



**Reimund Nessel,**  
Kälteanlagenbauer und  
Verkaufsberater, tätig  
für die Firma Paulus AG,  
Aesch (Schweiz).

**Immer wieder führen niedrige Umgebungstemperaturen, denen Luftgekühlte Verflüssiger und Aggregate ausgesetzt sind, zu Störungen in der Kälteanlage. Die Ursache liegt meist in einer zu kleinen Druckdifferenz über das Expansionsventil oder Kapillarrohr, bedingt durch eine niedrige Lufteintrittstemperatur am Verflüssiger. Um ein stabiles Regelverhalten des Expansionsventiles zu erhalten, muß auf konstanten Flüssigkeitsdruck geachtet werden. Da die Anstauregelung wegen ihres Mehrbedarfs an Kältemittel und dadurch auch bedingte Trägheit des Systems nicht mehr zeitgemäß ist, gewinnt die Luftmengebegrenzung immer mehr an Bedeutung.**

Die **Vorteile** sind:

- keine Einbauteile im Kältekreislauf,
- einfache Handhabung,
- Minimierung der Kältemittelmenge,
- Energieeinsparung und Verminderung des Geräuschpegels durch Abschalten bzw. Vermindern der elektrischen Antriebsleistung von Lüftern.

**Nachteil**

Das druckabhängige Zuschalten eines bzw. bei Stufenschaltung mehrerer Lüfter ruft jedoch bei entsprechend niedrigen Außentemperaturen ein ständiges Ein- und Ausschalten der Lüfter hervor, das zu periodischen Druckschwankungen und Dampf-Flüs-

## Druckregelung bei luftgekühlten Verflüssigern

Reimund Nessel, Teningen

sigkeits-Dampf-Phasen vor dem Expansionsventil führt.

### Abbildung 1

Die meisten Hersteller geben die Nennleistung des Verflüssigers bei einer Temperaturdifferenz  $\Delta t_1 = 15 \text{ K}$  an. Trägt man die Leistung des **Verflüssigers** relativ in Prozent über der Temperaturdifferenz  $\Delta t_1 (t_c - t_{11})$  auf, so kann man auf der Y-Achse des Diagramms den Umrechnungsfaktor entnehmen, mit dem man die Nennleistung des ausgesuchten Verflüssigers multipliziert und dann die effektive Leistung erhält.

Beispiel:

$$\Delta t_1 = 10 \text{ K} \Rightarrow f = 0,66$$

$t_c$  = Verflüssigungstemperatur

$t_{11}$  = Lufteintrittstemperatur

$$\Delta t_1 = t_c - t_{11}$$

Das bedeutet, daß der Verflüssiger, wenn er mit einer Temperaturdifferenz von 10 K betrieben wird, nur noch 66 % seiner Nennleistung hat.

Fügt man in Abb. 1 die Temperaturskala ein, so läßt sich aus den gegebenen Angaben die Verflüssigungstemperatur grafisch ermitteln.

### Abbildung 2

Für beliebige Lufteintrittstemperaturen läßt sich die Verflüssigungstemperatur bestimmen, indem man den Beginn des Funktionsgraphen auf die Lufteintrittstemperatur legt und unter der Temperaturdifferenz die Verflüssigungstemperatur abliest. In den Diagrammen sind die Lufteintrittstemperatur  $t_{11}$  blau und die Verflüssigungstemperatur  $t_c$  rot dargestellt.

### Abbildung 3

Um den Betriebspunkt der Anlage bestimmen zu können, wird noch die **Verflüssigerleistung** des **Verdichters** benötigt.

Hierzu bietet sich die Darstellung der Leistung nicht wie üblich in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur, sondern in **Abhängigkeit** der **Verflüssigungstemperatur** an.

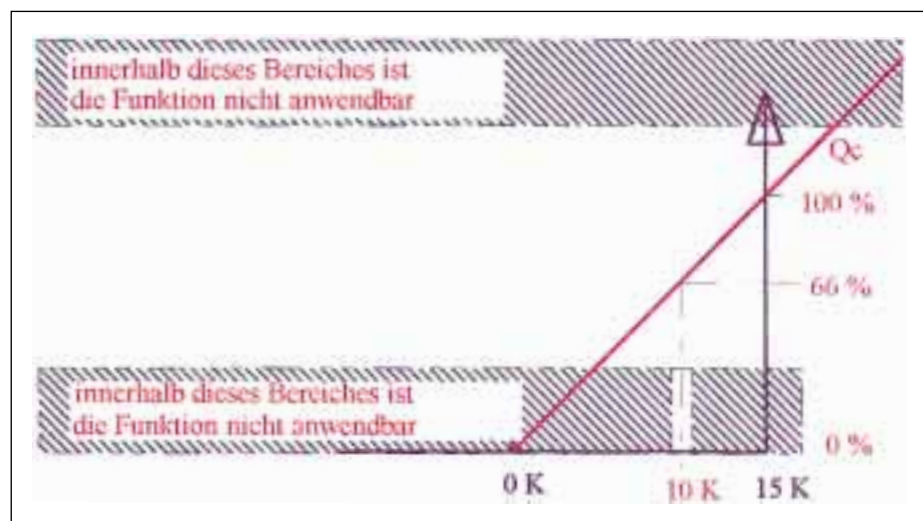


Abb. 1 Verflüssigerleistung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz  $\Delta t_1 = t_c - t_{11}$ .

Beispiel:

Halbhermetischer Verdichter, sauggasgekühlt, wobei der Einfachheit halber angenommen wurde, daß die gesamte Antriebsleistung im Verflüssiger abgegeben wird.

Die Werte sind den Datenblättern eines Verdichterherstellers entnommen. Die Verflüssigerleistung des Verdichters setzt sich wie folgt zusammen:

Durch Pegeladdition erhält man Verflüssigerleistung = Kälteleistung + elektrische Antriebsleistung.

Die Abb. 3 zeigt die starke Abhängigkeit der Kälteleistung von der Verflüssigungstemperatur. Durch die gegenläufige Tendenz der Antriebsleistung wird die Abhängigkeit der im Verflüssiger abgegebenen Leistung teilweise wieder ausgeglichen.

Die Abhängigkeit der **Verflüssigerleistung des Verdichters** von der Verflüssigungstemperatur gibt der Faktor  $f_1$  wieder.

Zur Bestimmung des Leistungssteigerungsfaktors bei um 15 K niedrigerer Verflüssigung kann mit ausreichender Genauigkeit nach folgender Formel gerechnet werden:

$$f_1 = \frac{\dot{Q}_{c35}}{\dot{Q}_{c50}}$$

(annähernd konstant zwischen  $t_0$  +5°C und -20°C)

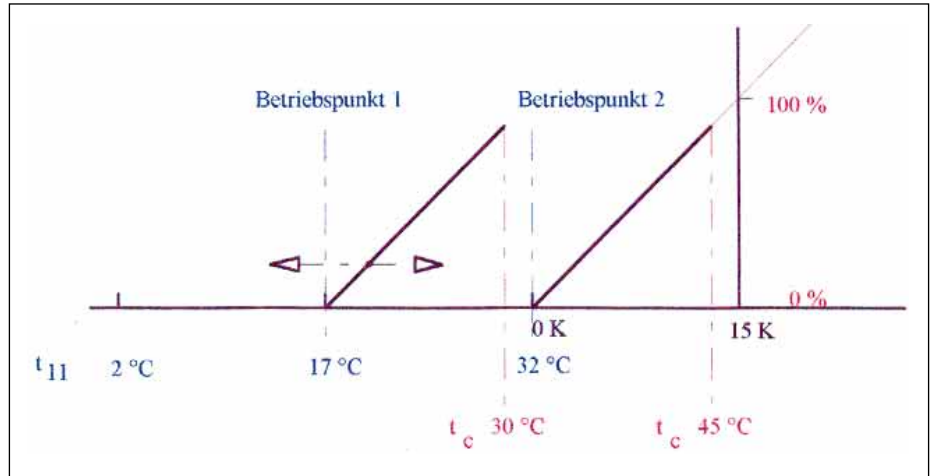
Für die verschiedenen Bauformen der Verdichter ergeben sich unterschiedliche Faktoren:

- $f_1 = 1,03-1,04$  offene und luftgekühlte Verdichter
- $f_1 = 1,05$  Scroll-Verdichter
- $f_1 = 1,1$  sauggasgekühlte Verdichter

**Abbildung 4**

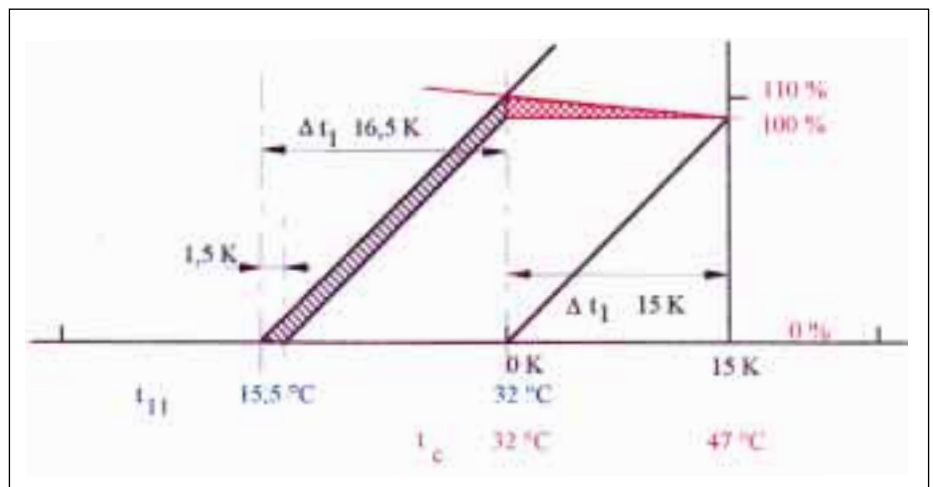
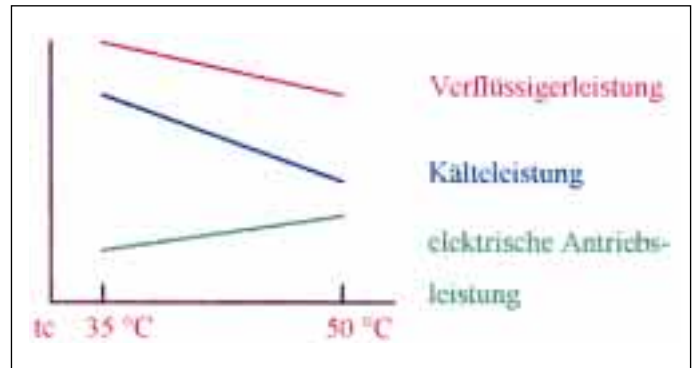
Trägt man nun beide Funktionen, die Leistung des Verflüssigers und die im Verflüssiger abgegebene Leistung des Verdichters in ein gemeinsames Diagramm ein, so wird deutlich, daß ein für 15 K ausgelegter Verflüssiger bei niedrigeren Lufteintrittstemperaturen nun immer mehr Verdichterleistung abführen muß, was sich in einer größer werdenden Temperaturdifferenz widerspiegelt. Da die Verflüssigungstemperatur nicht zu tief absinken soll, ist diese Abhängigkeit sogar positiv.

Bei einer Kälteanlage, bei der der Verflüssiger auf eine Lufteintrittstempera-



**Abb. 2** Verflüssiger bei verschiedenen Lufteintrittstemperaturen (Betriebspunkten);  $\Delta t_1 = 13$  K.  
 Betriebspunkt 1: Lufteintrittstemperatur 17 °C,  
 Betriebspunkt 2: Lufteintrittstemperatur 32 °C.

**Abb. 3** Die Leistungen sind in Abhängigkeit der Verflüssigungstemperatur bei konstanter Verdampfungstemperatur aufgetragen.



**Abb. 4** Größer werdende Temperaturdifferenz zwischen Verflüssigungs- und Außentemperatur bei fallenden Lufteintrittstemperaturen.

tur von 32 °C und  $\Delta t_1 = 15 \text{ K}$  ausgelegt ist, ergibt sich bei einer Lufteintrittstemperatur von 15,5 °C ein  $\Delta t_1 = 16,5 \text{ K}$ .

Schon bei niedrigeren Lufteintrittstemperaturen als 15,5 °C liegt die Verflüssigungstemperatur unter 32 °C. Die Leistung des Verflüssigers ist nun zu groß und muß begrenzt werden.

Hat der Verflüssiger zwei Lüfter, kann durch stufenweise Zuschaltung die Verflüssigungstemperatur zwischen 32 °C und 47 °C liegen.

Sind jedoch am Druckschalter falsche Schaltpunkte eingestellt, führen sie bei bestimmten Außentemperaturen zu ständigem Ein- und Ausschalten der Lüfter, das somit auch keine ausreichende Stabilität bringt.

**Welche Schaltpunkte sind an den Druckschaltern einzustellen?**

Da die stabilen Betriebspunkte einer Kälteanlage davon abhängen, wieviele Lüfter der Verflüssiger hat, müssen für jeden Typ (zweilüftig, dreilüftig usw.) getrennt die Betriebspunkte ermittelt werden.

In den nachfolgenden Beispielen wurde ein sauggasgekühlter Verdichter mit  $f_1 = 1,1$  und Verflüssiger mit  $\Delta t_1 = 15 \text{ K}$  zu Grunde gelegt.

Bei mehrlüftigen Verflüssigern errechnet sich der abgegebene Wärmestrom, den jeder Lüfter abführt wie folgt:

$$\text{Wärmestrom je Lüfter} = \frac{\text{Nennleistung des Verflüssigers}}{\text{Anzahl Lüfter}}$$

**Verflüssiger mit zwei Lüftern – Abbildung 5**

Bei  $t_{11} 32^\circ\text{C}$  erbringt ein Lüfter 50 % und zwei Lüfter 100 % der Leistung. Bis zu einer Lufteintrittstemperatur von 17 °C reicht ein Lüfter aus, um 100 % der Leistung zu erbringen.

Wird nun der **zweite Lüfter eingeschaltet**, fällt die Verflüssigungstemperatur von 47 °C auf 34,5 °C ab. Würde man für das Einschalten des Lüfters einen Druckschalter mit einer kleineren Differenz entsprechend der Temperaturdifferenz von 12,5 K einsetzen, käme es schon bei dieser Lufteintrittstemperatur zum ständigen Ein- und Ausschalten des zweiten Lüfters. Die Einstellung des Druckschalters muß also sein:

- Lüfter ein  $\geq 47^\circ\text{C}$
- Lüfter aus  $\leq 34,5^\circ\text{C}$

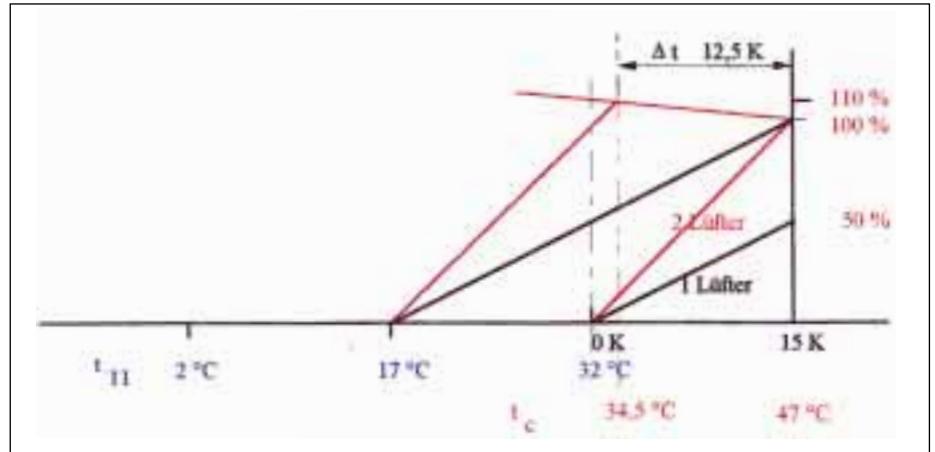


Abb. 5 Wird bei  $t_c 47^\circ\text{C}$  der zweite Lüfter eingeschaltet, fällt  $t_c$  um 12,5 K auf 34,5 °C.

**Abbildung 6**

Bei  $t_{11} -1^\circ\text{C}$  führt ein Lüfter die Verflüssigerleistung des Verdichters bei einer Verflüssigungstemperatur von 32 °C ab. Kann bei der Planung einer Kälteanlage davon ausgegangen werden, daß keine niedrigeren Lufteintrittstemperaturen als  $-1^\circ\text{C}$  erreicht werden, kann man den ersten Lüfter mit dem Verdichter einschalten und den zweiten (nach Abb. 5) bei  $t_c > = 47^\circ\text{C}$  ein- und  $t_c < = 32^\circ\text{C}$  ausschalten.

**Verflüssiger mit drei Lüftern**

**Abbildung 7**

Bei einer Lufteintrittstemperatur von  $-17^\circ\text{C}$  reicht beim dreilüftigen Verflüssiger ein Lüfter aus, um eine Verflüssigungstemperatur von 32 °C einzuhalten.

**Abbildung 8**

Steigt die Lufteintrittstemperatur auf  $+2^\circ\text{C}$  an, so beträgt die Verflüssi-

gungstemperatur 47 °C. Schaltet man nun den zweiten Lüfter ein, wird die Verflüssigungstemperatur von 47 °C auf 27,4 °C fallen. Hier wird deutlich, daß eine Schaltdifferenz von 20 K nötig wäre, um ständiges Ein- und Ausschalten des zweiten Lüfters zu verhindern.

**Abbildung 9**

Wird bei  $t_c = 47^\circ\text{C}$  (entspricht einer Lufteintrittstemperatur von 24,5 °C) der dritte Lüfter eingeschaltet, sinkt die Verflüssigungstemperatur nur unbedeutend auf 40,2 °C.

**Berechnung der Schaltpunkte**

Bei den vorher beschriebenen Darstellungen lassen sich die Eckpunkte wie nachfolgend beschrieben berechnen. Zu beachten ist, daß bei  $t_{c \text{ min}}$  mit  $f_1$  und bei  $t_{c \text{ max}}$  ohne  $f_1$  gerechnet werden muß.

Bei einer Verflüssigungstemperatur von 32 °C gilt:

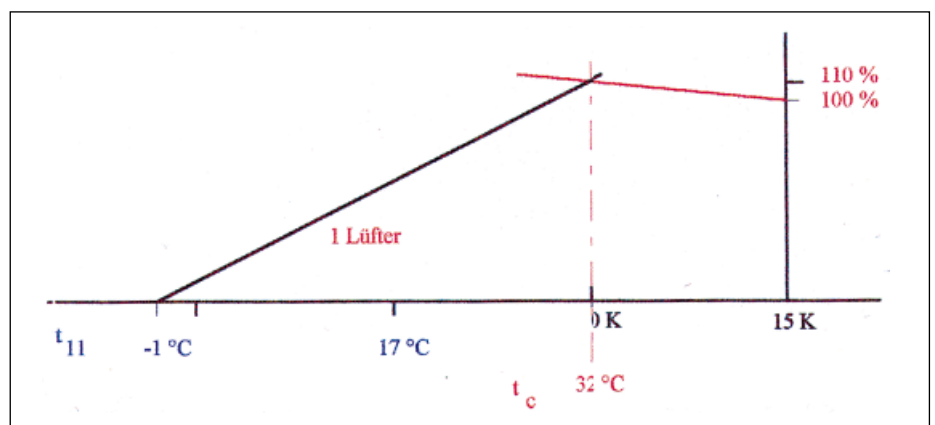


Abb. 6 Ein Lüfter reicht aus, um bei  $t_{11} -1^\circ\text{C}$  ein  $t_c 32^\circ\text{C}$  zu sichern.

$$t_{11 \text{ min}} = t_{c \text{ min}} - \Delta t_1 \cdot f_1 \cdot i_{\text{Lüfter}}$$

Bei einer Verflüssigungstemperatur von 47 °C

$$t_{11 \text{ min}} = t_{c \text{ max}} - \Delta t_1 \cdot i_{\text{Lüfter}}$$

In diesen Formeln stellt  $i_{\text{Lüfter}}$  die maximale Anzahl der Lüfter dar, die abgeschaltet werden können. Will man den Zustand für Zwischenstufen berechnen, setzt man folgendes ein:

$$t_{11 \text{ min}} = t_{c \text{ min}} - \Delta t_1 \cdot f_1 \cdot \frac{i_{\text{Lüfter max}}}{i_{\text{Lüfter Betr}}}$$

$i_{\text{Lüfter max}}$  = Anzahl der Lüfter  
 $i_{\text{Lüfter Betr}}$  = Lüfter in Betrieb

**Beispiel:**

sauggasgekühlter Verdichter  $f_1 = 1,1$ ;  
 Verflüssiger  $\Delta t_1 = 15 \text{ K}$   
 Verflüssiger mit drei Lüftern

**Gesucht** ist die niedrigste Lufteintrittstemperatur, bei der noch eine Verflüssigungstemperatur von 32 °C gehalten werden kann, wenn ein Lüfter eingeschaltet ist:

$$t_{11 \text{ min}} = 32 - 15 \cdot 1,1 \cdot \frac{3}{1}$$

$$t_{11 \text{ min}} = 32 - 49,5$$

$$t_{11 \text{ min}} = -17,5 \text{ °C}$$

Sind von drei Lüftern zwei eingeschaltet, gilt:

$$t_{11 \text{ min}} = 32 - 15 \cdot 1,1 \cdot \frac{3}{2}$$

$$t_{11 \text{ min}} = 32 - 24,75$$

$$t_{11 \text{ min}} = 7,25 \text{ °C}$$

Hat man leistungsgerechte Verdichter, so kann man jede beliebige Konstellation, bei der eine Verflüssigungstemperatur von 32 °C gehalten werden soll, nach folgender Ergänzung berechnen:

$$t_{11 \text{ min}} = t_{c \text{ min}} - \Delta t_1 \cdot f_1 \cdot \frac{i_{\text{Lüfter max}} \cdot i_{\text{Verd Betr}}}{i_{\text{Lüfter Betr}} \cdot i_{\text{Verd max}}}$$

$i_{\text{Lüfter max}}$  = Anzahl der Lüfter  
 $i_{\text{Lüfter Betr}}$  = Lüfter in Betrieb  
 $i_{\text{Verd max}}$  = Anzahl der Verdichter  
 $i_{\text{Verd Betr}}$  = Verdichter in Betrieb

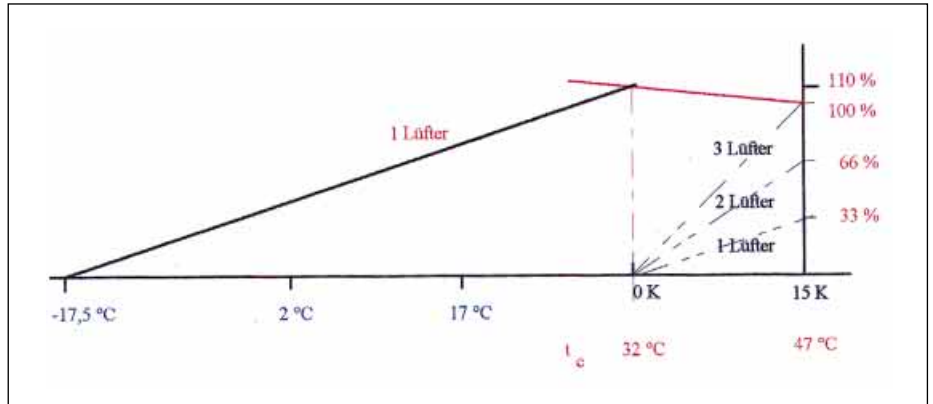


Abb. 7 Beim dreilüftigen Verflüssiger reicht ein Lüfter aus, um die Verflüssigerleistung des Verdichters oberhalb -17,5 °C abzuführen.

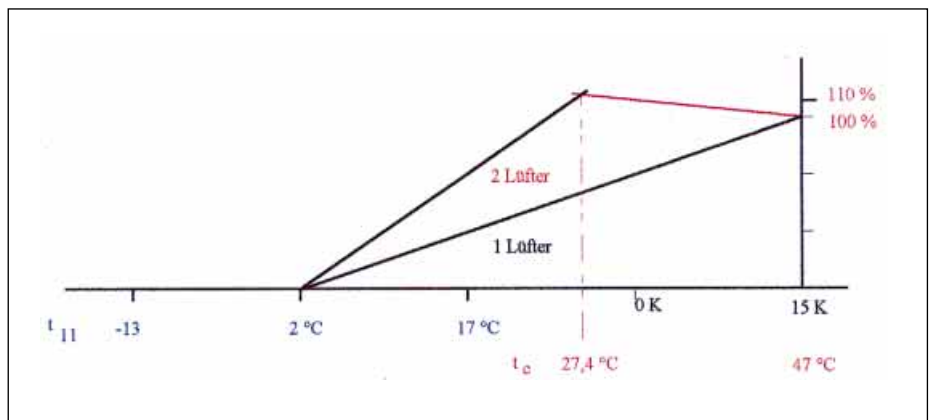


Abb. 8 Wird bei +2 °C Lufteintrittstemperatur der zweite Lüfter eingeschaltet, fällt  $t_c$  von 47 °C auf 27,4 °C.

**Zusammenfassung**

Schaltet man die Verflüssigerlüfter in Abhängigkeit des Verflüssigungsdruckes ein und aus, so muß die Hysterese des Druckschalters so groß sein, daß der Leistungszuwachs, der nach Zuschalten eines Lüfters entsteht, nicht sofort wieder zu einem Abschalten des Lüfters führt. Einen guten Kompromiß findet man,

wenn das Verhältnis zwischen

$$\frac{\text{Anzahl der Lüfter}}{\text{Verdichterleistungsstufen}} = 2$$

beträgt.

Ist der Verflüssiger für 15 K ausgelegt, stellt sich bei einer Lufteintrittstemperatur von -1 °C eine Verflüssigungs-

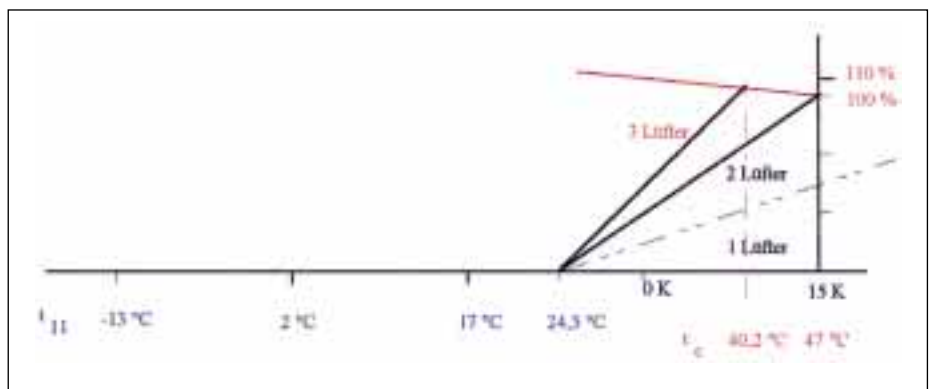


Abb. 9 Bei einer Lufteintrittstemperatur von 24,5 °C wird der dritte Lüfter zugeschaltet, infolgedessen fällt  $t_c$  von 47 °C auf 40,2 °C.

temperatur von 32 °C ein. Am Druckschalter sollte eine Hysterese von ca. 15 K eingestellt werden.

Wird die Verhältniszahl >2, muß auch die Hysterese größer werden. Dafür ist aber auch bei niedrigen Lufttrittstemperaturen eine Verflüssigungstemperatur von 32 °C gesichert (vergleiche Abb. 5–9).

Bei kleineren Verflüssigern hat sich mittlerweile die stetige Druckregelung über Phasenanschnittsteuerung durchge-

setzt, die diese Problematik durch feine Dosierung der Luftmenge umgeht.

Wird jedoch eine Stufenschaltung eingesetzt, so sollte man **nicht** die Lüfter proportional zur Abweichung vom Sollwert einschalten, sondern eine Zu- und Rückschaltswelle mit einer neutralen Zone verwenden, die mindestens so groß ist wie die größte Temperaturdifferenz, die nach Einschalten des zweiten Lüfters entsteht.

**Zu beachten:**

Die Funktionen in den Diagrammen und die Berechnungen der Schaltpunkte sind zum besseren Verständnis idealisiert dargestellt.

Da die Leistungen des Verdichters und des Verflüssigers auch noch von anderen Faktoren abhängig sind, sind Abweichungen zu ausgeführten Anlagen natürlich möglich.

**Wird fortgesetzt.**

## Der FCKW-Ersatzstoffe-Markt stabilisiert sich nach einem starken Wachstum

Der europäische Markt für FCKW-Ersatzstoffe ist ein bedeutender Spezialsektor der Chemieindustrie und sein Marktgeschehen hängt sehr von der Entwicklung auf anderen Sektoren, wie des Ammoniakdüngers, chloralkalischer, organosynthetischer, petrochemischer Verarbeitung und des Sektors der Edelgasindustrie ab.

Das Umsatzvolumen des europäischen Marktes für FCKW-Ersatzstoffe wird im Jahre 1995 auf 1,43 Milliarden US-Dollar geschätzt. Unterstützt durch das Auslaufprogramm für FCKW, aufgrund des Protokolls von Montreal und aufgrund von EU-Bestimmungen, wird das Marktvolumen für FCKW-Ersatzstoffe bis zum Jahr 2002 voraussichtlich auf 2,91 Milliarden US-Dollar steigen.

Laut der jüngsten Marketingstudie, die von Frost & Sullivan in der FCKW-Ersatzstoffe-Industrie durchgeführt wurde, sind Umweltbelange die entscheidenden Triebkräfte im FCKW-Ersatzstoffmarkt.

Dr. Angela Gunning, Research Manager bei Frost & Sullivan berichtet folgendes: „Die meisten Firmen investieren in den Umweltschutz, um sicherzustellen, daß sie die Richtwerte der ISO 14 000 Reglementierungen, die die Emissionen und Absonderungen an die Umwelt regeln, sowie Einschränkungen für verschiedene Substanzen, erfüllen“.

„Das Protokoll von Montreal, in welchem die Produktion und der Bedarf FCKW-haltiger Stoffe, und anderer, die Ozonschicht schädigender Substanzen geregelt ist, wirkte sich sehr stark auf die FCKW-Ersatzstoffindu-

strie aus. Neue Substanzen wurden entwickelt, getestet und für verschiedene Verwendungen auf dem Markt eingeführt.“

Das Recycling von FCKW und anderer Substanzen, die die Ozonschicht schädigen, wurde im Protokoll von Montreal festgelegt und wird auf die folgenden drei Arten vorgenommen: Außerbetriebnahme und Wiederaufbereitung dieser FCKW-Substanzen, chemische Bearbeitung des FCKW und schließlich Entsorgung dieser FCKW-Substanzen.

Im Jahre 1995 stand Frankreich auf dem europäischen Markt für FCKW-Ersatzstoffe an erster Stelle, wo 20,0 Prozent der europäischen Gesamteinnahmen erwirtschaftet wurden, gefolgt von Deutschland und Italien, wo jeweils 17,1 Prozent im gleichen Jahr erzielt werden konnten.

Gemessen an den Einnahmen, war das größte Produktsegment des Marktes das FCKW-Ersatzstoffsegment auf Fluorbasis, welches 77,7 Prozent der Gesamteinnahmen im Jahre 1995 ausmachte, gefolgt von den FCKW-Ersatzstoffen auf Stickstoffbasis, mit einem Marktanteil von 11,1 Prozent und Ersatzstoffen auf Kohlenwasserstoffbasis mit 3,8 Prozent.

Diese Stoffe werden hauptsächlich für Kältemittel sowie Kälte- und Klimaanlage, die 51 Prozent im Endabnehmerbereich ausmachen, benötigt, gefolgt von Lösungs- und Reinigungsmitteln, Aerosolen und Treibmitteln, die einen Anteil von 16,0 Prozent bzw. 15,0 Prozent des FCKW-Volumens im Jahre 1995 ausmachten.

Die Frost & Sullivan-Analyse zeigt weiterhin, daß FCKW-Substanzen immer noch eingesetzt werden, vor allem bei gewerblicher Kühlung, Klimaanlage und bei einigen Aerosolen.

Jedoch verlieren die gewerblichen Kühlsysteme jedes Jahr durchschnittlich 20 Prozent ihrer FCKW-Inhaltstoffe. Das Programm, dem man sich im Zuge des Protokolls von Montreal auf internationaler Ebene verpflichtete, gestattet zwar den weiteren Handel „wiederaufbereiteter FCKW-Substanzen“, allerdings unter strenger Kontrolle.

Man geht davon aus, daß durch Wiederaufbereitung nur drei bis fünf Prozent der verwendeten FCKW-Substanzen hergestellt werden können, das ist weniger als ein Fünftel der Instandhaltungserfordernisse für über eine Million gewerblicher Kühlsysteme und Klimaanlage in Europa.

Der europäische Markt für FCKW-Ersatzstoffe wurde im Laufe der letzten Jahre immer wettbewerbsträchtiger, und zwar aufgrund der Rezession und der Umstrukturierungsmaßnahmen in der Spezialchemieindustrie Anfang der 90er Jahre.

Unternehmen, die ihre Wirtschaftsaktivitäten während dieser Zeit reorganisierten, ist es weitaus besser als anderen ihrer Sparte ergangen. Weiterhin waren auch diejenigen Unternehmen erfolgreicher, die auf Nischenmärkte, wie maßdosierte Inhalatoren, medizinische oder Forschungsgase und die Polyurethanindustrie, abzielten.

(Quelle: Bericht 3257 von Frost & Sullivan, London)