

# Wärmeübertrager mit gewickelter Kapillarrohrmatte und radial geführtem Sekundärstrom

Bernd Glück, Jößnitz (Plauen)

Bei Wärmeübertragern Wasser/Luft werden in der Regel zur Kompensation des schlechten luftseitigen Wärmeübergangs Oberflächenvergrößerungen in Rippenform vorgenommen. Häufig treten dann Verschmutzungs- und Korrosionsprobleme auf. Um diese Nachteile zu vermeiden, wurden Kunststoff-Kapillarrohrmatten eingesetzt, die zudem aufgrund der kleinen Durchmesser hohe luftseitige Wärmeübergangskoeffizienten aufweisen. Zweckmäßigerweise geht man von Wickelkonstruktionen aus, wobei bisher ein Kreuzgegenstrom verwirklicht wurde. Eine neuartige Lösung ermöglicht die Realisierung von Gegenstrom, so dass beachtliche Leistungen erreichbar sind.

Die Berechnungsansätze, die Verifikation anhand von Versuchen und die erreichbaren Leistungen der von der Fa. Clina zum Patent angemeldeten Lösung werden mitgeteilt. Das mögliche Entwicklungspotenzial wird an weiteren Einsatzvarianten erläutert und leistungsmäßig abgeschätzt.

## Aufbau des Wärmeübertrager-Grundelementes

Das Grundelement besteht aus einem koaxial angeordneten Doppelzylinder mit dazwischenliegender gewickelter Kapillarrohrmatte. In den Kapillarrohren strömt der flüssige Primärstrom. Die Wicklungen der Kapillarrohrmatte verlaufen spiralförmig. Die an allen Stellen gleiche Distanz zwischen den Wicklungen ist durch Abstandshalter, die an die Matten geknüpft sind, gegeben. Der gasförmige Sekundärstrom durchströmt das Mattenbündel radial von innen nach außen oder umgekehrt. Zur gleichmäßigen Verteilung oder Erfassung des Sekundärstromes befindet sich im Inneren des Mattenbündels z.B. ein perforiertes Kernrohr, ein perforierter Blech- oder Kunststoffkegel, eine textile Filtertüte usw. Der äußere Zylinder

der besitzt einen perforierten Mantel, wie beispielsweise auch bei einem Quellluftdurchlass üblich. Unter- und oberhalb des stabil gewickelten Mattenbündels sind Deckbleche zwischen beiden Zylindermänteln angeordnet, so dass der Sekundärstrom möglichst exakt radial, ohne Bypasseffekte geführt wird. Bild 1 zeigt die Grobgeometrie. Zum Einsatz kommen vorzugsweise für das Rohrbündel Kapillarrohrmatten aus Polypropylen:  $\lambda = 0,21 \text{ W/(m K)}$ , Rohrdurchmesser  $d_a/d_i = 3,4 \text{ mm}/2,3 \text{ mm}$ , Rohrabstand 10 mm. Der Abstand der spiralförmigen Wicklungen ist von der verwendeten Technologie abhängig (z.B. 8 ... 10 mm). Die Mattenlänge ist frei wählbar. Als Maximum gilt 8 m. Generell können mehrere Matten (maximal sechs), die nacheinander aufgewickelt sind, zum Einsatz kommen. Sie werden parallel mit dem Primärmassestrom beaufschlagt. Es wird jeweils die gleiche Mattengeometrie verwen-

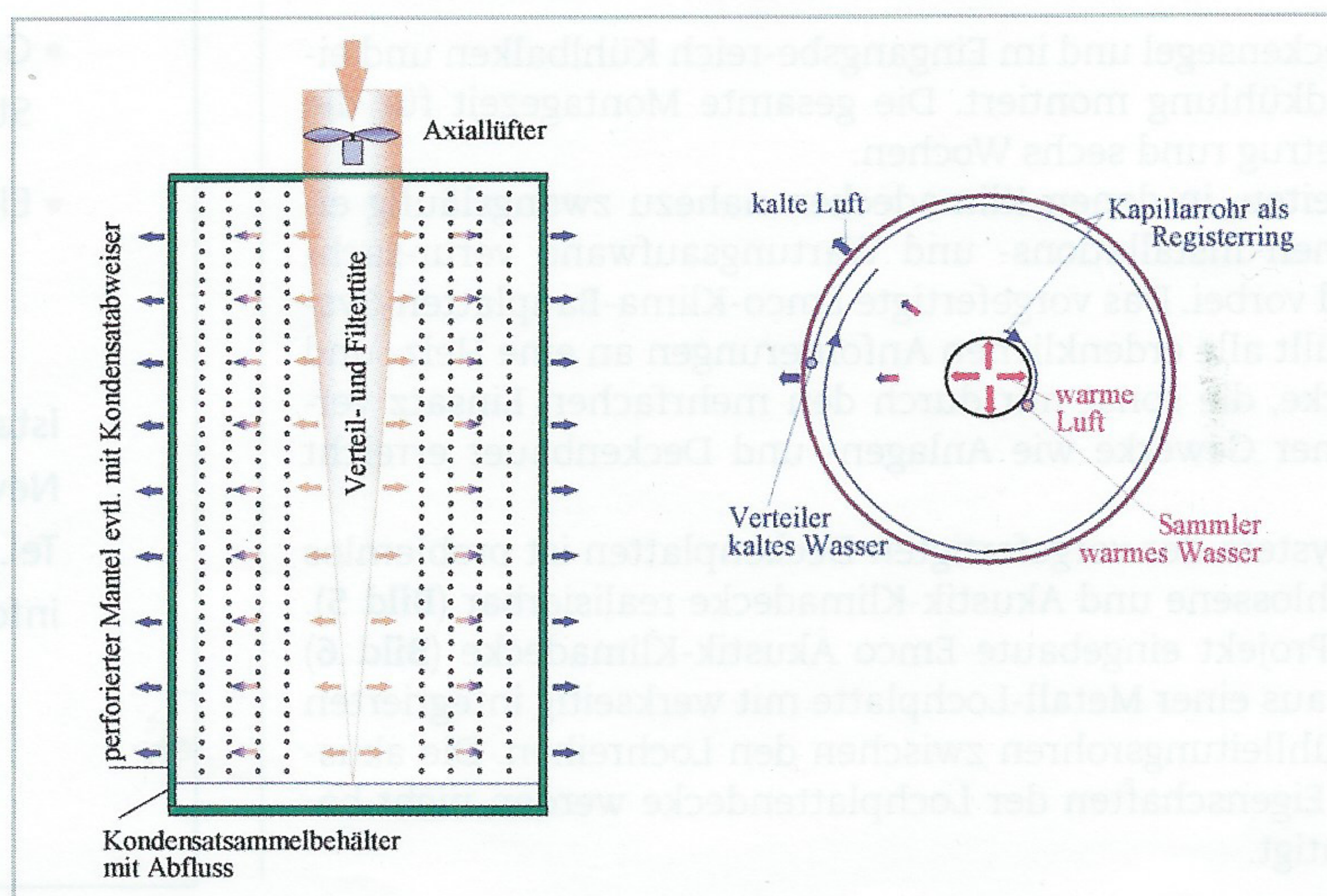
Bild 1

Konstruktionsskizzen zum Wärmeübertrager-Grundelement mit gewickelter Kunststoff-Kapillarrohrmatte und radial geführtem Luftstrom am Beispiel einer Luftpühlsäule im Längs- und Querschnitt

## Autor



Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, Jahrgang 1942, betreibt ein Forschungs- und Entwicklungsbüro für Technische Gebäudeausrüstung. Gleichzeitig ist er als Honorarprofessor an der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH) tätig.





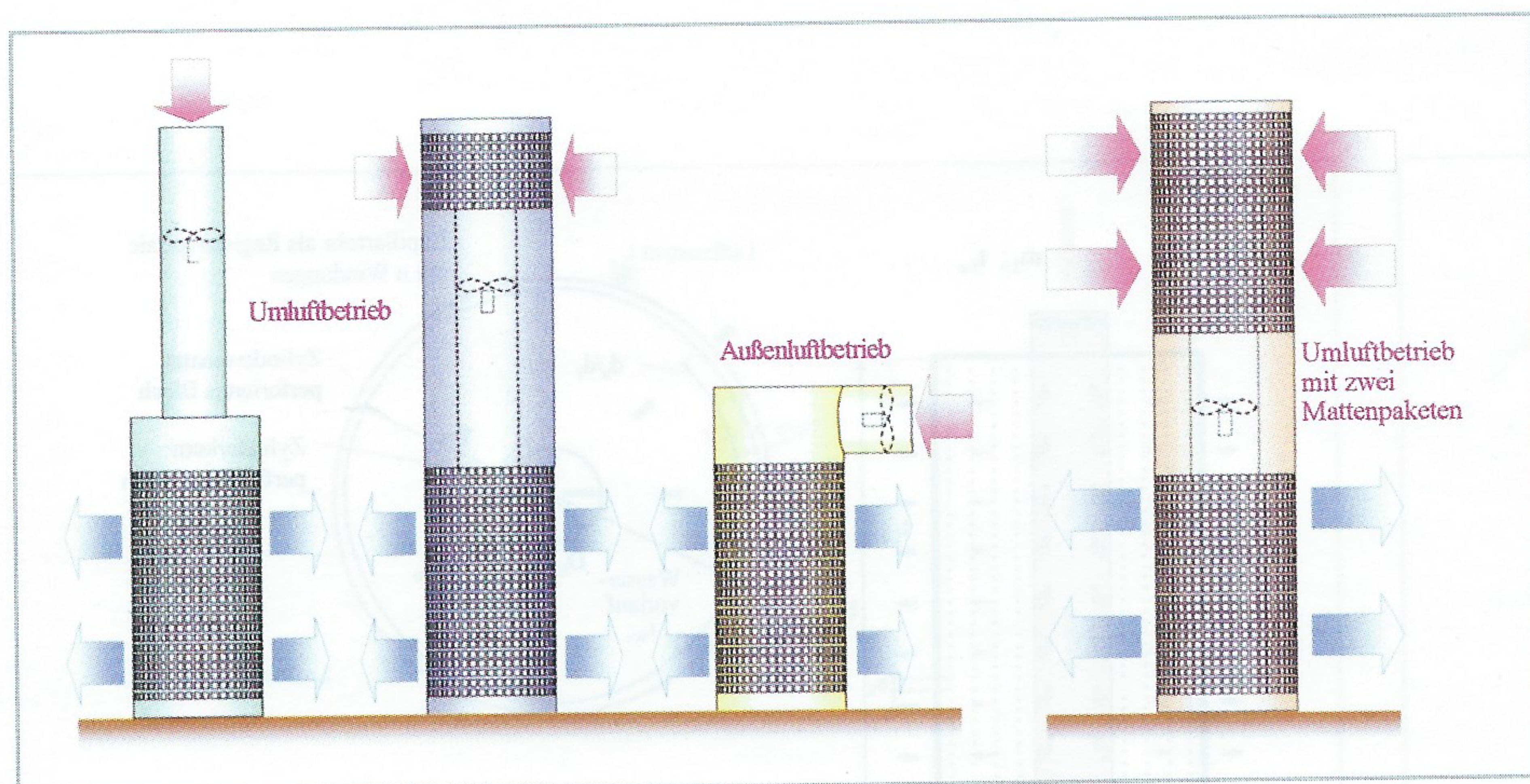


Bild 2

**Kühlsäulen in Form von Quellluftdurchlässen mit integrierten Kühlregistern aus Kapillarrohrmatten**

Die Umluft kann z.B. aus den oberen Raumbereichen und die Außenluft direkt durch die Fassade angesaugt werden. Vorzugsweise wird eine Luftkühlung und Luftentfeuchtung realisiert. Mit den vorgestellten Konstruktionen ist im Winter auch eine Luftheizung durchführbar

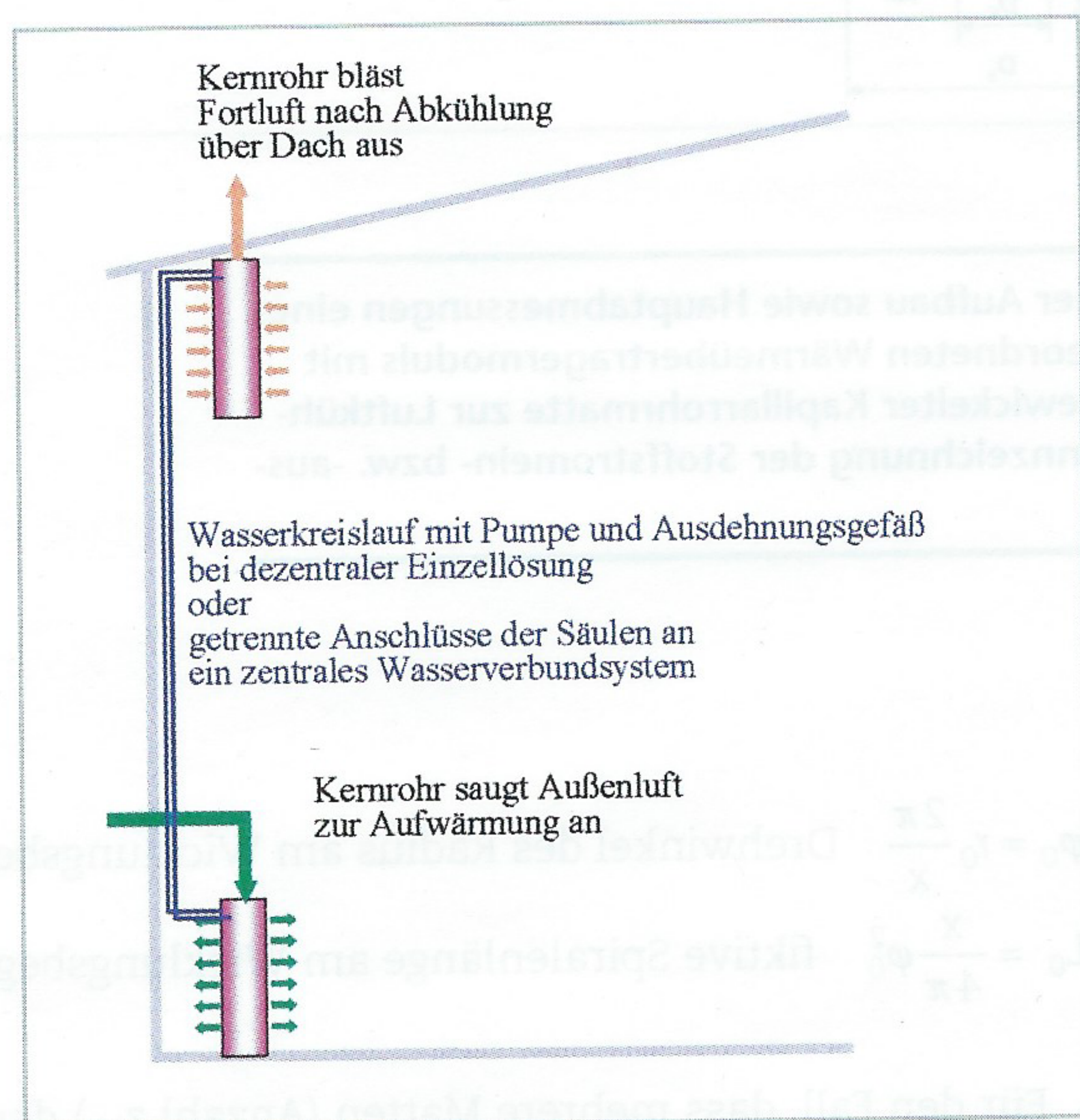


Bild 3

**Wärmerückgewinnungssystem bestehend aus zwei Wärmeübertragern und einem Wasserkreislaufverbund**

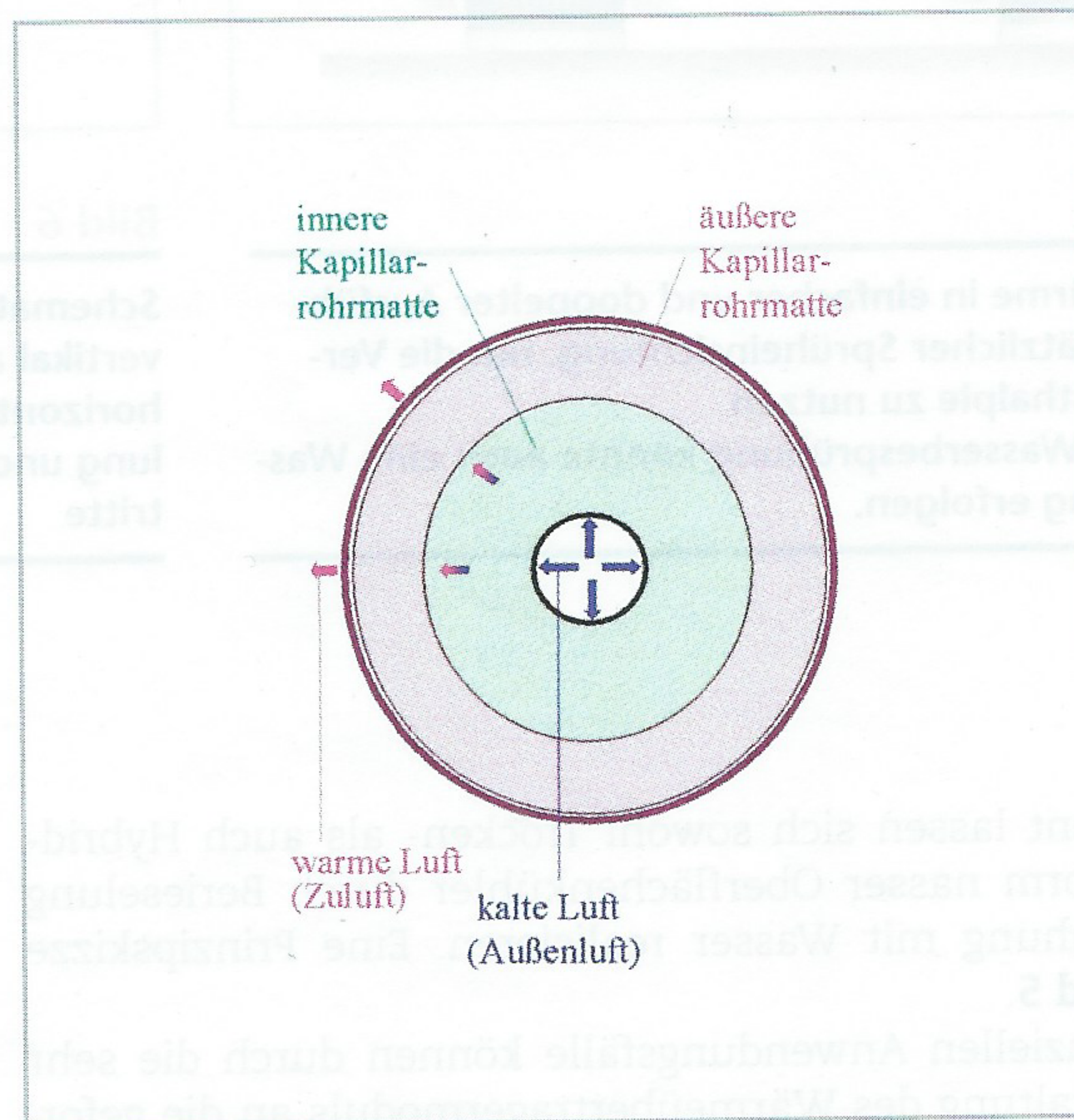


Bild 4

**Wärmeübertrager mit zweistufiger Aufheizung der angesaugten Außenluft**

Die innere Kapillarrohrmatte wird mit Wasser aus der Wärmerückgewinnung beaufschlagt und die äußere Kapillarrohrmatte wird vom Heizwasser zur Nachheizung auf die determinierte Lufttemperatur durchflossen

det. Die Höhe der Säule kann ebenfalls beliebig gestaltet werden, als Vorzugsmaß gilt die Rohrbündelbreite von ca. 1 m mit 96 Kapillaren bzw. ein Vielfaches davon. Kern- und Manteldurchmesser der Säule sind frei wählbar. Der Außenmantel kann beliebige Perforationen aufweisen. Der Primärstrom (Wasserstrom) und der Sekundärstrom (Luftstrom) sind nach dem Gegenstromprinzip zu führen. Die spiralförmige Wicklung ist technologisch einfach zu realisieren und sichert eine hohe Packungsdichte. Aufgrund des geringen Außendurchmessers der Röhrchen werden hohe konvektive Wärmeübergangskoeffizienten erreicht. Die luftseitige Rohroberfläche ist größer als die projizierte Mattenfläche.

## Einsatzmöglichkeiten des Grundelementes und spezieller Kombinationen

Hauptsächlich sollten die Wärmeübertrager Wasser/Luft als Kühl- und Entfeuchtungseinrichtungen für Um- und Außenluft eingesetzt werden. Vorzugsweise ist an dezentrale Anordnungen in Großräumen ohne RLT-Anlage oder bei Vorhandensein einer RLT-Anlage zu deren Unterstützung gedacht. Typische Einsatzorte sind: Atrien, Verkaufsstraßen in Einkaufszentren, Werkstätten, Hallenbauten aller Art. Die Säulen können gegebenenfalls auch den Heizbetrieb unterstützen oder komplett realisieren. Der Wärmeübertrager befindet sich in der Regel im unteren Bereich, wobei die Hülle vielfältig gestaltet sein kann. Raumhohe Säulen sind auch mit zwei Wärmeübertragerpaketen bestückbar. In der Regel erfolgt die Luftförderung

durch einen eingebauten Lüfter oder durch den Anschluss an ein Luftverteilnetz mit aufgeprägtem Überdruck. Die konstruktiven Lösungen sind beispielhaft im **Bild 2** veranschaulicht. In Sonderfällen kann die Anordnung auch horizontal erfolgen (Kühlwalze).

Auf der Grundlage des Basismoduls ist beispielsweise auch ein Wärmerückgewinnungssystem nach dem Kreislaufverbund gestaltbar (**Bild 3**). Das System wird dezentral eingesetzt. Selbstverständlich ist es aber auch möglich, dass mehrere Wärmeübertrager zur jeweiligen Zulufterwärmung und zur Fortluftkühlung an einem gemeinsamen Wassernetz angeschlossen sind. **Bild 4** zeigt eine erweiterte Schaltungsvariante mit Nachheizung des aufgewärmten Zuluftstromes. Eine zusätzliche Kapillarrohrmatte wird beispielsweise mit einem Primärwasserstrom aus einem Heizwassernetz beaufschlagt.

Wegen der vorteilhaften Eigenschaften des Mattenbündels, wie beispielsweise hohe Wärmeübergangskoeffizienten auf der Gasseite infolge der Queranströmung, Realisierung von Gegenstrom, geschlossener Wasserkreislauf, völlige Korrosionsfreiheit, keine festhaftenden organischen und anorganischen Schmutzschichten, gute Reinigung durch Abspritzen, empfiehlt sich der Einsatz auch zur Umweltenergieaufnahme im Freien. Mit dem Wickelkörper aus Kapillarrohrmatten als



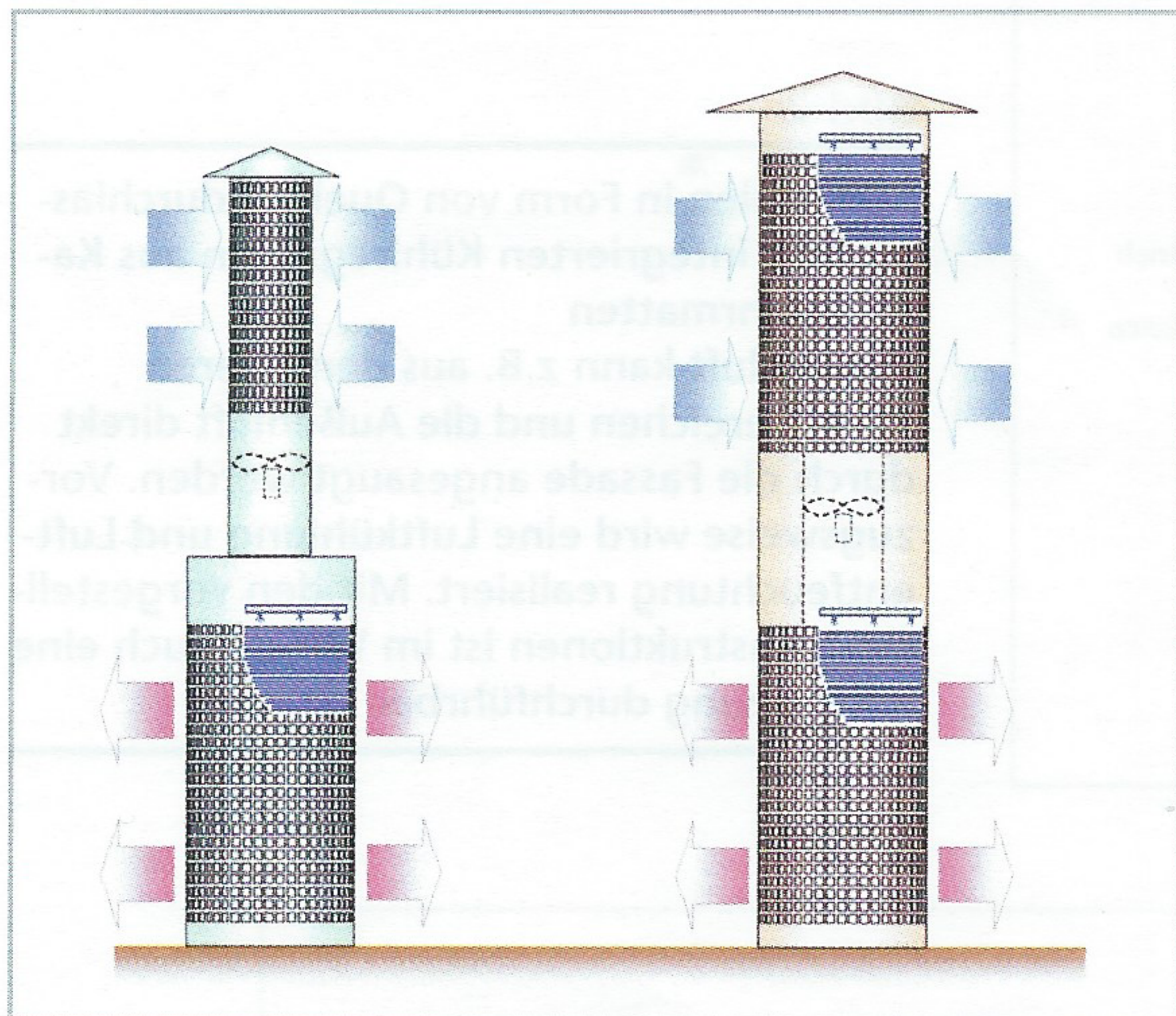


Bild 5

Hybridkühltürme in einfacher und doppelter Ausführung mit zusätzlicher Sprüheinrichtung, um die Verdunstungsenthalpie zu nutzen. Anstelle der Wasserbesprühung könnte auch eine Wasserberieselung erfolgen.

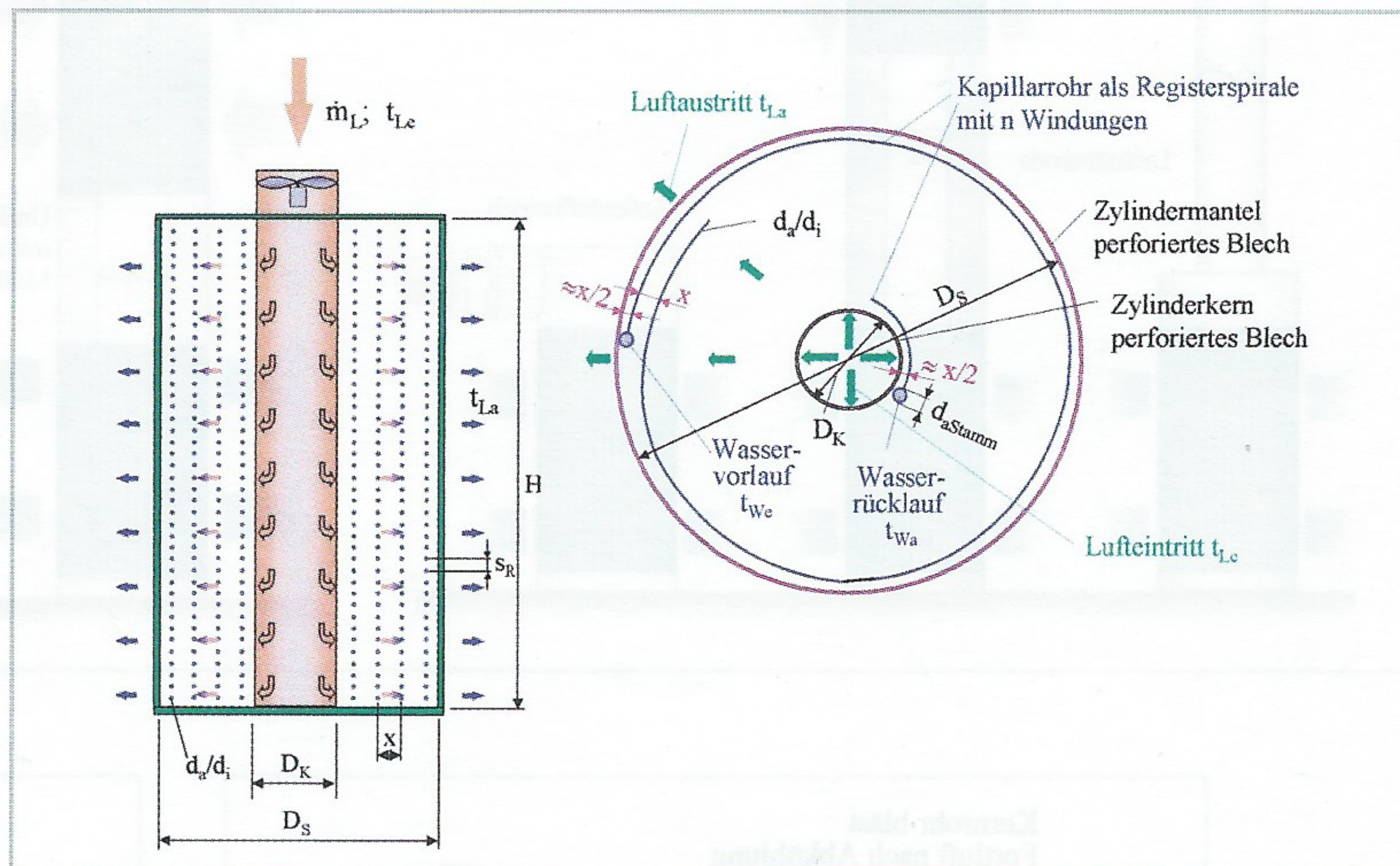


Bild 6

Schematischer Aufbau sowie Hauptabmessungen eines vertikal angeordneten Wärmeübertragermoduls mit horizontal gewickelter Kapillarrohrmatte zur Luftkühlung und Kennzeichnung der Stoffstromein- bzw. -austritte

Grundelemente lassen sich sowohl Trocken- als auch Hybridkühler in Form nasser Oberflächenkühler durch Berieselung oder Besprühung mit Wasser realisieren. Eine Prinzipskizze zeigt das **Bild 5**.

Alle potenziellen Anwendungsfälle können durch die sehr flexible Gestaltung des Wärmeübertragermoduls an die geforderten Leistungen und konstruktiven Gegebenheiten angepasst werden. Da die Entwicklungsvielfalt noch nicht absehbar ist, wird zur Berechnung ein modularer Programmaufbau gewählt.

## Geometrische Modellierung der Grundkonstruktion

**Bild 6** zeigt den Längs- und Querschnitt durch das Wärmeübertragermodul, dargestellt in der Funktion eines Luftkühlers. Für eine Archimedische Spirale mit Beginn im Koordinatenursprung eines Polarkoordinatensystems gelten die Länge

$$L = \frac{a}{2} \left( \varphi \sqrt{1 + \varphi^2} + \arcsinh \varphi \right) \quad \text{bzw. für große } \varphi \quad L \approx \frac{a}{2} \varphi^2 \quad (1),$$

und der konstante Abstand zwischen den Windungen

$$x = 2 \pi a \quad (2).$$

Die Radien der Einzelpunkte betragen

$$r = a \varphi \quad (3).$$

Damit gelten nach Substitution von Gl. (2) die Zusammenhänge

$$r = \frac{x}{2\pi} \varphi; \quad \varphi = \frac{2\pi}{x} r; \quad L = \frac{x}{4\pi} \varphi^2; \quad \varphi = \sqrt{\frac{4\pi L}{x}} \quad (4),$$

aus denen schrittweise alle Abmessungen der Säulenwicklung bestimmbar sind:

$$r_0 = \frac{D_k}{2} + \frac{d_{aStamm}}{2} \quad \text{Radius der Spirale am Wicklungsbeginn (5)}$$

$$\varphi_0 = r_0 \frac{2\pi}{x} \quad \text{Drehwinkel des Radius am Wicklungsbeginn} \quad (6)$$

$$L_0 = \frac{x}{4\pi} \varphi_0^2 \quad \text{fiktive Spiralenlänge am Wicklungsbeginn.} \quad (7)$$

Für den Fall, dass mehrere Matten (Anzahl  $z_M$ ) der Länge  $L_M$  unmittelbar nacheinander aufgewickelt sind, folgt das Ende der  $n$  Windungen bei einer Spiralenlänge von

$$L_{ges} = L_0 + L_M z_M \quad (8).$$

Dass sich die Kapillarrohrmatten innerhalb der Spirale nahtlos aneinanderfügen, setzt voraus, dass der Abstand  $x \geq d_{aStamm}/2$  ist. Zu  $L_{ges}$  gehört ein Drehwinkel am Ende aller Matten von

$$\varphi_{ges} = \sqrt{\frac{4\pi L_{ges}}{x}} \quad (9)$$

und damit ein Säulendurchmesser von

$$D_s = 2 \left( \frac{x}{2\pi} \varphi_{ges} + \frac{d_{aStamm}}{2} \right) \quad (10).$$

Die Zahl der Wicklungen (aufgerundet auf eine ganze Zahl) beträgt

$$n = \text{INT} \left( \frac{\varphi_{ges} - \varphi_0}{2\pi} + 1 \right) \quad (11).$$

Für die thermodynamische Berechnung wird die reale spiralförmige Wicklung der Kapillarrohre nach **Bild 6** auf konzentrische Kreise gemäß **Bild 7** überführt. Danach werden beginnend von  $r_0$  aus die einzelnen Wicklungen der Spirale als Kreise mit gleicher Länge modelliert, wobei sich der Radius stets um den Abstand  $x$  verändert. Aus der fiktiven Spiralenlänge  $L_0$  nach Gl. (7) zu Beginn der ersten Matte folgt mit dem Drehwinkel  $\varphi_1 = \varphi_0 + 2\pi$  die Spiralenlänge nach der ersten Wicklung  $L_1 = x/(4\pi) (\varphi_1)^2$ . Die Ringlänge der ersten Wicklung  $i = 1$  beträgt dann  $L_{Ring,1} = L_1 - L_0$ , woraus sich der äquivalente Radius der ersten Wicklung  $R_{Ring,1} = L_{Ring,1}/(2\pi)$  ergibt usw.



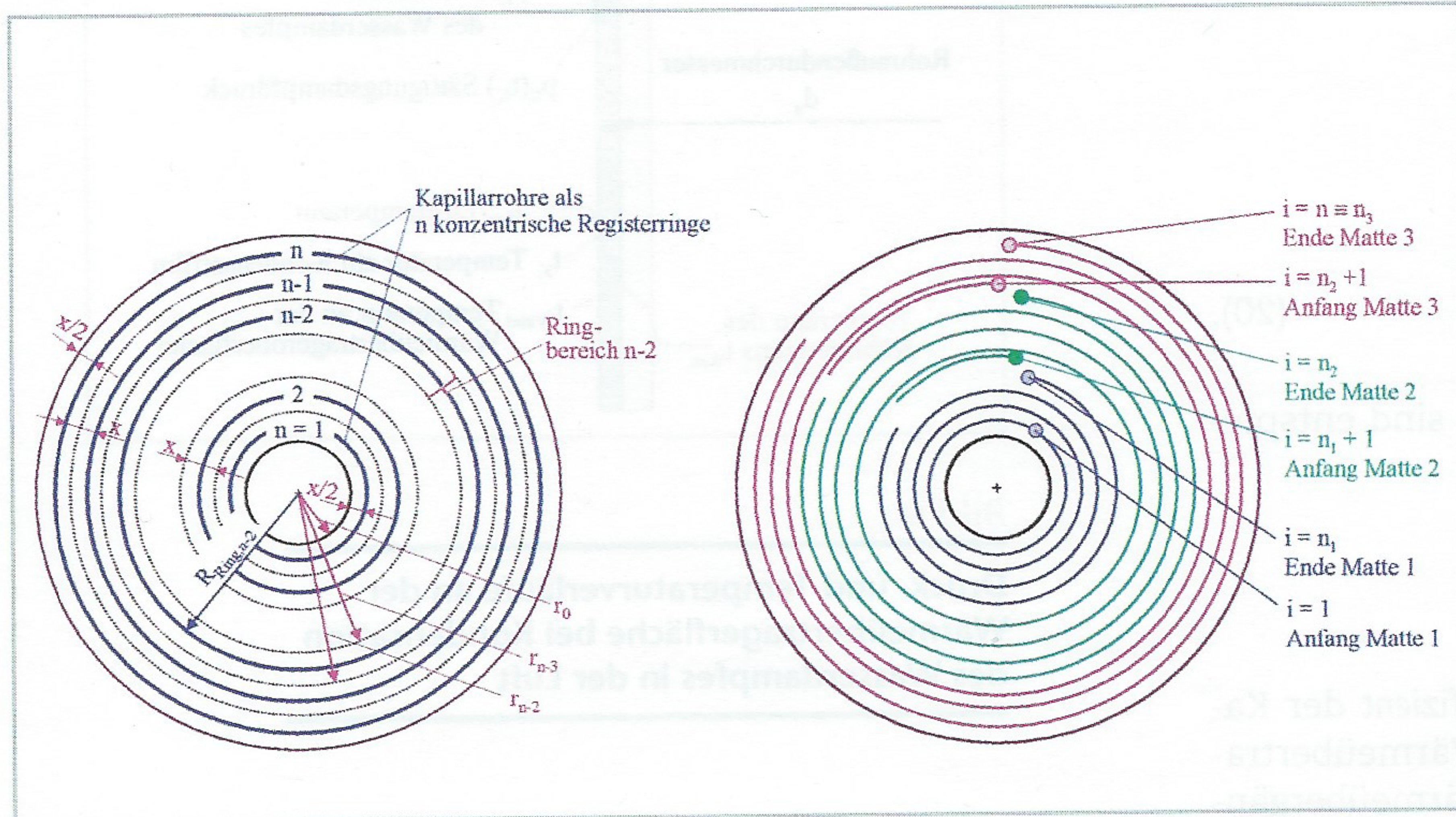


Bild 7

links: Approximation der Rohrschnecke einer Matte als zentrierte Kreise  $i = 1$  bis  $n$

rechts: Wärmeübertragerquerschnitt mit drei Matten und fiktiver Zerlegung in zentrierte Kreise, wobei die Mattenenden stets einen Ringbereich (z.B.  $n_1, n_2$  usw.) bilden und der Beginn der nachfolgenden Matte flächenmäßig dem nächsten Ringbereich zugeschlagen wird

Für eine Archimedische Spirale mit großem  $\phi$  folgt in guter Näherung die Spiralenlänge einer  $2\pi$ -Windung von  $r_i$  bis  $r_{i+1} = r_i + x$  zu

$$L_{i+1} - L_i = \frac{x}{4\pi} (\phi_{i+1}^2 - \phi_i^2) = \frac{x}{4\pi} ((\phi_i + 2\pi)^2 - \phi_i^2) = x(\phi_i + \pi) = x \left( r_i \frac{2\pi}{x} + \pi \right) = 2\pi(r_i + x/2).$$

Sie entspricht dem Kreisumfang  $U = 2\pi(r_i + x/2)$ . Somit besteht die Identität:  $R_{\text{Ring},i+1} \equiv r_i + x/2$ .

Die Mattenlänge  $L_M$  wird näherungsweise als Gesamtlänge (Kapillarrohrlänge +  $2 d_{\text{aStamm}}$ ) angenommen. Dafür erfolgt kein Ansatz der Verteilungen (Stämme) als Wärmeübertragerfläche.

Die Rohrzahl pro Matte ergibt sich aus der Höhe  $H$  und dem Abstand der Kapillarrohre  $s_R$  zu

$$n_R = \frac{H}{s_R} \quad (\text{Endüberstände betragen } s_R/2) \quad (12).$$

Daraus folgt die Wärmeübertragerfläche pro 1 m Mattenlänge:

$$A_{R1m} = \pi d_a n_R \quad (13).$$

Spezielle Besonderheiten sind bei der Anordnung von mehreren Matten zu beachten. Um im späteren thermodynamischen Modell die Medientemperaturen nicht innerhalb eines Ringbereiches unterschiedlich behandeln zu müssen (Wassertemperatur ändert sich sprunghaft am neuen Matteneintritt), wird nachfolgende Substitution vorgenommen. Im Ringbereich  $i$  mit dem Mattenende wird nur die Restfläche der endenden Matte angesetzt. Die Ringbereiche mit einem Mattenende tragen die Bezeichnung  $i = n_1, n_2$  usw. Der jeweilige Mattenanfang der anschließenden Matte wird dem folgenden Ringbereich  $i = (n_1+1), (n_2+1)$  usw. zugeschlagen. Damit ist der letzte Ringbereich mit dem Mattenende in der Regel unterbelegt und der nachfolgende Ringbereich überbelegt (Bild 7). Die Luftgeschwindigkeit und der Wärmeübergangskoeffizient werden jedoch für eine gleichmäßige Wicklungsdichte bestimmt, so dass dadurch kein Fehler bei der Leistungsberechnung entsteht.

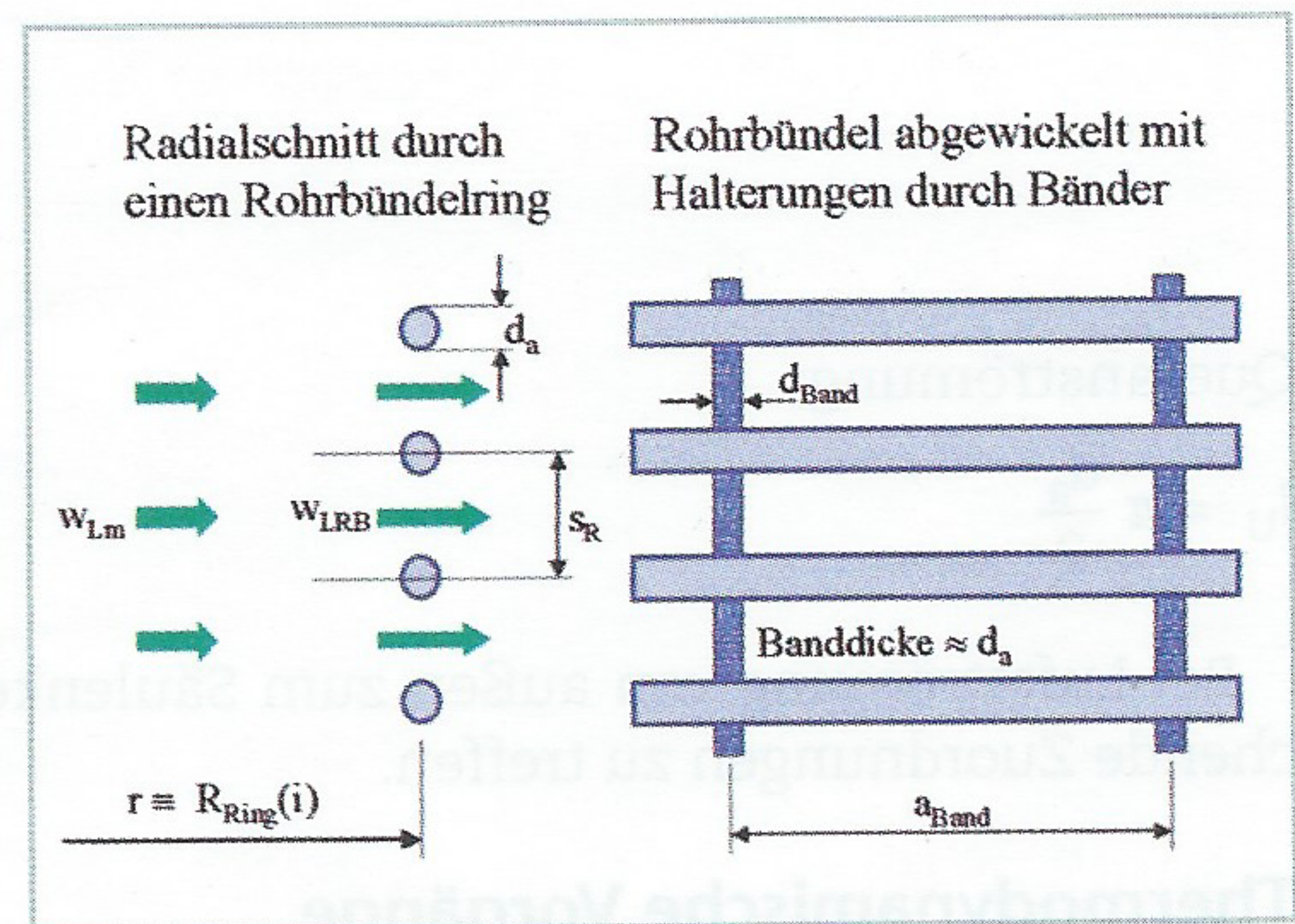


Bild 8

Rohrbündel mit Kennzeichnung der Luftgeschwindigkeit im freien Querschnitt und im Rohrregister sowie Darstellung der geometrischen Größen

In Vorbereitung der wärmetechnischen Berechnungen sind weiterhin von Interesse:

Die Mattenfläche ist durch die Haltebänder (Bild 8) in ihrer Wirksamkeit reduziert. Die Röhrchen werden etwa zur Hälfte vom Luftstrom abgedeckt, somit gilt der Flächenreduktionsfaktor:

$$F_{\text{Red}} = 1 - 0,5 d_{\text{Band}}/a_{\text{Band}} \quad (14).$$

Der wasserseitige Querschnitt ergibt sich pro Matte zu

$$A_{\text{QW}} = \pi \frac{d_i^2}{4} n_R \quad (15).$$

Für den luftseitigen Querschnitt sind mehrere Berechnungen erforderlich. Wären keine Kapillarrohre vorhanden, dann gelte abhängig vom Ringradius  $R_{\text{Ring},i}$  ein „freier Anströmquerschnitt“ von

$$A_{\text{QL},i} = 2\pi R_{\text{Ring},i} H \quad (16).$$

Diese Berechnungsgleichung gilt für alle Ringbereiche ohne Verteilung (Mattenstämme). Ansonsten sind die projizierten Querschnitte der Stämme  $\Delta A = d_{\text{aStamm}} H$  zu subtrahieren (Mattenbeginn und -ende  $-\Delta A$  sowie Mattenstoß  $-2\Delta A$ ). Für die Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten ist die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt von Interesse. Es ist üblich, hierfür einen Mittelwert anzusetzen. Mit den im Bild 8 verzeichneten Größen erfolgt die Herleitung für  $x > d_a$ :

□ Bilanz aus Kontinuitätsgleichung für einen Rohrring

$$w_{\text{Lm}} 2\pi r s_R d_a = w_{\text{LRB}} \left( 2\pi r s_R d_a - 2\pi r \frac{\pi d_a^2}{4} - 2\pi r \frac{d_{\text{Band}} d_a s_R}{a_{\text{Band}}} \right) \quad (17)$$

□ mittlere, rechnerische Luftgeschwindigkeit im Bereich des engsten Strömungsquerschnittes

$$w_{\text{LRB}} = \frac{w_{\text{Lm}}}{1 - \frac{\pi d_a^2}{4 s_R} - \frac{d_{\text{Band}}}{a_{\text{Band}}}} = w_{\text{Lm}} w_{\text{LFak}} \quad (18)$$

□ Querschnitts- bzw. Geschwindigkeitsfaktor zur Berücksichtigung der Engstelle

$$w_{\text{LFak}} = \frac{1}{1 - \frac{\pi d_a^2}{4 s_R} - \frac{d_{\text{Band}}}{a_{\text{Band}}}} \quad (19).$$

Die Geschwindigkeit  $w_{\text{LRB}}$  muss für jeden Ringbereich  $i$  neu ermittelt werden.

Eine zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten relevante Größe ist die Überströmlänge für die Kapillarrohre bei



Queranströmung:

$$l_U = \pi \frac{d_a}{2} \quad (20).$$

Bei Luftströmung von außen zum Säulen Kern sind entsprechende Zuordnungen zu treffen.

## Thermodynamische Vorgänge am Wärmeübertragerbündel

Bedeutungsvoll sind der Wärmedurchgangskoeffizient der Kapillarrohre und die Temperaturverläufe längs der Wärmeübertragerfläche. Ersterer ist konventionell aus den Wärmeübergängen an den wasser- und luftseitigen Rohroberflächen (innen und außen) unter Beachten der Wärmeleitung in der Rohrwand zu bilden. Beim luftseitigen Wärmeübergang ist zusätzlich zum reinen Wärmeübergang (Konvektion) auch der Stoffübergang bei Kondensation und Verdunstung zu beachten.

Anstelle der mittleren Temperaturdifferenz zwischen den Medien wird wegen der Besonderheit der Strömungsformen die örtliche Temperaturdifferenz numerisch ermittelt.

Um die Arbeitsweise des Algorithmus deutlich erkennen zu können, bleibt im ersten Berechnungsgang der Stoffübergang unbeachtet.

### Wasserseitiger Wärmeübergang

Mit den mittleren Stoffwerten des Wassers nach [2]  $\rho_{wm}$  Dichte,  $\nu_{wm}$  kinematische Viskosität,  $Pr_{wm}$  Prandtlzahl und  $\lambda_{wm}$  Wärmeleitfähigkeit, der Wassergeschwindigkeit in den Rohren

$$w_{wm} = \frac{\dot{m}_w}{\rho_{wm} A_{QW}} \quad (21)$$

und der Reynoldszahl

$$Re_w = \frac{w_{wm} d_i}{\nu_{wm}} \quad (22)$$

folgen unter Annahme der Mattenlänge  $L_M$  (ungünstigster Fall) die Nußeltgleichungen nach [1; 3]:

□ laminarer Bereich ( $Re_w < 2300$ ) und  $0,1 < Re_w Pr_{wm} d_i / L_M < 10^4$

$$Nu_w = (49,028 + 4,173 Re_w Pr_{wm} d_i / L_M)^{0,333} \quad (23)$$

(Bei Einsatz von Kapillarrohren liegt in praxi stets eine laminare Strömung vor.)

□ turbulenter Bereich ( $Re_w \geq 2300$ )

$$Nu_w = \frac{B(Re_w - 1000) Pr_{wm}}{1 + 12,7 B^{0,5} (Pr_{wm}^{0,667} - 1)} \left( 1 + \left( \frac{d_i}{L_M} \right)^{0,667} \right) \quad (24)$$

$$\text{mit } B = (5,15 \lg Re_w - 4,64)^{-2} \quad (24)$$

□ Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha_w = Nu_w \lambda_{wm} / d_i \quad (25).$$

### Luftseitiger Wärmeübergang

Mit den mittleren Stoffdaten für die Luft nach [2]  $\rho_{lm}$  Dichte,  $\nu_{lm}$  kinematische Viskosität,  $Pr_{lm}$  Prandtlzahl,  $\lambda_{lm}$  Wärmeleitfähigkeit, der Luftgeschwindigkeit (trockener Luftmassenstrom

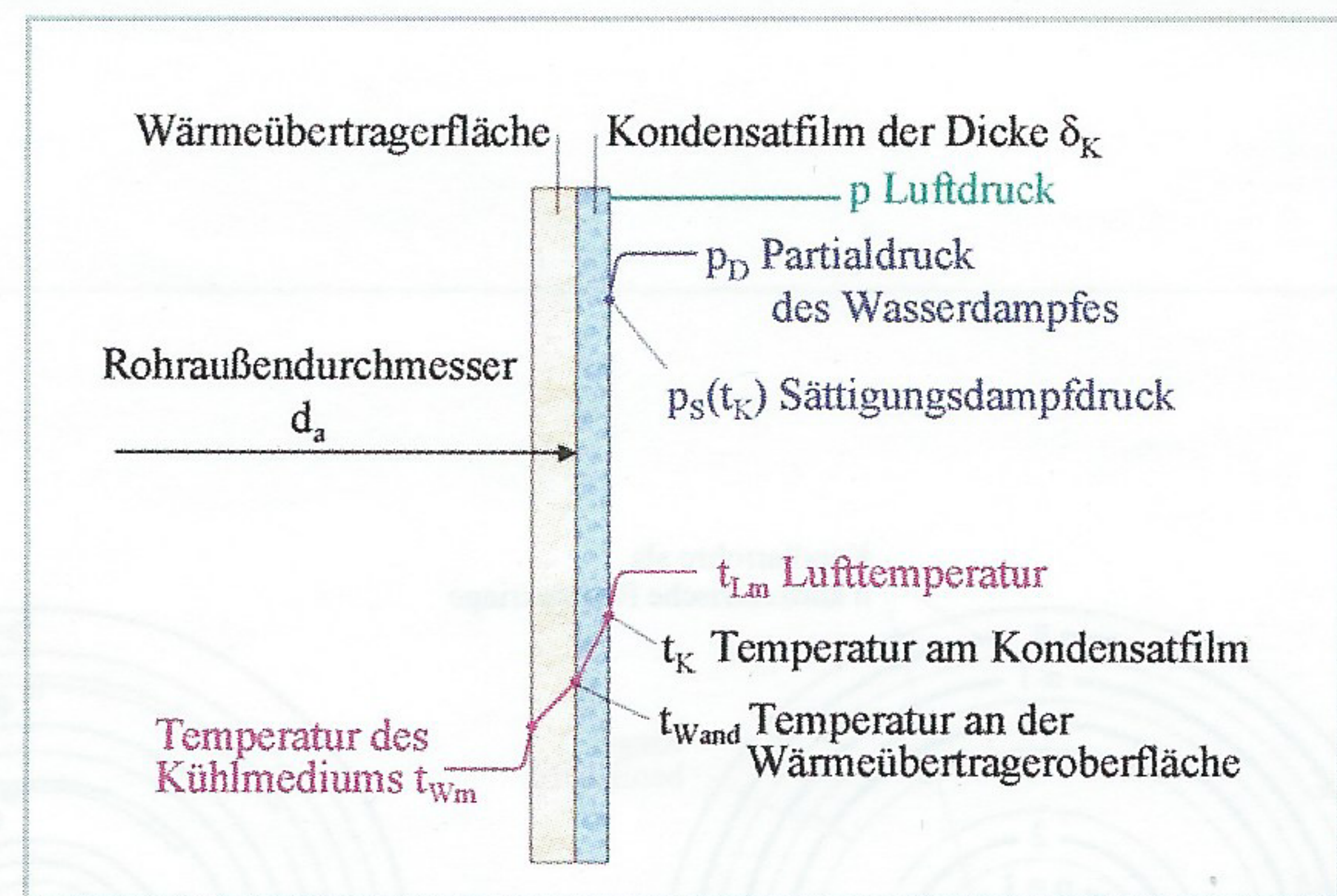


Bild 9

Druck- und Temperaturverläufe an der Wärmeübertragerfläche bei Kondensation des Wasserdampfes in der Luft

durch den Wärmeübertrager  $\dot{m}_l$  im jeweiligen Querschnitt des Rohrringes i

$$w_{LRB} = \frac{\dot{m}_l}{\rho_{tLm} A_{QL,i}} w_{LFak} \quad (26)$$

und der Reynoldszahl

$$Re_L = \frac{w_{LRB} l_U}{\nu_{Lm}} \quad (27)$$

folgt die Nußeltgleichung im Geltungsbereich ( $10 < Re_L < 10^6$ ) für eine Rohrreihe:

$$Nu_{L0} = 0,3 +$$

$$+ \left[ 0,441 Re_L Pr_{Lm}^{0,667} + \frac{Re_L^{1,6} Pr_{Lm}^2}{[27,027 + 66,027 Re_L^{-0,1} (Pr_{Lm}^{0,667} - 1)]^2} \right]^{0,5} \quad (28)$$

und bei Beachten von n Rohrreihen und der Annahme eines Rohrbündelversatzes nach [1]

$$Nu_L = Nu_{L0} \left[ 1 + \frac{2 d_a}{3 x} \left( 1 - \frac{1}{n} \right) \right] \quad (29).$$

Schließlich berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient für den Rohrring i zu

$$\alpha_L = Nu_L \lambda_{Lm} / l_U \quad (30).$$

### Modellierung des Stofftransports

Generell wird auf der bisher dargestellten Modellierung aufgebaut, die für die sensible Wärmeübertragung gilt. Die an den Stofftransport gekoppelten Vorgänge treten beispielsweise bei der Kondensation der Luftfeuchte an kalten Oberflächen auf. Aber auch der umgekehrte Vorgang – die Verdunstung an befeuchteten Wärmeübertragerflächen – kann z.B. bei Hybridkühltürmen relevant sein. Die Modellierung des Stofftransports lehnt sich an die Darstellung in [4] an. Gemäß Bild 9 werden die mit der Kondensation gültigen Zusammenhänge betrachtet, sie sind dann auf den Verdunstungsvorgang gut übertragbar. Die Kondensation der Luftfeuchte tritt ein, wenn die Taupunkttemperatur der Luft  $t_k$  an der Rohroberfläche unterschritten wird. Bei stetiger Kondensation bildet sich ein Kondensatfilm aus, an dessen luftseitiger Oberfläche eine Temperatur  $t_k < t_k$  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 – hier der auf die Fläche bezogene Wasserdampfstrom – ergibt sich nach dem Fickschen Gesetz unter Einführen eines Diffusionskoeffizienten  $D_D$  zu

$$\dot{m}_{WK} = - \frac{D_D}{R_D T} \frac{dp_D}{dn} \quad (31).$$

Analog zum Wärmeübergang zwischen einem Gas und einer Oberfläche mit dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_L$  führt man beim Stoffübergang den konvektiven Stoffübergangskoeffizienten  $\beta$  ein, so dass die Gl. (31) folgende Form annimmt:

$$\dot{m}_{WK} = \frac{\beta}{R_D T} (p_D - p_s(t_K)) \quad (32).$$

Das Vorzeichen ist so gewählt, dass bei Kondensation ein positiver Stoffstrom vorliegt. Es gelten:

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

$$D_D = \frac{22,6 \cdot 10^{-6}}{p} \left( \frac{t_{Lm} + 273}{273} \right)^{1,81} \text{ in m}^2/\text{s} \quad (33).$$

$\beta$  Stoffübergangskoeffizient  
 $R_D$  Gaskonstante für Wasserdampf ( $R_D = 461,4 \text{ J}/(\text{kg K})$ )  
 $p$  Gesamtdruck des Gemisches ( $\equiv$  Luftdruck)  
 $p_D$  Partialdruck des Wasserdampfes in der Luft  
 $p_s(t_K)$  Sättigungsdruck des Wasserdampfes bei Kondensatfilmoberflächentemperatur  $t_K$   
 $t_{Lm}$  Lufttemperatur.

Bei einseitiger Diffusion – wie diese bei der Kondensation vorhanden ist – und bei großen Stoffströmen ist der Ansatz in Gl. (32) zu modifizieren

$$\dot{m}_{WK} = \beta \frac{p}{R_D T} \ln \frac{p - p_s(t_K)}{p - p_D} \quad (34).$$

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

$$\beta = \frac{\alpha_L}{c \rho} \left( \frac{a}{D_D} \right)^{-0,58} \quad (35),$$

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

Da der Massestrom auch Energie transportiert, muss nach [5] der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  korrigiert werden. Es gilt für den konvektiven Wärme-transport somit

$$\dot{q}_K = \alpha^* (t_{Lm} - t_K) \quad (36),$$

wobei die Modifizierung anzusetzen ist:

$$\alpha^* = \alpha_L \frac{\frac{\dot{m}_{WK} c_D}{\alpha_L}}{\frac{\dot{m}_{WK} c_D}{\alpha_L} - 1} \quad (37).$$

Nach [1, Abschnitt Mk] bleibt näherungsweise der trockene Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_L$  auch bei Feuchteausfall unver-

ändert erhalten, da bei Kondensatanfall gegenläufige Veränderungen – die sich teilweise kompensieren – auftreten. Voruntersuchungen für Kühltürme, die im Schwerkraftbetrieb arbeiten, ergaben lediglich Unterschiede zwischen  $\alpha_L$  und  $\alpha^*$ , die im Promillebereich lagen. Im Weiteren wird deshalb auf die Korrektur des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten verzichtet und stets mit  $\alpha_L$  gerechnet.

Bei der Verdunstung tritt der umgekehrte Effekt ein, der Stoffstrom ist dann negativ.

### Wärmedurchgangskoeffizient

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird auf den Rohraußendurchmesser bezogen, da nach Gl. (13) auch die Wärmeübertragerfläche auf der äußeren Rohrfläche basiert. Der äußere Wasserfilm (Dicke  $\delta_K$ , Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_W$ ) findet ebenfalls Beachtung:

$$k = \left[ \frac{d_a}{d_i \alpha_W} + \frac{d_a}{2 \lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2 \lambda_W} \ln \frac{d_a + 2 \delta_K}{d_a} + \frac{d_a}{d_a + 2 \delta_K} \frac{1}{\alpha_L} \right]^{-1} \quad (38).$$

Analog gilt für den Teilwärmedurchgangskoeffizienten von der Wasserfilmoberfläche bis zum Wasserstrom im Rohr

$$\kappa = \left[ \frac{d_a}{d_i \alpha_W} + \frac{d_a}{2 \lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2 \lambda_W} \ln \frac{d_a + 2 \delta_K}{d_a} \right]^{-1} \quad (39).$$

Die Modellierung des Stoffübergangs birgt einige Unwägbarkeiten in sich, beispielsweise zur Geometrie des Wasserfilms (geschlossen, tropfenförmig, Dicke) und zu seinem Ablauf. Sehr oft wurden tropfenförmige Kondensationsbilder beobachtet. Problematisch ist es, die mittlere Dicke eines äquivalenten Wasserfilms abzuschätzen. Der Einfluss auf den Wärmedurchgang ist hierbei differenziert zu bewerten, wenn man dem Wärmedurchgangskoeffizienten nach Gl. (38) den Teilwärmedurchgangskoeffizienten nach Gl. (39) gegenüberstellt. Der Wärmedurchgangskoeffizient nimmt mit zunehmender Kondensatfilmdicke zu, da der relativ schlechte Wärmeübergang durch die größere Oberfläche verbessert wird. Damit steigt der konvektive Wärmestrom an. 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 Teilwärmedurchgangskoeffizient sinkt mit der Kondensatfilmdicke, da der Wärmeleitwiderstand wächst, was zu einer Verringerung der Kondensation führt (Siehe auch im 2. Teil dieses Beitrags den Abschnitt: Testbeispiel).

Generell werden bei der Berechnung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_L$  und bei den Ermittlungen der Konvektions- und Kondensationswärmeströme der Kondensatfilm berücksichtigt. Die Bestimmung der Luftgeschwindigkeit durch das spiralförmige Mattenbündel basiert jedoch auf der Kondensatfilmdicke  $\delta_K = 0$ , da es sich beim Kondensatfilm um keine starre Kontur handelt.

### Berechnungsablauf zur Approximation des speziellen Wärmeübertragers

Da der spiralförmige Wärmeübertrager mit radialer Luftdurchströmung nicht den üblichen Konstruktionen entspricht, wird ein an den Ringbereichen orientiertes numerisches Bilanzverfahren durchgeführt. Die Einzelschritte sind nachfolgend erläutert. Für Konstruktionen mit einer Kapillarrohrmat-



te und mit zwei Kapillarrohrmatten gibt **Bild 10** die Temperaturbezüge an.

□ Die Berechnung beginnt am Zylinderkern. Die Lufttemperatur entspricht der Eintrittstemperatur  $t_{Lm} = t_{L, Ring, 0} = t_{Le}$ . Die Wassertemperatur  $t_{Wm}$  stellt am Zylinderkern die Austrittstemperatur der innersten Matte (Ringbereich  $i = 0$ ) dar:  $t_{Wm} = t_{Wa1} = t_{W, Ring, 0}$ . Sie muss zunächst geschätzt werden. Als praktikabler Schätzwert gilt für den Kühl- und Heizfall:  $t_{Wa1} = 0,5 (t_{We} + t_{Le})$ . Für die nächsten Rohrringe  $i$  sind die folgenden Temperaturen anzusetzen:  $t_{Lm} = t_{L, Ring, i-1}$  bzw.  $t_{Wm} = t_{W, Ring, i-1}$ .

□ Für  $t_{Wm}$  und  $t_{Lm}$  erfolgen die Berechnungen der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_W$  und  $\alpha_L$  sowie des Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$ .

□ Mit den am jeweils inneren Ringbereich geltenden Temperaturen  $t_{Wm}$  und  $t_{Lm}$ , dem Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  und der Wärmeübertragerfläche des Ringes  $A_{Ring, i}$  unter Beachtung der Flächenreduzierung  $F_{Red}$  durch die Haltebänder ergibt sich der Konvektionsstrom von der Luft an die Wärmeübertragerfläche, der im Ringbereich übertragen wird:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Kon, i} &= k(t_{Lm} - t_{Wm}) A_{Ring, i} F_{Red} = \\ &= \alpha_L(t_{Lm} - t_K) A_{Ring, i} F_{Red} \frac{d_a + 2\delta_K}{d_a} \end{aligned} \quad (40).$$

□ Analog berechnet sich der Kondensationswärmestrom mit dem Kondensatstrom nach Gl. (34)

$$\dot{Q}_{Kond, i} = \dot{m}_{WK} \Delta h_V A_{Ring, i} F_{Red} \frac{d_a + 2\delta_K}{d_a} \quad (41).$$

$\Delta h_V$  Verdampfungsenthalpie des Wassers bei  $t_K$ .

□ Von der Wärmeübertragerfläche an das Kaltwasser ist der Gesamtwärmestrom zu transportieren:

$$\dot{Q}_{Ring, i} = \dot{Q}_{Kon, i} + \dot{Q}_{Kond, i} = \kappa(t_K - t_{Wm}) A_{Ring, i} F_{Red} \quad (42).$$

$\dot{Q}_{Kon, i} > 0$  bedeutet Luftkühlung und  $\dot{Q}_{Kond, i} > 0$  Luftentfeuchtung.

□ Ausgehend von Gl. (42) – der Summe der im Ring  $i$  vom Rohrbündel aufgenommenen Wärmeströme – sind die Wassereintrittstemperatur

$$t_{W, Ring, i} = t_{W, Ring, i-1} - \frac{\dot{Q}_{Ring, i}}{\dot{C}_W} \quad (43)$$

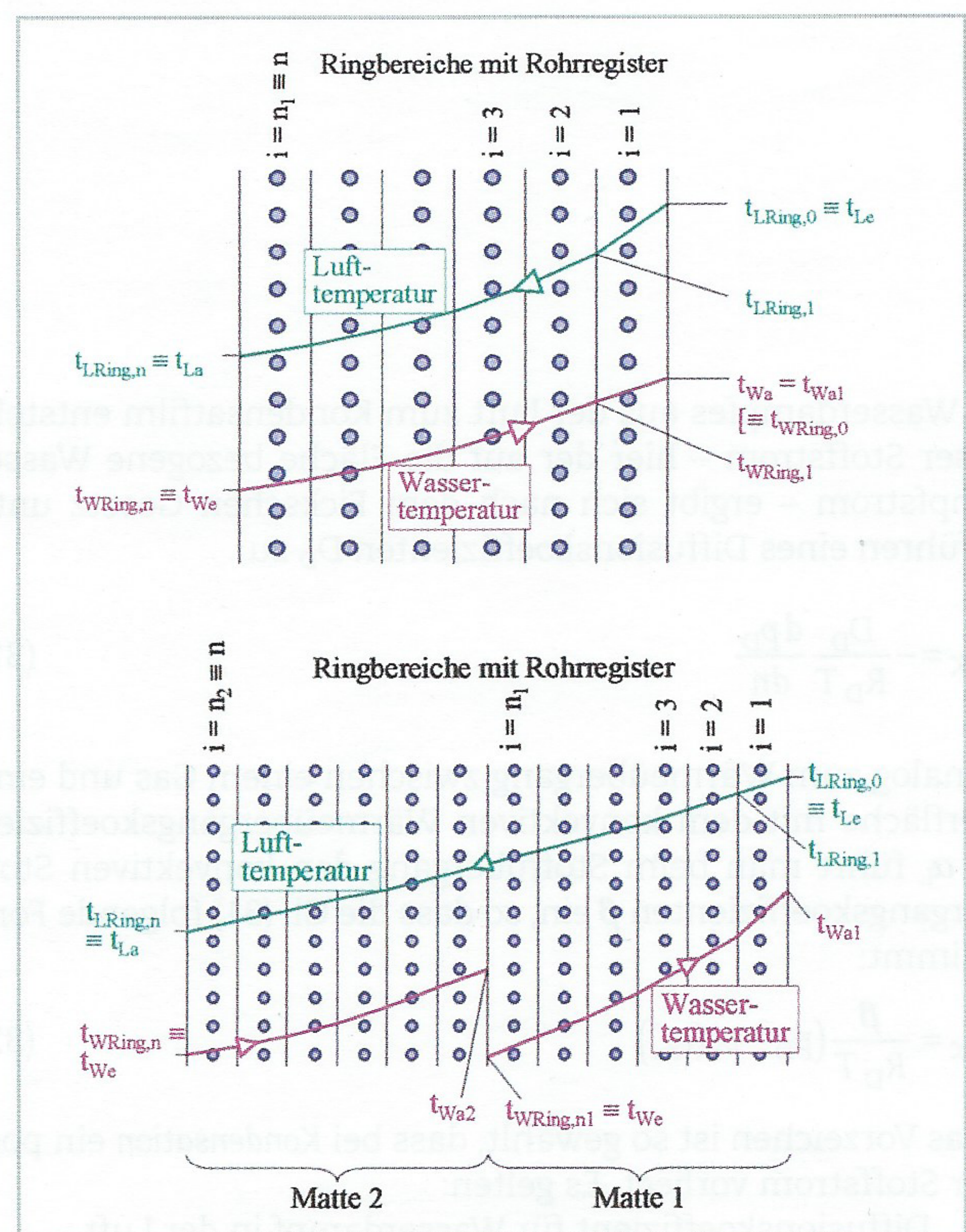
und der Luftaustrittszustand (Temperatur und Feuchte) zu bestimmen. Letzterer folgt aus der Luftenthalpie- und Wasserdampfbilanz zu:

$$h_{L, Ring, i} = h_{L, Ring, i-1} - \frac{\dot{Q}_{Ring, i}}{\dot{m}_L}, \quad x_{L, Ring, i} = x_{L, Ring, i-1} - \frac{\dot{m}_{Kond, i}}{\dot{m}_L} \quad (44).$$

Aus  $h_{L, Ring, i}$  und  $x_{L, Ring, i}$  können nach den Zusammenhängen für feuchte Luft die Größen  $t_{L, Ring, i}$  und  $\phi_{L, Ring, i}$  nach [6] gebildet werden.

□ Die schrittweise Abarbeitung endet bei Vorhandensein einer Matte bei  $i = n \equiv n_1$ . Es sind dann der Luftaustrittszustand  $t_{La}$  und die Wassereintrittstemperatur  $t_{W, Ring, n1}$  bekannt. Beide beruhen auf der zunächst geschätzten Wasseraustrittstemperatur  $t_{Wa1}$ . Im abgeglichenen Fall müssen berechnete und reale Wassereintrittstemperatur übereinstimmen:  $t_{W, Ring, n1} = t_{We}$ . Die vorhandene Abweichung  $\Delta t_1 = t_{We} - t_{W, Ring, n1}$  wird als Änderungskoeffizient für eine erneute Schätzung von  $t_{Wa}$  verwendet.

□ In einer äußeren Iterationsschleife erfolgt die Anpassung der Wasseraustrittstemperatur  $t_{Wa}$ . Eine kleine innere Iterationsschleife passt die Wandtemperatur an. Im Ergebnis wird der Wärmeübertrager für die realen Bedingungen mit einem expli-



**Bild 10**

**Skizzenhafte Darstellung der Temperaturverläufe und Bezeichnungen für ausgewählte Größen für einen Wärmeübertrager zur Luftkühlung mit einer Kapillarrohrmatte und mit zwei Kapillarrohrmatten**

**Indizes: Le – Lufteintritt, La – Luftaustritt, We – Wassereintritt, Wa – Wasseraustritt**

ziten Verfahren bilanziert, wobei die von Ring zu Ring veränderten Flächen, Wärmedurchgangskoeffizienten und Temperaturdifferenzen Beachtung finden. Die Gegenstromführung zwischen dem Luft- und Wasserstrom wird somit automatisch eingearbeitet.

□ Komplizierter stellt sich die Berechnung des Wärmeübertragers bei Einsatz von mehreren Kapillarrohrmatten dar, da der Luftstrom durchgängig fließt und kontinuierlich seine Temperatur verändert, aber die Wassertemperatur durch Mehrfacheinspeisung Sprünge aufweist. Das zugehörige Rechenprogramm berücksichtigt maximal sechs Matten.

(Wird fortgesetzt)

## Literatur

- [1] VDI-Wärmeatlas. 8 und 9. Auflage. Düsseldorf: VDI Verlag 1997 und 2002.
- [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] Illing, B.; Korndörfer, S.: Versuchsbericht zur Messung der Kühlleistungen mit gleichzeitiger Feuchte Kondensation in Kühltürmen mit Kapillarrohrmatten. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH), Fachgruppe Versorgungs- und Umwelttechnik.
- [8] Glück, B.: Atmosphärische Luft als Wärmesenke für die thermische Bauteilaktivierung, ki Luft- und Kältetechnik (2002) Heft 6, S. 285-293.