



Jürgen Alber,
Geschäftsführer der LU-VE
Contardo Deutschland GmbH
in Stuttgart.



Dr. Ennio Macchi,
Professor am Politecnico di Milano
in Mailand.

Trockene Betriebsbedingungen sind für Luftkühler im realen Einsatz recht selten, denn etwas Luftfeuchtigkeit ist in kalten Räumen zumeist vorhanden. Die tatsächliche Leistung eines Luftkühlers sollte daher für realistische Betriebsbedingungen bestimmt werden, das heißt unter Berücksichtigung des Phasenwechsels des Wasseranteils in feuchter Luft (von gasförmig zu flüssig oder bei Wandtemperaturen unter 0°C von gasförmig zu fest). Es ist wohlbekannt, daß Reifbildung auf den Wärmeübertragerflächen die Leistung von Luftkühlern stark verschlechtert. Das Ausmaß und die

* Als Vortrag gehalten anlässlich der Deutschen Kälte-Klima-Tagung 1996 des DKV vom 20.-22. 11. 1996 in Leipzig.

Luftkühler-Leistungsverhalten mit vereister Oberfläche*

Jürgen Alber, Stuttgart und Ennio Macchi, Mailand

Geschwindigkeit der Leistungsabnahme hängen von sehr vielen Faktoren ab, zum Beispiel den Betriebsbedingungen des Kühlraums, d. h. die Lufttemperatur und die relative Luftfeuchtigkeit, den Eigenschaften des Kühlers nämlich die Geometrie des Wärmeaustauscherblocks, die Wärmeaustauscherfläche, der Lamellenabstand usw. sowie die Kennlinie des Ventilators und des Verdichters und viele mehr.

Wegen der großen Vielfalt von Faktoren, die Leistung beeinflussen, wäre es sehr schwierig, eine „durchschnittliche“ Leistung für einen Luftkühler mit Reifbildung zu definieren. Noch schwieriger wäre es, sie zu messen. Um Unsicherheiten und übermäßige Komplikationen bei Abnahmemessungen für Luftkühler zu vermeiden, wird in allen internationalen Normen die Nennleistung bei trockenen Betriebsbedingungen angegeben. So können stationäre Betriebsbedingungen erreicht und die Leistung mit der gewünschten Genauigkeit gemessen werden. Es bleibt dann den Herstellern überlassen, den Kunden mitzuteilen, wie sie vom Verhalten ihrer Geräte unter trockenen, stationären Bedingungen auf das Verhalten unter realen Betriebsbedingungen in feuchter Luft schließen können. LU-VE Contardo und das Politecnico di Milano arbeiten seit fast zehn Jahren in einem gemeinsamen Forschungsprogramm daran, den Einfluß von Reif auf die Leistung von Luftkühlern experimentell und theoretisch zu untersuchen. Es ist der Zweck dieses Artikels, einen Teil dieser Arbeiten kurz zusammenzufassen.

Physikalische Grundlagen

Die Physik der Reifbildung ist sehr komplex und wird in der Literatur gründlich behandelt. In Anbetracht der komplizierten Muster des Reifansatzes ist es nicht überraschend, daß die Wissenschaft bis jetzt noch keine allgemein akzeptierten Methoden angeben kann, mit denen der Einfluß von Reif auf die Leistung von Wärmeübertragern simuliert werden kann. Ja es besteht noch nicht einmal Einigkeit über die Korrelationen zur Bestimmung der thermophysikalischen Transporteigenschaften der Reifschicht. Diese aber sind der erste Schritt für die Entwicklung eines Berechnungsverfahrens für die Leistungsminderung durch Reifbildung. Wie anhand der Abbildungen 1 und 2 deutlich wird, ist die Streuung veröffentlichter Korrelationen für die Dichte und die Wärmeleitfähigkeit der Reifschicht dramatisch.

Betrachtet man den physikalischen Hintergrund, so erkennt man zwei Effekte der Reifschicht, die die Kühlerleistung besonders stark beeinflussen:

- Die Reifschicht auf der Wärmeübertragerfläche wirkt als Isolierung, die den thermischen Widerstand zwischen Luft und Kältemittel erhöht. Um diesen Effekt zu simulieren, sind Annahmen über die Dicke und die Wärmeleitfähigkeit der Reifschicht nötig.
- Die Reifschicht erhöht den luftseitigen Druckverlust im Wärmeaustauscher, wodurch der Luftdurchsatz vermindert wird. Die resultierende niedrigere Strömungsgeschwindigkeit der Luft vermindert dann nicht nur den Wärmeübergangskoeffizienten von der Wand an die Luft, sondern sie vermindert auch die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Kältemitteltemperatur, die die treibende Kraft für den Wärmeaustausch ist.

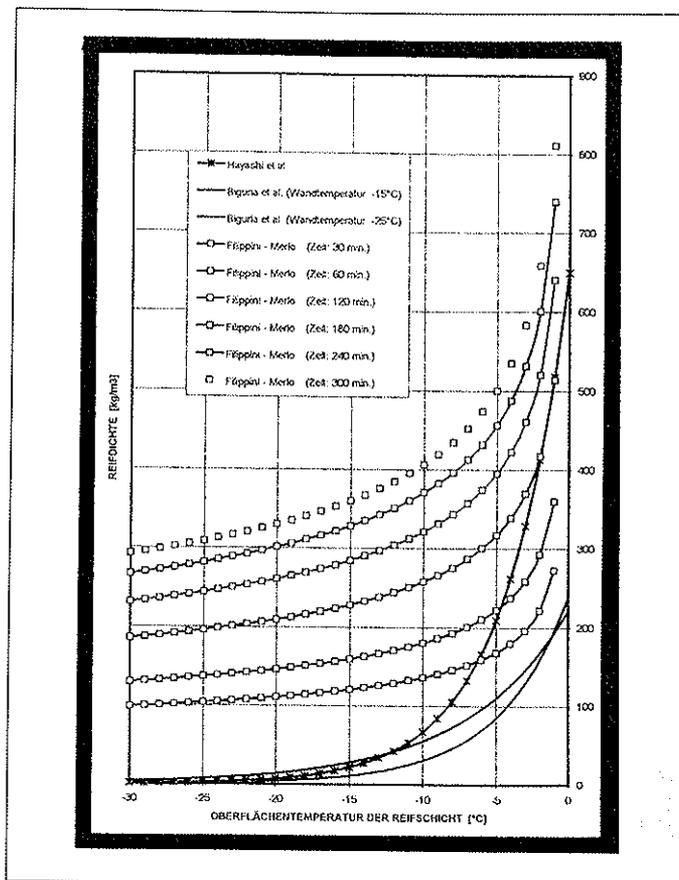
Diese beiden Effekte sind bei einem gut ausgelegten Luftkühler mit guter Anpassung der Kennlinie des Ventilators an die Druckverlustcharakteristik des Wärmeaustauscherblocks in etwa gleich groß. Das zeigt sich in Abb. 3, in dem die Leistung eines Luftkühlers in Abhängigkeit von der mittleren Dicke der Reifschicht dargestellt ist. Drei Kurven wurden berechnet: Für Kurve a) wurden nur die Isolationseffekte betrachtet, während der erhöhte luftseitige Strömungswiderstand infolge der Reifbildung vernachlässigt wurde. Für Kurve b) wurde dagegen nur die veränderte luftseitige Strömungsgeschwindigkeit berücksichtigt, indem die Wärmeleitfähigkeit der Reifschicht als sehr hoch angenommen wurde. Kurve c) wurde unter Berücksichtigung beider Effekte berechnet.

Es gibt darüberhinaus noch weitere mit der Reifbildung zusammenhängende Effekte, die für eine genauere Modellbildung ebenfalls einbezogen werden sollten:

Wegen des Phasenwechsels ist der Wärmeübergangskoeffizient von der Luft an die Wand besser als bei trockenen Bedingungen. Zu Beginn der Reifbildung wird die Leistung von Luftkühlern dadurch sogar verbessert. Das wird deutlich, wenn man die „trockene“ Leistung aus Abb. 3 mit den Werten bei Reifansatz vergleicht. Das Verhältnis von „feuchter“ zu „trockener“ Leistung ist dabei vor allem eine Funktion der Lufttemperatur und der Luftfeuchte, wie aus Abb. 4 deutlich wird. Es ist bemerkenswert, daß das Verhältnis bei relativ hohen Temperaturen deutlich größer als eins ist.

Die Reifablagerung auf den Wärmeübertragerflächen ist nicht gleichförmig, da sie sehr stark von den unterschiedlichen Wandtemperaturen abhängt, so finden sich dickere Schichten stets in der Nähe der Rohroberfläche, die eine geringere Temperatur als die Lamellen aufweist; desweiteren kann die Überhitzung des Kältemittels die Reifbildung auf den ersten Reihen des Verdampferblocks verhindern, usw. Ein weiterer Faktor ist der thermodynamische Zustand der Luft und ihre Geschwindigkeit sowohl die absolute Feuchte als auch die Temperatur der Luft verändern sich vom Eintritt zum Austritt. Ebenfalls kann die Geschwindigkeitsverteilung im Wärmeaustauscherblock ungleichförmig sein. Die Reifbildung verändert die Geometrie des Wärmeaustauschers vor allem

Abb. 1 Reifdichte – Vergleich verschiedener Korrelationen aus der Literatur.



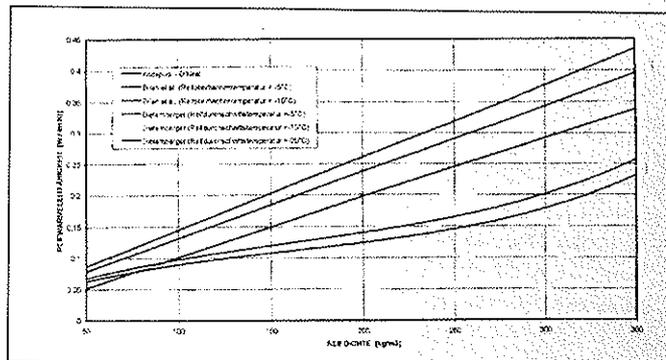
in bezug auf die Oberflächenrauigkeit, die den Wärmeübergangskoeffizienten und den Widerstandsbeiwert der Strömung beeinflusst.

Wegen der reifbedingten Veränderung der Kühlerleistung ändert sich auch der Durchsatz auf der Kältemittelseite, was wiederum den kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten verändert. Das von LU-VE Contards und dem Politecnico di Milano entwickelte Berechnungsverfahren für die Leistung von Luftkühlern bei Reifbildung besteht – vereinfacht ausgedrückt aus den folgenden Schritten:

„Trockene“-Leistung.

Bestimmung von Korrelationen für den luftseitigen Wärmeübergang und Strömungswiderstand: Hinreichend genaue Korrelationen können nur experimentell bestimmt werden, vor allem, wenn fortschrittlich, geformte Wärmeübertragerflächen zum Einsatz kommen. Die Experimente werden in einem Windtunnel (Abb. 5) durchgeführt, wobei Wasser als Wärmeträgerfluid in den Rohren des Wärmeaustauscherblocks verwendet wird. Der Gesamt-Wärmedurchgangskoeffizient wird gemessen und der wasserseitige Wärmeübergangskoeffizient

Abb. 2 Wärmeleitfähigkeit von Reif. – Vergleich verschiedener Korrelationen aus der Literatur.



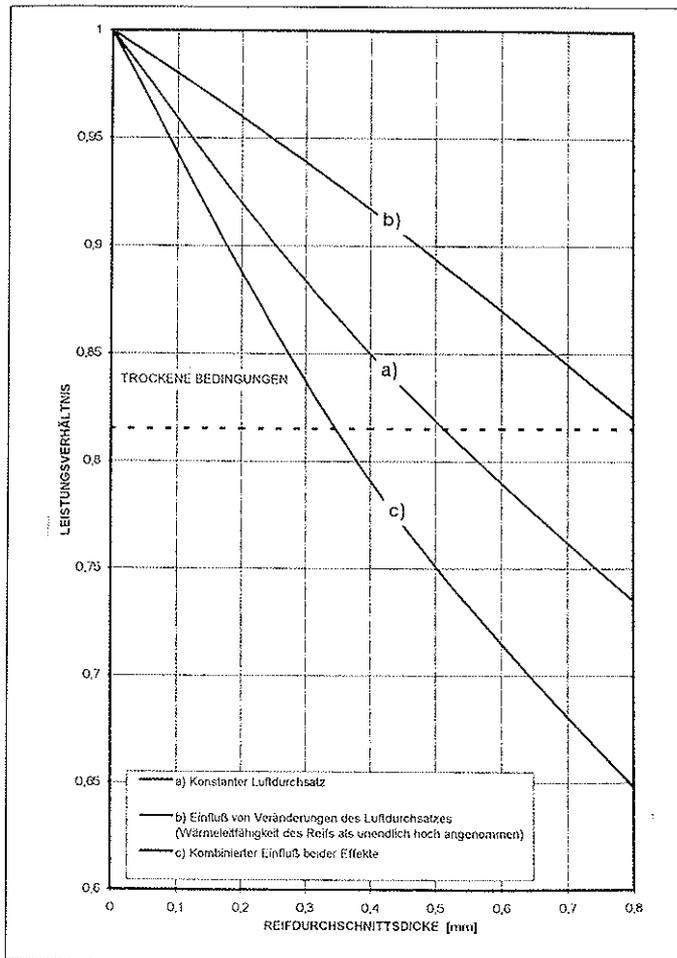


Abb. 3 Relative Veränderung der Leistung eines Luftkühlers als Funktion der Dicke der Reifschicht (die gestrichelte Kurve gilt für trockene Betriebsbedingungen. a) Konstanter Luftdurchsatz. b) Einfluß von Veränderungen des Luftdurchsatzes (Wärmeleitfähigkeit des Reifs als unendlich hoch angenommen). c) Kombiniertes Einfluß beider Effekte.

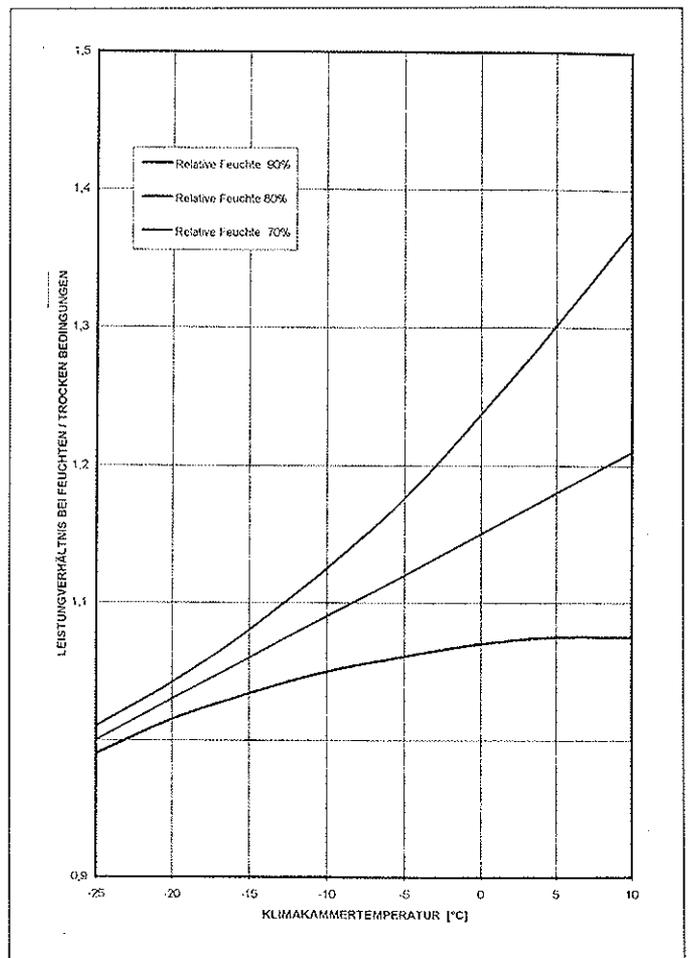


Abb. 4 Berechnetes Verhältnis der feuchten zur trockenen Leistung zu Beginn der Reifbildung, ausgedrückt als Funktion der Lufteintrittstemperatur und der relativen Feuchte.

wird mittels wohlbekannter Korrelationen berechnet. Dann kann der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient unter Einschluß des Rippenwirkungsgrades aus diesen beiden Werten bestimmt werden.

Auch für die Korrelationen für den Wärmeübergangskoeffizienten an der Rohrrinnenwand sind die Daten aus der Literatur nicht zuverlässig genug, um alle Bedingungen abzudecken, die in einem modernen Luftkühler auftreten können. Der Versuchsaufbau (Abb. 6), erlaubt die direkte Messung des internen Wärmeübergangskoeffizienten und den Widerstandsbeiwert bei verschiedenen Massenströmen. Auch innenberippte Rohre können untersucht werden. Als Wärmeträgerflüssigkeiten kommen auch neue Kältemittel, zeotrope Gemische, hochviskose Glykole usw. zum Einsatz.

Ventilatorcharakteristiken

Die Beziehung zwischen Luftdurchsatz und Druckdifferenz für Ventilatoren wird experimentell in einem Windtunnel ermittelt. Luftdurchsatzmessungen unter trockenen Bedingungen werden danach durchgeführt, um auch den Einfluß des Kühlergehäuses auf den Durchsatz zu berücksichtigen. Sobald zuverlässige Korrelationen für den internen und externen Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt wurden und der Luftdurchsatz genau gemessen wurde, erlauben einfache theoretische Berechnungen dem Konstrukteur, die trockene Leistung eines Luftkühlers sehr genau vorherzusagen. Die so berechneten Werte stimmen im allgemeinen mit direkten Messungen der Luftkühlerleistungen in Klimakammern bis auf 1–2 % überein.

Einfluß der Reifbildung

Ein Computerprogramm zur Simulation des Einflusses der Reifbildung wurde entwickelt, das auf einfachen Hypothesen beruht und daher eine Anpassung durch Experimente erforderte.

- Das instationäre Verhalten des Kühlers wird als Folge von stationären Zuständen zu vorgegebenen Zeitpunkten berechnet.
- Die zeitliche Veränderung der äußeren Randbedingungen kann vom Benutzer vorgegeben werden, indem verschiedene Annahmen getroffen werden. Es können konstante Eintrittsbedingungen für die Luft vorgegeben werden, nämlich Feuchtigkeit und Temperatur, bei gleichzeitiger Annahme einer konstanten Verdampferoperatortemperatur. Stattdessen kann auch die Wärme- und Wasserbilanz der Klimakammer aufgestellt und das Verhalten

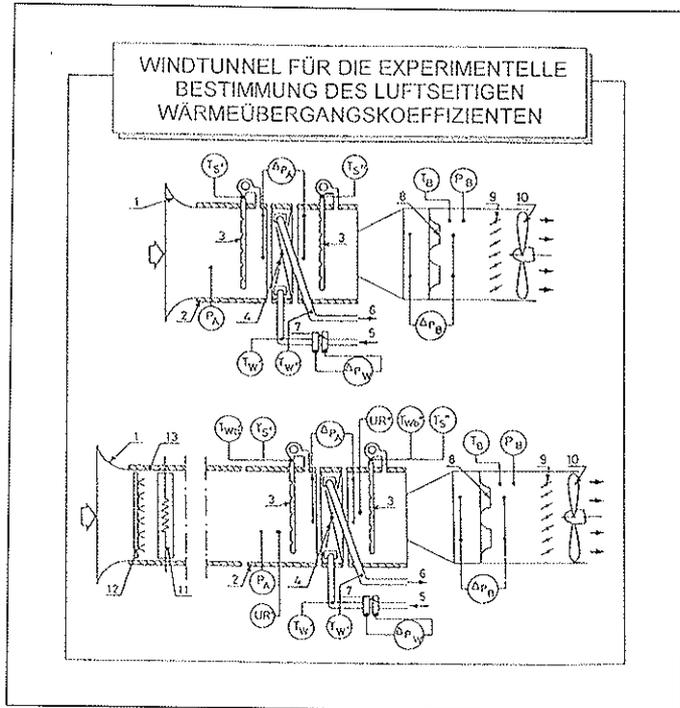


Abb. 5 Der Windtunnel für Messungen des Wärmeübergangs an Lamellen. Er kann mit trockener und mit feuchter Luft betrieben werden. Anlagenschema.

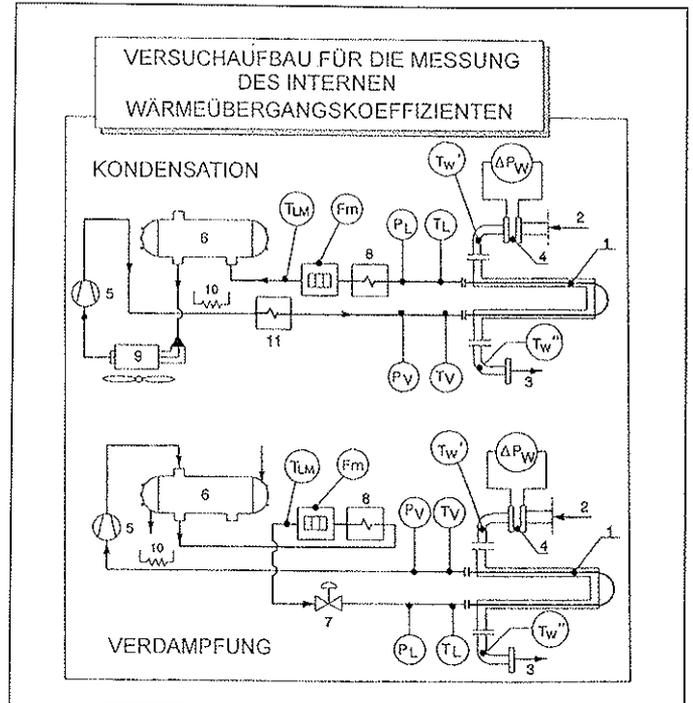


Abb. 6 Der Versuchsaufbau für die Messung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohrinnenfläche. Der Wärmeübergangskoeffizient und der Widerstandsbeiwert können sowohl für die Verdampfung und die Kondensation als auch für einphasige Strömungen von einfachen Stoffen oder von zeotropen Gemischen gemessen werden. Anlagenschema.

des Kühlkreislaufs (Verdichter, Verflüssiger, Expansionsventil) unter Einbeziehung der Regelungsstrategie simuliert werden.

- Die stationäre Berechnung des Luftkühlers mit Reifbesatz wird dann nach einem „konventionellen“ Verfahren gemäß der folgenden Annahmen durchgeführt:

Berechnung der Luftströmung

- Zur Berechnung des Luftdurchsatzes werden die Kennlinie des Ventilators und der Widerstandsbeiwert des reifbedeckten Wärmeaustauscherblocks berücksichtigt.

- Der Druckverlust des trockenen Wärmeübertragerblocks wird modifiziert, indem sowohl die Verminderung des freien Querschnitts infolge der Reifbildung, als auch die Erhöhung des Reibungsdruckverlusts durch die größere Rauigkeit der Reifschicht berücksichtigt wird.

- Die Verminderung des freien Strömungsquerschnitts wird bestimmt, indem mit den Daten aus dem jeweils vorhergehenden Zeitschritt die Masse des neugebildeten Reifs durch seine Dichte geteilt, und das resultierende Volumen auf die Wärmeübertragerfläche verteilt wird. Dazu ist eine em-

pirische Korrelation für die Reifdichte als Funktion der Betriebsbedingungen und eine empirische Regel für die Verteilung des neugebildeten Reifs zwischen Rohroberfläche und Lamellen erforderlich.

- Die Erhöhung des Widerstandsbeiwertes für die Luftströmung muß mit Hilfe einer empirischen Korrelation bestimmt werden.

Berechnung des Wärmeübergangs

- Der Wärmeübergangskoeffizient an der Lamellenoberfläche wird bestimmt, indem die Beziehung für trockene Betriebsbedingungen durch die Einbeziehung der folgenden Effekte modifiziert wird:

- die Veränderung der Geschwindigkeit der Luftströmung, diese ergibt sich einerseits aus der veränderten Luftströmung und andererseits aus dem verminderten freien Querschnitt;

- der Einfluß des Phasenwechsels auf den Wärmeübergang – eine veränderte Version der sogenannten „potential enthalpy“ – Theorie wird verwendet;

- die Veränderung der Oberflächenrauigkeit durch die Reifschicht.

- Die Isolationswirkung der Reifschicht wird bestimmt, indem die Wär-

meleitfähigkeit der Reifschicht durch eine empirische Korrelation als Funktion der Betriebsbedingungen dargestellt wird. Die Dicke der Reifschicht wird als gleichförmig angenommen.

- Der sogenannte Rippenwirkungsgrad, der den Temperaturgradienten entlang der Lamellen berücksichtigt, wird leicht erhöht, um die durch die Reifschicht erhöhte Wärmeleitfähigkeit entlang der Lamelle zu berücksichtigen. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Kältemittelseite wird mit dem tatsächlichen Kältemittelstrom bestimmt.

Das oben umrissene Berechnungsverfahren enthält den Einfluß aller Phänomene, die mit der Reifbildung zusammenhängen und die Leistung des Luftkühlers beeinflussen, aber sie erfordert eine umfassende „Kalibrierung“ der verschiedenen, frei wählbaren Koeffizienten/Korrelationen, die für die Berechnung eingeführt wurden. Darunter insbesondere:

- die Eigenschaften der Reifschicht,
- die Veränderung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und des Widerstandsbeiwertes bei Reifansatz,
- die Reifverteilung zwischen Rohroberfläche und Rippen und

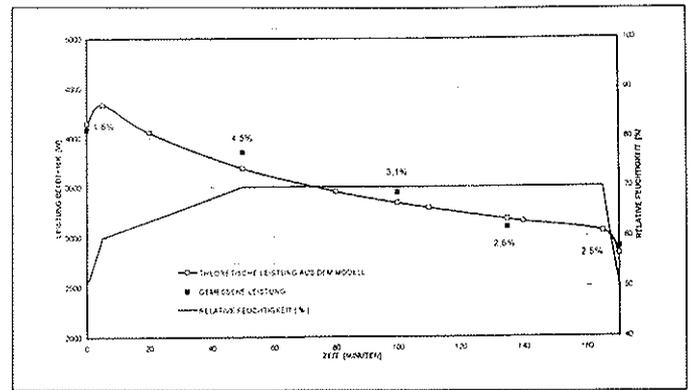
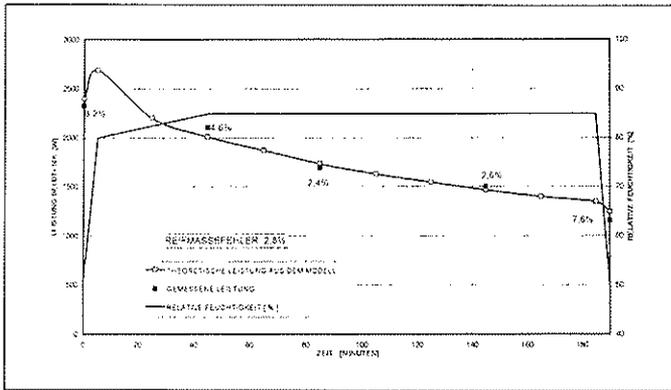


Abb. 7, 8 und 9 Zeitlicher Verlauf der Luftkühlerleistung bei Reifbildung. Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Werten.

• der Einfluß ungleichförmiger Verteilung der Reifschicht auf den Gesamtdruckverlust.

In einer umfangreichen Reihe von Experimenten wurden alle nötigen Daten gesammelt. An einer großen Zahl von Luftkühlern, die sich durch verschiedene Konstruktionsmerkmale unterscheiden, wurden Messungen durchgeführt. Fortschrittliche Geräte mit innen berippten Rohren und gewellten Lamellen, sowie konventionellere Geräte mit glatten Rohren und geraden Lamellen wurden untersucht. Der Lamellenabstand, die Anzahl der Rohre und die Ventilortypen wurden ebenfalls variiert. Nahezu der gesamte Bereich der Betriebsbedingungen industrieller Luftkühler wurde untersucht, nämlich Lufttemperaturen zwischen +5 und -25 °C bei einer relativen Luftfeuchtigkeit bis zu 90%.

Der Ablauf der Experimente kann wie folgt beschrieben werden:

• Ein oder zwei Luftkühler werden in einer Klimakammer aufgebaut, denn einige Experimente wurden mit zwei Luftkühlern durchgeführt, um verschiedene Modelle bei denselben Betriebsbedingungen miteinander zu vergleichen.

• Die Leistung wird zunächst unter trockenen, stationären Betriebsbedingungen gemessen. Die Güte der Messung wird überprüft, indem die in die Klimakammer eingebrachte Leistung mit der Leistung aus der Enthalpiedifferenz und dem Massenstrom im Kältemittelkreislauf verglichen wird. Außerdem werden die Meßwerte mit theoretischen Vorhersagen verglichen.

• Danach wird die Luftfeuchtigkeit in der Klimakammer mittels Wasserdampf erhöht. Temperatur und Luftfeuchtigkeit werden danach konstant gehalten.

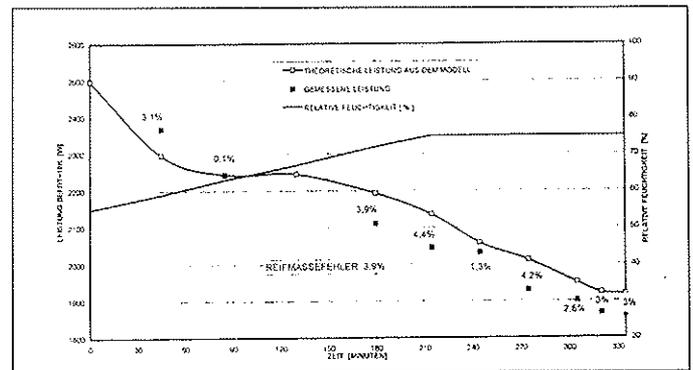
• Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels wird ebenfalls konstant gehalten, indem der Verdichter entsprechend geregelt wird.

• Die Überhitzung des Kältemittels wird mit einem Präzisionsexpansionsventil konstant gehalten.

• Der Verlauf aller bedeutsamen Parameter wird aufgezeichnet. Insbesondere werden die Veränderungen des Luftdurchsatzes durch Messung des Druckabfalls über den Wärmeaustauscherblock und die Veränderung der Leistungsaufnahme des Ventilator Motors bestimmt, während die Leistungsänderung des Kühlers aus dem Kältemittelmassenstrom und der Einlaß- und Austrittsenthalpie berechnet wird.

Am Ende des Versuchs wird die Reifschicht abgeschmolzen und die resultierende Wassermenge gewogen.

Aus dem Resultat von Experiment und Berechnung ergibt sich, daß die Korrelation für die Reifdichte den größten Einfluß hat. Sie beeinflußt direkt die Änderung des Druckverlusts und des Luftdurchsatzes und indirekt auch die thermische Isolationswirkung der Reifschicht. Sobald die richtigen Korrelationen für die Reifeigenschaften eingeführt sind und die anderen genannten



Parameter kalibriert sind, ist die Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation zufriedenstellend. Die Kalibrierung war dabei nahezu unabhängig von der Lufttemperatur und der Luftfeuchte sowie von den Eigenschaften des Wärmeaustauscherblocks und des Ventilators.

Die in den Abbildungen 7 bis 9 dargestellten Ergebnisse, bei denen die experimentelle und theoretische Veränderung der Kühlerleistung dargestellt sind, bestätigen diese Einschätzung.

Schlußfolgerungen

Der Mechanismus der Reifbildung und sein Einfluß auf die Leistung von Luftkühlern ist ein sehr komplexer Prozeß, der nicht rein theoretisch behandelt werden kann. Dieser Vortrag beschreibt den halb-empirischen Ansatz, der von Lu-Ve Contardo und dem Politecnico di Milano entwickelt wurde und der theoretische Modelle für die wichtigsten physikalischen Phänomene enthält, die mit der Reifbildung zusammenhängen, und somit die Kühlerleistung beeinflussen. Dieses Berechnungsverfahren erforderte einen ausgedehnten Kalibrierungsprozeß, der auf einer umfangreicher Reihe von Experimenten beruht.

Literatur

[1] Hayashi Y., Aoki A., Adachi S. und Hori K.: „STUDY OF FROST PROPERTIES CORRELATING WITH FROST FORMATION TYPES“, Journal of Heat Transfer, Vol. 99, 5/1977.
 [2] Tokura I., Saito H. und Kishinami K.: „STUDY OF THE PROPERTIES AND GROWTH RATE OF FROST LAYERS ON COLD SURFACES“, Journal of Heat Transfer, Vol. 105, 11/1983.
 [3] Biguria G. und Wenzel A.L.: „MEASUREMENT AND CORRELATION OF WATER FROST THERMAL CONDUCTIVITY AND DENSITY“, Industrial and Chemical Engineering, Vol. 9, 1. 2. 1970.
 [4] Filippini S.: „STUDIO TEORICO E SPERIMENTALE DELL'INFLUENZA DELLA FORMAZIONE DI BRINA SULLE PRESTAZIONI DEGLI

AEROVAPORATORI“, Graduation Thesis, Politecnico di Milano, 1994/95.
 [5] Merlo U.: „ANALISI SPERIMENTALE DELLO SCAMBIO TERMICO BIFASE ALL'INTERNO DI TUBI LISCI E TURBOLENZIATI“, Graduation Thesis, Politecnico di Milano, 1994/95.
 [6] Brian P.L., Reid R.C. und Shah Y.T.: „FROST DEPOSITION ON COLD SURFACES“, Industrial and Chemical Engineering, Vol. 9, N.3, 1970.
 [7] Bettanini E.: „TRASMISSIONE DEL CALORE IN SUPERFICI BRINATE“, La Termotecnica, 5/95.
 [8] Diertenberger A. M.: „GENERALIZED CORRELATION OF THE WATER FROST THERMAL CONDUCTIVITY“, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 26, N. 4, 1983.

[9] Kondepudi S. N. und O'Neal D. L.: „PERFORMANCE OF FINNED TUBE HEAT EXCHANGER UNDER FROSTING CONDITIONS: SIMULATION METHOD“, International Journal of Refrigeration, Vol. 16, N.3, 1993.
 [10] Lozza G., Macci. Und Perfetti, C.: „METODOLOGIE DI OTTIMAZIONE ENERGETICA NELLO SVILUPPO DI EVAPORATORI E CONDENSATORI AD ARIA“, Atti della „European Conference of Technological Innovations in Food Industry Refrigeration“, Casale Monferrato, 1988.
 [11] Macchi E., Solaro M. und Perfetti, C.: „EXPERIMENTAL AND THEORETICAL STUDIES ON THE INFLUENCE OF FROST FORMATION OF EVAPORATION HEAT SURFACES“, Proceedings of „Recent Advances in Heat Exchangers“, European Forum of Competitive Technology, Grenoble, 1988, pp.157-166.



Zum letzten Mal sei dem scheidenden DKV-Vorsitzenden Dipl.-Ing. Eckart Prandner dieser Fotoplatz neben dem Titel des Berichtes über eine DKV-Mitgliederversammlung gewährt. Seine Amtszeit ist zu Ende, glücklicherweise hat er in seinem bisherigen Stellvertreter, Herrn Dr.-Ing. Rainer Jakobs, den wohl richtigen Nachfolger „gefunden“. Etwas schade für Prandner, jetzt kann er nicht mehr (offiziell) delegieren und muß sich das ihm hier (traditionell) von Dr. Paul (das ist das „Wasser als natürliches Kältemittel Jo Paul“) zum Ende der MV dargebrachte Bier künftig als DKV-Altvorsitzender selber kaufen. C'est la vie!

„Sie sehen heute einen völlig entspannten Vorsitzenden hier in Leipzig, denn mit Abschluß dieser Tagung ist auch meine Amtszeit rum.“ Mit diesen humorvollen Worten begrüßte Dipl.-Ing. Eckart Prandner viele DKV-Mitglieder, aber auch international vertretene Gäste am Mittwoch abend, den 20. November 1996 im Ballsaal „A“

Mitgliederversammlung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Verein e. V. (DKV) am 20. November 1996 in Leipzig

Rainer Jakobs neuer DKV-Vorsitzender

DKV-Ehrung von Prof. Dr.-Ing. Helmut Lotz mit der Rudolf-Plank-Medaille

– so die genaue Bezeichnung – des Hotels Intercontinental in Leipzig. Es war Bußtag, und dieser nach wie vor ein Feiertag im Bundesland Sachsen.

Aus Sicht des DKV nichts zu büßen (die vormaligen Aktivitäten im Deutschen Alpenverein entziehen sich einer vergleichbaren Wertung) hatte der scheidende DKV-Vorsitzende Eckart Prandner, er hat in den zurückliegenden 4 Jahren seine DKV-Arbeit gut gemacht und vor allem sein Ziel, die flächendeckende Wirksamkeit des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins e. V. in Deutschland zu erhöhen, (fast) erreicht. Pingelig und akribisch genau: Es fehlen noch DKV (Unter)Bezirksvereine in Mecklenburg-Vorpommern und im Saarland.

In seinem Jahresbericht konnte denn auch Prandner „locker“ darauf hinweisen, daß sich im zurückliegenden Jahreszeitraum 1995/1996 „nichts besonders Aufregendes und nichts beson-

ders Spektakuläres“ im Zusammenhang mit der Vereins-Arbeit ereignet habe. „Wir haben ein paar Mitglieder mehr“, konstatierte Prandner – es sind jetzt mehr als 1300 –, tatsächlich hatte der DKV-Vorsitzende am Zuwachs aber wohl keinerlei Anteil, denn auch die hierfür notwendige Mitgliederwerbung hat er an andere delegiert. Aber auch dies zeichnet ihn aus. Anteil hat er aber jetzt an der DKV-Alten-Quote 18,1 %. Das sind die über 60 Jahre alten DKV-Mitglieder, zu denen Eckart Prandner seit dem 27. Oktober nun auch zählt. Alt und vorbei ist auch sein DKV-Vorsitz. Und damit man ihn nicht so schnell vergißt, begleitet er die DKV-Arbeit nun 4 Jahre lang mit dem Titel „Altvorsitzender“ – und da gibt es nichts mehr zu delegieren. Das muß man ihm mal sagen.

Rainer Jakobs und Harald Kaiser führen den DKV in das Jahr 2000 hinein, Frank Rinne löst Bert Stenzel als Obmann von AA II.2 ab Nach „18 Jahre Kruse-Ochsentour“ (Zitat Dr. Jakobs) hat sich Dr.-Ing. Rainer Jacobs Stufe für Stufe die DKV-