

BEITRAG ZUR BERECHNUNGSMETHODE DES NASSEN WÄRMEAUSTAUSCHES

Von

Z. MOLNÁR

Lehrstuhl Nr. 1 für Heizung, Lüftung und Bauinstallation, Technische
Universität, Budapest

(Eingegangen am 7. Mai 1969)

Vorgelegt von Prof. Dr. Á. MACSKÁSY

Durch den nassen Wärmeaustausch kann die Befeuchtung oder Trocknung sowie die Kühlung und Heizung der Luft in einfacher Weise durchgeführt werden. Aus diesem Grunde wird für eine große Gruppe der Klimaanlagen der nasse Wärmeaustausch benutzt. Die Kenntnis dieses Vorganges ist daher von großer praktischer Bedeutung.

Die Probleme hinsichtlich der nassen Wärmeaustauscher werden u. a. in den Arbeiten [1—4] ausführlich behandelt. Hier wird zunächst die Frage untersucht, von welchen Faktoren Wärme- und Stoffaustausch abhängig sind und in welcher Weise der günstigste Endzustand zu erreichen ist. Zur Kennzeichnung des Endzustandes des nassen Wärmeaustausches werden die sogenannten Wirkungskoeffizienten eingeführt, die sich aus den verschiedenartigen Verknüpfungen der einzelnen Zustandsgrößen ergeben.

Zur Bestimmung der Werte der Wirkungskoeffizienten wurden Messungen durchgeführt und die Resultate als Funktionen gewisser Faktoren verarbeitet, die mit den Verhältnissen im nassen Wärmeaustauscher verbunden sind. Bei diesen Faktoren spielen die »Wasser-Luftzahl« ε , ferner die konstruktiven und strömungstechnischen Bedingungen der Sprühkammer die wichtigsten Rollen.

In der Klimapraxis sind u. a. folgende Gleichungen gebräuchlich. Nach [4] werden die relative Enthalpieänderung bzw. nach [3] der Abkühlungsgrad:

$$\lambda = \frac{i_e - i_v}{i_e - i_{wet}} \quad (1)$$

und nach [3] der Befeuchtungsgrad

$$\mu = \frac{\varphi_v - \varphi_e}{100 - \varphi_e} \quad 2$$

verwendet. Deren Werte werden in Abhängigkeit von ε und von den Kennwerten der Kammer (Richtung der Zerstäubung, Luftgeschwindigkeit, Anzahl der Kammern, usw.) in Diagrammen dargestellt [2—4].

Die in den Gleichungen (1) und (2) angewendeten Bezeichnungen sind: i_{wet} — Enthalpie der gesättigten Luft von Wassereintrittstemperatur [kcal/kg]; die weiteren Bezeichnungen sind aus dem Mollier-i, x -Diagramm in Abb. 1 eindeutig ersichtlich. Die »Wasser-Luftzahl« ist durch die Gleichung

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_l} \quad (3)$$

definiert, wo

$\dot{m}_w$ — [kg/h] Massenstrom des in die Sprühkammer eingeleiteten Wassers;

$\dot{m}_l$ — [kg/h] Massenstrom der in die Kammer eingeleiteten Luft bedeuten.

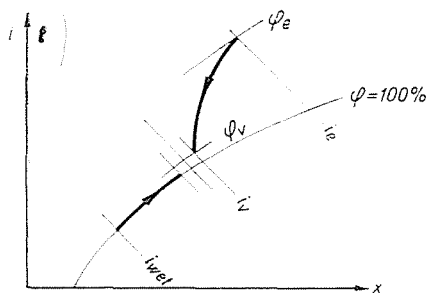


Abb. 1

Ein wesentliches Ergebnis der erwähnten Untersuchungen ist, daß für die Dimensionierung der nassen Wärmeaustauscher zwei Kennwerte erhalten werden konnten, die für die eindeutige Bestimmung im Mollier-i, x -Diagramm für feuchte Luft notwendig sind.

Im weiteren befassen wir uns mit einer erweiterten Deutung des Abkühlungsgrades.

Analyse des Abkühlungsgrades

Die Gleichung für den Abkühlungsgrad läßt sich für den Fall der Gleichstromzerstäubung mit den Bezeichnungen nach Abb. 2 auch in folgender Form schreiben:

$$\lambda = \frac{i_e - i_v}{i_e - i_{wet}} = \frac{\Delta i_l}{\Delta i_\delta}, \quad (4)$$

Ein Teil der vollen Enthalpieänderung Δi_δ ergibt sich aus dem über die Temperaturänderung des Wassers bestimmten Δi_w , wofür gilt:

$$\Delta i_w = \Phi_{c_w} \Delta t_w \quad (5)$$

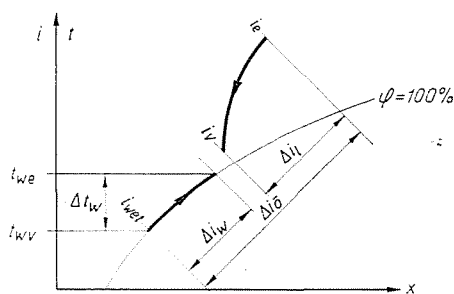


Abb. 2

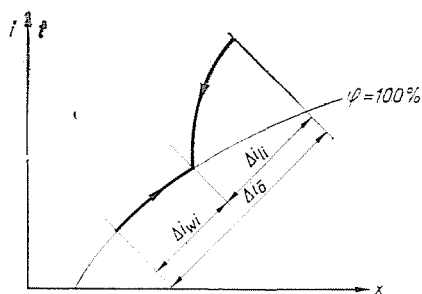


Abb. 3

Der Faktor Φ ist eine Funktion der Kurve $\varphi = 100\%$, doch ist er in verschiedenen Teilen des i, x -Diagrammes mit einem guten Durchschnittswert bestimmbar.

Da nur unter besonderen Umständen

$$\Delta i_\delta = \Delta i_{li} + \Delta i_{wi} \quad (6)$$

ist (im folgenden wird dieser Idealfall nach Abb. 3 durch den Index i gekennzeichnet), gilt für die wirklichen Fälle:

$$\Delta i_\delta = \frac{\Delta i_l + \Delta i_w}{\omega} = \frac{\Delta i_l + \Phi c_w \Delta t_w}{\omega} \quad (7)$$

Der Gütefaktor ω drückt hierbei die Abweichung vom Idealfall aus. Diesen Wert in Gleichung (4) eingesetzt, ergibt:

$$\lambda = \frac{\Delta i_l}{\Delta i_l + \Phi c_w \Delta t_w} \omega \quad (8)$$

Wir können ferner die für den Wärmeaustausch gültigen Gleichungen

$$\dot{m}_w c_w (t_{wv} - t_{we}) = \eta_h \dot{m}_i (i_e - i_v) \quad (9/a)$$

bzw.

$$c_w \varepsilon \Delta t_w = \eta_h \Delta i_i \quad (9/b)$$

benutzen, wobei η_h als Wirkungsgrad der Kammer [3] angibt, wie groß die durch die Kammerwände mit der Umgebung ausgetauschte Wärmemenge ist.

Wird für die Kammer eine sehr gute Wärmeisolation vorausgesetzt, d. h. $\eta_h \cong 1, 0$; so erhält die Gleichung (8) unter Anwendung der Gleichung (9/b) die Form:

$$\lambda = \frac{c_w \varepsilon \Delta t_w}{c_w \varepsilon \Delta t_w + \Phi c_w \Delta t_w} \omega = \frac{\varepsilon}{\varepsilon + \Phi} \omega \quad (10)$$

Das Ergebnis ist demnach, daß der Abkühlungsgrad durch den im i, x -Diagramm ermittelten Wert Φ , die »Wasser-Luftzahl« ε und einen neuen Faktor ω bestimmt wird. So erhält die »Wasser-Luftzahl« im Abkühlungsgrad eine selbständige Rolle und die Kennwerte der Kammer (Richtung der Zerstäubung, Luftgeschwindigkeit, Zerstäubungsfeinheit usw.) müssen durch dem Faktor ω berücksichtigt werden, der somit den Gütegrad der Kammer ausdrückt.

Die Wirkung der »Wasser-Luftzahl« ist auf Grund von Gleichung (10) klar zu erkennen. Für $\varepsilon = \infty$ kann $\lambda = 1$ nur dann verwirklicht werden, wenn die konstruktive Ausbildung der Kammer sehr vorteilhaft, d. h. $\omega = 1$ ist; während für $\varepsilon = 0$ auch $\lambda = 0$ gelten wird.

Auch die Charakteristik der Kammer erhält eine selbständige Deutung und für $\omega = 1$ kann vom Idealfall gesprochen werden, d. h.

$$\lambda_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon + \Phi} \quad (11)$$

Die »Wasser-Luftzahl« bestimmt also offensichtlich den idealen Zustand (Abb. 3) eindeutig, der sich in der Gleichstromkammer einzustellen trachtet. Dieser wird dann durch den Gütefaktor ω auf den tatsächlichen Zustandswert korrigiert.

Für eine Gleichstromkammer ergeben sich die Extremwert $\omega = 0$ und $\omega = 1$. Im Falle einer ein- oder mehrstufigen Gegenstromkammer kann auch $\omega > 1$ vorkommen (Abb. 4). Soll auch bei Gegenstromzerstäubung nur $\omega = 1$ als der größtmögliche Wert zugelassen werden, so ist im Nenner des Abkühlungsgrades die größtmögliche Enthalpieänderung der Luft und des Wassers als Eigenmaßstab einzuführen. Das ist jedoch nur eine Frage der Anschauung, da auch ohnedies klar ersichtlich ist, daß ein hinsichtlich des Wärmeaustausches günstiger gestaltetes Gerät durch einen größeren Wert von ω gekennzeichnet wird.

Die Werte von ω sind aus den Meßergebnissen zurückzurechnen; seine Parameter sind die erwähnten Kennwerte der Kammer, mit Ausnahme der »Wasser-Luftzahl«.

Die gerechtfertigte Selbständigkeit der »Wasser-Luftzahl« ε läßt sich auch durch folgende Überlegung beweisen. Bei dem nassen Wärmeaustausch sind von den Größen in Gleichung (9/a) die Anfangstemperatur des Wassers t_{wv} sowie durch den Anfangszustand der Luft auch ihre volle Enthalpie i_e gegeben. Bei der Bestimmung der weiteren Faktoren können mehrere Alternativen getroffen werden.

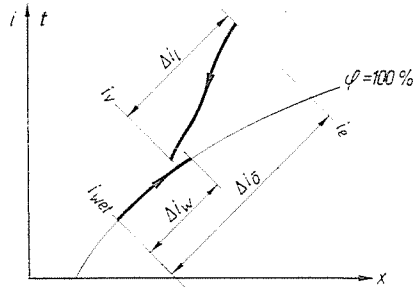


Abb. 4

Nach der einen Alternative können die Massenströme der zu behandelnden Luft $\dot{m}_l$ sowie des verwendbaren Wassers $\dot{m}_w$ gegeben sein und mit diesen auch der Wert der »Wasser-Luftzahl« ε . Unbekannt bleiben hiernach in Gleichung (9/a) nur die Endtemperatur des Wassers t_{wv} und die volle Enthalpie der Luft im Endzustand i_e . Der Wert von i_e kann nach gewissen Gesichtspunkten festgesetzt werden. Nachdem auch dies entschieden ist, ist damit ebenfalls der Wert von t_{wv} eindeutig festgelegt. Wird jedoch der Wert des Abkühlungsgrades λ angenommen, so muß hierbei der bereits bestimmte Wert für ε berücksichtigt werden, und es kann nur zwischen verschiedenartig ausgebildeten Geräten mit demselben Gütefaktor ω gewählt werden.

Nach einer anderen Alternative wird zunächst der Abkühlungsgrad angenommen und diesem gleich ein Wert ε zugeordnet, wodurch in Gleichung (9/a) auch die Endtemperatur des Wassers bestimmt ist.

Mit anderen Worten der Abkühlungsgrad muß immer mit der Wärmebilanzgleichung (9/a) zusammen angewendet werden. Die Annahme eines bestimmten Abkühlungsgradwertes schließt die Möglichkeit einer Änderung von ε aus, und es kann nur unter Kammerkonstruktionen mit dem gleichen Gütefaktor auf Grund von anderen Argumenten eine Wahl getroffen werden.

Analyse des Befeuchtungsgrades

Die obige Analyse der Gleichung (9/a) läßt sich noch weiter fortsetzen. Wird nämlich in diese Gleichung der Abkühlungsgrad als eindeutige Funktion der »Wasser-Luftzahl« eingeführt, so kann der andere Faktor, der den Endzu-

stand bestimmt, keine Funktion der »Wasser-Luftzahl« sein. Die wasserseitige Änderung wird übrigens schon durch die Werte von ω und ε eindeutig erfaßt, und daher muß für die Befeuchtung der Luft eine Funktion angegeben werden, in der nur andere, den Luftzustand bestimmende Faktoren mitwirken. Wird also der Abkühlungsgrad herangezogen, so kann im Befeuchtungsgrad die »Wasser-Luftzahl« keine Rolle spielen; vielmehr haben die Differenz der

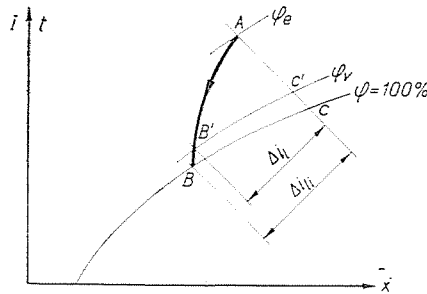


Abb. 5

Wasserdampf-Teildrücke der einströmenden Luft und der mit dem eingesprühten Wasser in Berührung stehenden gesättigten Luftschicht, ferner die Berührungsflächen, die Zeitdauer der Berührung, usw. eine Bedeutung. Diese Annahme kann nur durch weitere Untersuchungen bestätigt werden.

Es kann heute ausgesagt werden, daß mit grober Näherung, jedoch durch physikalische Erklärung nicht begründet, zwischen dem Gütefaktor ω und dem Befeuchtungsgrad μ eine Beziehung festzustellen ist.

Bei Gleichstromzerstäubung läßt sich unter Annahme einer Ähnlichkeit der ebenen Dreiecke ABC und AB'C' in Abb. 5, schreiben:

$$\mu = \frac{\varphi_v - \varphi_e}{100 - \varphi_e} \cong \frac{\Delta i_l}{\Delta i_{li}} \quad (12)$$

Da nach der früheren Deutung

$$\Delta i_l = \lambda \Delta i_{\bar{\theta}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon + \Phi} \omega \Delta i_{\bar{\theta}}$$

$$\Delta i_{li} = \lambda_i \Delta i_{\bar{\theta}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon + \Phi} \Delta i_{\bar{\theta}}$$

st, wird folglich

$$\mu \cong \frac{\Delta i_l}{\Delta i_{li}} = \omega \quad (13)$$

falls $\omega < 1$.

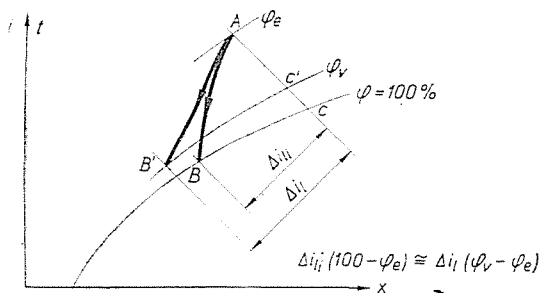


Abb. 6

Falls $\omega = 1$ wird $\mu = 1$ sein.

Bei Gegenstromzerstäubung mit $\omega > 1$ können die ebenen Dreiecke ABC und AB'C' in Abb. 6 mit grober Näherung als flächengleich angenommen werden und so gilt:

$$\mu = \frac{\varphi_v - \varphi_e}{100 - \varphi_e} \approx \frac{\Delta i_{li}}{\Delta i_l} = \frac{1}{\omega} \quad (14)$$

Diese Näherungen dürfen nur in der Umgebung des idealen Endzustandes, also im Falle eines hohen Befeuchtungsgrades zugelassen werden.

Zusammenfassung

Das dargelegte Verfahren wurde in einigen Fällen durch Zurückrechnung aus den Daten der unten angeführten Veröffentlichungen kontrolliert. Durch die Ergebnisse werden die Annahmen unterstützt und eine Anregung gegeben, die Meßdaten des nassen Wärmeaustausches im Interesse der Ausnutzung der sich ergebenden praktischen Vorteile des Verfahrens zu bearbeiten.

Literatur

1. MACSKÁSY, Á.—HALÁSZ, L.: Flächen- oder Naßluftkühler bei Klimaanlage. Periodica Polytechnica, Serie M. 2, (1958).
2. MACSKÁSY, Á.—MENYHÁRT, J.: Klímaberendezések (Klimaanlagen). Tankönyvkiadó, Budapest 1961.
3. MENYHÁRT, J.: Klímaberendezések (Klimaanlagen). Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1967.
4. RECKNAGEL—SPRENGER: Taschenbuch für Heizung und Lüftung. Verlag von Oldenbourg, München 1952.

Dr. Zoltán MOLNÁR, Budapest XI., Stoczek u, 2—4. Ungarn