

*Energieeffizienz durch Anpassung der Kältekreisläufe*

# Die wirtschaftliche Kälteanlage

Hans Förster, Magdeburg, Kristina Ehlert, Güsten, und Wolfgang Leo, Berlin

*Eigentlich sollte man annehmen, dass beim Anschaffen einer Kälteanlage die Wirtschaftlichkeit im Betrieb neben den Anschaffungskosten bewertet wird. Trotz der ständig steigenden Energiekosten ist diese Annahme noch recht selten erfüllt. Der Einkäufer ignoriert noch viel zu oft die späteren Betriebskosten. Investitions- und Betriebskosten werden aus unterschiedlichen Kassen bedient und damit Traditionen fortgeschrieben, die längst überholt sind. Es ist angesichts der Tatsache, dass in den meisten Fällen die jährlichen Betriebskosten die einmaligen Anschaffungskosten weit übersteigen, erforderlich, das Kostendenken an die Realitäten heranzuführen.*

Staatliche Rufe nach höherer Energieeffizienz sind berechtigt und erforderlich. Diese bewirken aber allein ebenso wenig wie die Forderung zur Verminderung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes in die Atmosphäre. Das betriebliche Management ist gefragt und Aufklärung ist wichtig. Nachrüstungen bei bestehenden Anlagen sind möglich, aber bei Neuinvestitionen muss der Trend in der Einkaufsphilosophie deutlich verändert werden. Das Thema Energieeffizienz ist angesichts stark angestiegener Energiepreise von einer Nebensache zur Notwendigkeit mutiert.

Kälte- und Klimaanlage sind am bundesdeutschen Stromverbrauch mit 14%, bezogen auf die Endenergie, beteiligt [1]. In einigen Branchen der Lebensmittelindustrie, z.B. Bäckereien, Metzgereien oder in Supermärkten gehört die Kältetechnik sogar zu den größten Energieverbrauchern.

Eine Verbesserung der Energieeffizienz ist durch eine Reihe technischer Maßnahmen möglich. Das beginnt bei der MSR-Technik [1], der Verbesserung der Komponenten, ist aber besonders effektiv durch die Anpassung der Kältekreisläufe, worauf in diesem Beitrag hingewiesen wird. Einen Durchbruch kann es aber erst geben, wenn die verfügbaren technischen Maßnahmen durch kommerzielle Strategien flankiert werden. Das ist durch Energiecontracting aber auch durch Benchmarking, also durch Kennziffernvergleiche

möglich. Dafür gibt es in der Kältetechnik die sogenannte Kälteleistungsziffer  $\epsilon_0$  und bei der Nutzung der Überhitzungswärme der Druckgase auch die Heizungsziffer  $\epsilon_H$ . Die Nutzung der Kondensationswärme ist für die Brauchwasservorwärmung zusätzlich gegeben, dürfte aber wegen des niedrigen Temperaturniveaus nur für sanitäre Anwendungen nutzbar sein.

## Entstehung und Wirkung von Entspannungsdampf

Der Schlüssel zum Geld sparen – und darum geht es – liegt in der Reduzierung von Entspannungsdampf im Expansionsventil. Dieser Dampf entsteht vor dem Verdampfer, liefert also im einfachen Prozess keinen Anteil für die Erzeugung von Kälte, muss aber in gleicher Weise rückverdichtet werden wie der Dampfanteil, der effektiv Kälte „erzeugt“, d.h. Wärme abführt. Der Entspannungsdampf verursacht also auf direktem Wege die an sich vermeidbare Vergrößerung des Energiebedarfes der Verdichtung.

Als Hauptweg des Energie- und Geldsparens sowie der Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes in die Atmosphäre sollte sich die Reduzierung des Anteils an Entspannungsdampf erweisen. Entspannungsdampf entsteht, wenn eine Flüssigkeit vor der Entspannung eine höhere Temperatur als nach der Entspannung aufweist. Der Wärmeinhalt dieser Flüssigkeit liefert die

### zu den Autoren

**Dr. Hans Förster,**  
Leiter des Ingenieurbüros IFM,  
Magdeburg



**MA Dip. Arch. Kristina Ehlert,**  
Geschäftsführerin  
Ehlert GmbH,  
Güsten



**Wolfgang Leo,**  
Niederlassungsleiter  
Frigotechnik  
Handels-GmbH NL,  
Berlin



Energie für die Bildung von Entspannungsdampf [2].

Es gibt zwei Methoden, den Anteil an Entspannungsdampf zu reduzieren:

1. Unterkühlung des verflüssigten Kältemittels durch Verwendung von Wärmeübertragern.
2. Arbeitsleistende Entspannung des flüssigen Kältemittels durch ergänzende Maschinentechnik.

Natürlich sind auch Kombinationen beider Methoden möglich.

Bei der arbeitsleistenden Entspannung in einer Maschine wird der Wärmeüberschuss des flüssigen Kältemittels durch den nicht-adiabaten Vorgang der Leistungsgewinnung aufgezehrt, so dass sich nur noch wenig Entspannungsdampf bildet. Dieser Weg setzt aber voraus, dass man eine einfache Entspannungseinrichtung z.B. ein rotierendes Laufrad an den Kälteverdichter an-koppeln kann. Andere Wege dürften nicht zu verkaufsfähigen Lösungen führen. Eine solche einfache Lösung gibt es aber noch nicht und man wird noch lange warten müssen, bis ein verkaufsfähiges Produkt auf den Markt kommt.

Außer von der Vortemperatur der Entspannung hängt der relative Anteil des Entspannungsdampfes ab von der Verdampfungsenthalpie des Kältemittels. Davon profitiert das Kältemittel Ammoniak mit seiner enormen Verdampfungsenthalpie (früher spezifische Verdampfungswärme genannt). Die Entspannungsdampfmenge ergibt sich beim Kältemittel Ammoniak normal mit 10 bis 20% der kursierenden Kältemittelmenge und das ist ein tolerierbarer Anteil, der natürlich durch Unterkühlung weiter reduziert werden könnte und sollte. Das einfache Kreislaufschema (Bild 1) kann daher nur für Ammoniak und mit Abstand auch für CO<sub>2</sub> und R22 empfohlen werden. Für CO<sub>2</sub> gelten wegen enormer Drücke einige Sonderbedingungen.

Kältemittel mit kleiner Verdampfungsenthalpie (R404a, R507 usw.) würden bei Tieftemperaturverdampfung ohne Unterkühlung des Kältemittels auf eine Entspannungsdampfmenge bis > 60% kommen. Hier ist es offensichtlich, dass das Kreislaufschema mit dem Ziel maximaler Unterkühlung modifiziert werden muss.

### **Sparpotenzial Kreislaufgestaltung**

Die Unterkühlung des flüssigen Kältemittels nach 1. kann mit verfügbaren Komponenten sofort realisiert werden. Sehr verbreitet ist die Economizerschaltung (Bild 2), die einsetzbar ist, wenn der Verdichter bei einem Zwi-

schendruck eine Teilmenge des Kältemitteldampfes aufnehmen kann, also bei Verwendung von Schrauben- und Scrollverdichtern. Economizer werden als Plattenwärmeübertrager ausgeführt und sind kostengünstig realisierbar.

Im Effekt der Unterkühlung des Kältemittels mindestens gleichwertig ist die Ausführung des inneren Wärmeübertragers (Bild 3), der für Kältemittel mit kleinem Isentropenexponenten  $\kappa$  zur deutlichen

Verbesserung des Leistungsziffer  $\epsilon_0$  führt. Kleine  $\kappa$ -Werte bedingen bekanntlich geringe Temperaturerhöhungen bei der Verdichtung. Das schließt an sich die Enthitzung des „Druckgases“ für die Heizwärme-gewinnung aus, weil das Temperaturniveau zu niedrig ist. Der innere Wärmeübertrager löst auch dieses Problem und führt zur Anhebung des Temperaturniveaus im Druckgas und zugleich zur Vergrößerung der gewinnbaren Wärmeleistung der

► Bild 1  
Grundprozess  
der Kälteerzeugung  
K – Kompressor  
V – Verdampfer  
C – Verflüssiger  
KT – Kälteträger  
TEV – thermostat.  
Expansionsventil  
dTc – Temperatur-  
differenzregler

►► Bild 2  
Economizerschaltung  
ECO – Economizer

►►► Bild 3  
Kältekreislauf mit  
innerem Wärmeübertrager  
iW – innerer Wärmeübertrager  
WT – Wärmeträger

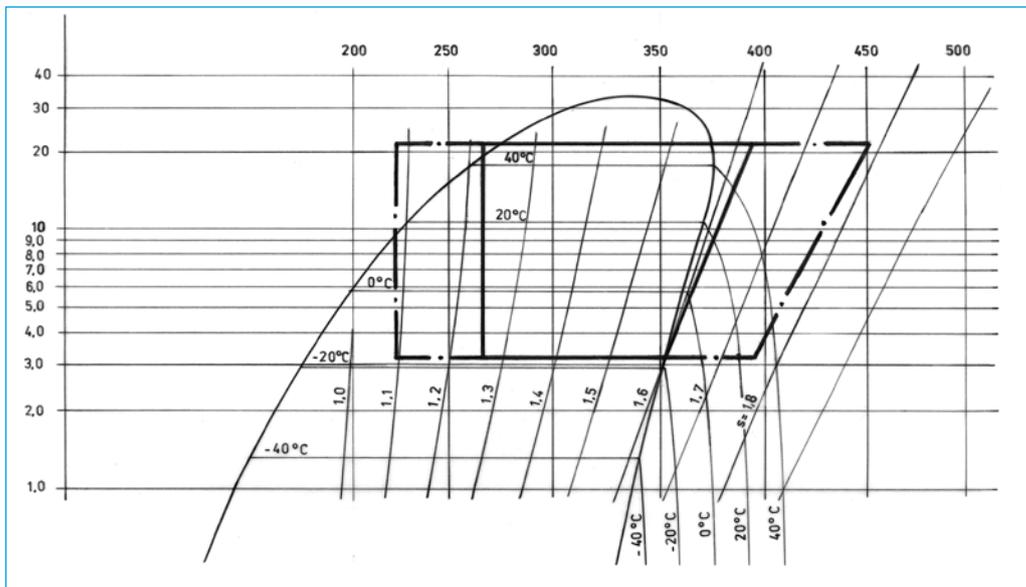
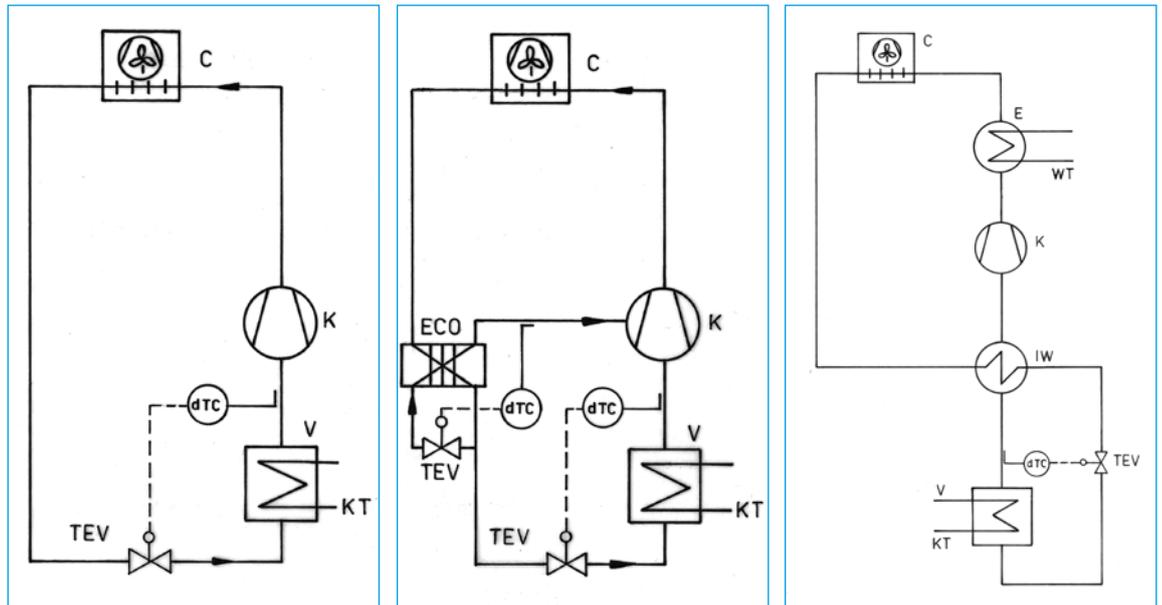


Bild 4 Anhebung der Druckgastemperatur durch inneren Wärmeübertrager

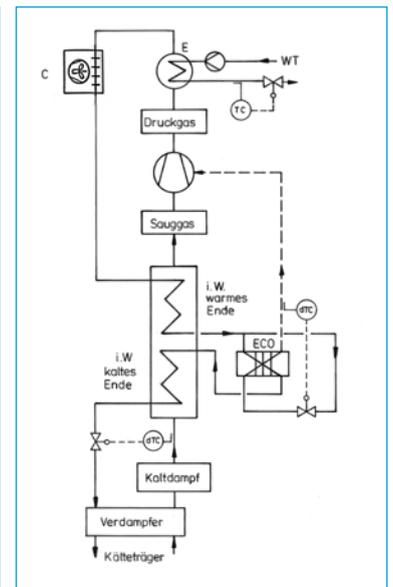


Bild 5 Kombinierte Unterkühlung mit flüssigkeitsseitig unterteiltem inneren Wärmeübertrager (Reihen-Sprungschaltung)

Enthitzung (Bild 4). Die Anwendung ist unabhängig von der Art der Verdichtung für alle Kältemittel mit niedrigen Isentropenexponenten  $\kappa$  möglich, also z.B. R404a, R507, R134a, R290, R407c, R125, R143a.

Weitere Reduzierungen der Entspannungsdampfmenge erhält man durch Kombinationen von Economizer und innerem Wärmeübertrager. Bereits mehrfach ausgeführt wurde die Kombination

- ECO am warmen Ende
- iW am kalten Ende.

Diese Variante kann auch für Kältemittel praktiziert werden, die einen etwas höheren Isentropenexponenten  $\kappa$  aufweisen. Zu nennen sind z.B. R410a, R409a.

Für Kältemittel mit  $\kappa$ -Werten nahe dem Wert 1 ist die umgekehrte Folge logischer, zumal wenn die Heizwärmegewinnung erwünscht ist.

Bestwerte für die Energieeinsparung und die Leistungskennziffern erhält man durch die Kombination von Economizer und innerem Wärmeübertrager nach Bild 5. Hierbei wird der innere Wärmeübertrager auf der Flüssigkeitsseite in einen „warmen“ und einen „kalten“ Teil aufgeteilt. Das flüssige Kondensat wird nach verlassen des „warmen“ Teiles extern im außen angehängten ECO unterkühlt und in den kalten Teil des inneren Wärmeübertragers zurückgespeist. Das flüssige Kältemittel durch-

läuft eine Reihen-Sprungschaltung. Voraussetzung ist die Verwendung eines gegenstromfähigen inneren Wärmeübertragers. Diese Bauarten sind verfügbar.

### Energie- und Geldsparen an Beispielen

In Tabelle 1 und Bild 6 sind die Ergebnisse eines Vergleichs für verschiedene Varianten der Kreislaufgestaltung mit stark unterkühlter Unter- und überkühlter Überkühlung des flüssigen Kältemittels angegeben. Als Kältemittel wurde hierfür R404a gewählt, das auch für Tiefkühlung unter  $-40^\circ\text{C}$  anwendbar ist. Mit 3 Prozessvarianten und 3 Verdampfungsstem-

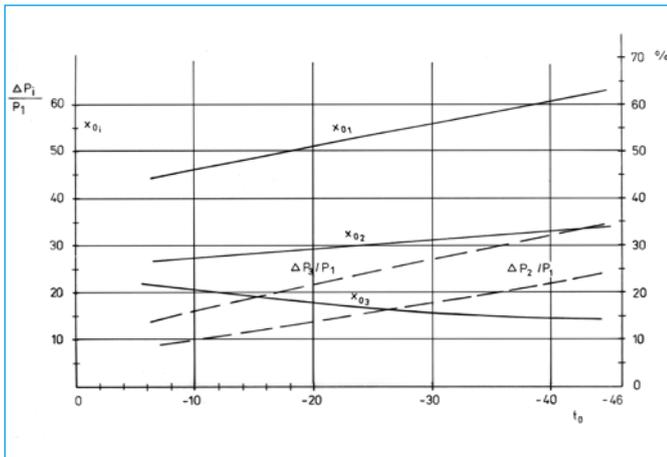


Bild 6 Kennziffern – aufgetragen über der Verdampfungstemperatur

peraturen wird gezeigt, wie sich die energetischen Kennziffern mit dem Grad der Unterkühlung verbessern und die umlaufende Kältemittelmenge sowie die Entspannungsdampfmenge  $x_0$  reduzieren. Die Einsparungen an elektrischer Energie sind so überzeugend, dass sich die Mehrausgaben für Wärmeübertrager mit Rippen auf der Dampfseite innerhalb des 1. Betriebsjahres amortisieren. Die Investitionskosten werden durch die Wärmeübertrager ansteigen. Man muss aber berücksichtigen, dass die enorme Reduzierung der umlaufenden Kältemittelmenge auch zu kleineren Verdichtern oder zu einer geringeren Anzahl der Verdichter führt. Das bedeutet auch, dass sich die Kälteleistung wesentlich erhöht, wenn die Zahl der Verdichter gleichbleibt und ggf. die Kapazität der Verflüssigung und der Verdampfung erhöht wird. Bei einer erforderlichen Kapazitätserhöhung ist die Nachrüstung von Maßnahmen zur Unterkühlung des Kältemittels häufig der günstigste Weg.

In der Gesamtbewertung von Investitions- und Betriebskosten zeigt sich, dass die Einkaufsphilosophie von der bisherigen Praxis der ausschließlichen Wahrnehmung des Anschaffungspreises zur Wertung von Betriebs- und Investitionskosten führen muss, wie es die Klassiker der Energiewirtschaft gelehrt haben. Es ist grotesk, nur die Anschaffungskosten zu vergleichen, wenn diese bereits durch die jährlichen Betriebskosten übertroffen werden. Das Ziel muss also die wirtschaftliche Kälteanlage sein. Energieeffizienz rechnet sich!

In Bild 6 sind die Entspannungsdampfungen  $x_{0i}$  und die relative Einsparung von Antriebsenergie  $\Delta P_i/P_1$  dargestellt. Die Einsparungen an Antriebsleistung für den Verdichter sind besonders bei Tieftemperaturanwendungen bemerkenswert. Für Verdampfungstemperaturen oberhalb  $-15^\circ\text{C}$  und bei kleinen Leistungen kann empfohlen werden, sich mit einem inneren Wärmeübertrager oder mit dem Economizer bzw. mit einer einfachen Kombination aus beiden zu begnügen.

### Gutschriften durch Nutzung der Enthitzungswärme

Kälteanlagen produzieren nicht nur Kälte, sondern durch nutzbare Enthitzung auch Heizwärme und ggf. durch die Nutzung der Kondensationswärme auch Sanitärwärme (Brauchwasser). Die Heizwärme und die Brauchwasserwärme kann man wie die Kälteleistungsziffer auf die erforderliche Verdichterleistung beziehen. Man bekommt dann zusätzlich eine Heizungsziffer  $\epsilon_H$

und ggf. eine Sanitärwärmeziffer  $\epsilon_S$ . Durch die gleiche Bezugsgröße lassen sich diese Kennziffern zu einer totalen Leistungsziffer des Kälteprozesses addieren:

$$\epsilon_{\text{tot.}} = \epsilon_0 + \epsilon_H + \epsilon_S$$

Für das Beispiel Tabelle 1 wurde außer der Kälteleistungsziffer  $\epsilon_0$  auch die Heizungsziffer  $\epsilon_H$  und die totale Leistungsziffer  $\epsilon_{\text{tot.}}$  bestimmt. Die Kondensationswärme wurde als nicht nutzbar gewertet. Damit ergeben sich die in Tabelle 1 angegebenen Kennziffern  $\epsilon_H$  und  $\epsilon_{\text{tot.}}$

Somit wird die innere Optimierung mit Unterkühlung des Kältemittels durch eine sog. äußere Optimierung, der Heizwärmegewinnung, sinnvoll ergänzt [3]. Auch wenn man Heizwärme nur in etwa 7 Monaten pro Jahr nutzt, trägt eine solche Maßnahme mit einer weiteren Kostenentlastung von 7 bis 15% an der Verbesserung der Wirtschaftlichkeit bei.

Es darf vorausgesetzt werden, dass die Druckgasenthitzung zur Heizwärmegewinnung in der Zukunft zur Selbstverständlichkeit wird, weil hier Vorlauftemperaturen von 70°C ohne Erhöhung des Verdichterenddruckes möglich sind und eine Heizwärmegewinnung ohne CO<sub>2</sub>-Ausstoß in die Atmosphäre und mit denkbar geringen Erzeugungskosten möglich ist. Auch dafür sind die erforderlichen Komponenten bereits verfügbar. In den Kreislaufdarstellungen Bild 3 und Bild 5 ist daher eine Druckgasenthitzung optional mit dargestellt, weil die Heizwärmegewinnung durch Gutschriften für die Nutzwärme zur Wirtschaftlichkeit beiträgt.

Die Effektivität der Nutzung der Überhitzungswärme des Druckgases ist mit den chlorfreien Sicherheitskältemitteln gesichert, wenn gleichzeitig innere Wärmeübertrager verwendet werden (siehe Bild 4).

### Hürden und Bedenkenswertes

Es ist nicht zu erwarten, dass sich die jahrzehnte währenden Gewohnheiten des Einkaufs kurzfristig umstellen werden. Aber die Veränderungen der Energiepreise werden neue Wege erzwingen. Es ist an der Zeit, damit zu beginnen. Auch eine Nachrüstung macht Sinn. Dabei ist aber an alles zu denken. Durch die drastische Reduzierung der Entspannungsdampfmenge sind z. B. kleinere Expansionsventile zu wählen.

Bei Kolbenverdichtern wird es bezüglich der Endtemperaturen kaum Probleme geben. Dennoch kann es bei Tieftemperaturanwendungen zu Kompressionsendtemperaturen kommen, die nahe der zu-

lässigen Grenztemperatur liegen. In solchen Fällen können die Temperaturdifferenzen, insbesondere die kleine Temperaturdifferenz am warmen Ende des inneren Wärmeübertragers, von 15 K auf z. B. 18 K oder mehr angehoben werden. Abstimmungen mit Herstellern sollten bei der Berechnung berücksichtigt werden. Für Kolbenverdichter und Kältemittel mit geringem  $\kappa$ -Wert geben die Verdichterhersteller in der Regel Sauggasttemperaturen von 25°C als Grenzwert vor. Damit ist ein wichtiges Kriterium gegeben.

Bei Schraubenverdichtern möchte man die Kompressionstemperatur nicht über 80°C ansteigen lassen, weil bei höheren Temperaturen die Ölabscheidung hinter dem Verdichter nicht wie gewünscht gelingt. Diese Probleme des „Ölwurfs“ wurden für Ammoniak und R22 prinzipiell gelöst. Man kann darauf zurückgreifen. Dazu gibt es folgende Lösungsvarianten:

- stärkere Ölrückkühlung
- Ölrückführung nach dem Enthitzer (Ringkanal-Enthitzer arbeiten als Zyklonabscheider, benötigen keinen zusätzlichen Abscheider nach der Kühlung.)
- Enthitzung in einer luftgekühlten Sektion mit anschließendem Ölabscheider

Es gibt auch Vorbehalte, die durch Verwendung älterer Prospekte entstehen oder aus noch nicht aktualisierter Software stammen. Das betrifft z. B. die Begrenzung der Überhitzung, also die Temperaturdifferenz oberhalb der Verdampfungstemperatur, die zum Teil noch mit 10 oder 12 K vorgeschrieben wird. Eine solche Vorbedingung würde eine effektive Unterkühlung des Kältemittels unzureichend einschränken. Die Erfahrungen, die dazu geführt haben, stammen aus der Anwendung des R22. Dieses wurde bereits für die innere Wärmeübertragung ausgeschlossen. Die Weiterentwicklung muss auf die bereits erwähnten chlorfreien Sicherheitskältemittel mit  $\kappa$ -Werten nahe 1 und kleiner Verdampfungsenthalpie orientiert sein. Für diese kann das gleiche Kriterium gelten wie für Kolben- und Scrollverdichter, d. h. Sauggasttemperatur 20 bis 30°C, wobei für Tieftemperaturanwendungen die bereits erwähnten Maßnahmen zur Begrenzung der Verdichtungsendtemperatur und des Ölwurfs zur Verfügung stehen. Insgesamt sind alle Bedingungen für die Einführung solcher Energieeffizienzmaßnahmen erfüllbar.

Schließlich ist darauf hinzuweisen, dass die Komponentenhersteller dafür

auch in anderen Gewerken wie MSR ihren Beitrag leisten werden.

Für die inneren Wärmeübertrager und die Kombinationen sind die Apparate sofort verfügbar. Die thermodynamischen Vorgaben zur Auslegung dieser Wärmeübertrager erfordern aber noch einige Programmierungen. Im Bild 7 sind solche gegenstromfähigen Gas-flüssig-Wärmeübertrager vom Typ „Ringkanal“ kurz vor der Auslieferung abgebildet.



Bild 7 Ringkanal-Wärmeübertrager vor der Auslieferung beim Hersteller

### Zusammenfassung

Durch die jahrzehntelange Gewohnheit, Kältetechnik nach Anschaffungspreis zu ordern, bestehen beachtliche Reserven zur Minimierung der Betriebskosten der Anlagen. Das betrifft Neuanlagen und die Rekonstruktion bestehender Anlagen gleichermaßen. Es ist erforderlich, die Einkaufsphilosophie der Bedarfsträger auf die Gesamtwirtschaftlichkeit zu lenken. Eine maximale Unterkühlung des flüssigen Kältemittels trägt im hohen Maße zur Wirtschaftlichkeit der Kälteanlagen bei. Die größten Einsparreserven für Energie und Geld bestehen bei Tieftemperaturanwendungen. Die erreichbaren wirtschaftlichen Verbesserungen können durch Gutschriften aus der Nutzung der Enthitzungswärme um weitere 7 bis 15% vergrößert werden. ■

#### Literatur

- [1] Becker, M.: VDI-Nachrichten, 13.10.2006, Nr. 41, Seite 19
- [2] Förster, H.: Die Optimierung der Kälteprozesse, erscheint in Kürze in KI
- [3] Förster, H.: Kosten- und Umweltentlastung für die industrielle Kälteerzeugung – Sonderheft Großkälte – Kälte-Klima-Aktuell, April / Mai 1999, Seite 16 – 22

$t_0$		Ein- heit	-8			-33			-43		
Prozessvarianten			1	2	3	1	2	3	1	2	3
Entspannungsdampfmenge	$x_0$	%	45,07	27,09	21,24	57,83	31,81	15,10	62,23	33,54	14,20
kursierende Kältemittelmenge	$m_{KM}$	kg/h	3810,33	2871,04	2657,61	4470,94	2765,19	2220,99	4825,09	2741,81	2123,89
effektive mechanische Leistung	$P_{pol.}$	kW	51,763	46,941	44,0836	99,975	81,089	71,495	127,768	98,052	85,021
Gesamtleistung für Unterkühlung	$Q_U$	kW	0	24,651	30,252	0	38,152	50,324	0	43,176	55,982
Enthitzungsleistung	$Q_H$	kW	24,1	49,157	46,201	41,75	79,380	66,918	52,8	93,537	76,554
Kälteleistungsziffer	$\Delta O$	–	1,9319	2,1303	2,26842	1,0002	1,23321	1,3987	0,7827	1,01987	1,1762
Heizziffer	$\Delta H$	–	0,4657	1,0472	1,6245	0,4176	0,9789	0,93597	0,4132	0,9542	0,90041
Gesamtleistungsziffer	$\Delta_{tot.}$	–	2,3975	3,1775	3,89288	1,4179	2,2121	2,3347	1,1959	1,9741	2,07658
Einsparung an elektrischer Energie gegenüber Grundprozess		kW	0	4,822	7,67942	0	18,886	18,480	0	29,728	42,747
		%	0	9,315	14,8357	0	18,891	28,487	0	23,267	33,457

Tabelle 1 Energieeffizienzverbesserung durch Unterkühlung gegenüber dem Grundprozess

- 1 – Grundprozess, Bild 1
- 2 – Kältekreislauf mit innerem Wärmeübertrager nach Bild 3
- 3 – Kombinierte Unterkühlung nach Bild 5

Kältemittel R404a; Kälteleistung 100 kW  
 Am warmen Ende:  $\Delta t = 15\text{K}$ ,  $\Delta t_c = 3\text{K}$ ,  $t_c = 47^\circ\text{C}$   
 Verdampferaustritt:  $\Delta t_{ij} = 4\text{K}$   
 Wirkungsgrade:  $\eta_s = 0,8$ ;  $\eta_m = 0,8$   
 Die Einsparungen sind bezogen auf die effektive Antriebsleistung des Grundprozesses 1