

Eine neue Regelungsmethode

Optimierung der Verdampferleistung von Kältemaschinen

W. Chr. Buck*, Diepholz

Durch Anwendung der sogenannten MSS-Linie [1] (MSS: Minimales Stabiles Signal) kann für Verdichter-Kälteanlagen bei trockenem Verdampfungsprozeß und Anwendung eines thermostatischen Expansionsventils für jede Betriebsbedingung eine kleinste Überhitzung, d. h. eine für diese Art der Regelung gute Kälteleistung ermittelt werden. Für Überhitzungswerte, die größer sind als dieser Grenzwert, ist die Anlage mit thermostatischem Expansionsventil regelbar, darunter nicht. Bei dieser Festlegung des Regelbereiches wird nicht zwischen Beharrungszuständen und Kurzzeit- bzw. Übergangsprozessen unterschieden.

Gemäß [2] ist die Überhitzung nur dann kontravariant zur Verdampferleistung, wenn sich die Kälteanlage im Beharrungszustand befindet; d. h. bei Kurzzeit- und Übergangsprozessen der Strömung im Saugrohr ist die Überhitzung nicht geeignet für die Regelung der Verdampferfüllung mit Kältemittel.

* Dr. W. Chr. Buck, Ingenieurbüro Buck, Diepholz.

Für definierte Betriebsbedingungen soll hier im Beharrungszustand die Massenstromdichte der Gasphase im Saugrohrfluid gemessen und untersucht werden. Zugleich soll aus der Massenstromdichte der Gasphase eine Regelgröße abgeleitet werden, die geeignet ist, – ohne Anwendung der Überhitzung – die Füllung des Verdampfers mit Kältemittel so zu regeln, daß eine optimale Kälteleistung erzielt wird. Diese ist dann erreicht, wenn die Verdampferleistung einen möglichst großen Wert annimmt und zugleich der Verdichter nicht durch unzulässig große Flüssigkeitsanteile im Saugrohrfluid gefährdet wird.

Die Meßmethode

Das im Saugrohr strömende Fluid besteht aus zwei Komponenten, dem Kältemittel und dem Kältemaschinenöl. Das Kältemittel wiederum liegt in zwei Phasen vor, der Gas- und der Flüssigphase. Das Kältemaschinenöl bewegt sich in Form eines Filmes auf der Innenseite des Saugrohres. Außerdem bestehen die Flüssigkeitströpfchen im Saugrohr-Fluid außer aus Kältemittel zum Teil aus Öl.

Für die Messung der Massenstromdichte der Gasphase wurde ein thermisches Anemometer verwendet. Anwendungen dieser Technik sind beschrieben in [2], [3] und [4], Schutzrechte in [5] und [6]. In Abb. 1a wird der schematische Aufbau Sensor des thermischen Anemometers und seine Anordnung im Saugrohr gezeigt. Das thermische Anemometer hat sich bei mehrjähriger Anwendung als äußerst robust erwiesen. In Serie gefertigt ist es sehr preisgünstig.

Der beheizte Pt100-Dünnschicht-Meßwiderstand befindet sich auf einem Keramiksubstrat, dessen Dicke 0,5 mm ist; Breite und Länge sind 1 mm × 5 mm. Beim nicht beheizten Temperaturfühler handelt es sich um einen Pt500-Meßwiderstand.

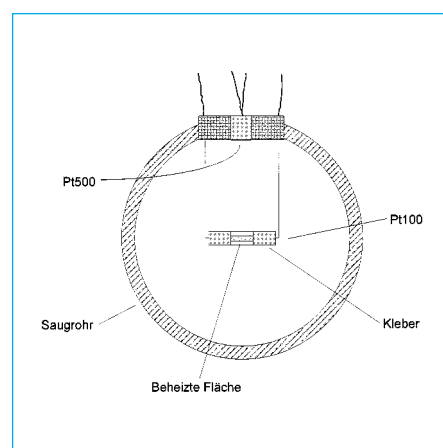


Abb. 1a Schematischer Aufbau Sensor des thermischen Anemometers und seine Anordnung im Saugrohr



Abb. 1b Sensor des thermischen Anemometers nach Buck

Das vom thermischen Anemometer gelieferte Meßsignal setzt sich zusammen aus dem Signal der Gasphase, welche Turbulenzen und Fluktuationen umfaßt, sowie dem Signal der Flüssigphase, d. h. der Tröpfchen und einem Rauschsignal.

Durch eine spezielle Separationstechnik (s. [5] und [6]) wurden die Signale der Tröpfchen vom Meßsignal abgetrennt, so daß nur noch das von der strömenden Gasphase erzeugte Signal und das Rauschsignal übrigblieben. Dieses Signal der Gasphase wurde zur Bestimmung der Massenstromdichte der Gasphase G_{gr} , die über den Querschnitt der Saugleitung gemittelt ist, benutzt. Zu diesem Zweck wurde eine Modifikation des Gesetzes von King [7] angewendet. Die unbekanntenen Koeffizienten wurden durch Kalibrieren bestimmt.

Die Kältemaschine

Die Messungen erfolgten an einer stationären Kältemaschine mit Hubkolbenverdichter. Wärme- und Kälte-träger waren Luft. Verdampfer und Verflüssiger waren beide zwangsbelüftet. Die Lamellen bestanden aus Aluminium, die Rohre aus Kupfer. Das Saugrohr hatte einen Innendurchmesser von 16 mm. Das Kältemittel war R 134a.

Für die Messungen wurde ein extern angetriebenes Expansionsventil verwendet, das eine sehr genaue Einstellung des Ventil-Durchflußkoeffizienten k_v ermöglichte.

Zur Bestimmung der MSS-Linie wurde ein thermostatisches Expansionsventil verwendet.

Die Meßprozedur

Das thermische Anemometer zeichnet sich dadurch aus, daß es sehr schnell ablaufende Vorgänge erfassen kann. Aus diesem Grunde war es wichtig, den Ausgabezyklus (= Summe von Meß- und Verarbeitungszeit) so festzulegen, daß genau nur die zu untersuchenden Vorgänge erfaßt wurden.

Der Ausgabezyklus wurde gleich 1,26 s gemacht. Durch diesen vergleichsweise langen Takt wurde erreicht, daß die Meßwerte praktisch nicht durch Turbulenzen beeinflusst wurden.

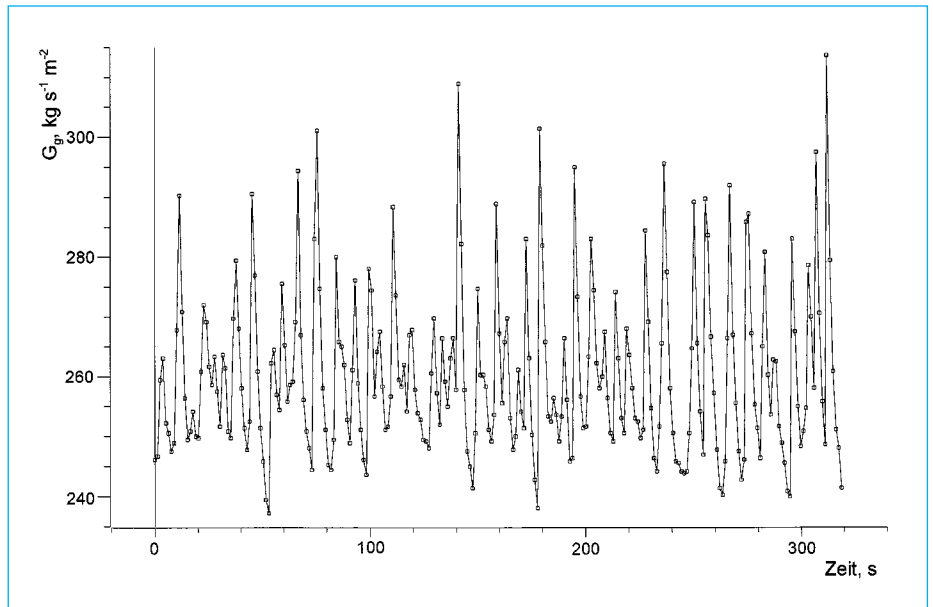


Abb. 2 Massenstromdichte der Gasphase als Funktion der Zeit mit Kältemaschine im Beharrungszustand

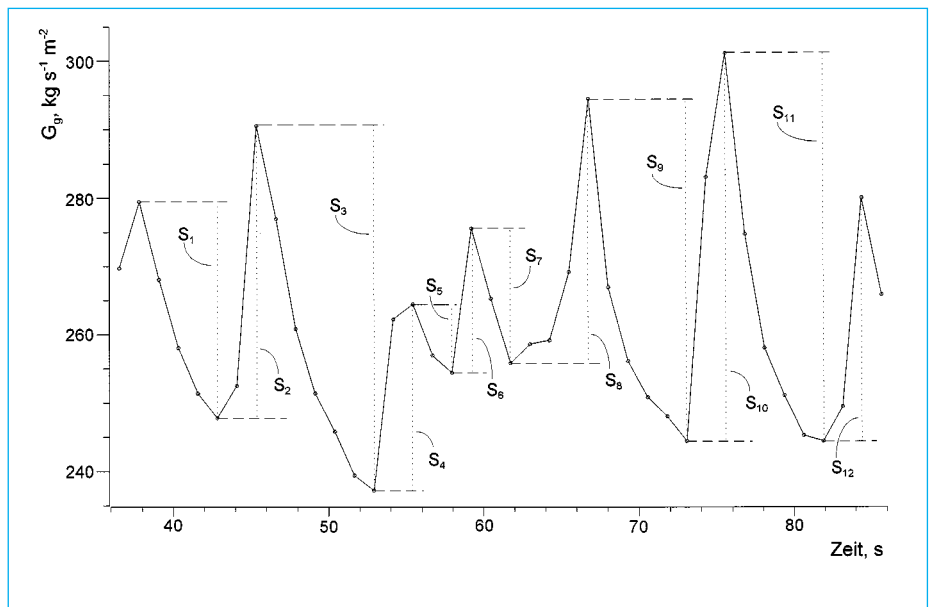


Abb. 3 Definition der Fluktuationsspannen S_i

Bei allen Messungen wurde die Kälteanlage im Beharrungszustand betrieben.

Die Messungen erfolgten bei drei unterschiedlichen Betriebsbedingungen, bei denen die in den Verdampfer und den Verflüssiger eintretende Luft jeweils eine konstante Temperatur und Feuchte hatte.

Bei jeder Betriebsbedingung wurde der k_v -Wert des extern angetriebenen Expansionsventils in definierten Schritten gestellt. Bei jeweils festem k_v -Wert wurden 1500 Meßwerte mit dem Ausgabezyklus von 1,26 s erfaßt und der dazugehörige

arithmetische Mittelwert berechnet. Für jede Betriebsbedingung wurde so eine Meßreihe erzeugt, die für jeden der eingestellten k_v -Werte einen gemittelten Meßwert enthält.

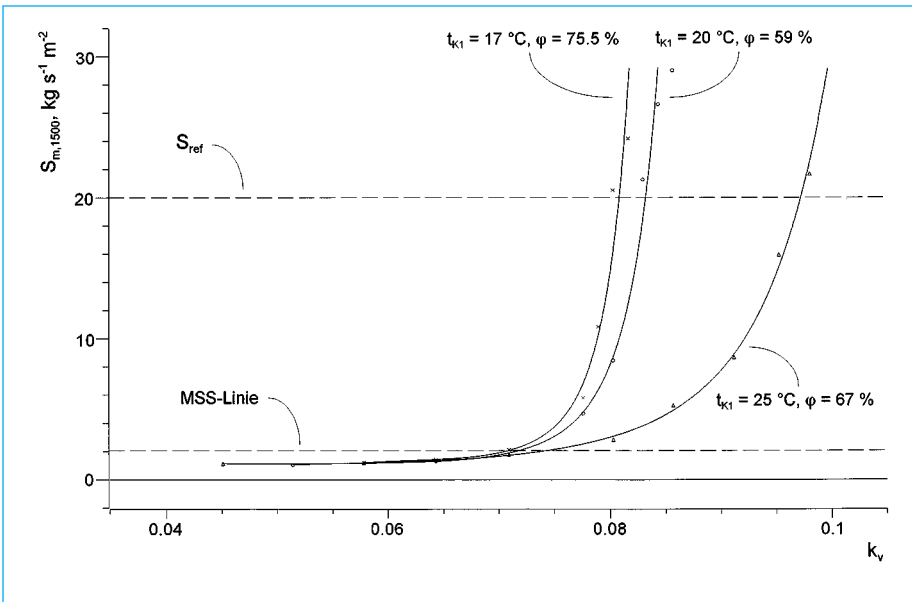


Abb. 4 Mittelwert der Fluktuationsspannen der Massenstromdichte der Gasphase als Funktion des Ventil-Durchflußkoeffizienten für drei verschiedene Betriebsbedingungen

senstromdichte der Flüssigphase G_l wird dann größer als erlaubt. Um sicherzustellen, daß G_l im erlaubten Wertebereich bleibt, wird auch G_l als Regelgröße verwendet und ein Grenzwert $G_{l,ref}$ eingeführt, der nicht überschritten werden sollte.

Während $S_{m,1500}$ in Abb. 4 im Beharrungszustand und aus den Spannen von jeweils 1500 Meßwerten berechnet wurde, dürfen bei laufend veränderlichen Betriebsbedingungen nur die zuletzt erfaßten Meßwerte von G_g verwendet werden. Beispielsweise kann aus den Spannen der letzten 40 Meßwerte G_g jeweils der Mittelwert $S_{m,40}$ ermittelt und zur Regelung der Anlage verwendet werden.

Damit ergeben sich für die hier untersuchte Kältemaschine zwei Regelbedingungen, um die Kälteleistung zu optimieren. In Abb. 5 wird ein Blockschaltbild für einen Regelkreis gezeigt. Die Kältemaschine liefert die optimale Verdampferleistung, wenn die folgenden Bedingungen für die beiden Regelgrößen erfüllt sind:

Messung der Fluktuationen

Die Messungen der Massenstromdichte der Gasphase G_g zeigen bei einem Ausgabeyklus von 1,26 s und nach Erreichen der MSS-Linie bei weiterer Öffnung des Expansionsventils regellose Kurzzeit-schwingungen. In Abb. 2 wird ein Beispiel dieser Schwingungen wiedergegeben, die im Folgenden Fluktuationen genannt werden.

Eine Berechnung der Autokorrelationsfunktion dieser Meßwerte zeigt, daß die Fluktuationen völlig regellos sind und keine periodischen Anteile enthalten.

Zur Quantifizierung der Größe der Fluktuationen der Massenstromdichte der Gasphase G_g wurden die Spannen der Fluktuationen benutzt. In Abb. 3 wird die Definition dieser Spannen S_i gemäß [8] gegeben. Der arithmetische Mittelwert der Spannen wird $S_{m,n}$ genannt. Der Index n steht für Mittelwert, n für die Zahl der berücksichtigten Meßwerte. $S_{m,n}$ stellt ein Maß für die Größe der Spannen dar und wird für die Regelung der Verdampferleistung verwendet [9]. In Abb. 3 werden z. B. 40 Meßwerte G_g gezeigt. Der Mittelwert der Spannen $S_1 \dots S_{12}$ wird $S_{m,40}$ genannt.

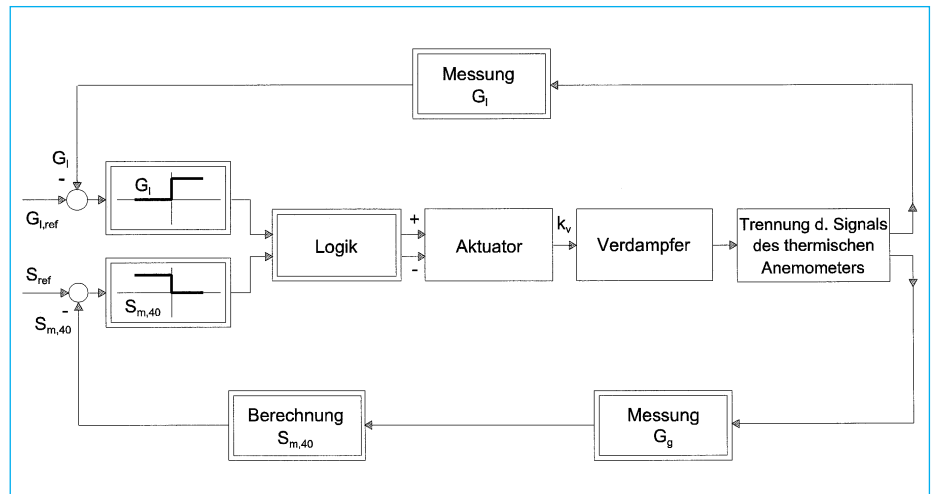


Abb. 5 Blockschaltbild eines Regelkreises zur Optimierung der Kälteleistung des Verdampfers

Optimierung der Verdampferleistung

Die in Abb. 4 gezeigte Größe $S_{m,1500}$ ist der Mittelwert der Spannen S_i , die für 1500 Meßwerte G_g ermittelt wurden. $S_{m,1500}$ wird als Funktion des Ventil-Durchflußkoeffizienten für die drei durchgeführten Meßreihen gezeigt. Dem Bild kann entnommen werden, daß $S_{m,1500}$ – abhängig vom Betriebszustand – in einem engen Bereich des Ventil-Durchflußkoeffizienten stark ansteigt.

$S_{m,1500}$ darf jedoch nicht größer als ein Grenzwert S_{ref} gemacht werden, da bei zu großer Öffnung des Expansionsventils die Saugleitung überflutet wird; d. h. die Mas-

$$S_{m,40} > S_{ref} \quad \text{und} \quad G_l < G_{l,ref}$$

Im Gegensatz zum Regelungsverfahren unter Anwendung der Überhitzung des Fluids der Saugleitung als Regelgröße kann das hier beschriebene Regelungsverfahren nicht nur im Beharrungszustand, sondern auch bei Kurzzeit- und Über-

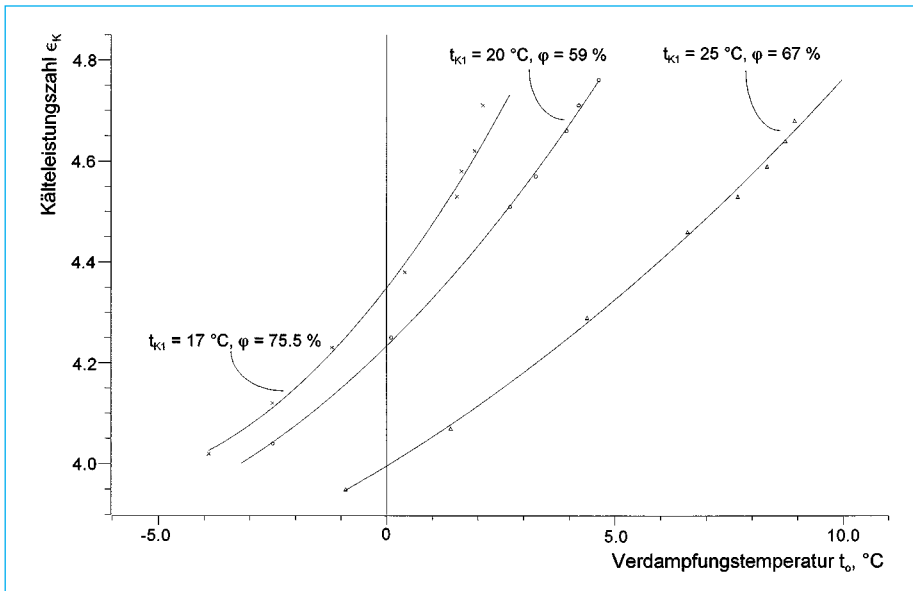


Abb. 6 Kälteleistungszahl als Funktion der Verdampfungstemperatur für die drei untersuchten Betriebsbedingungen

gangsprozessen angewendet werden, da die Fluktuationen immer zu beobachten sind, also nicht nur im Beharrungszustand.

Bei der Bestimmung der Verdampferkälteleistung wurde nur der gasförmige Anteil des Fluids in der Sauggasleitung berücksichtigt. Der Beitrag von nicht verdampftem Kältemittel zur Kälteleistung war vernachlässigbar klein.

In Abb. 6 wird die Kälteleistungszahl ϵ_K als Funktion der Verdampfungstemperatur t_0 für die drei untersuchten Betriebsbedingungen gezeigt. Die Kälteleistungszahl wächst stetig mit der Verdampfungstemperatur, d. h. mit Öffnung des Expansionsventils.

Zusammenfassung

Ein Heißfilm-Anemometer ist in der Lage, die Fluktuationen der Massenstromdichte der Gasphase im Saugrohr von Kältemaschinen in einem Leistungsbereich des Verdampfers zu erfassen, der mit einer Überhitzungsregelung nicht erreichbar ist. Zur Quantifizierung der Größe dieser Fluktuationen können die Spannen dieser Massenstromdichte verwendet werden.

Die Größe der Fluktuationen wächst mit Annäherung an den Zustand der optimalen Verdampferkälteleistung. Sie kann deshalb zur Regelung der Verdampferfüllung mit Kältemittel als Regelgröße verwendet werden.

Bei der Optimierung der Verdampferfüllung soll der Mittelwert der Spannungen der Fluktuationen größer als ein vorgegebener Referenzwert gemacht werden. Dabei muß zugleich jederzeit sichergestellt werden, daß die Massenstromdichte der Flüssigphase, welche die zweite Regelgröße darstellt, einen vorgegebenen

Anzeige

Grenzwert nicht überschreitet, um einen Kompressorschaden zu vermeiden.

Das vorgestellte Regelungsverfahren ist – im Gegensatz zur Überhitzungsregelung – sowohl im Beharrungszustand als auch bei Kurzzeit- und Übergangsprozessen anwendbar.

Die Kälteleistungszahl wuchs stetig mit Annäherung an die optimale Kälteleistung.

Das thermische Anemometer kann zusätzlich zu den genannten Regelgrößen auch noch den Massenstrom der Gasphase im Saugrohr bestimmen. □

Literatur

- [1] Huelle, Z. R.: Eine neue Auffassung über die Verdampferfüllung durch thermostatische Expansionsventile (MSS-Linie), Kältetechnik – Klimatisierung, 22, (1970) 9, S. 278–283.
- [2] Buck, W. Chr.: Measurement of short-term flow processes in refrigerating systems, Int. J. Refrig. 19, (1996) 3, S. 181–188.
- [3] Buck, W. Chr.: Messungen am Kältekreis einer Pkw-Klimaanlage, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 97, (1995) 6, S. 366–370.
- [4] Buck, W. Chr.: Messung des Anteils der Flüssigphase am Fluid der Saugleitung von Kältemaschinen, Ki Luft- und Kältetechnik 34, (1998) 1, S. 25–27.
- [5] Buck, W. Chr.: U.S. Patent Nr. 5 495 720 (1996).
- [6] Buck, W. Chr.: Europäisches Patent Nr. 0 613 545 (1996).
- [7] King, L. V.: On the convection of heat from small cylinders in a stream of fluid: determination of the convection constants of small platinum wires, with application to hot-wire anemometer, Proc. R. Soc. London 90, (1914), S. 563–570.
- [8] DIN 45 667. Klassierverfahren für die Erfassung regelloser Schwingungen. Köln, Beuth-Verlag (1969).
- [9] Buck, W. Chr.: Internationale (PCT-)Patentanmeldung 1997.