

# Ventilator-Luftkühler mit innenberippten Rohren\*

Michael Arnemann, Berlin

## zum Autor

**Dr.-Ing. Michael Arnemann,**  
Technischer  
Leiter des  
Forschungs-  
zentrums für  
Kälte- und  
Umwelttechnik,  
Berlin



Im Vergleich zu glatten Rohren läßt sich durch den Einsatz von innenberippten Rohren der innere Wärmeübergang bei der Verdampfung nachweislich deutlich verbessern. Die Ergebnisse bildeten die Grundlage für die Neuentwicklung „FHV Hochleistungs-Luftkühler“ im Hause Walter Roller GmbH & Co.

## Ventilator-Luftkühler und Wärmeübergang

Der Einsatz von innenberippten Rohren läßt im Vergleich mit glatten Rohren einen deutlich verbesserten inneren Wärmeübergang erwarten. Zur Abschätzung der

<sup>1</sup> Das gemeinsame Projekt wurde im Rahmen des Förderprogramms Auftragsforschung- und Entwicklung West-Ost (AWO) durch die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“, AiF, Außenstelle Berlin, unterstützt.

\* Als Vortrag gehalten anlässlich der Deutschen Kälte- und Klima-Tagung 1998 des DKV vom 19.-21. 2. 1998 in Hamburg.

Größenordnung dieser Verbesserungen wurden im Auftrag der Firma Walter Roller GmbH & Co.<sup>1</sup> die inneren Wärmeübergangskoeffizienten und die Druckverluste von glatten und innenberippten Rohren experimentell bestimmt. Dazu wurden zwei bis auf die Rohre baugleiche Ventilator-Luftkühler in einem Kalorimeter untersucht. Mit dem Kältemittel R 22 wurden für verschiedene Kältemittelmassenströme, Verdampfungstemperaturen und Lufttemperaturen die Kennzahlen bestimmt, die zur Charakterisierung der Rohre dienlich sind. Die Ergebnisse bildeten die Grundlage für eine Neuentwicklung im Hause Walter Roller. Die energetische Bewertung des neuen Verdampfertyps erfolgte in Anlehnung an die Normen DIN 8955 bzw. ENV 328. Die Untersuchungen und die Ergebnisse werden präsentiert.

Ein Ventilator-Luftkühler ist ein Wärmeübertrager, der mit einem oder mehreren Ventilatoren ausgerüstet ist. Er dient der Abkühlung bzw. Entfeuchtung von Luft. Die der Luft entzogene Wärme wird an ein in Rohren geführtes Kältemittel übertragen.

Die Steigerung der Bruttokühlerleistung von Ventilator-Luftkühlern kann durch die Verringerung der Wärmeübergangswiderstände erreicht werden. Dieser

ist abhängig vom inneren und äußeren Wärmeübergang, der Wärmeleitfähigkeit der wärmeübertragenen Materialien wie auch von den entsprechenden Wärmeübertragungsflächen.

Eine Vergrößerung der äußeren Fläche wird entweder durch eine Vergrößerung des Apparates insgesamt oder durch den Einbau von Lamellen erreicht. Die Vergrößerung des Wärmeübertragers führt zu höheren Kosten und einem größeren Platzbedarf. Mit der Verringerung des Lamellenabstandes wächst der Druckverlust des Luftstromes und bei gleichem Ventilator die Fördermenge der Luft. Ein leistungsstärkerer Ventilator erfordert eine größere Leistungsaufnahme. Der Lamellenabstand läßt sich daher nicht beliebig weit verkleinern. Darüberhinaus würde sich mit geringerem Lamellenabstand die Standzeit bei Eisbildung verkürzen. Eine Verbesserung des äußeren Wärmeübergangs kann durch eine größere Luftgeschwindigkeit bzw. Turbulenz infolge strukturierter Oberflächen erreicht werden.

Eine Verbesserung des inneren Wärmeübergangs läßt sich auch durch Rohreinbauten wie Spiralfedern oder durch modifizierte Rohroberflächen erzielen. Beispiele hierfür sind mikroberippte oder

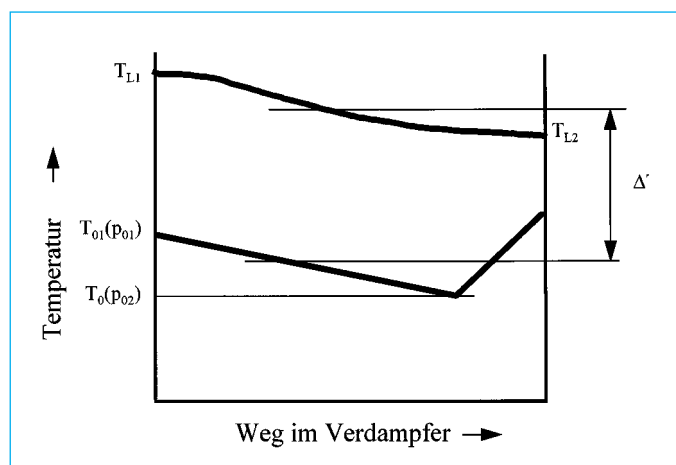


Abb. 1

poröse Rohroberflächen und Rohre mit kreuz- oder sternförmigen Längsstegen. Eine Übersicht zu den Verbesserungsmöglichkeiten des Wärmeübergangs mit Kältemitteln beim Strömungssieden gibt Lazarek [1] in seiner Arbeit.

Wesentliche Einflußgrößen auf den Wärmeübergang sind die Strömungsform des Kältemittels, die Heizflächenbelastung, der Massenstrom und auch die Struktur der inneren Oberfläche. Diese Größen beeinflussen sich außerdem gegenseitig. So kann das Kältemaschinenöl bzw. dessen Konzentration im Kältemittel einen entscheidenden Einfluß auf die Strömungsform haben [2].

Aufgrund der vielfältigen Einflußgrößen auf den Wärmeübergang kann der quantitative Nachweis einer Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten durch modifizierte Rohre nur im direkten Vergleich mit glatten Rohren erfolgen. Ein Vergleich mit anderen Experimenten ist nur eingeschränkt aussagefähig.

**Methode**

Mit dem Ziel, einen neuen Gerätetyp mit innenberippten Rohren zu entwickeln, wurden zunächst Experimente durchgeführt, die das Ziel verfolgten, den Einfluß des „Rohrtyps“ (bzw. der Form der Innenrippen) auf die Wärmedurchgangskoeffizienten festzustellen. Ausgehend von den Ergebnissen wurde ein Rohrtyp ausgewählt und wurden Prototypen gefertigt. Mit Hilfe von Leistungsmessungen erfolgte deren energetische Bewertung.

**Vergleich der Rohre**

*Vorbereitung und Durchführung der Messungen*

Für die Bewertung des Rohrtyps wurden zwei bis auf den Rohrtyp identische Ventilator-Luftkühler gefertigt. Ein Verdampfer wurde mit glatten Rohren, ein zweiter mit innen berippten Rohren ausgerüstet. Beide Geräte wurden für verschiedene Betriebspunkte mit Hilfe von Leistungsmessungen energetisch verglichen.

Die Geräte waren mit einem einflutigen Rohrsystem, also ohne Verteiler ausgeführt. Der im folgenden mit „G“ bezeichnete Verdampfer war mit glatten Rohren und der mit „R“ bezeichnete Verdampfer mit innen berippten Rohren ausgerüstet.

Die Leistungsmessungen erfolgten in Anlehnung an ENV 328 mit einer Versuchsanlage, die schon bei den vorange-

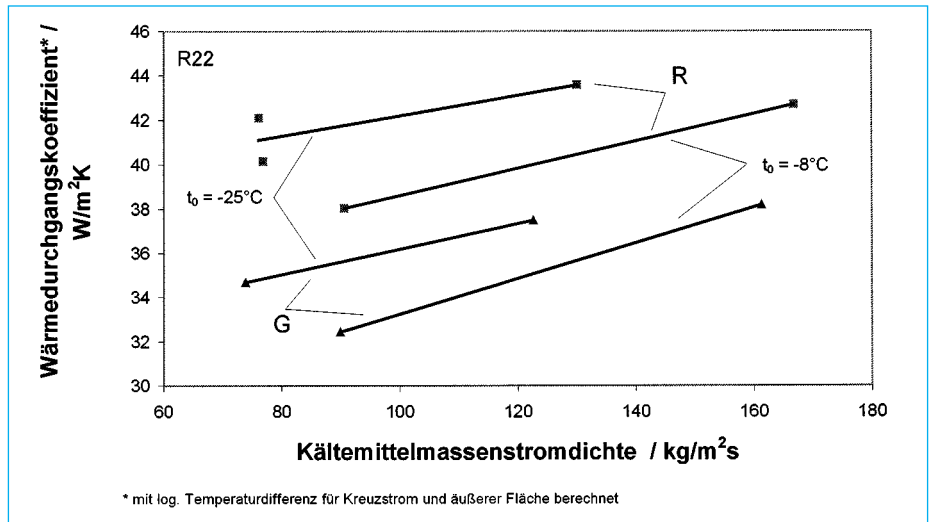


Abb. 2 Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten des berippten und des unberippten Ventilator-Luftkühlers „G“ und „R“

gangenen Meßreihen für die Firma Roller verwendet wurde. [3,4,5]. Als Kältemittel wurde R 22 ausgewählt, als Kältemaschinenöl ein Polyolester-Öl der Viskositätsklasse 32. Die Kälteanlage war mit einem Ölabscheider ausgerüstet.

Für die Bestimmung des Druckverlustes und der Eintrittstemperatur des Kältemittels wurde außerdem der Druck im Verdampfereintritt gemessen. Weiterhin waren an mehreren Rohrbögen Temperaturenaufnehmer angebracht, um den Temperaturverlauf des Kältemittels beurteilen zu können.

Die Messungen der trockenen Kühlerleistung des Prüflings „G“ erfolgten mit einem einheitlichen Überhitzungsgrad pro Versuch von 0,65 ± 0,03. Es wurde eine Messung je Versuch durchgeführt. Für jeden Meßpunkt wurde der kältemittelseitige Druckverlust über den gesamten Wärmeübertrager gemessen. Ergänzend

zu diesen Meßreihen wurde der Luftvolumenstrom des Ventilator-Luftkühlers im Anschluß bestimmt.

Nach Abschluß der Meßreihe mit dem Verdampfer „G“ wurde dieser gegen den Verdampfer „R“ ausgetauscht. Für die zweite Meßreihe mit „R“ wurde derselbe Ventilator verwendet.

Im Rahmen der zweiten Meßreihe wurden die beim Prüfling „G“ ermittelten Leistungen und Kältemitteltemperaturen eingestellt und die Lufteintrittstemperatur als Ergebnis dessen gemessen.

Nach Abschluß der zweiten Meßreihe wurde der Prüfling „R“ bei definierten Bedingungen einem Dauertest von 96 Stunden unterzogen. Ziel dieser Untersuchung war es festzustellen, ob durch etwaige Ölverlagerungen eine Leistungsänderung eintritt. Zur Kontrolle wurden Ölwurfmessungen entsprechend DIN 8977 durchgeführt.

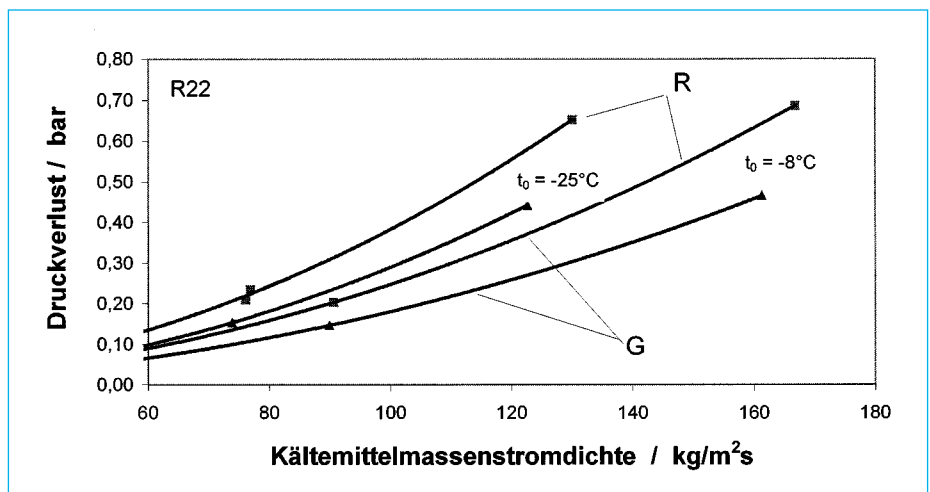


Abb. 3 Kältemittelseitiger Druckverlust für die Ventilator-Luftkühler mit glattem Rohr und beripptem Rohr in Abhängigkeit von der Massenstromdichte

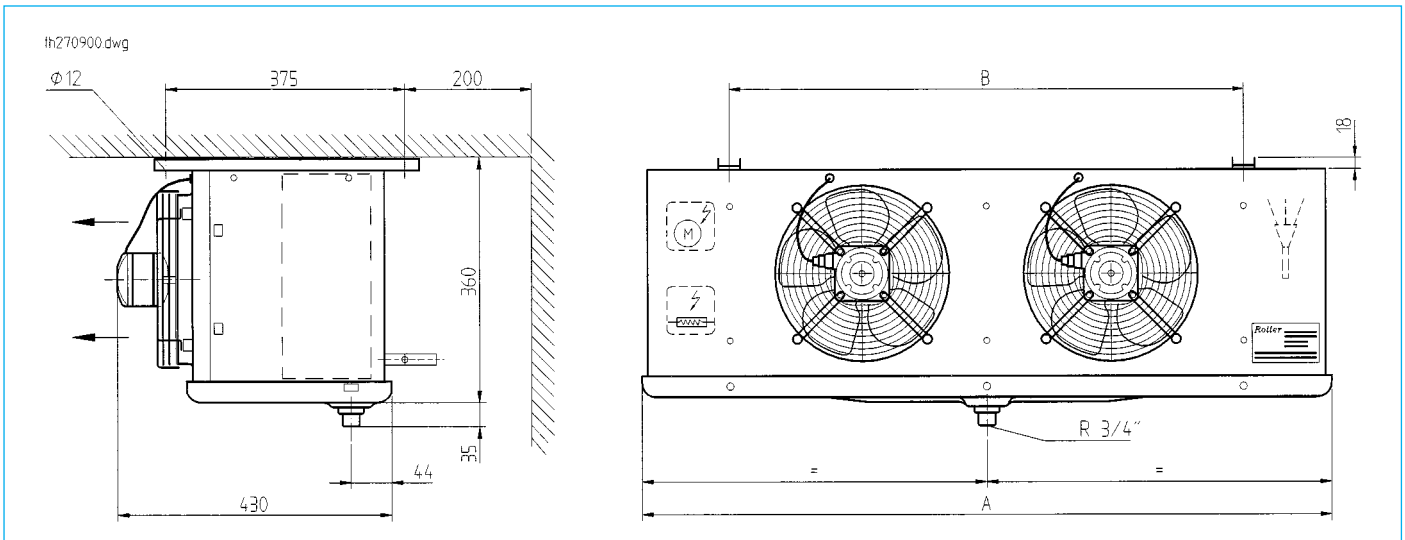


Abb. 4 Technische Zeichnung des FHV

### Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten

Auf Basis der Messergebnisse, der angegebenen Lamellenoberfläche und des hydraulischen Durchmessers wurde die auf die Außenfläche bezogenen Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  in Abhängigkeit von der Massenstromdichte für beide Prüflinge berechnet. Zur Bestimmung der treibenden Temperaturdifferenz wird der Luftkühler als Wärmeübertrager mit Kreuzstrom betrachtet, für den sich die Temperaturdifferenz als arithmetisches Mittel der logarithmischen Temperaturdifferenz aus Gleich  $\Delta T_{\text{Gleich}}$  und Gegenstrom  $\Delta T_{\text{Gegen}}$  ergibt. Die Wärmedurchgangskoeffizienten wurden nach der Gleichung

$$k = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_m A_a}$$

ermittelt, mit

$$\Delta T_m = \frac{1}{2} (\Delta T_{\text{Gleich}} + \Delta T_{\text{Gegen}})$$

$$\text{und } \Delta T_{\text{Gleich}} = \frac{(T_{L1} - T_{O1} - T_{L2} + T_0)}{\ln \frac{T_{L1} - T_{O1}}{T_{L2} - T_0}}$$

$$\Delta T_{\text{Gegen}} = \frac{(T_{L1} - T_0 - T_{L2} + T_{O1})}{\ln \frac{T_{L1} - T_0}{T_{L2} - T_{O1}}}$$

Für Eintrittstemperatur des Kältemittels  $T_{O1}$  wurde die mit einer Zustandsgleichung berechnete Temperatur  $T_{O1}(p_{O1})$  verwendet (s. a. Abbildung 1). Der Druck  $p_{O1}$  wurde nach dem Expansionsventil am Verdampfereintritt gemessen.

Die Temperaturen  $T_{L1}$ ,  $T_{L2}$  und  $T_0$  wurden gemäß ENV 328 ermittelt. Die Luft-eintrittstemperatur  $T_{L1}$  ist ein arithmetischer Mittelwert aus 6 Temperaturmessstellen. Die Luftaustrittstemperatur wurde aus der Nettokühlerleistung und dem kor-

Tabelle 1 Angaben zu den Prüflingen

Bezeichnung	Einheit	FHV 402, Prototyp Nr. 7 1997	FHV 602, Prototyp Nr. 12 1997
Außenmaße	Höhe	mm	360
	Breite	mm	1090
	Tiefe	mm	420
Lamellen	Material	Aluminium-Band	
	Wandstärke	mm	0,30
	Abstand	mm	4
Kältemittelkreis	Anzahl der Kreise	2 (Venturiverteiler)	
	Rohre je Kreis	18	
	Rohranordnung	fluchtend (35 mm × 35 mm)	
	Anz. Rohre in Lufrichtung	4	
	... quer zur Lufrichtung	9	
berippte Breite	mm	768	

Tabelle 2 Temperaturbedingungen und Bezeichnung der Meßpunkte für FHV 602

Pos.	$t_{L1}$ °C	$t_{O1}$ °C	DT1 K	$t_0$ °C	$t_u$ °C	Meß-Nr FHV 602 ...
1.1 (SC1)	10	<-2	10	0	30	110
	14		14			111
	7		7			112
1.2 (SC2)	0	<-10	8	- 8	30	120
	6		14			121
	2		10			122
	-1		7			123
1.3 (SC3)	-18	<-27	7	-25	20	130
	-13		12			131
	-15		10			132
1.4 (SC4)	-25	<-33	6	-31	20	140
	-21		10			141
1.2 (SC2)*	0	<-10	8	- 8	30	220

rigierten Luftvolumenstrom ermittelt. Als Kältemittelaustrittstemperatur wird die Verdampfungstemperatur  $T_0(p_{02})$  eingesetzt (nicht die Überhitzungstemperatur). Die Verdampfungstemperatur  $T_0$  ist die Taupunkttemperatur, die für R 22 mit dem Verdampferaustrittsdruck  $p_{02}$  berechnet wurde.

**Ergebnisse**

Die Ergebnisse mit einem „Crossfin Tube“ werden im folgenden beispielhaft dargestellt.

**Innerer Wärmeübergang**

Die Wärmedurchgangskoeffizienten, die auf Basis der gemessenen Temperatur  $T_{01}$  bestimmt wurden, sind in Abbildung 2 für die zwei Verdampfer und die Verdampfungstemperaturen  $T_0 = -8\text{ °C}$  und  $T_0 = -25\text{ °C}$  dargestellt.

Zur Verdeutlichung des Zusammenhanges zwischen dem Wärmedurchgangskoeffizienten und der Massenstromdichte wurden die Meßpunkte der beiden Ventilator-Luftkühler mit Ausgleichsgeraden wiedergegeben. Die Vergrößerung des Wärmedurchgangskoeffizienten ist auf die Innenberippung zurückzuführen, die zu einem besseren kältemittelseitigen Wärmeübergang führt. Für größere Massenströme nimmt der Einfluß der Innenberippung auf die Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten etwas ab.

Die Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten beim Ventilator-Luftkühlers „G“ gegenüber dem „R“ beträgt abhängig vom jeweiligen Meßpunkt zwischen 12 bis 21 %.

Die durchschnittliche Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten des Luftkühlers mit innenberipptem Rohr gegenüber dem glatten Rohr beträgt 17 %.

**Kältemittelseitiger Druckverlust**

In Abbildung 3 sind die kältemittelseitigen Druckverluste in Abhängigkeit vom Massenstrom für die zwei gemessenen Verdampfungstemperaturen gezeigt. Es wurden Druckverluste von 0,15 und 0,69 bar für Massenströme zwischen 74 bis 167  $\text{kg/m}^2\text{s}$  gemessen.

Der Prüfling „R“ weist gegenüber dem „G“ aufgrund der Innenberippung für die aufgenommenen Meßpunkte einen zwischen 37–53 % höheren Druckverlust aus. Für konstante Massenstromdichte gilt, daß für die Verdampfungstemperatur  $T_0 = -25\text{ °C}$  größere Druckverluste als für  $T_0 = -8\text{ °C}$  im Verdampfer gemessen worden sind, die auf die höhere Viskosität und Dichte des Kältemittels bei tieferen Temperaturen zurückgeführt werden.

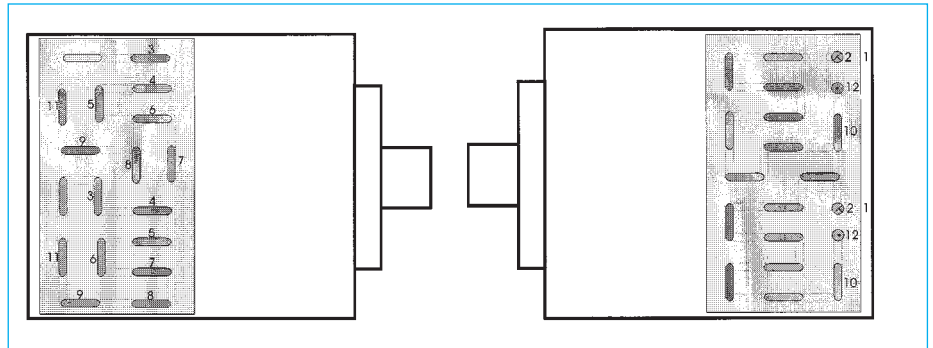


Abb. 5 Meßstellen an den Rohrbögen

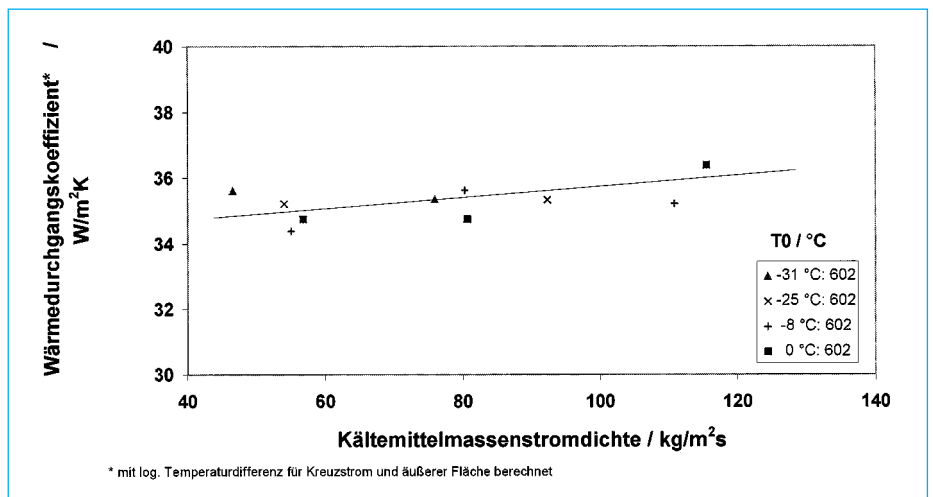


Abb. 6 Wärmedurchgangskoeffizient (FHV 602)

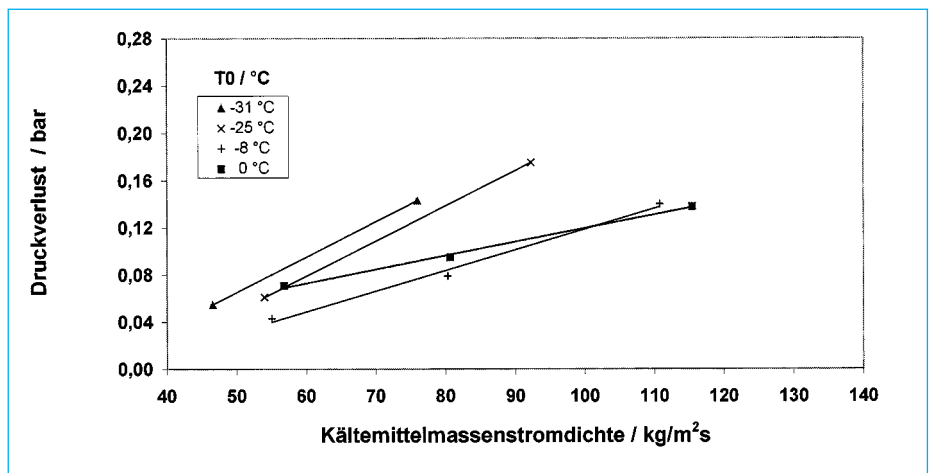


Abb. 7 Druckverlust (FHV 602)

**Öleinfluß**

Der Ölwurf lag im Bereich von 0,45 % bis 0,85 % und damit unterhalb des von der Norm ENV 328 verlangten Wertes von 1 %. Nach Durchführung des Dauerlaufversuches mit dem Ventilator-Luftkühler „R“

wurde eine weitere Leistungsmessung durchgeführt. Es konnte keine Verschlechterung des Wärmedurchgangskoeffizienten festgestellt werden.

**Prototypen**

Unter Berücksichtigung der erzielten Ergebnisse wurde ein Rohrtyp ausgewählt und ein neuer Gerätetyp entworfen. Das

Gerät, ein sogenannter „Hochleistungs-Luftkühler“ (FHV) sollte flach gestaltet sein, ein kleines Bauvolumen aufweisen und trotzdem eine hohe Leistung ermöglichen. Durch ein optimiertes Design und den Einsatz von innenberippten Rohren sollte dieses Ziel erreicht werden (s. Abb. 4, Tabelle 1). Das Kältemittel wurde mit einem Venturiverteiler auf zwei Kreise verteilt.

Es wurden Prototypen mit zwei verschiedenen Lamellenabständen gefertigt. Der Nachweis der Leistungsfähigkeit dieser neuen Geräte wurde mit Hilfe von Leistungsmessungen in Anlehnung an die EN 328 erbracht.

### Leistungsmessungen mit Prototypen

Die Leistungsmessungen wurden wie oben beschrieben durchgeführt. In Tabelle 2 werden die Temperaturbedingungen für den FHV 602 genannt.

Die Bestimmung der Kälteleistung der Verdampfer für die gewählten Versuchsbedingungen erfolgte mit jeweils genau eingestelltem Überhitzungsgrad. Zur Abschätzung des Einflusses des Überhitzungsgrades auf die Bruttokühlerleistung wurde die Messung FHV 602 für zwei verschiedene Überhitzungsgrade gemessen. Der Einfluß der Unterkühlung wurde ebenfalls ermittelt.

Zur Beurteilung der Verteilung des Kältemittelmassenstroms auf die beiden Kreise wird der Temperaturverlauf an den Rohrbögen gemessen. Die Anordnung der 24 Temperaturmeßstellen (Thermoelemente) an den Rohrbögen wird in Abbildung 5 gezeigt.

Die Druckverluste des Kältemittels innerhalb des Verdampfers bzw. des Verteilers wurden aus Differenzen zwischen den Kältemitteldrücken am Ein- und Austritt des Verteilers und am Austritt des Verdampfers bestimmt. Die Drücke wurden mit kalibrierten Aufnehmern zeitgleich und kontinuierlich gemessen.

Zur Messung der kältemittelseitigen Druckverluste des Gerätes wurden sowohl hinter dem Verteiler (inkl. Kapillarrohre) im Eintritt des Verdampfers als auch im Austritt des Verdampfers der Druck gemessen. Eine weitere Druckmessung vor dem Verteiler erlaubt Aussagen zum Druckverlust durch den Verteiler und die Kapillaren.

Für einen Vergleich der Ergebnisse mit anderen Messungen ist es sinnvoll, die Bruttokühlerleistung auf definierte Werte

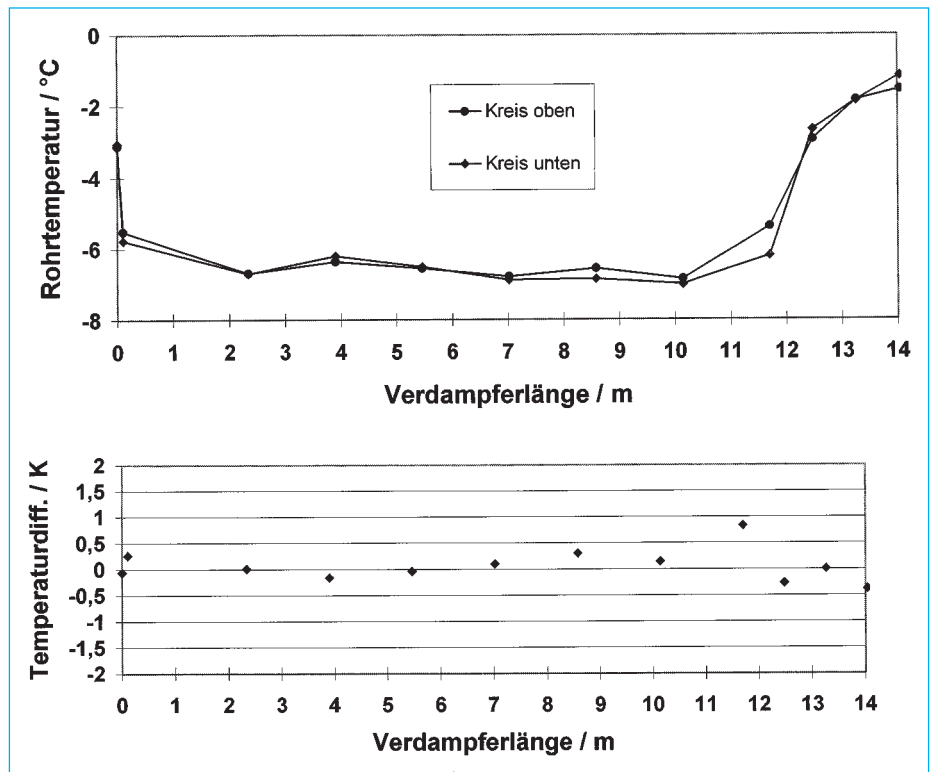


Abb. 8 FHV 602 – Typischer Temperaturverlauf der Kältemittelkreise (hier: Meß.-Nr. 122)

zu normieren. Die aus den Messungen ermittelten Leistungen wurden daher hinsichtlich

- der Eintrittstemperaturdifferenz,
- der der Unterkühlungstemperatur,
- der und des Überhitzungsgrades

korrigiert.

### Ergebnisse

In Abbildung 6 ist der Wärmedurchgangskoeffizient über der Kältemittelmassenstromdichte dargestellt. Die Messung mit der Netzfrequenz von 60 Hz für den Ventilator erbringt im Vergleich mit der Messung bei 50 Hz eine um 8,8 % höhere Leistung. Der Luftvolumenstrom wurde durch die höhere Drehzahl um etwa 13 % vergrößert.

In Abbildung 7 ist der kältemittelseitige Druckverlust im Verdampfer über der Kältemittelmassenstromdichte aufgetragen.

In Abbildung 8 wird der typische Temperaturverlauf entlang der Rohre gezeigt (für Meß.-Nr. 602 122). Die Temperaturdifferenz zwischen dem oberen und unteren Kreis beträgt im Mittel nur bis zu 0,3 K. Das entspricht der Unsicherheit der hierfür verwendeten Temperaturempfänger. Diese geringe Differenz ist ein Anzeichen für einen gut funktionierenden Verteiler bzw. eine zweckmäßig gewählte Rohr-führung im Lamellenblock.

### Zusammenfassung

Im Vergleich zu glatten Rohren läßt sich durch den Einsatz von innenberippten Rohren der innere Wärmeübergang bei der Verdampfung nachweislich deutlich verbessern. Die Ergebnisse bildeten die Grundlage für die Neuentwicklung „FHV Hochleistungs-Luftkühler“ im Hause Walter Roller GmbH & Co. Die energetische Bewertung des neuen Verdampfertyps erfolgte in Anlehnung an die Normen DIN 8955 bzw. ENV 328 für Verdampfungs-temperaturen zwischen 0 °C und -31 °C. □

#### Quellen

- [1] Lazarek, G. M.: Augmentation of two-phase heat transfer and pressure drop of refrigerants in horizontal tube. Int. J. Refr. 3 (1980) 5, S. 261-272.
- [2] Groß, Ulrich: Einfluß von Öl auf die Zwangskonvektion im Verdampferrohr. In: Ki Luft- und Kältetechnik, 1994, Nr. 6, S. 269-274.
- [3] Timm, E.; Arnemann, M.: Aufbau einer Versuchsanlage zur Messung der Leistung von Ventilator-Luftkühlern (Teil 1). In: KK - Die Kälte- und Klimatechnik, 1996, Nr. 1, S. 12-16.
- [4] Timm, E.; Arnemann, M.: Aufbau einer Versuchsanlage zur Messung der Leistung von Ventilator-Luftkühlern (Teil 2). In: KK - Die Kälte- und Klimatechnik, 1996, Nr. 2.
- [5] Arnemann, M.; Starp, P.; Wiescholke, F.: Energetische Bewertung von Ventilator-Luftkühlern mit den Kältemittelgemischen R 404A, R 407A, R 407C und R 507. In: KK - Die Kälte- und Klimatechnik, 1996, Nr. 11, S. 97-100.