Kühlschacht mit Entfeuchtung bei vertikal angeordneten Kunststoff-Kapillarrohrmatten und Schwerkraftbetrieb

Bernd Glück

Zur konvektiven Luftkühlung sind verschiedenartige Systeme auf dem Markt. Sie arbeiten fast ausschließlich mit berippten Wärmeübertragerflächen. Kunststoff-Kapillarrohrmatten haben die Vorteile, dass ihre Geometrie an die jeweiligen Einsatzbedingungen gut anpassbar ist, dass sie korrosionsfest sind und dass sie wegen der sehr kleinen Rohrdurchmesser über einen guten luftseitigen Wärmeübergang verfügen. Für die durch das Patent DE 19806207 (Fa. Clina) geschützte Schachtkonstruktion mit hängenden Kapillarrohrmatten wurde ein Algorithmus zur Leistungsberechnung für die trockene und nasse Luftkühlung entwickelt und experimentellen Befunden gegenübergestellt. Der Algorithmus und die Ergebnisse werden nachfolgend erläutert.

1. Systembeschreibung

In einem Schrank mit oberer Lufteintrittsöffnung und unterer Luftaustrittsöffnung werden hängend Kapillarrohrmatten nach *Bild 1* angeordnet. Diese werden von unten nach oben von Kaltwasser durchflossen. Die Luft im Schacht kühlt sich dadurch ab, ihre Dichte steigt gegenüber der Raumluft an, sodass ein positiver thermodynamischer Umtriebsdruck („Schwerkraftumtriebsdruck") entsteht. Es stellt sich ein Luftvolumenstrom ein, bei dem der Umtriebsdruck und der Druckverlust beim Durchströmen des Schachtes sich das Gleichgewicht halten. Die Stoffströme bewegen sich im reinen Gegenstrom zueinander. Folgende Gegebenheiten sind relevant:

- Der wasserseitige Wärmeübergang ist für eine erzwungene Strömung sehr genau berechenbar. Bei Kapillarrohren stellt sich in der Regel eine laminare Strömung ein.
- Die Luftströmung im Schacht bewirkt eine erzwungene Konvektion am Rohrbündel. Sie ist in Abhängigkeit der Geschwindigkeit abschnittsweise relativ genau berechenbar.
- Der Luftstrom durch den Schacht und damit die Luftgeschwindigkeit im freien Querschnitt ist vom Dichteunterschied zwischen der Luft im Schacht und der Raumluft sowie vom Strömungswiderstand im Schacht einschließlich der Ein- und Austritte abhängig. Unsicher sind die theoretische Ermittlung der Strömungswiderstände und der Lufttemperatur im Schacht.
- Die experimentale Untersuchung überprüft stets nur die Kühlleistung als integrale Summe aller denkbaren Einflüsse. Bei zusätzlicher Entfeuchtung der Luft werden die Gesamtkühlleistung und der Kondensatanfall ermittelt, sodass ein noch komplexeres Ergebnis vorliegt. Damit ist eine Verifizierung der Einzeleinflüsse nicht möglich.
- Die aus den Variationsparametern (Geometrie und Anzahl der Kapillarrohrmatten, ihre Einordnung in den Schacht, Lage und Größe der Lufteintrittsöffnungen) folgende Vielfalt der Konstruktion erfordert zur Optimierung ein Rechenprogramm.

2. Berechnungsalgorithmus

Es sind die drei miteinander gekoppelten Fragestellungen zu beantworten: Kühlleistung, Entfeuchtungsleistung, Luftstrom durch den Schacht. Die Berechnung erfolgt iterativ gemäß *Bild 2*.

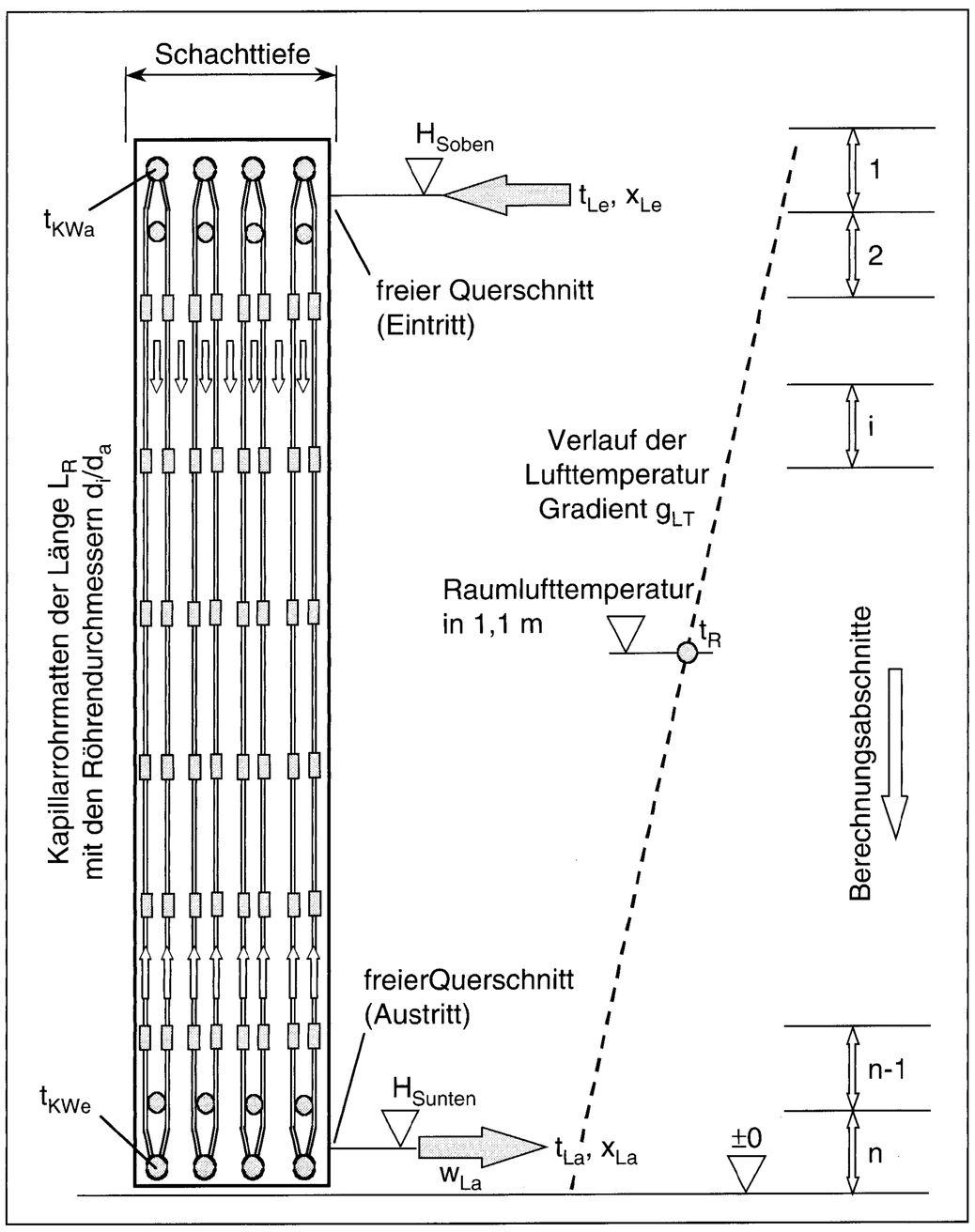

Bild 1. Schematischer Aufbau eines Kühlschachtes mit vertikal hängenden Kapillarrohrmatten und Kennzeichnung der wichtigsten geometrischen und wärmetechnischen Kenngrößen sowie Darstellung der Berechnungsabschnitte und deren Abarbeitungsverlauf.

Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, F + E(FH)TGA, Goethestraße 18, 08547 Jößnitz (Plauen) und Westsächsische Hochschule Zwickau.

Innere Iterationsschleife:

Die Wärmeübertragung zwischen dem Luft- und dem Wasserstrom wird üblicherweise mit Hilfe der Betriebscharakteristik nach *Bošnjaković* in Abhängigkeit der Stromart angesetzt. Grundsätzlich wäre auch in diesem Anwendungsfall diese Berechnungsbasis für Gegenstrom verwendbar. Die mit der Entfeuchtung der Luft veränderlichen Stoffwerte sind dann aber nur als integrale Mittelwerte einsetzbar. Zur Verbesserung der Genauigkeit wird eine numerische Vorgehensweise gewählt, indem man die Wärmeübertragerfläche in n Abschnitte (*Bild 1*) unterteilt.

- Die Berechnung beginnt am Lufteintritt (i=1). Die Temperaturdifferenz wird näherungsweise aus den beiden dort vorliegenden Temperaturen gebildet. Bei der Luft handelt es sich dabei um die Eintrittstemperatur t_{Le} und bezüglich des Kühlwassers um die Austrittstemperatur t_{KWa}. Die letztere wird zunächst geschätzt und im Verlauf einer inneren Iterationsschleife bestimmt.
- Die Wärmeströme und Entfeuchtungsleistungen sowie Luftzustände und Wassertemperaturen werden am jeweiligen Abschnittsende ermittelt. Die Berechnung der Stoffwerte für Wasser und feuchte Luft nach [2] sowie der Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten sind dabei eingeschlossen. Bei genügend feiner Unterteilung – beispielsweise n = 25 – wird die Gegenstromcharakteristik hinreichend genau abgebildet.

Äußere Iterationsschleife:

Es erfolgt die genaue Ermittlung des Luftdurchsatzes durch Abgleich des thermodynamischen Umtriebsdruckes und des Druckverlustes.

2.1 Modellierung des Wärmetransports

Der vertikale Temperaturverlauf der Raumluft folgt einem konstanten Lufttemperaturgradienten g_{LT} (*Bild 1*). Damit ist ausgehend von der Raumlufttemperatur t_R in der Referenzhöhe von 1,1 m die Lufteintrittstemperatur in die obere Schachtöffnung bestimmbar. Die Berechnungen der Wärmeübergangskoeffizienten stützen sich auf [1], die speziellen Zuschnitte sind nach [3] gestaltet. Wasser- und luftseitig werden die Wärmeübergangskoeffizienten fortschreitend für jeden Abschnitt i bestimmt, wobei für die Rohrströmung die Länge L_R und für die Luftüberströmung der freie Abstand $l_Ü$ zwischen den Halterungen gelten. Gleichfalls erfolgt die Wärmeübertragerberechnung in n Abschnitten, wodurch die Gegenstromführung selbsttätig Beachtung findet.

2.1.1 Wasserseitiger Wärmeübergang in den Kapillarrohrmatten

Es gelten in den Rohren bei der Kühlwassertemperatur t_{KW}: w_{KW} Geschwindigkeit, ν_{KW} kinematische Viskosität, Pr_{KW} Prandtlzahl, λ_{KW} Wärmeleitfähigkeit. Damit berechnen sich:

- *Reynoldszahl*

$$Re_{KW} = \frac{w_{KW} d_i}{\nu_{KW}} \qquad (1)$$

- *Nußeltgleichung* (Die gerade Kapillarrohrlänge wird gleich der Mattenlänge L_R gesetzt.)

laminarer Bereich ($Re_{KW} < 2300$) und $0{,}1 < Re_{KW}\, Pr_{KW}\, d_i/L_R < 10^4$

$$Nu_{KW} = (49{,}028 + 4{,}173\, Re_{KW}\, Pr_{KW}\, d_i/L_R)^{0{,}333} \qquad (2)$$

turbulenter Bereich ($Re_{KW} > 2300$)

$$Nu_{KW} = \frac{B\,(Re_{KW} - 1000)\,Pr_{KW}}{1 + 12{,}7\,B^{0{,}5}\,(Pr_{KW}^{0{,}667} - 1)}\left(1 + \left(\frac{d_i}{L_R}\right)^{0{,}667}\right)$$

$$\text{mit } B = (5{,}15 \lg Re_{KW} - 4{,}64)^{-2} \qquad (3)$$

- *Wärmeübergangskoeffizient*

$$\alpha_{KW} = Nu_{KW}\, \lambda_{KW}/di. \qquad (4)$$

2.1.2 Luftseitiger Wärmeübergang an den Kapillarrohrmatten

Es gelten im freien Strömungsquerschnitt des Schachtes bei Lufttemperatur t_L: w_L Geschwindigkeit, ν_L kinematische Viskosität. Die Wärmeleitfähigkeit der Luft bei Wandtemperatur sei λ_{Wand}.

Bei Längsanströmung gilt nach [1]:

- *Nußeltgleichung*

$$Nu_L = 2\frac{0{,}55}{K^{0{,}5}} + \frac{10}{9}\,\frac{0{,}95}{K^{0{,}1}}$$

$$\text{Geltungsbereich } K = 0{,}001 \ldots 10000 \qquad (5)$$

- *Krümmungsparameter* mit Überströmlänge $l_Ü$ (Länge des ungestörten Rohrabschnitts)

$$K = \frac{\nu_L\, l_Ü}{(d_a/2)^2 w_L} \qquad (6)$$

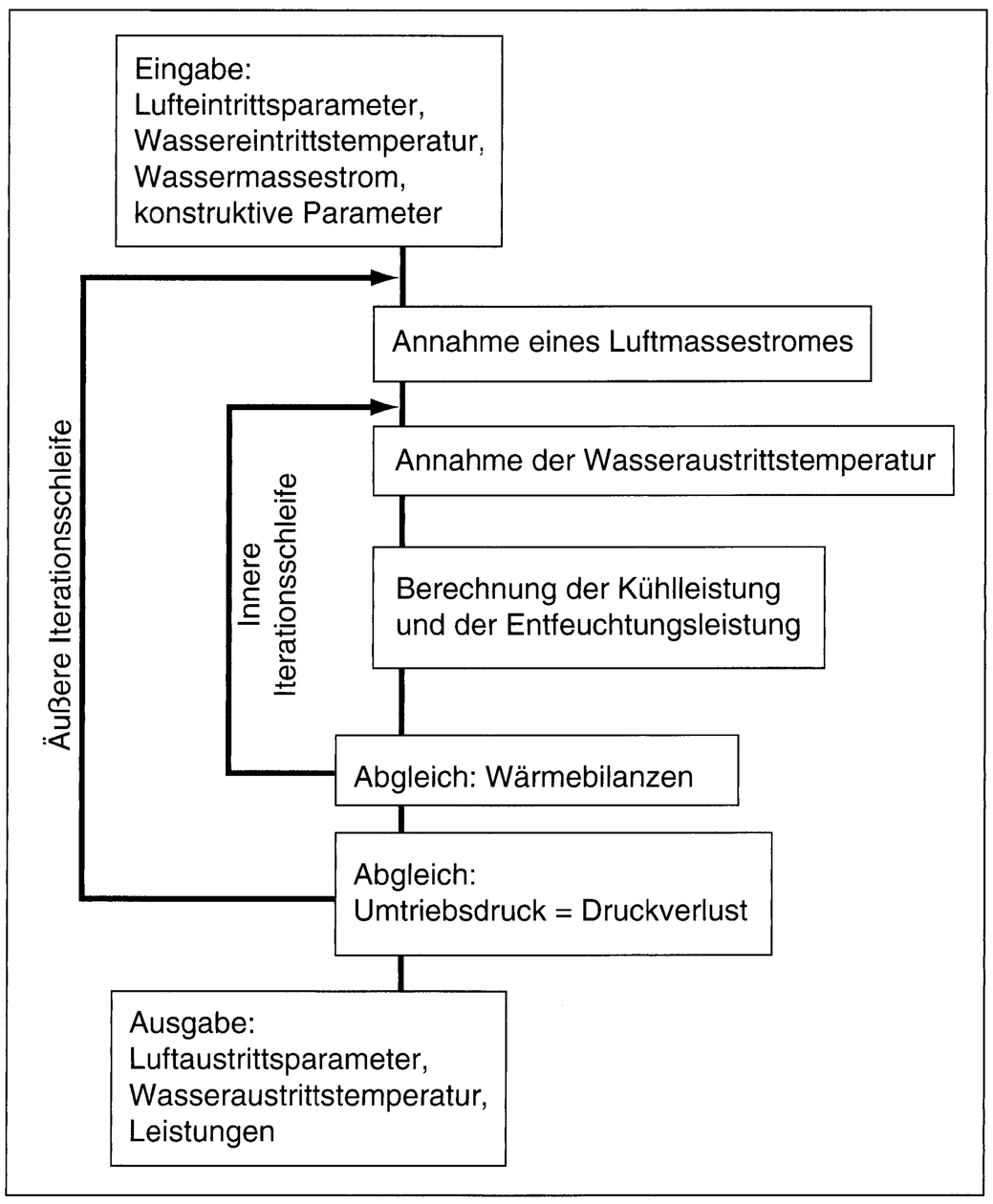

Bild 2. Berechnungsablauf zur iterativen Ermittlung der Kühlleistung, der Entfeuchtungsleistung und des Luftdurchsatzes für den Kühlschacht nach *Bild 1*.

- *Wärmeübergangskoeffizient*

$$\alpha_L = Nu_L\ \lambda_{Wand}/d_a. \qquad (7)$$

2.1.3 Strahlungswärmeübergang an den Kapillarrohrmatten

Die *Einstrahlzahl* an die Schachtwände bezogen auf die Mattenoberfläche ist nur bei Kenntnis der genauen Geometrie zu ermitteln. Da der Strahlungswärmeübergang gegenüber der Konvektion ohnehin von untergeordneter Bedeutung ist, wird mit Näherungen gearbeitet. Es sei angenommen, dass der Schacht stets so mit Kapillarrohrmatten gefüllt ist, dass die „Sicht" von einer Wandung auf die gegenüberliegende verstellt ist. D. h. wenn die Oberfläche der Kapillarrohrmatten A_M größer als die Schachtoberfläche A_{SW} ist, gelte näherungsweise für die Einstrahlzahl auf die Gesamtheit der Mattenoberfläche $\Phi_{SW_M} = 1$. Daraus folgt nach der Reziprozitätsbeziehung $\Phi_{SW_M} A_{SW} = \Phi_{M_SW} A_M$ für die Einstrahlzahl Matte-Schachtwand:

$$\Phi_{M_SW} = \frac{A_{SW}}{A_M}. \qquad (8)$$

Bei zwei unterschiedlichen Schachtwänden A_{SW1} und A_{SW2} gelten die Näherungen: $\Phi_{SW1_M} = 1$ und $\Phi_{SW2_M} = 1$ sowie

$$\Phi_{M_SW1} = \frac{A_{SW1}}{A_M};\ \Phi_{M_SW2} = \frac{A_{SW2}}{A_M}. \qquad (9)$$

Im Programm wird für die Mattenfläche A_M die Rohroberfläche A_R der Kapillaren substituiert.

Mit dem Emissionsgrad der Rohre ε_R sowie der Schachtwand ε_{SW}, der Strahlungskonstanten σ und dem Temperaturfaktor b berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient infolge Strahlung für die Mattenoberfläche – gültig für alle Berechnungsabschnitte n – zu

$$\alpha S = \Phi_{M_SW}\ \varepsilon_{SW}\ \varepsilon_R\ \sigma\ b. \qquad (10)$$

Der Temperaturfaktor werde $b = 1 \cdot 10^8\ K^3$ gesetzt, um lange Iterationen zu vermeiden.

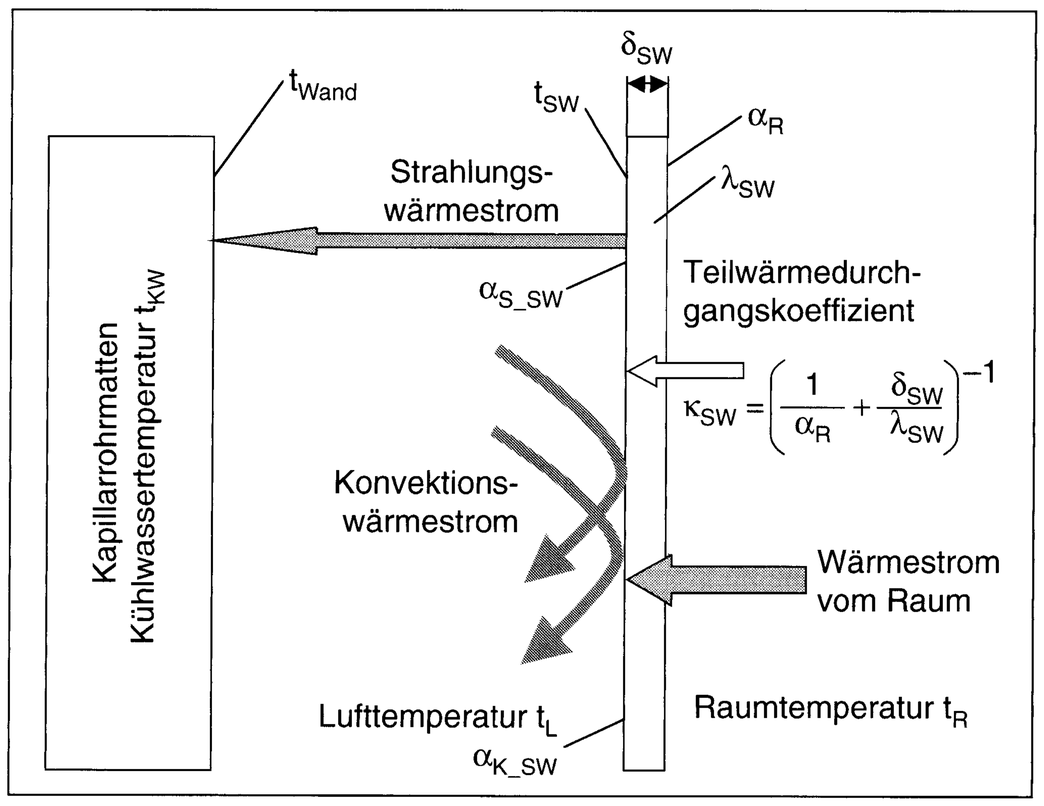

Bild 3. Wärmeströme an der Schachtwand und zugehörige wärmetechnische Größen im Schachtabschnitt i.

Die *Temperaturen der Schachtwände* folgen aus Wärmebilanzen gemäß *Bild 3*. Die Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{S_SW} = \varepsilon_{SW}\ \varepsilon_R\ \sigma\ b$ sowie α_{K_SW} und der Teilwärmedurchgangskoeffizient κ_{SW} stellen Mittelwerte für den gesamten Schacht dar. Die Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_{K_SW} erfolgt analog der Gln. (1) bis (4) für die Schachtgeometrie und die mittleren Luftparameter im Schacht. Die Wärmebilanzen werden jedoch für n Abschnitte der Schachtwände mit den abschnittsbezogenen Temperaturen ermittelt. Es folgen:

- *Strahlungswärmestrom*

$$\dot{Q}_{S_SW} = \alpha_{S_SW}\ (t_{SW} - t_{Wand})\ A_{SW}/n \qquad (11)$$

- *Konvektionswärmestrom*

$$\dot{Q}_{K_SW} = \alpha_{K_SW}\ (t_{SW} - t_L)\ A_{SW}/n \qquad (12)$$

- *Raumwärmestrom*

$$\dot{Q}_{Raum} = \kappa_{SW}\ (t_R - t_{SW})\ A_{SW}/n. \qquad (13)$$

Aus der Wärmebilanz

$$\dot{Q}_{S_SW} + \dot{Q}_{K_SW} = \dot{Q}_{Raum} \qquad (14)$$

ergibt sich die *innere Schachtwandtemperatur*

$$t_{SW} = \frac{\alpha_{S_SW}\ t_{Wand} + \alpha_{K_SW}\ t_L + \kappa_{SW}\ t_R}{\alpha_{S_SW} + \alpha_{K_SW} + \kappa_{SW}} \qquad (15)$$

mit

α_R Wärmeübergangskoeffizient infolge Konvektion und Strahlung auf der Raumseite

κ_{SW} Teilwärmedurchgangskoeffizient nach *Bild 3*

t_{SW} Temperatur der Schachtwand auf der Innenseite im Schachtabschnitt i

t_{Wand} Temperatur der Oberfläche der Kapillarrohrmatten im Schachtabschnitt i

t_R Raumtemperatur (näherungsweise gleich Raumlufttemperatur in 1,1m Höhe)

t_L Lufttemperatur im Schachtabschnitt i

A_{SW} Fläche der Schachtwand aller Abschnitte n.

2.1.4 Teilwärmedurchgangskoeffizient

Für die Berechnung der Wandtemperatur an der äußeren Kapillarrohrfläche muss der Teilwärmedurchgangskoeffizient κ_R vom Wasser in den Rohren bis zur Rohroberfläche bekannt sein:

$$\kappa_R = \left[\frac{d_a}{d_i \alpha_W} + \frac{d_a}{2\lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_i}\right]^{-1}. \qquad (16)$$

Die Berechnung erfolgt bezogen auf den Außendurchmesser, da auch die Rohrflächenberechnung darauf abgestellt ist.

2.2 Modellierung des Stofftransports

Generell wird auf der im Abschnitt 2.1 dargestellten Modellierung aufgebaut, die für die sensible Wärmeübertragung, speziell für die trockene Luftkühlung gilt. Die Modellierung des Stofftransports lehnt sich an die Darstel-

lung in [4] an. Die für die Kondensation gültigen Zusammenhänge sind im *Bild 4* skizziert.

Die Kondensation der Luftfeuchte tritt ein, wenn die Taupunkttemperatur der Luft t_τ an der Rohroberfläche unterschritten wird. Bei stetiger Kondensation bildet sich ein Kondensatfilm aus, an dessen luftseitiger Oberfläche eine Temperatur $t_K < t_\tau$ herrscht. Der zu t_K gehörige Sättigungsdruck $p_S(t_K)$ ist kleiner als der Partialdruck des Wasserdampfes p_D, wodurch der Stofftransport des Wasserdampfes aus der Luft zum Kondensatfilm entsteht. Dieser Stoffstrom $\dot{m}_W$ – hier der auf die Fläche bezogene Wasserdampfstrom – ergibt sich nach dem *Fick*schen Gesetz unter Einführen eines Diffusionskoeffizienten D_D zu

$$\dot{m}_W = -\frac{D_D}{R_D T}\frac{dp_D}{dn}. \tag{17}$$

Analog zum Wärmeübergang zwischen einem Gas und einer Oberfläche mit dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizient α führt man beim Stoffübergang den konvektiven Stoffübergangskoeffizienten β ein, sodass die Gl. (17) folgende Form annimmt:

$$\dot{m}_W = \frac{\beta}{R_D T}(p_D - p_S(t_K)). \tag{18}$$

Hierbei wurde die Vorzeichenwahl so getroffen, dass bei Kondensation ein positiver Stoffstrom vorliegt. Es bedeuten:

D_D Diffusionskoeffizient für Wasserdampf in der Luft
Beim Luftdruck p in bar gilt

$$D_D = \frac{22{,}6\cdot 10^{-6}}{p}\left(\frac{t_L + 273}{273}\right)^{1{,}81} \text{ in m}^2/\text{s}. \tag{19}$$

β Stoffübergangskoeffizient
R_D Gaskonstante für Wasserdampf (R_D = 461,4 J/(kg K))
p Gesamtdruck des Gemisches (≡ Luftdruck)
p_D Partialdruck des Wasserdampfes in der Luft
$p_S(t_K)$ Sättigungsdruck des Wasserdampfes bei Kondensatfilmoberflächentemperatur t_K
t_L Lufttemperatur.

Bei einseitiger Diffusion – wie diese bei der Kondensation vorhanden ist – und bei großen Stoffströmen ist der Ansatz in Gl. (18) zu modifizieren

$$\dot{m}_W = \beta\frac{p}{R_D T}\ln\frac{p - p_S(t_K)}{p - p_D}. \tag{20}$$

Aus einer Analogiebetrachtung nach [4; 5] für den Wärmeübergang und den Stoffübergang folgt für die erzwungene, turbulente Strömung:

$$\frac{\alpha_L}{\beta} = c\,\varrho\left(\frac{a}{D_D}\right)^{0{,}58}, \tag{21}$$

mit

α_L Wärmeübergangskoeffizient zwischen Luft und Kondensatfilm
c spezifische Wärmekapazität der feuchten Luft
ρ Dichte der feuchten Luft
a Temperaturleitfähigkeit der feuchten Luft ($a = \lambda/(c\,\rho)$).

Da der Massestrom auch Energie transportiert, muss nach [5] der Wärmeübergangskoeffizient korrigiert werden. Es gilt für den konvektiven Wärmetransport somit

$$\dot{q}_K = \alpha^*(t_L - t_K), \tag{22}$$

wobei die Modifizierung

$$\alpha^* = \alpha_L\frac{\dfrac{\dot{m}_W c_D}{\alpha_L}}{e^{\frac{\dot{m}_W c_D}{\alpha_L}} - 1} \tag{23}$$

anzusetzen ist.

Nach [1, Abschnitt Mk] bleibt näherungsweise der trockene Wärmeübergangskoeffizient α_L auch bei Feuchteausfall unverändert erhalten, da bei Kondensatanfall gegenläufige Veränderungen – die sich teilweise kompensieren – auftreten. Voruntersuchungen für die zu betrachtenden Kühlschächte ergaben lediglich Unterschiede zwischen α_L und α^*, die im Promillebereich lagen. Im Weiteren wird deshalb auf die Korrektur des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten verzichtet und stets mit α_L gerechnet.

2.3 Wärmebilanz an der Wärmeübertragerfläche und neue Abschnittsdaten

Die Wärmebilanzen werden für n Abschnitte mit den jeweiligen Wärmeübertragerflächen $A_{Absch}(i)$ gebildet. An die Wärmeübertragerfläche eines Abschnittes i fließen luftseitig nachfolgende Wärmeströme (bis auf α_S sind alle Größen abschnittsbezogen):

Konvektionsstrom von der Luft

$$\dot{Q}_K(i) = \alpha_L\,(t_L - t_K)\,A_{Absch}(i) \tag{24}$$

Strahlungswärmestrom von den Schachtwänden

$$\dot{Q}_S(i) = \alpha_{S1}\,(t_{SW1} - t_K)\,A_{Absch}(i) + \alpha_{S2}\,(t_{SW2} - t_K)\,A_{Absch}(i) \tag{25}$$

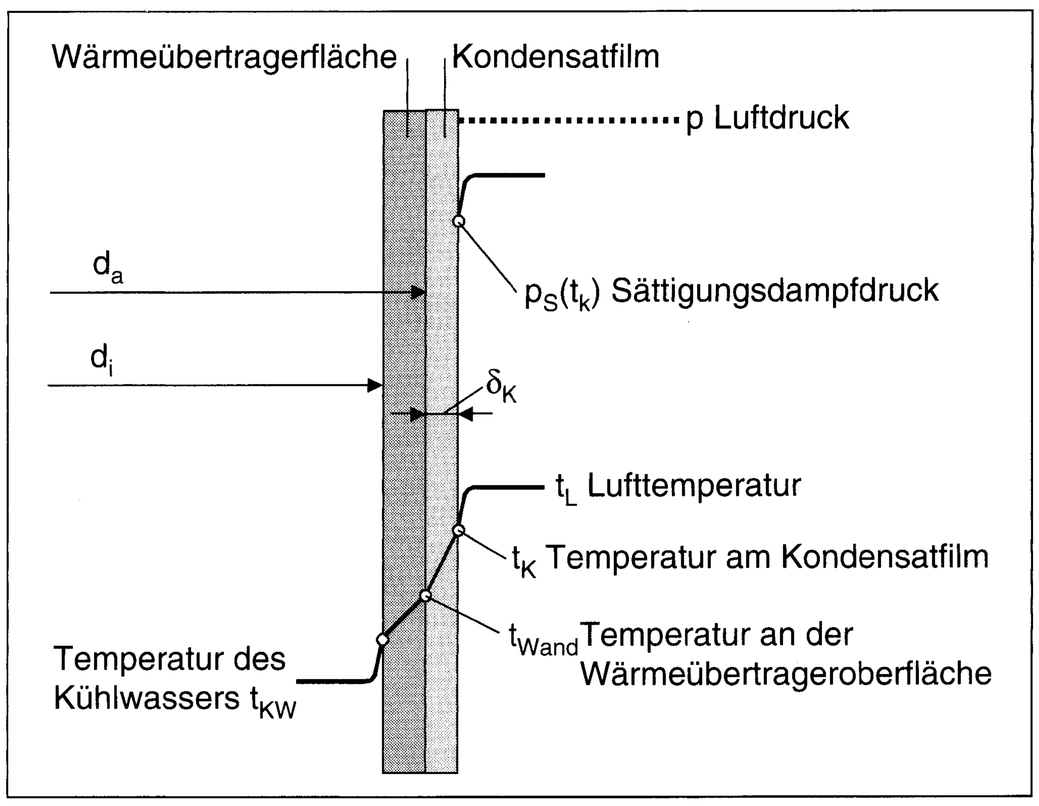

Bild 4. Druck- und Temperaturverläufe an der Wärmeübertragerfläche (Rohr d_a/d_i) bei Kondensation des Wasserdampfes aus der Luft.

Kondensatstrom und Kondensationswärmestrom

$$\dot{m}_{Kond}(i) = \dot{m}_W A_{Absch}(i);$$
$$\dot{Q}_{Kond}(i) = \Delta h_D \dot{m}_{Kond}(i). \quad (26)$$

Hierbei bedeuten:

Δh_D Verdampfungsenthalpie des Wassers bei t_K

$t_{SW1/2}$ Temperatur der Schachtwand 1 oder 2.

Von der Wärmeübertragerfläche an das Kaltwasser ist der Gesamtwärmestrom zu transportieren. Aufbauend auf Gl. (16) gilt für den Teilwärmedurchgangskoeffizienten bei Vorhandensein eines Kondensatfilms der Dicke δ_K mit der Wärmeleitfähigkeit des Wassers

$$\kappa_R = \left[\frac{d_a}{d_i\,\alpha_w} + \frac{d_a}{2\lambda_R}\ln\frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2\lambda_W}\ln\frac{d_a + 2\delta_K}{d_a}\right]^{-1} \quad (27)$$

Zusammenfassend folgt für den Wärmestrom im betrachteten Abschnitt i:

$$\dot{Q}_{Absch}(i) = \dot{Q}_K(i) + \dot{Q}_S(i) + \dot{Q}_{Kond}(i)$$
$$= \kappa_R\,(t_K - t_W)\,A_{Absch}(i). \quad (28)$$

$\dot{Q}_{Absch}(i) > 0$ bedeutet Luftkühlung.

Problematisch ist es, die Dicke des Kondensatfilms abzuschätzen. Der Einfluss auf den Wärmedurchgang ist hierbei differenziert zu bewerten, wenn man dem Teilwärmedurchgangskoeffizienten nach Gl. (27) den Wärmedurchgangskoeffizienten gegenüberstellt:

$$k_R = \left[\frac{d_a}{d_i\,\alpha_w} + \frac{d_a}{2\lambda_R}\ln\frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2\lambda_W}\ln\frac{d_a + 2\delta_K}{d_a} + \frac{d_a}{d_a + 2\delta_K}\frac{1}{\alpha_L}\right]^{-1}.$$

An Hand praktischer Werte folgen für die Variante mit einem Kondensatfilm von $\delta_K = 0{,}5$ mm

$$k_R = \left[\frac{0{,}0034}{0{,}0023\cdot 900} + \frac{0{,}0034}{2\cdot 0{,}21}\ln\frac{0{,}0034}{0{,}0023} + \frac{0{,}0034}{2\cdot 0{,}58}\ln\frac{0{,}0034 + 2\cdot 0{,}0005}{0{,}0034} + \frac{0{,}0034}{0{,}0034 + 2\cdot 0{,}0005}\frac{1}{10}\right]^{-1}$$

$k_R = 12{,}07$ W/(m²K) bzw. $\kappa_R = 179{,}8$ W/(m²K)

und für die Variante mit einem Kondensatfilm von $\delta_K = 0$ mm

$$k_R = \left[\frac{0{,}0034}{0{,}0023\cdot 900} + \frac{0{,}0034}{2\cdot 0{,}21}\ln\frac{0{,}0034}{0{,}0023} + \frac{0{,}0034}{2\cdot 0{,}58}\ln\frac{0{,}0034 + 2\cdot 0}{0{,}0034} + \frac{0{,}0034}{0{,}0034 + 2\cdot 0}\frac{1}{10}\right]^{-1}$$

$k_R = 9{,}54$ W/(m²K) bzw. $\kappa_R = 208{,}0$ W/(m²K).

Deutlich wird der gegenläufige Einfluss von k_R und κ_R. Der Wärmedurchgangskoeffizient nimmt mit zunehmender Kondensatfilmdicke zu, da der relativ schlechte luftseitige Wärmeübergang durch die größere Oberfläche verbessert wird. Damit würde der konvektive Wärmestrom ansteigen. – Dies ist ein durchaus bekannter und mitunter auch technisch nutzbarer Effekt (z. B. für die optimale Eisdicke an Verdampferrohren). Die optimale Dicke der Zusatzschicht ist vom Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit des Stoffes zum Wärmeübergangskoeffizienten abhängig. – Der Wert κ_R sinkt mit der Kondensatfilmdicke, was zu einer Verringerung der Kondensation führen müsste. Im vorliegenden Fall ändert sich der Wärmeübergangskoeffizient aber bedingt durch einen veränderten Luftdurchsatz auch. Beispielrechnungen mit Parametervariationen zeigten bei Annahme einer gleichmäßigen Kondensatfilmdicke von 0,5 mm, dass der konvektive Wärmestrom und der Kondensatstrom um z. B. 7 % bzw. 6 % anwachsen. Aus Sicherheitsgründen und wegen der vorhandenen Unwägbarkeiten wird stets mit der Kondensatfilmdicke 0 gerechnet. Aus dem im Abschnitt i vom Rohrbündel aufgenommenen Wärmestrom $\dot{Q}_{Absch}(i)$ folgen mit dem Wärmekapazitätsstrom des Kühlwassers $\dot{C}_{KW} = \dot{m}_{KW}\,c_{KW}$ die Wasseraustrittstemperatur $t_{KWAbsch}(i)$ sowie der Luftzustand am Austritt des Abschnittes i. Er ergibt sich aus der Luftenthalpiebilanz unter Beachten des trockenen und des feuchten Wärmetransports. Aus Gln. (28) und (13) folgt $\dot{Q}_{AbschL}(i) = \dot{Q}_K(i) + \dot{Q}_S(i) + \dot{Q}_{Kond}(i) - \dot{Q}_{Raum}(i)$, woraus sich die Luftenthalpie am Austritt von i zu $h_{LAbsch}(i)$ ergibt. Analog dazu gilt für die absolute Feuchte unter Beachten von $\dot{m}_{Kond}(i)$ nach Gl. (26) am Abschnittsaustritt der Wert $x_{LAbsch}(i)$. Aus $h_{LAbsch}(i)$ und $x_{LAbsch}(i)$ können z. B. mittels der Unterprogramme in [6] die Größen $t_{LAbsch}(i)$ und $\varphi_{LAbsch}(i)$ gebildet werden.

2.4 Modellierung der Luftdurchströmung

Die strömungstechnische Modellierung des Schachtes hat das Ziel, den Luftmassestrom durch den Schachtquerschnitt zu ermitteln. Er stellt sich als Gleichgewicht zwischen Druckverlust und thermodynamischem Umtriebsdruck ein. Die Simulation beinhaltet deshalb die Berechnungen des Druckverlustes durch *Einzelwiderstände*, des *Druckverlustes durch Reibung im Schacht* sowie des *Umtriebsdruckes infolge des Dichteunterschiedes* zwischen innen und außen.

2.4.1 Luftseitiger Druckverlust durch Einzelwiderstände

Bei der Ermittlung des Druckverlustes werden für *Einströmung, Ausströmung und Durchströmen* die jeweils zutreffenden Größen zugrunde gelegt:

Druckverlust am Lufteintritt und -austritt

$$\Delta p_{Le} = \zeta_e \frac{\rho_{Le}}{2} w_{Le}^2;\ \Delta p_{La} = \zeta_a \frac{\rho_{La}}{2} w_{La}^2 \quad (29)$$

Druckverlust in der Säule

$$\Delta p_{LS} = \zeta_i \frac{\rho_{Lm}}{2} w_{Lm}^2 \quad (30)$$

Die Einzelwiderstandsbeiwerte beim *Lufteintritt und -austritt* sind in Abhängigkeit der Öffnungsgeometrie bzw. der

Gitterform beispielsweise nach [7] zu bestimmen. Bezieht man nach *Bild 5* den Einzelwiderstandsbeiwert auf den freien Gitterquerschnitt A_0, dann folgen:

$$\zeta_e = \left(1{,}707 - \frac{A_0}{A}\right)^2. \qquad (31)$$

A_0/A	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
ζ_e	0,50	0,65	0,82	1,01	1,23	1,46	1,71	1,98	2,27	2,58

In diesen Werten ist der Einzelwiderstand für eine scharfkantige, nicht vorstehende Öffnung ($\zeta_{Eintritt} = 0{,}5$) bereits enthalten.

$$\zeta_a = \left(1 + 0{,}707\sqrt{1 - \frac{A_0}{A}}\right)^2. \qquad (32)$$

A_0/A	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
ζ_e	1	1,50	1,73	1,92	2,09	2,25	2,40	2,53	2,66	2,79

In diesen Werten ist der Einzelwiderstand für den Austrittsverlust ($\zeta_{Austritt} = 1$) bereits enthalten.

In *Idel'chik* [7] ist ein sogenanntes „Screen" (*Bild 6*) – bestehend aus einem Drahtgeflecht – definiert. Bezüglich der Geometrie kommt diese Form der z Mattenhalterungen nahe. Es gelten:

$$Re_{LS} = w_{Lm}\, d_H/\nu_{Lm} \qquad (33)$$

$$\zeta_{RB} = \left[1{,}3\left(1 - \frac{A_0}{A}\right) + \left(\frac{A}{A_0} - 1\right)^2\right] k_{Re}\, z \qquad (34)$$

mit $k_{Re} = 1$ für $Re_{LS} > 400$, ansonsten

$$k_{Re} = 1{,}8 - 9{,}162182\text{E-}3\, Re_{LS} + 4{,}4846\text{E-}5\, Re^2_{LS} - 1{,}031995\text{E-}7\, Re^3_{LS} + 9{,}002293\text{E-}11\, Re^4_{LS}. \qquad (35)$$

Zusätzlich werden noch vorhandene Einzelwiderstände durch Umlenkungen addiert ($\zeta_U = 1{,}5$):

$$\zeta_i = \Sigma\, \zeta_{RB} + \zeta_U. \qquad (36)$$

2.4.2 Luftseitiger Druckverlust durch Reibung im Schacht

Die Druckverlustberechnung erfolgt für eine Kanalströmung mit dem hydraulischen Durchmesser d_h, die mittlere Geschwindigkeit im freien Schachtquerschnitt w_{Lm} und für die Stoffwerte ρ_{Lm} sowie ν_{Lm} bei arithmetischer Mitteltemperatur und Feuchte $t_{Lm} = (t_{Le} + t_{La})/2$ und $x_{Lm} = (x_{Le} + x_{La})/2$ (*Bild 1*) zu

$$\Delta p_{RR} = \lambda_{RR}\, \frac{H_{S\,oben} - H_{S\,unten}}{d_h}\, \frac{\rho_{Lm}}{2}\, w^2_{Lm}. \qquad (37)$$

Es gelten mit der absoluten Rauigkeit ε:

$$Re = w_{Lm}\, d_h/\nu_{Lm} \qquad (38)$$

$$\lambda_{RR} = 1{,}2 \cdot 64/Re \quad \text{für } Re \le 2300 \text{ und Schachttiefe/Schachtbreite} \approx 1/5 \qquad (39)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{RR}}} = -2\lg\left[\frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda_{RR}}} + \frac{\varepsilon}{3{,}71\, d_h}\right] \quad \text{für } Re > 2300. \qquad (40)$$

2.4.3 Umtriebsdruck durch Dichteunterschiede

Die Berechnung für den Umtriebsdruck erfolgt abschnittsweise

$$\Delta p_A = g\, \frac{H_{S\,oben} - H_{S\,unten}}{n} \sum_{i=1}^{n} (\rho_L(i) - \rho_{LR}(i)) \qquad (41)$$

mit

g Erdbeschleunigung

$\rho_L(i)$ Dichte der Luft im Schacht im Abschnitt i

$\rho_{LR}(i)$ Dichte der Raumluft in Höhe des Abschnittes i (Lufttemperaturgradient nach *Bild 1*).

3. Bewertung des Simulationsmodells

Der im Abschnitt 2 beschriebene Algorithmus bildete die Grundlage für ein umfangreiches Rechenprogramm. Die Überprüfung des Simulationsmodells erfolgte in verschiedenen Stufen. Letztendlich sind die Simulationsergebnisse mit experimentellen Befunden nach [8] verglichen worden. Hierbei ist zu beachten, dass zahlreiche Unwägbarkeiten bei der Modellierung und Messungenauigkeiten vorhanden sind. Letztere beziehen sich vor allem auf die Erfassung der Mittelwerte am Luftaustritt und die Messung eines kontinuierlichen Kondensatstromes. Der Kühlschacht wurde in einem Prüfraum für Kühlflächen nach DIN 4715 untersucht. *Tabelle 1* und *Bild 7* zeigen die Gegenüberstellung von Simulationsergebnissen und Messwerten für einen Schacht der Breite 940 mm, der

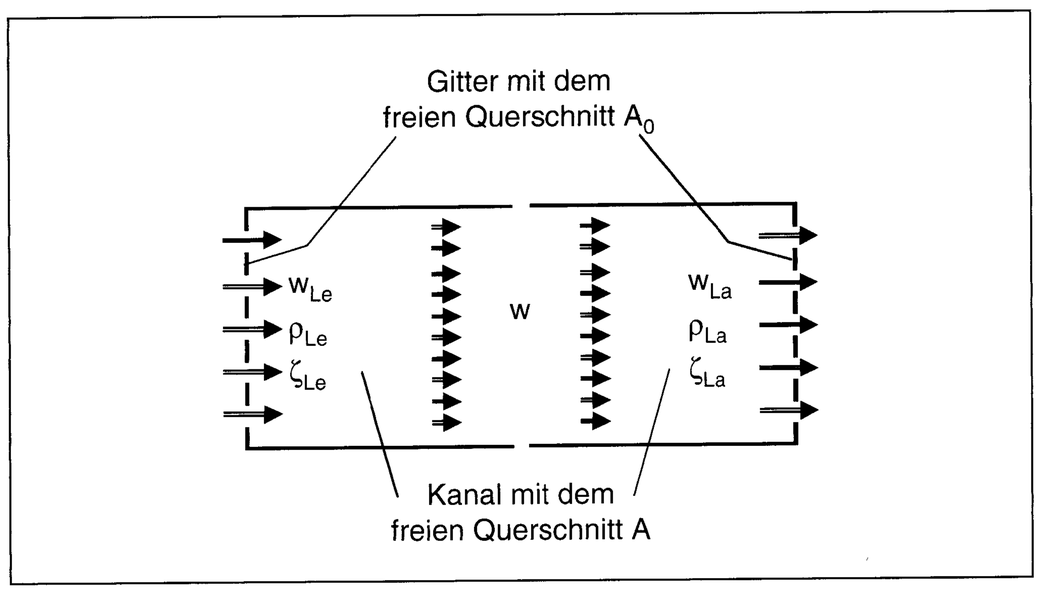

Bild 5. Strömungsquerschnitte und Luftgeschwindigkeiten für die Einzelwiderstandsermittlung nach Gln. (31) und (32).

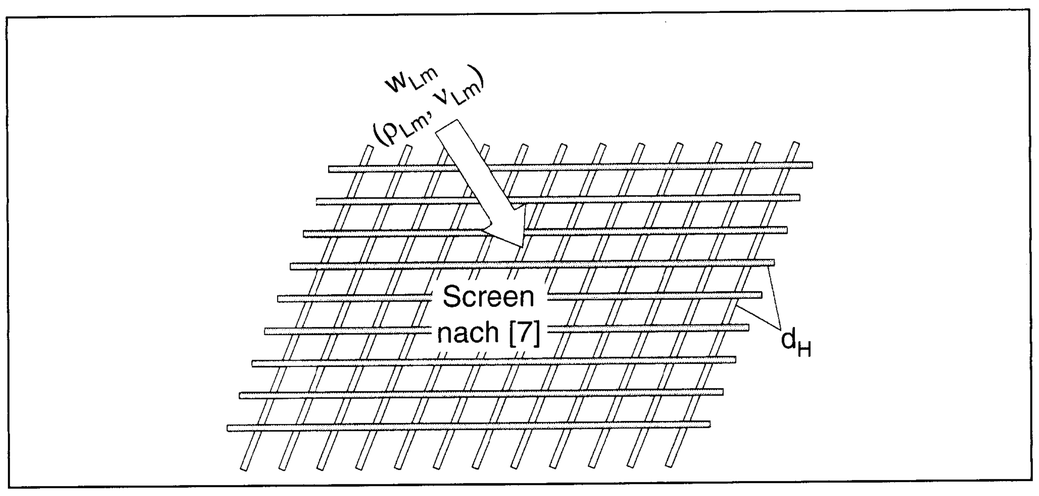

Bild 6. Geometriemodell der Rohrhalterungen und Luftgeschwindigkeit für die Einzelwiderstandsermittlung nach Gl. (34).

Tabelle 1. Gegenüberstellung von Simulationsergebnissen und Messwerten für drei Belastungsvarianten eines Kühlschachtes mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten

Variante V1

Wärmetechnische Daten der Simulation:

$\dot{m}_{KW}$=409.70 kg/h x_{Le}=0.0069 kg_W/kg_{tL} φ_{Le}=35.0 % p=98800 Pa

t_R = 24.6 °C g_{LT}=0.0 K/m

t_{KWe} °C	t_{KWa} °C	t_{Le} °C	t_{La} °C	x_{Le} g/kg	x_{La} g/kg	φ_{Le} %	φ_{La} %	w_{Lm} m/s	$\dot{Q}_K$ W	$\dot{Q}_S$ W	$\dot{Q}_{Kond}$ W	$\dot{Q}_{ges}$ W	$\dot{m}_{Kond}$ g/h
7.1	8.9	24.6	12.3	6.9	6.8	35.0	74.9	0.29	697	139	11	848	16
Experimentalwerte:													
7.1	9.0	24.6	12.4			35.0	79.3					862	0
											Abweichung der Simulation:	–1,6 %	

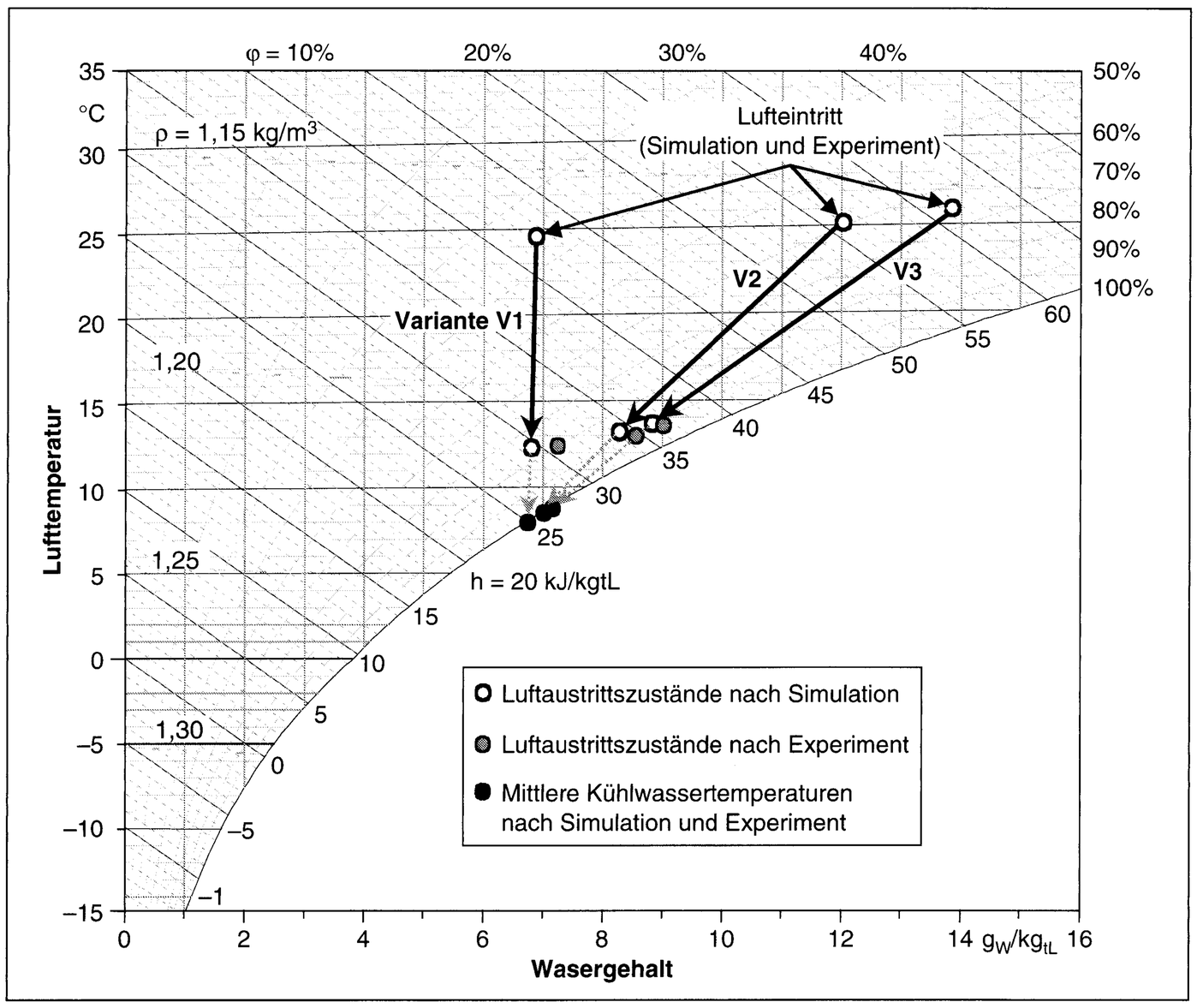

Bild 7. Luftzustandsänderungen im Kühlschacht gemäß Simulation und experimenteller Untersuchung für drei Varianten.

Tiefe 180 mm, der Höhe $H_{S\ oben} - H_{S\ unten}$ = 1700 mm und den Ein- und Austrittsquerschnitten von 0,188 m^2 bei drei unterschiedlichen Belastungsvarianten.

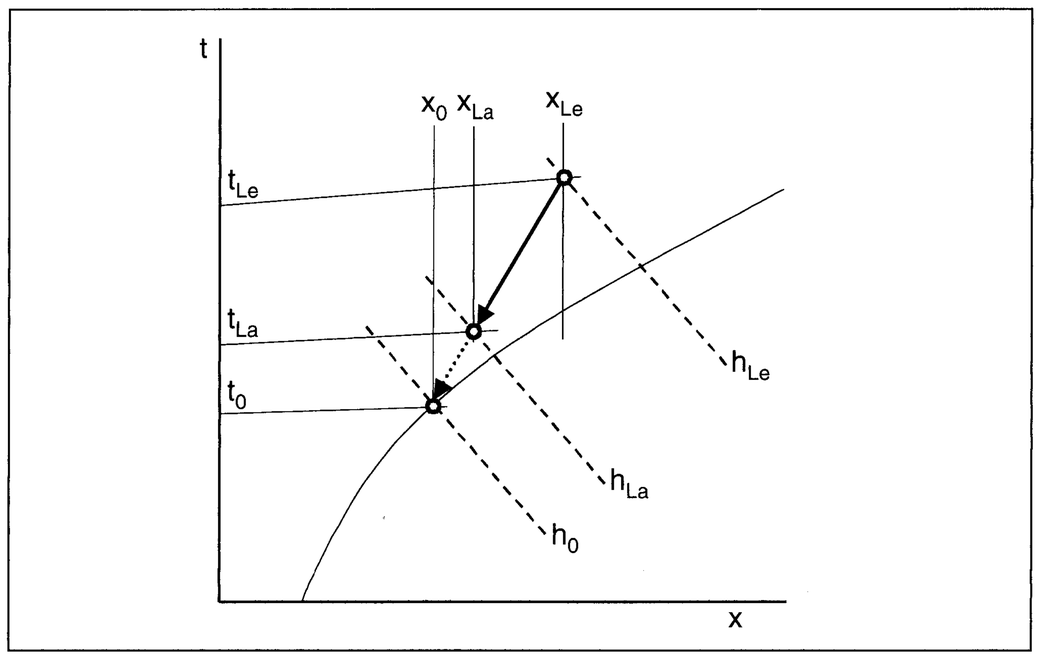

Bild 8. Definition der Größen zur Anwendung der Gl. (42).

3.1 Generelle Aussagen

- Die in *Tabelle 1* vermerkten Abweichungen der Leistungen und die Gegenüberstellungen der Luftzustandsänderungen im h,x-Diagramm (*Bild 7*) zeigen, dass das Simulationsmodell für die praktische Leistungsberechnung gut geeignet ist.
- Bei sehr kleinen Ein- und Austrittsöffnungen, die ohnehin praktisch irrelevant sind, ergab die Simulation bei trockener Kühlung 4 % bis 5 % und bei nasser Kühlung 8 % bis 9 % zu kleine Leistungswerte (Die detaillierten Ergebnisse sind im Artikel aus Platzgründen nicht wiedergegeben.). Da man auf der sicheren Seite liegt, wird empfohlen, die Berechnung nach dem unveränderten Simulationsmodell durchzuführen. Eine Anpassung des Simulationsmodells an die experimentellen Ergebnisse wäre aus physikalischer Sicht nach dem derzeitigen Erkenntnisstand ungerechtfertigt.
- Generell zeigten weitere Untersuchungen, dass konstruktive Änderungen des Schachtes einschließlich der Mattengestaltung außerordentlich stark auf die Kühl- und die Entfeuchtungsleistungen reagieren. Die Optimierung der Schachtgeometrie ist deshalb sehr sinnvoll.
- Es zeigt sich bei den Kühlschächten mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten ähnlich wie bei allen Luftkühlern, dass der sogenannte „Übertragungsgrad" η über einen großen Einsatzbereich hinweg nahezu konstant bleibt. Er wird mit den Enthalpien oder den absoluten Feuchten gebildet, im Falle einer trockenen Luftkühlung können näherungsweise auch die Temperaturen verwendet werden (Definition der Größen nach *Bild 8*):

$$\eta = \frac{h_{Le} - h_{La}}{h_{Le} - h_0} = \frac{x_{Le} - x_{La}}{x_{Le} - x_0}; \quad \eta \approx \frac{t_{Le} - t_{La}}{t_{Le} - t_0} \qquad (42)$$

mit

h Enthalpie der feuchten Luft

x absolute Feuchte der Luft

t Lufttemperatur

Le Lufteintritt

La Luftaustritt

0 Zustand an der Kühleroberfläche (grobe Näherung: mittlere Kühlwassertemperatur).

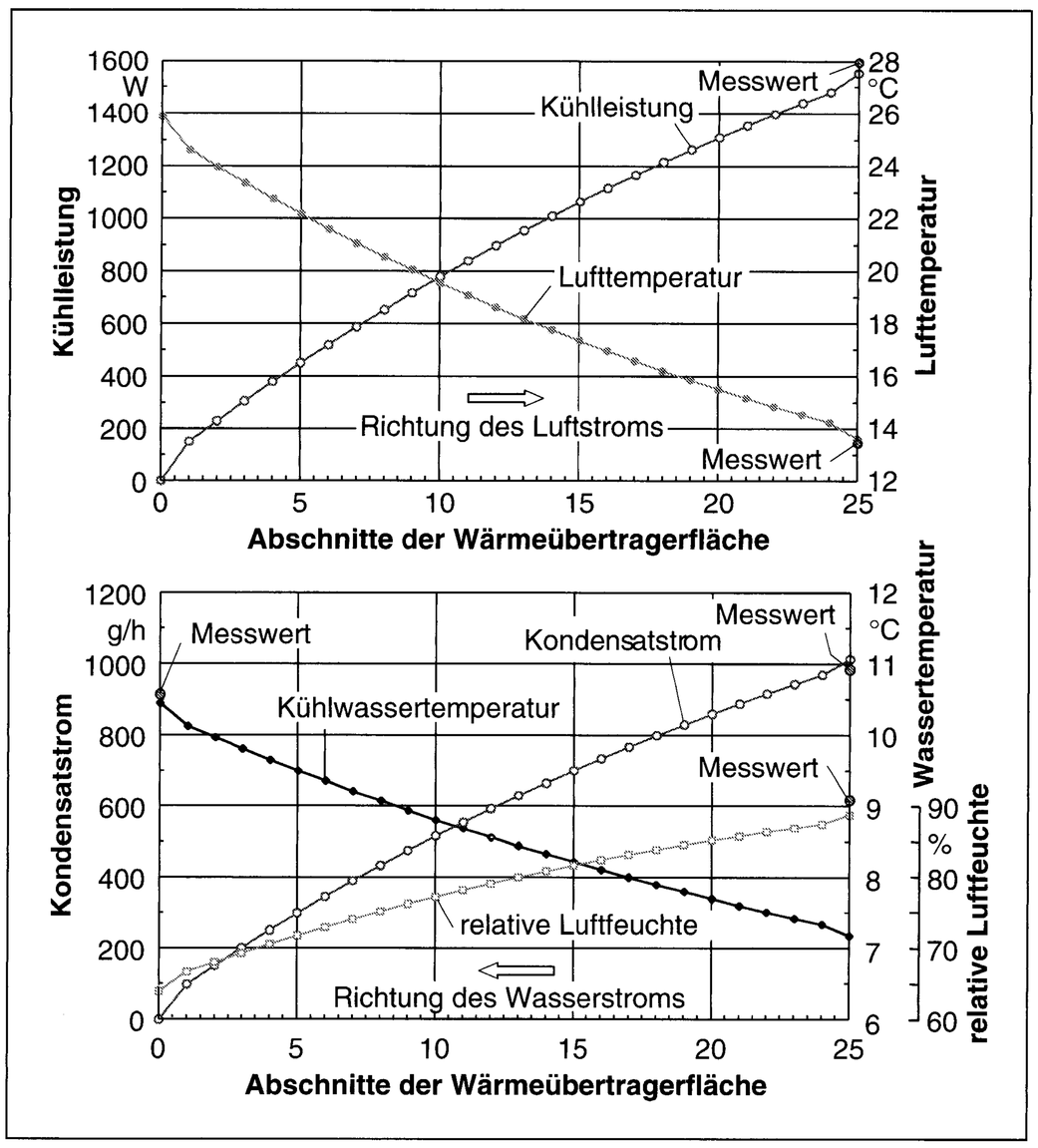

Bild 9. Detaillierte Simulationsergebnisse der Variante V3 mit Darstellung der Leistungswerte, des Luftzustandes sowie der Wassertemperatur längs der Wärmeübertragerabschnitte bzw. über die Höhe
Der Lufteintritt befindet sich oben (Abschnitt 0), der Wassereintritt ist unten gelegen (Abschnitt 25). Es ist zu beachten, dass die Wärmeübertragerflächen in den Abschnitten 1 und 25 infolge der Verteilleitungen gegenüber den anderen Abschnitten größer sind.

Beispielsweise ergibt sich für die Varianten V1 bis V3 im Mittel $\eta \approx 0{,}74$. Damit kann die experimentelle Überprüfung auf wenige Messpunkte reduziert werden und eine näherungsweise Umrechnung erfolgen.

– Es ist interessant, die Zustands- und Leistungsverläufe innerhalb des Kühlschachtes zu betrachten. Für Variante V3 ist dies im *Bild 9* erfolgt.

4. Fazit

Kühlschächte mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten als Wärmeübertragerfläche eignen sich zur Kühlung und Entfeuchtung der Luft sehr gut. Sie sind wegen der Verteilung der Wärmeübertragerfläche über die Schachthöhe auch für den Heizfall einsetzbar. Die Vorausberechnung der Leistungen ist mit dem vorgestellten Simulationsalgorithmus für praktische Anforderungen nahezu uneingeschränkt möglich.

Variante V2

Wärmetechnische Daten der Simulation:

$\dot{m}_{KW}$=409.90 kg/h x_{Le}=0.0120 kg_W/kg_{tL} φ_{Le}=58.0 % p=98900 Pa

t_R = 25.3 °C g_{LT}=0.0 K/m

t_{KWe} °C	t_{KWa} °C	t_{Le} °C	t_{La} °C	x_{Le} g/kg	x_{La} g/kg	φ_{Le} %	φ_{La} %	w_{Lm} m/s	$\dot{Q}_K$ W	$\dot{Q}_S$ W	$\dot{Q}_{Kond}$ W	$\dot{Q}_{ges}$ W	$\dot{m}_{Kond}$ g/h
7.2	10.0	25.3	13.2	12.0	8.3	58.0	86.2	0.29	703	138	512	1352	750
Experimentalwerte:													
7.2	10.1	25.3	13.0			58.0	89.8					1384	700
											Abweichung der Simulation:	–2,3%	7,1 %

Variante V3

Wärmetechnische Daten der Simulation:

$\dot{m}_{KW}$=410.10 kg/h x_{Le}=0.0138 kg_W/kg_{tL} φ_{Le}=64.0 % p=98800 Pa

t_R = 25.9 °C g_{LT}=0.0 K/m

t_{KWe} °C	t_{KWa} °C	t_{Le} °C	t_{La} °C	x_{Le} g/kg	x_{La} g/kg	φ_{Le} %	φ_{La} %	w_{Lm} m/s	$\dot{Q}_K$ W	$\dot{Q}_S$ W	$\dot{Q}_{Kond}$ W	$\dot{Q}_{ges}$ W	$\dot{m}_{Kond}$ g/h
7.2	10.4	25.9	13.6	13.8	8.8	64.0	88.8	0.29	724	140	691	1555	1014
Experimentalwerte:													
7.2	10.6	25.9	13.5			64.0	90.9					1599	990
											Abweichung der Simulation:	–2,8%	2,4 %

Literaturverzeichnis

[1] VDI-Wärmeatlas. 8. Auflage. Düsseldorf: VDI Verlag 1997.

[2] *Glück, B.:* Zustands- und Stoffwerte (Wasser, Dampf, Luft) – Verbrennungsrechnung (Reihe Bausteine der Heizungstechnik). 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen 1991.

[3] *Glück, B.:* Wärmeübertragung – Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren (Reihe Bausteine der Heizungstechnik). 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen 1990.

[4] *Esdorn, H.:* Rietschel – Raumklimatechnik I. Grundlagen. 16. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, Budapest: Springer-Verlag 1994, Abschnitt G: Wärme- und Stoffübertragung von *W. Kast.*

[5] *Krischer, O.:* Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verlag, 2. Auflage 1963.

[6] *Glück, B.:* Vergleichsprozesse der Klimatechnik. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1998.

[7] *Idel'chik, I. E.:* Handbook of Hydraulic Resistance – Coefficients of Local Resistance and of Friction. Moskau: Gosudarstvennoe Energeticheskoe Izdatelstvo 1960, Translation Jerusalem 1966.

[8] *Illing, B.; Korndörfer, S; Stein, D.* und *Schmidt, M.:* Versuchsbericht zur Messung der Kühlleistungen mit gleichzeitiger Feuchtekondensation in Kühlschächten mit Kapillarrohrmatten. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH), Fachbereich Versorgungs- und Umwelttechnik, 2002.