabelle 2: Messungen mit unterschiedlichen Mitteldrücken: Vorgegebene Betriebsbedingungen

Lastverhältnis	NK: 6 kW / TK: 3 kW		NK: 15 kW / TK: 3 kW	
	Messwert	Rechenwert (Differenz)	Messwert	Rechenwert (Differenz)
Sauggastemp. Verdampfer NK	4,8 °C		1,3 °C	
Flashgas Überhitzung	9,2 K		9,1 K	
Sauggastemp. Verdampfer TK	6,7 °C		9,4 °C	
Druckgastemperatur TK		87,6 °C		94,0 °C
Res. Sauggas Überhitzung NK	22,4 K	22,3 K (-0,2 K)	13,0 K	15,3 K (+2,3 K)
Druckgastemperatur NK	124,6 °C	133,8 °C (+9,1 K)	117,0 °C	124,2 °C (+7,2 K)

Tabelle 3: Messungen mit unterschiedlichen Lastverhältnissen: Resultierende Betriebsbedingungen

40 bar(a). Die Tabelle 2 zeigt eine Übersicht der gewählten Betriebsbedingungen, die Mittelwerte der Messungen sowie deren maximale absolute Abweichung. Wie im vorherigen Kapitel werden im Folgenden die wichtigsten Ergebnisse dargestellt und visualisiert, ausführlich werden die Mess- und Rechenergebnisse in Kapitel 4.2 aufgelistet und diskutiert. Die Ergebnisse der Messungen zeigen, dass bei höheren Mitteldrücken und somit höheren Mitteldrucktemperaturen die Überhitzung des Flashgases zunimmt. Ein Mittel-

druck von 32 bar(a) ergibt eine gemessene Sauggasüberhitzung von 8,8 K für die NK-Verdichter. Die Druckgastemperatur gemessen an der Druckgasleitung der NK-Verdichterstufe beträgt unter diesen Bedingungen 111,1 °C. Bei Erhöhung des Mitteldrucks auf 36 bar(a), steigt die Sauggasüberhitzung auf 10,6 K und die Druckgastemperatur auf 113,4 °C an. Schließlich ergeben sich eine Sauggasüberhitzung von 12,0 K und eine Druckgastemperatur von 114,7 °C bei einem Mitteldruck von 40 bar(a). Zur Veranschaulichung ist in Abb. 4 eine Thermo-

grafie der Verdichter vom letzten genannten Betriebspunkt abgebildet.

Wird das Ergebnis der Messungen auf die Überhitzung des Flashgases am Austritt des IWT bezogen, wird der Einfluss der unterschiedlichen Mitteldrücke noch deutlicher. Bei einem Mitteldruck von 32 bar(a) beträgt die Überhitzung des Flashgases 4,8 K. Der Wert der Überhitzung vergrößert sich auf 8,9 K bei einem Mitteldruck von 36 bar(a). Das Ergebnis des dritten Messpunktes dieser behandelten Messreihe zeigt eine Flashgasüberhitzung von 12,9 K bei einem Mitteldruck von 40 bar(a). Zur besseren Vorstellung sind die Ergebnisse in Abb. 4 und 5 grafisch dargestellt.

Speziell bei reinem NK-Betrieb wie im vorliegenden Fall, ist ein innerer Wärmeübertrager nahezu zwingend erforderlich, um eine ausreichende Sauggastemperatur zu erzielen. Als Nebeneffekt wird eine Unterkühlung der Kältemittelflüssigkeit erzielt und damit das Risiko von Flashgasbildung durch Wärmeeintrag und Druckabfall vor dem Expansionsventil deutlich reduziert. Flashgas vor dem Expansionsventil führt sowohl zu einer reduzierten Leistung des E-Ventils als auch zu einer schlechten Regelungsqualität der Überhitzung. Dabei kann das Sauggas aus dem Verdampfer phasenweise sowohl „nass“ als auch mit sehr hohen Überhitzungen austreten.

4 Diskussion der Ergebnisse

4.1 Lastverhältnisse

Generell ist zu bemerken, dass sich die Messung unterschiedlicher Lastverhältnisse als relativ schwierig erwiesen hat. Dies spiegeln auch teilweise die Mess- und Rechenergebnisse wider die in Tabelle 3 aufgelistet sind. Zurückzuführen lässt sich dies vermutlich auf

Mitteldruck	32 bar(a)		36 bar(a)		40 bar(a)	
Flüssigkeitsanteil im Flashgas	0,8%		1,7%		2,9%	
	Messwert	Rechenwert (Differenz)	Messwert	Rechenwert (Differenz)	Messwert	Rechenwert (Differenz)
Sauggastemp. Verdampfer	3,3 °C		3,2 °C		2,7 °C	
Flashgas Überhitzung	4,8 K		8,9 K		12,9 K	
Res. Sauggas Überhitzung	8,8 K	8,5 °C (-0,4 K)	10,6 K	10,3 °C (-0,2 K)	12,0 K	11,7 °C (-0,3 K)
Frequenz der Verdichter	2 × 62 Hz		2 × 62 Hz		2 × 62 Hz	
Leistungsaufn. der Verdichter	12,6 kW	12,4 kW (-0,2 kW)	12,4 kW	12,4 kW (0,0 kW)	12,4 kW	12,4 kW (0,0 kW)
Druckgastemperatur	111,1 °C	114,9 °C (+3,9 K)	113,4 °C	117,6 °C (+4,2 K)	114,7 °C	119,2 °C (+4,5 K)
Leistung des IWT		0,6 kW		1,0 kW		1,4 kW
Mittlere Temperaturdiff. im IWT		1,1 K		2,7 K		4,4 K
Flüssigkeitsunterk. durch IWT		3,0 K		5,0 K		6,4 K

Tabelle 4: Messungen mit unterschiedlichen Mitteldrücken: Resultierende Betriebsbedingungen

die kleine TK-Truhe die mit einer verhältnismäßig großen Kühllast beaufschlagt wurde. Die hohe Heizlast in der Kühltruhe resultierte in sehr hohen TK-Sauggasüberhitzungen von ca. 40 K und kehrte damit sogar den Effekt des inneren Wärmeübertragers der TK-Stufe um. Schlussendlich führte dies zu einer Differenz in der TK-Sauggastemperatur von 2,7 K und zusammen mit der unterschiedlichen TK-Verdampfungstemperatur (Tabelle 1) zu einer Differenz der TK-Druckgastemperatur von 6,4 K zwischen den Messungen. Diese Abweichung reduziert bei einem Lastverhältnis von 2 zu 1 die Sauggasüberhitzung der Verdichter in der NK-Stufe. Somit kann die resultierende Druckgastemperatur der NK-Verdichter bei diesem Lastverhältnis sogar noch höher als gemessen angenommen werden. Bei einem Lastverhältnis von 5 zu 1 würde sich folglich die Sauggastemperatur der Verdichter erhöhen. Berechnet man die Gesamtüberhitzung der NK-Verdichter durch Bilanzierung der Enthalpieströme auf Basis der Messwerte, ergibt sich beim Lastverhältnis 2 zu 1 eine Differenz von -0,2 K zum Messwert, beim Lastverhältnis von 5 zu 1 eine Differenz von +2,3 K. Bedenkt man, dass dabei sowohl die Massenströme beider Stufen als auch die TK-Druckgastemperatur durch vorläufige Leistungsdaten-Polynome berechnet wurden, ist das Ergebnis zufriedenstellend.

Die auf Basis der Polynome höher berechneten NK-Druckgastemperaturen stellen deutlich den Unterschied zwischen der Druckgastemperatur im Zylinderkopf (berechnet) und der an der Druckgasleitung, ca. 10 cm nach dem Druckstutzen gemessenen

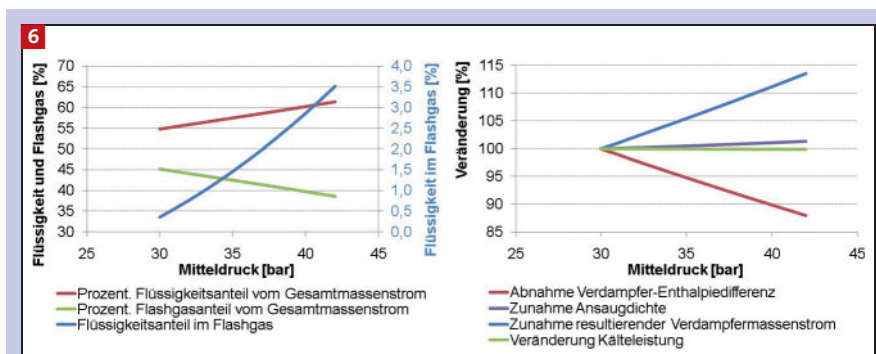
Temperatur dar. Dieser Unterschied steigt vor allem mit zunehmender Druckgastemperatur und kann durch eine höhere Temperaturdifferenz des Verdichters zur Umgebung und damit auch höheren Wärmeabgabe an die Umgebung erklärt werden. Zudem reduziert sich die spezifische Wärmekapazität des CO₂ mit zunehmender Temperatur, was einen höheren Temperaturabfall bei gleicher Wärmeabgabe bedeutet. Aufgrund dessen beträgt die maximal berechnete Druckgastemperatur für Bitzer CO₂-Verdichter 160 °C, wohingegen die an der Druckleitung gemessene auf 140 °C limitiert ist.

4.2 Mitteldrücke

Gegenüber den Messungen mit unterschiedlichen Lastverhältnissen zeichnen sich die Messungen mit variierenden Mitteldrücken durch sehr geringe Abweichungen aus, welche sich schlussendlich auch in sehr geringen Differenzen zu den Rechenwerten auswirken wie in Tabelle 4 zu sehen ist. Die von 32 auf 40 bar(a) etwas sinkende Verdampfer-Sauggastemperatur hat einen direkten Einfluss auf die Gesamtüberhitzung am Verdichtereintritt. Betrachtet man die Temperaturen bleibt anzumerken, dass diese den Effekt der mit niedrigerem Mitteldruck sinkenden Überhitzung noch verstärken. Die geringen Abweichungen der resultierenden Sauggasüberhitzungen sowie der elektrischen Leistungsaufnahme der Verdichter bestätigen sowohl die Genauigkeit der Messungen als auch der Leistungs-Polynome der Verdichter. Der COP und die Verdampferkälteleistung der Anlage wurden im Detail nicht mit

den durch die Polynome berechneten Werten verglichen, da der Wärmeeinfall in die Kühlzelle nicht bekannt ist. Geht man von der berechneten Verdampferkälteleistung aus und subtrahiert die durch die Heizlüfter sowie Verdampferlüfter (ca. 1 kW) zugeführte elektrische Heizlast, würde ein Wärmeeinfall von ca. 1,8 kW verbleiben und sich ein COP von 1,7 einstellen.

Die Erhöhung des Mitteldrucks und damit der Mitteldrucktemperatur hat zur Folge, dass die logarithmische Temperaturdifferenz des IWT erhöht wird. Weiterhin ist aber zu beachten, dass mit Erhöhung des Mitteldrucks ebenfalls der Flüssigkeitsanteil im Flashgas zunimmt, bei gleichzeitiger Abnahme des Flashgas-Massenstroms. Interessant ist, dass sich der Dichteabfall mit zunehmender Sauggastemperatur mit der durch eine höhere Unterkühlung gewonnenen Kälteleistung ausgleicht. Schlussendlich ergibt sich somit unabhängig vom jeweiligen Mitteldruck die gleiche Frequenz und Leistungsaufnahme der Verdichter. Da auch die Kälteleistung als gegebene Betriebsbedingung nicht verändert wurde, kann gefolgert werden, dass der COP weitgehend unabhängig vom jeweils gewählten Mitteldruck ist. Die von Elbl und Hrnjak im Jahre 2004 vorgestellten Forschungsergebnisse zum Einfluss des FGB auf die Wärmeübertragung zeigen einen positiven Einfluss auf den Wärmeübertragungskoeffizienten und reduzierte Druckabfälle im Verdampfer [6]. Dem Gedanken folgend, müsste sich bei konstanter Kältebelastung und durch die Regler nahezu konstant ausgeregelte Verdampfungstemperatur und Verdampferüberhitzung die Drehzahl der Verdichter ändern,



6 Unterschiedliche Mitteldrücke; Prozentuale Veränderungen

wenn der Flashgasanteil am Verdampfer eintritt verändert wird. Messtechnisch konnten bei der Versuchsreihe aber keine signifikant unterschiedlichen Drehzahlen des Verdichters festgestellt werden. Weitere, die Wärmeübertragung betreffenden Messwerte, konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht erfasst werden. Dass die Kälteleistung sowie der COP unabhängig vom gewählten Mitteldruck ist, konnte auch auf theoretischer Basis bestätigt werden. Die Bilanzierung des Mitteldruckbehälters für die gewählten Betriebsparameter zeigt, dass sich durch Variation des Mitteldrucks im Bereich von 30 bis 42 bar(a) der den Verdampfern zugeführte Flüssigkeitsanteil bezogen auf den Gesamtmassenstrom von 54,8 auf 61,4% erhöht. Dies geht einher mit einer Abnahme des Flashgasanteils von 45,2 auf 38,6%. Diese Verhältnisse sind in Abb. 6 ebenso dargestellt, wie die Zunahme des Flüssigkeitsanteils im Flashgas. Im vorliegenden Fall soll aber genauer auf die Bilanz um den Ansaugpunkt des Verdichters eingegangen werden. Neben der Betrachtung der Flüssigkeits- und Flashgasanteile ist die zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz zu beachten, wobei die Verdampfungstemperatur und die Überhitzung am Austritt des bzw. der Verdampfer bei unterschiedlichen Mitteldrücken als konstant angesetzt werden. Die Angaben der relativen Veränderungen sind im Folgenden auf 30 bar(a) als Referenz bezogen. Das Ergebnis der Bilanzierung zeigt, dass sich die zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz im Verdampfer bei Erhöhung des Mitteldrucks von 30 auf 42 bar(a) um 12,0% reduziert. Der Flüssigkeitsanteil bezogen auf den Gesamtmassenstrom erhöht sich um 12,0%, nimmt aber durch die Veränderung der Sauggastemperatur am Verdichter und damit auch der Ansaugdichte um weitere 1,6% zu. In Summe bleibt die Verdampferkälteleistung mit einem Minus von 0,1% nahezu unverändert. Der Liefergrad des Verdichters wurde im Bereich der resultierenden Überhitzungen als kon-

stant angenommen, was sich mit den Leistungsmessungen der Verdichter deckt. Wird die gleiche Simulation mit einem inneren Wärmeübertrager durchgeführt, der das Flashgas jeweils auf denselben Wert überhitzt, bleibt die Kälteleistung bei unterschiedlichen Mitteldrücken ebenso unverändert. Dies resultiert daher, dass die Überhitzungsleistung wie bereits beschrieben in Form von Unterkühlung als nutzbare Kälteleistung erhalten bleibt.

Während der Mitteldruck keinen Einfluss auf die Leistung und Effizienz der Anlage hat, spielt er doch eine große Rolle hinsichtlich der Betriebssicherheit der Anlage bzw. der Verdichter. Beim Betrieb mit 32 bar(a) reduziert sich die Sauggasüberhitzung der Verdichter bereits auf unter 10 K. Würde die Wärmeübertragung durch eine ungenügende Kältemittelverteilung im Wärmeübertrager bei starkem Teillastbetrieb beispielsweise noch verschlechtert, könnte trotz Einsatz des IWT ein „Nassbetrieb“ der Verdichter auftreten.

Ohne IWT würden sich niedrigere Mitteldrücke aufgrund des geringeren Flüssigkeitsanteils im Flashgas als weniger kritisch erweisen. Bezogen auf die Messungen würden sich bei 32 bar(a) der Berechnung nach 5,6 K, bei 36 bar(a) 5,1 K und bei 40 bar(a) 4,4 K Gesamtüberhitzung einstellen. Anzumerken bleibt, dass es mit Überhitzungen kleiner 10 K sehr schwierig ist stabile Bedingungen zu erreichen und die Gefahr von „Nassbetrieb“ der Verdichter zunimmt.

5 Schlussfolgerungen

Aufgrund der unterschiedlichen Enthalpieströme haben die Betriebsbedingungen sowie Lastverhältnisse einen entscheidenden Einfluss auf die Verdichter; speziell auf die NK-Verdichter einer CO₂-Booster-Kälteanlage. Durch Messungen an einem bestehenden Booster-System wurden die Einflüsse messtechnisch erfasst und mit simulierten Ergebnissen verglichen. Es hat sich gezeigt, dass die gemessenen Werte gut mit den berechneten übereinstimmen und sich das er-

wartete Ergebnis sowohl bei der Variation der Mitteldrücke als auch der Lastverhältnisse eingestellt hat.

Durch Simulation der Kälteanlage können somit erforderliche Komponenten wie innere Wärmeübertrager, Enthitzer oder anderweitige Regelkomponenten ergänzt und potenzielle Probleme im Betrieb bereits bei der Planung vermieden werden. Abgesehen davon hat auch die Wahl des Mitteldrucks einen entscheidenden Einfluss auf die Betriebssicherheit der Anlage und sollte ebenfalls Teil der Betrachtung sein. Eine mögliche Vorgehensweise für die Simulation sowie die gängigsten Lösungsmöglichkeiten bei zu niedrigen oder zu hohen NK-Sauggasüberhitzungen wurde von den Autoren im Artikel [3] veröffentlicht. Neben der Auslegung der Verdichter gehört es zum Service der Bitzer Anwendungstechnik, die erforderlichen Simulationen für Kunden und Projektpartner durchzuführen, um auf etwaige Risiken hinzuweisen, bzw. Lösungsvorschläge zur Vermeidung eines Betriebs der Verdichter außerhalb des zulässigen Betriebsbereichs zu unterbreiten. Darüber hinaus werden Simulationsprogramme und Trainingsseminare entwickelt und angeboten.

Abkürzungsverzeichnis

COP	Coefficient of Performance / Leistungszahl
EEV	Elektronisches Expansionsventil
FGB	Flashgas-Bypass
HD	Hochdruck
IWT	Innerer Wärmeübertrager
ND	Niederdruck
NK	Normalkühlung
TK	Tiefkühlung

Literatur

- [1] Javerschek O., Dr. Dittrich G.: Advanced Compressor Design and Various Systems for Commercial Applications with CO₂, 7th International Conference on Compressors and Coolants, IIR/IIF: 302-309, 2009
- [2] Javerschek O.: Anwendung von CO₂ in Supermarktsystemen, DKV-Jahrestagung, Tagungs-CD III.8, 2008
- [3] Hieble T., Javerschek O.: Auslegung, Berechnung und Simulation von Booster Kälteanlagen mit CO₂ als Kältemittel, KI Kälte Luft Klimatechnik, 47 (2011) 5, S. 30-34
- [4] Vollmer D.: ILK Dresden, Arbeit für den Forschungsrat Kältetechnik, Forschungsvorhaben FKT 126/05 (1996)
- [5] Liao S, Jakobsen A.: Optimal heat rejection pressure in trans-critical carbon dioxide air conditioning and heat pump systems, Gustav-Lorentzen-Conference, IIR/IIF: 301-310, (1998)
- [6] Elbl S., Hrnjak P.: Flash gas bypass for improving the performance of trans-critical R744 systems that use microchannel evaporators, International Journal of Refrigeration 27 (2004) page 724-735