

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. Im ersten Teil dieses Beitrages¹⁾ wurde der Aufbau des Wärmeträger-Grundelements sowie dessen Einsatzmöglichkeiten und die thermodynamischen Vorgänge am Wärmeübertragerbündel erläutert. Im folgenden zweiten Teil wird ein Testbeispiel dargestellt sowie das mögliche Entwicklungspotenzial an weiteren Einsatzvarianten erläutert und leistungsmäßig abgeschätzt.

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.

Wärmeübertrager 1													
Betriebsart: Luftkühler evtl. mit Kondensation													
Geometrie der gewickelten Matte im Wärmeübertrager 1:													
Bündelhöhe 0.960 m		Durchmesser 0.873 m/0.630 m			Mattenlänge 8.0 m								
Mattenzahl 3	Wicklungen		n1 = 4	n2 = 8	n3 = 11	Gesamt n = 11							
Mattenflächen	8.2033 m ²	8.2003 m ²	8.2033 m ²	Gesamt 24.6100 m ²									
Rohranzahl	96	d _a /d _i = 0.0034 m/0.0023 m			λ _R = 0.21 W/(mK)								
Abstände:	Kapillarrohre	s _R = 10 mm	Wicklungen		x = 10 mm	a _{Band} = 0.10 m							
Stammdurchmesser	20 mm	Dicke Haltebänder		8 mm	Wasserfilmdicke 0.00 mm								
Wärmetechnische und strömungstechnische Daten für Wärmeübertrager 1:													
m _W = 1500.00 kg/h		V _L = 2000 m ³ /h		w _{Le} (Kern) = 1.78 m/s									
t _{Raum} = 26.0 °C		g _{LT} = 1.0 K/m		H _{Luft} eintritt = 2.400 m		p = 100000 Pa							
x _{Raumluft} = 0.0128 kg _W /kg _{TL}		φ _{Raumluft} = 60.0 %		Durchflussrichtung: innen → außen									
Luftzustände und Leistungen:													
t _{We} °C	t _{Wa} °C	t _{Le} °C	t _{La} °C	x _{Le} g _W /kg _{TL}	x _{La} g _W /kg _{TL}	φ _{Le} %	φ _{La} %	w _{La} m/s	Q _{Kon} W	Q _{Kond} W	Q _{ges} W	m _K g _W /h	
6.0	13.1	27.3	15.7	12.8	9.9	55.6	87.8	0.21	7742	4552	12331	6684	
Indizes: W Wasser L Luft e Eintritt a Austritt Kon Konvektion Kond Kondensation													
ges Gesamt K Kondensat LT Lufttemperatur													
Simulationsvariante mit einer Wasserfilmdicke 0.50 mm liefert:													
Luftzustände und Leistungen:													
t _{We} °C	t _{Wa} °C	t _{Le} °C	t _{La} °C	x _{Le} g _W /kg _{TL}	x _{La} g _W /kg _{TL}	φ _{Le} %	φ _{La} %	w _{La} m/s	Q _{Kon} W	Q _{Kond} W	Q _{ges} W	m _K g _W /h	
6.0	13.2	27.3	15.2	12.8	9.9	55.6	90.9	0.21	8063	4510	12610	6617	

Testbeispiel

Der Algorithmus wurde auf Plausibilität und stichprobenartig durch Handrechnung überprüft. Weitere globalere Betrachtungen werden nachfolgend vorgestellt.

Einfluss der Kondensatfilmdicke

Ein Simulationsbeispiel – wiedergegeben in **Tabelle 1** – ergab für einen Kondensatfilm von 0,5 mm gegenüber der Dicke 0: Konvektionswärmestrom

Tabelle 1

Rechnerausdruck mit den Eingabedaten und Ergebnissen für eine Luftkühlsäule mit einem Wärmeübertrager bestehend aus 3 Kapillarrohrmatten von je 8 m Länge bei Variation der Annahme zur Kondensatfilmdicke

¹⁾ Teil 1 dieses Beitrages ist erschienen in HLH Bd. 56 (2005) Nr. 9, S. 62-68.

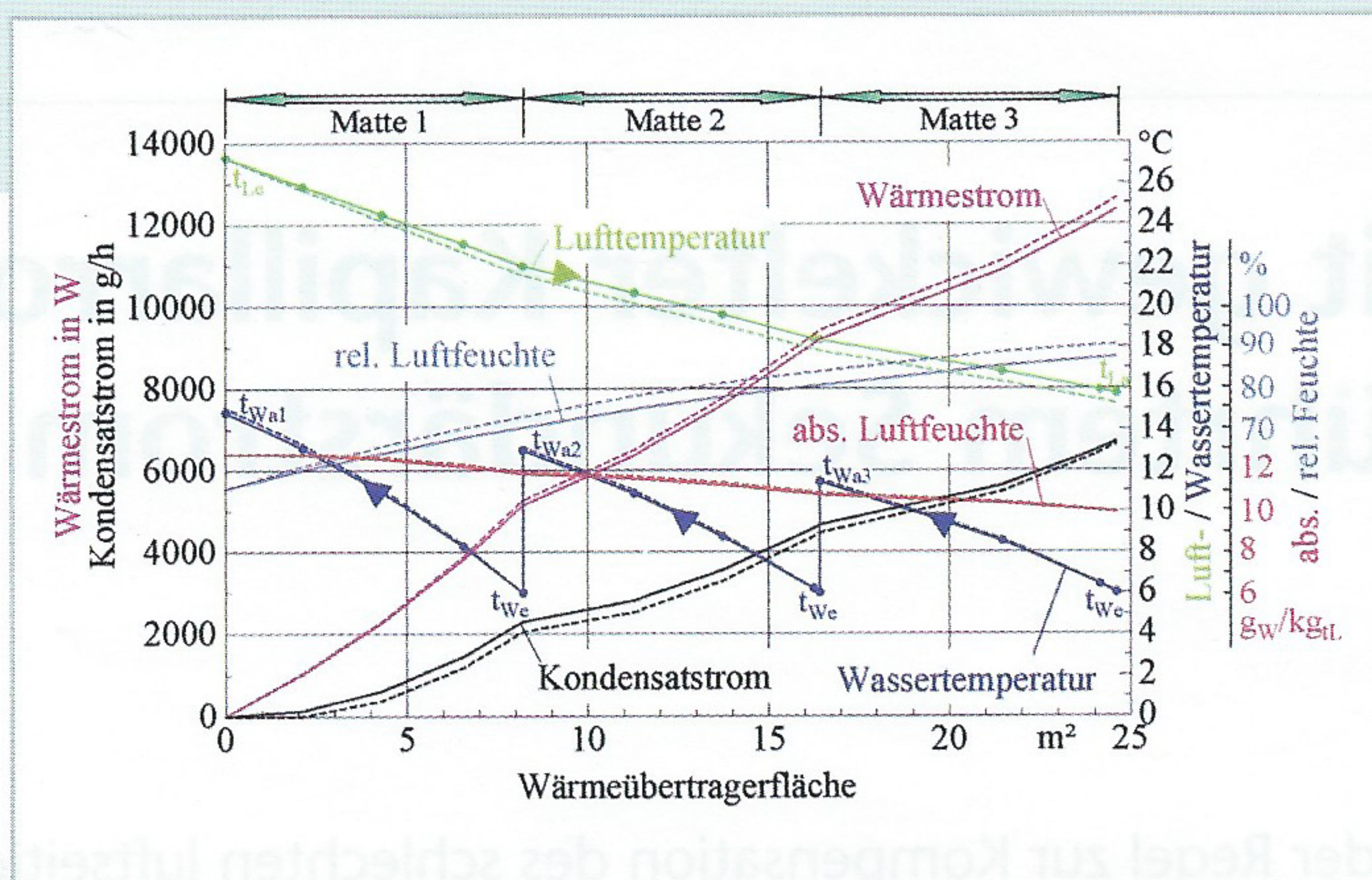


Bild 11

Zustandsverläufe der Luft, Temperaturverläufe des Wassers und Leistungsverläufe längs der Wärmeübertragerfläche für ein Testbeispiel

Es gelten die Annahmen: kein Kondensatfilm => durchgezogene Linien; Kondensatfilm 0,5 mm => gepunktete Linien

+4,1 %, Kondensationmenge -1,0 %, Gesamtwärmestrom an das Kühlwasser +2,3 %. Diese Größenordnungen liegen ohnehin im Genauigkeitsbereich der Berechnung.

Parametervverläufe längs der Wärmeübertragerfläche

Bild 11 zeigt für das Beispiel gemäß Tabelle 1 die logisch erkläraren Parametervverläufe längs der Wärmeübertragerfläche. Die Fläche beginnt mit 0 am Kern des Wärmeübertragers und endet bei der maximalen Wicklungszahl $n = 11$.

□ Die Lufttemperatur nimmt beim Durchtritt von innen nach außen kontinuierlich ab.

□ Gleiches gilt für die absolute Luftfeuchte, die relative Luftfeuchte steigt an.

□ Die Wassertemperatur nimmt im Gegenstrom zu. An den drei Matteneintritten beträgt die Wassertemperatur 6 °C. Die Wassertemperatur am Austritt der Matte 1 ist am größten, da wegen der hohen Lufttemperatur der von Matte 1 übertragene Wärmestrom ein Maximum erreicht.

□ Die Krümmungen der Luft- und Wassertemperaturverläufe resultieren aus den Wärmekapazitätsströmen.

□ Kontinuierlich wachsen der Wärmestrom und der Kondensatstrom längs der Wärmeübertragerfläche von innen nach außen an. Singuläre Stellen liegen an den Mattenenden 1 und 2 vor, da die neue Wassereintrittstemperatur wirkt.

□ Bei Annahme eines geschlossenen Kondenswasserfilms auf der Wärmeübertragerfläche von 0,5 mm ergibt sich eine niedrigere Luftaustrittstemperatur, da der Konvektionswärmestrom größer ist. Die Kondensatmenge sinkt, wie bereits festgestellt wurde. Die Unterschiede zwischen den beiden Annahmen sind aber relativ gering.

Bündelhöhe 0.960 m	Durchmesser 0.744 m/0.630 m	Mattenlänge 8.0 m										
Mattenzahl 1	Wicklungen $n_1 = 4$ $n_2 = 0$ $n_3 = 0$	Gesamt $n = 4$										
Mattenflächen	8.2033 m ² 0.0000 m ² 0.0000 m ²	Gesamt 8.2033 m ²										
Wärmetechnische und strömungstechnische Daten für Wärmeübertrager 1:												
$m_w = 500.00$ kg/h	$V_L = 2000$ m ³ /h	$w_{Le}(\text{Kern}) = 1.78$ m/s										
$t_{\text{Raum}} = 26.0$ °C	$g_{LT} = 1.0$ K/m	$H_{\text{Luft eintritt}} = 2.400$ m $p = 100000$ Pa										
$x_{\text{Raumlft}} = 0.0002$ kg _w /kg _{tL}	$\varphi_{\text{Raumlft}} = 1.0\%$	Durchflussrichtung: innen → außen										
Luftzustände und Leistungen:												
$t_{\text{°C}}^{w_e}$	$t_{\text{°C}}^{w_a}$	$t_{\text{°C}}^{l_e}$	$t_{\text{°C}}^{l_a}$	$x_{\text{g}_w/\text{kg}_{tL}}^{l_e}$	$x_{\text{g}_w/\text{kg}_{tL}}^{l_a}$	$\varphi_{\text{\%}}^{l_e}$	$\varphi_{\text{\%}}^{l_a}$	$w_{\text{m/s}}^{l_a}$	$Q_{\text{W}}^{\text{Kon}}$	$Q_{\text{W}}^{\text{Kond}}$	$Q_{\text{W}}^{\text{ges}}$	$m_{\text{g}_w/\text{h}}^k$
6.0	13.1	27.3	21.0	0.2	0.2	0.9	1.4	0.25	4091	0	4103	0
Einzeldaten:												
Ring i	Wärmedurchgangskoeffizient k in W/(m²K)							Produkt k A in W/K				
1	36.61							77.8488				
2	35.94							78.7232				
3	35.42							79.8784				
4	35.05							57.1915				
	35.76 (Mittelwert)							293.6419 (Gesamtwert)				

Vergleich mit dem idealen Gegenstrom

Die thermodynamisch beste Stromführung stellt der Gegenstrom dar. Für ihn kann die Betriebscharakteristik schrittweise berechnet werden. Aus Wärmedurchgangskoeffizient k , Wärmeübertragerfläche A (Kapillarrohroberfläche) und Wärmekapazitätsstrom C_w folgt die charakteristische Größe $NTU = k A / C_w$. Mit dem Verhältnis der Wärmekapazitätsströme R berechnet sich die Betriebscharakteristik P , woraus die Austrittstemperaturen für Wasser und Luft folgen. Es gelten nach allgemeiner Darstellung gemäß [1]:

Betriebscharakteristik und Wärmekapazitätsstromverhältnis

$$P_1 = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}; \quad R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \quad (45)$$

Anzahl der Übertragungseinheiten (Number of Transfer Units)

$$NTU_1 = \frac{k A}{C_1} \quad (46)$$

Tabelle 2

Teil eines Rechnerausdruckes mit den Eingabedaten und Ergebnissen für eine Luftkühlsäule mit einem Wärmeübertrager bestehend aus 1 Kapillarrohrmatte von 8 m Länge ohne Kondensation

Betriebscharakteristik für Gegenstrom

$$P_1 = \frac{1 - \exp[(R_1 - 1) NTU_1]}{1 - R_1 \exp[(R_1 - 1) NTU_1]}$$

$$\text{wenn } R_1 \neq 1 \text{ sonst } P = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (47).$$

Für den Vergleich wird ein Spiralmattenwärmeübertrager mit einer Matte ohne Kondensation betrachtet. Die Eingabedaten und die Simulationsergebnisse sind aus **Tabelle 2** ersichtlich.

Die Berechnung mit dem Algorithmus zur Betriebscharakteristik setzt einen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten voraus. Dieser ist im vorliegenden Fall nicht gegeben. Die Einzelwerte für

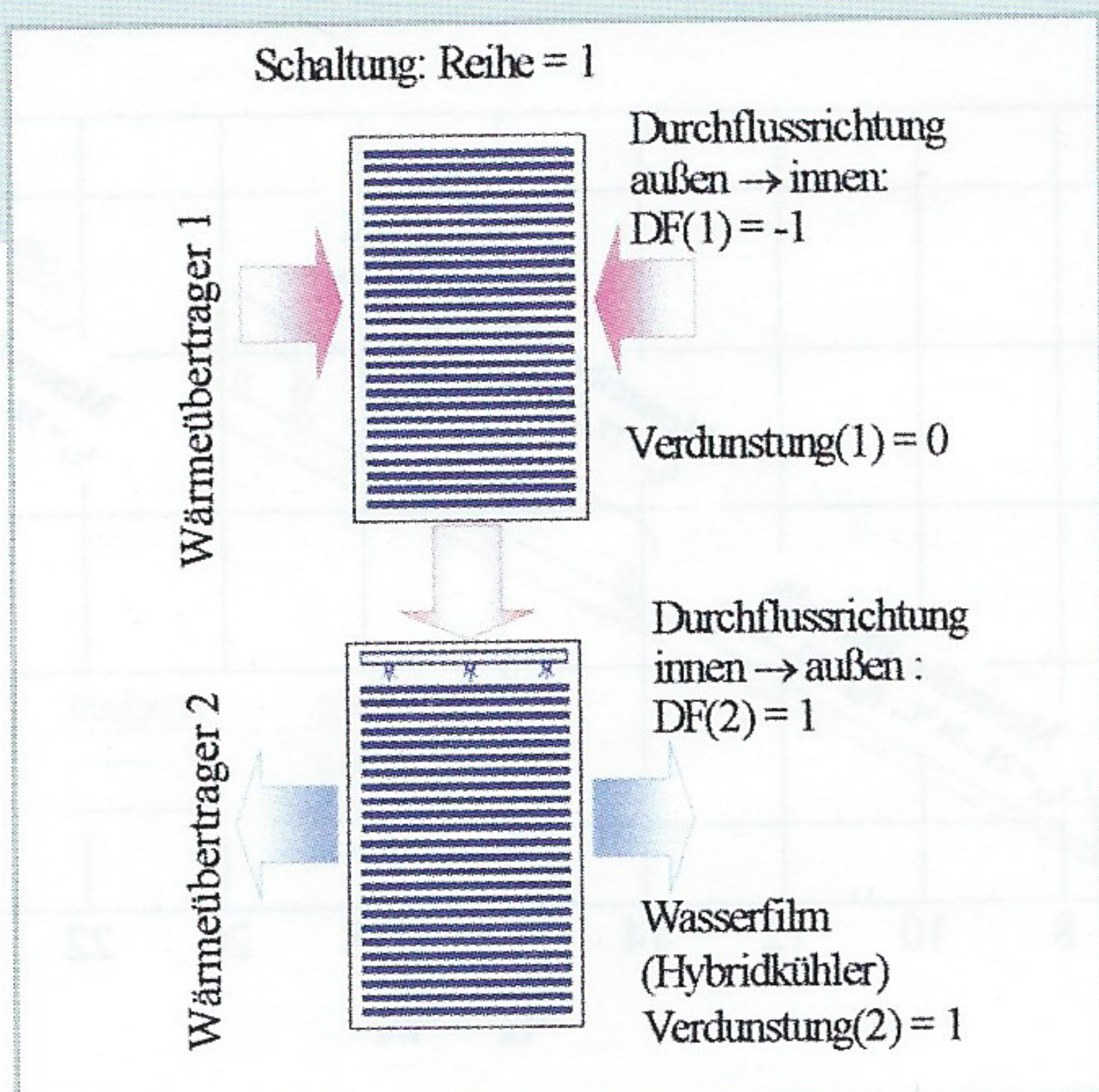


Bild 12

Steuerungsvariante für eine Simulation eines Wärmeübertragers in Reihenschaltung des Luftstromes (Säule) und Aufbringen eines Wasserfilmes

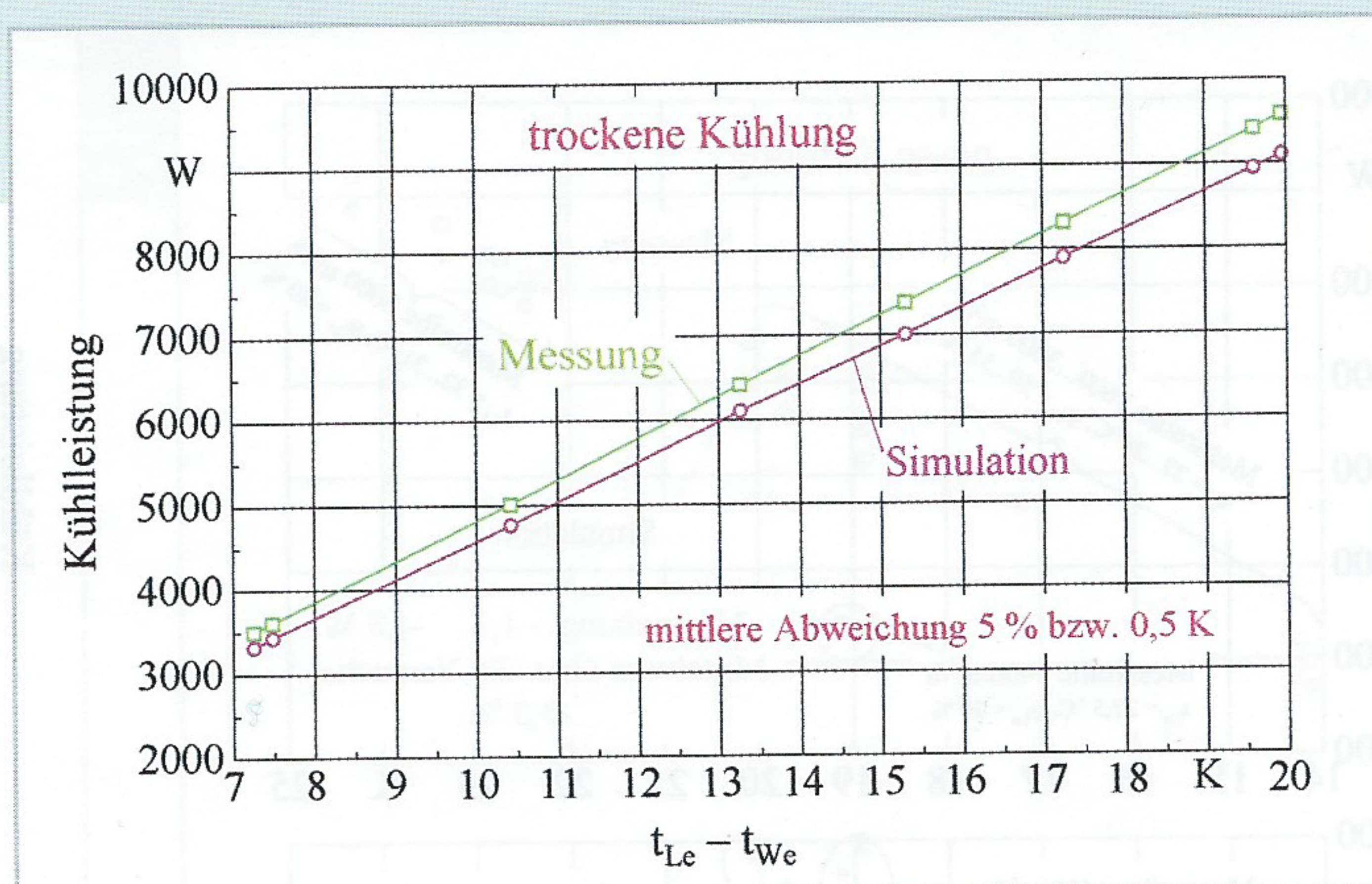


Bild 13

Gegenüberstellung der Kühlleistungen, die im Experiment und in der Simulation festgestellt wurden
Säule (Quellluftdurchlass der Fa. Trox): Kerndurchmesser 650 mm; Außendurchmesser 1000 mm; aktive Höhe des Wärmeübertragers (offene Fläche) 960 mm; Kapillarrohrmatten (Fa. Clina): 3 Stück mit je 8 m Länge und 96 Kapillaren 3,4x0,55 mm; RA = 10 mm

die Ringe folgen aus Tabelle 2. Zusammengefasst gelten:

$$k_A = 293,6419 \text{ W/K}, \quad \dot{C}_W = 580,6 \text{ W/K}, \\ C_L = 649,0 \text{ W/K}.$$

Daraus ergeben sich nach den vorgenannten Beziehungen für den idealen Gegenstrom:

$$R_1 = 580,6 / 649,0 = 0,895, \\ NTU_1 = 293,6419 / 580,6 = 0,506$$

$$P_1 = \frac{1 - \exp[(0,895 - 1) 0,506]}{1 - 0,895 \exp[(0,895 - 1) 0,506]} = 0,342$$

$$t_{wa} = 6^\circ\text{C} - 0,342(6^\circ\text{C} - 27,3^\circ\text{C}) = 13,28^\circ\text{C}.$$

Die numerische Berechnung entsprechend der Flächendiskretisierung liefert die Wasseraustrittstemperatur $13,1^\circ\text{C}$, d.h., es liegt Gegenstrom vor.

Steuerung der Abarbeitungsvarianten

Um die in den Bildern 1 bis 5 (im 1. Teil dieses Beitrages) vorgestellten Anwendungen berechnen zu können, sind die entwickelten Module verschiedenartig zu verknüpfen und mit speziellen Daten anzusteuern bzw. in Iterationszyklen einzubinden. Dies alles erfolgt im Hauptprogramm, wobei derzeit auf drei unterschiedliche Grundvarianten (Kenngröße: Reihe) Bezug genommen wird:

- Ein Wärmeübertrager mit Luftdurchströmung von innen nach außen bzw. umgekehrt.

- Zwei Wärmeübertrager mit Reihenschaltung des Luftstromes (Säule) von außen nach innen und anschließend von innen nach außen.

- Zwei Wärmeübertrager mit Kreislaufverbund des Wasserstromes (Wärmerückgewinner) und getrennter Luftbeaufschlagung von innen nach außen bzw. umgekehrt.

Die Durchflussrichtung (Kenngröße: DF) steuert die Richtung des Luftstromes durch den Wärmeübertrager. Außerdem werden zwei Stofftransportarten berücksichtigt:

- Bei Unterschreiten der Taupunkttemperatur an der Wärmeübertrageroberfläche erfolgt das automatische Einbeziehen der Feuchte Kondensation aus der Luft.
- Bei Vorhandensein eines die Wärmeübertragerfläche bedeckenden Wasserfilms (Hybridkühlturm mit Kennung: Verdunstung) wird die Wasserverdunstung beachtet.

Selbstverständlich ist die Schaltungsvielfalt erweiterbar, indem man das Hauptprogramm entsprechend ergänzt. Eine spezielle Ablaufsteuerung ist im Bild 12 veranschaulicht.

Nach der Dateneingabe wird das Unterprogramm GEOMETRIE für alle beteiligten Wärmeübertrager aktiviert. Bevor das Unterprogramm THERMODYN aufgerufen werden kann, sind einige Ein-

gabedaten zu ergänzen. Es handelt sich um die Berechnungen:

- der Luftertrittstemperatur in Ansaughöhe des Wärmeübertragers ausgehend von der Raumlufttemperatur nach DIN 1946/02 für eine Höhe von 1,1 m über dem Fußboden und der Vorgabe des vertikalen Lufttemperaturgradienten g_{LT} ,
- der Luftertrittsfeuchte am Wärmeübertrager bei gegebener relativer Feuchte im Raum,
- des Luftmassenstromes aus dem Luftvolumenstrom und dem Luftzustand am Geräteeintritt,
- des Wassermasse- und des Wärmekapazitätsstromes für eine Kapillarrohrmatte aus dem Eingabewert für den gesamten Wärmeübertrager.

Die Ergebnisse werden in verschiedenen Druckvarianten (z.B. als Leistungstabellen) ausgegeben.

Gegenüberstellung von Versuchs- und Simulationsergebnissen

In einem modifizierten Quellluftdurchlass QL-360-1000-1250 der Firma Trox mit zylindrischer Form (Luftdurchtrittsfläche 360° , Außendurchmesser 1000 mm, Kernrohranschluss 628 mm, Bauhöhe 1250 mm) ist ein Kapillarrohrmattenbündel der Fa. Clina eingebaut worden. Dieses entstand, indem auf ein gelochtes Kernrohr (Durchmesser 650

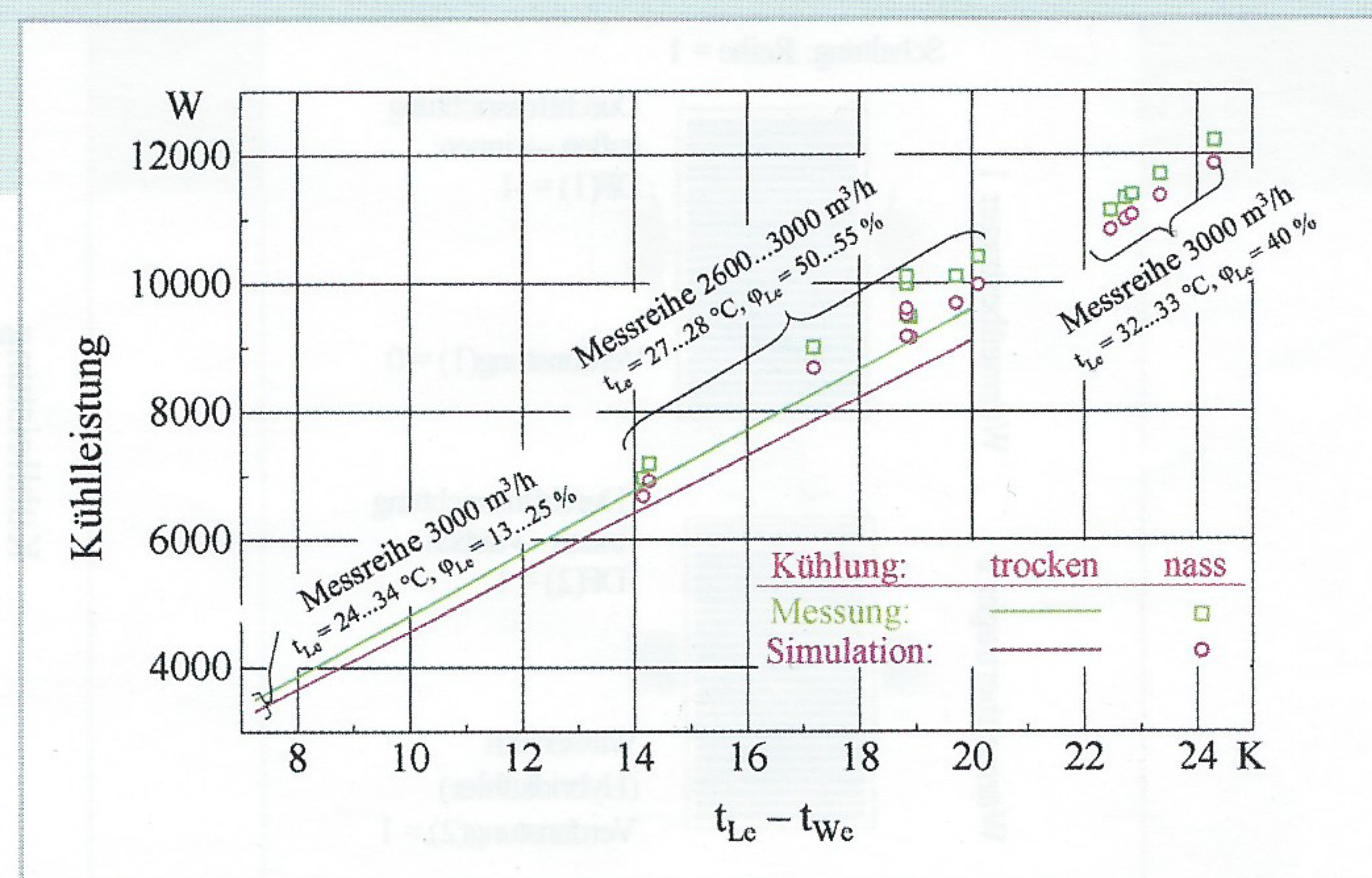
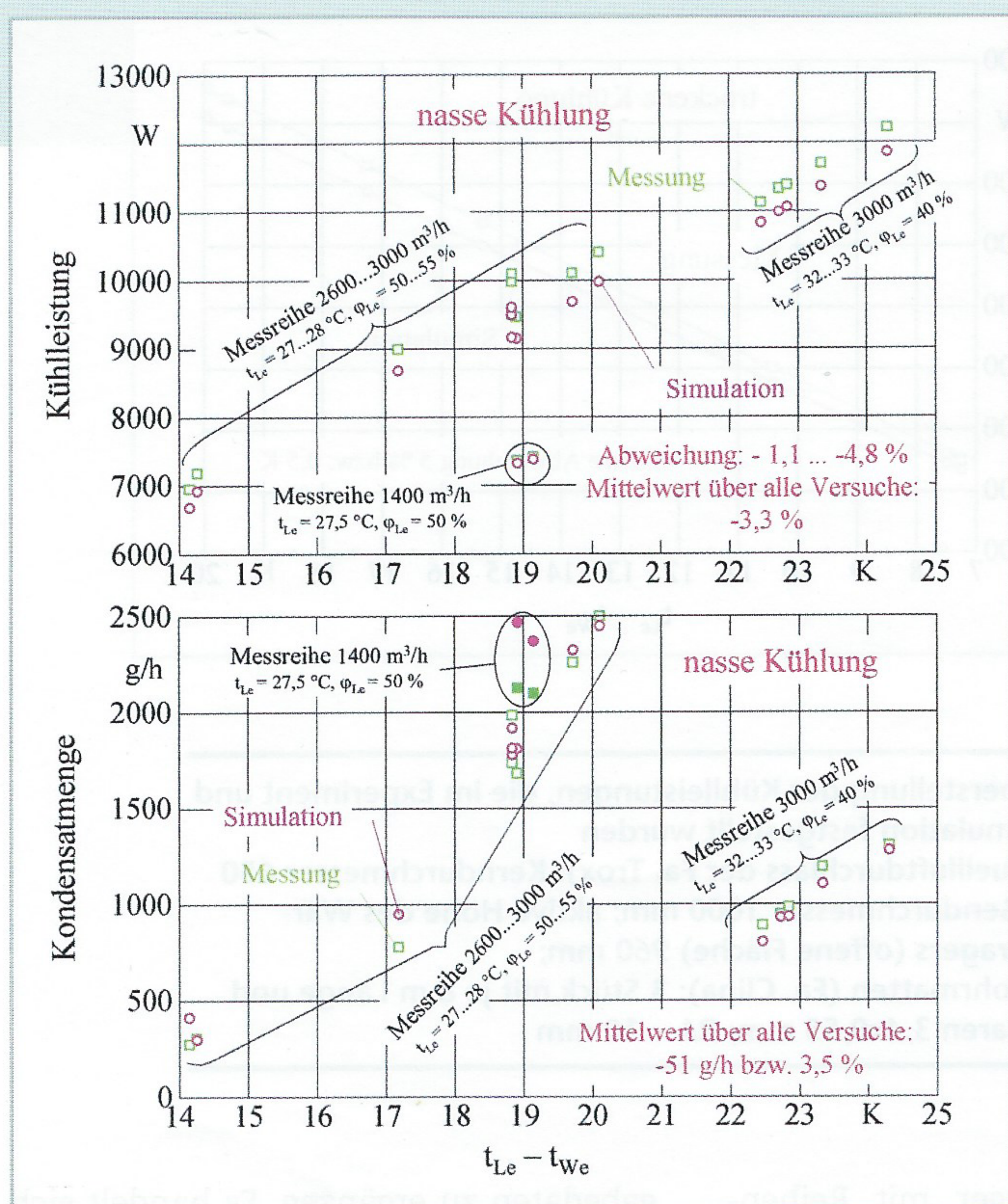


Bild 15

Vergleich der Kühlleistungen bei Einsatz im trockenen und nassen Kühlbereich (Zusammenfassung der Bilder 13 und 14)
Bei Kondensatausfall ist die Gesamtkühlleistung angegeben.

Bild 14

Gegenüberstellung der Kühl- und Entfeuchtungsleistungen, die im Experiment und in der Simulation festgestellt wurden
Daten der Säule und der Matten entsprechen den Angaben im Bild 13

mm) nacheinander drei Kunststoff-Kapillarrohrmatten 3,4 x 0,55 mm, RA = 10 mm, 96 Kapillarrohre, Länge jeweils 8 m dicht aufgewickelt und befestigt wurden. Der Einbau erfolgte so, dass eine Konstruktion nach Bild 1 entstand.

Die Original-Luftverteiltüte im Inneren und der Original-Strömungsgleichrichter am Zylinderrand blieben unverändert. Die Höhe des Quellluftdurchlasses wurde so reduziert, dass keine Falschströmungen – d.h. am Mattenbündel vorbei – entstehen konnten. Die drei Matten sind parallel unter gleichen Strömungsbedingungen mit Kaltwasser beaufschlagt worden. Die Luftzufuhr erfolgte über das Kernrohr im Inneren der Säule, wobei die Luft mittels einer Klimaanlage konditioniert wurde. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten in der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH), Fachgruppe Versorgungs- und Umwelttechnik [7]. Es wurden Messreihen zur trockenen und nassen Kühlung aufgenommen.

Ergebnisse der trockenen Kühlung

Die Versuche wurden bei einem Nennluftvolumenstrom von 3000 m³/h und einem Nennwassermassestrom von 900 kg/h durchgeführt. Die Luft- und Was-

sereintrittszustände sind so gewählt worden, dass keine Kondensation auftreten konnte. Die im Bild 13 dokumentierten Messergebnisse sind unter stationären Bedingungen ermittelt worden. Die Gegenüberstellung der Kühlleistungen zeigt, dass die Simulationsergebnisse um ca. 5 % unter den Versuchsdaten liegen. Dies spricht für den verwendeten Algorithmus bzw. das Simulationsmodell. Selbstverständlich könnte man das Modell noch verbessern, um die Abweichung zu verringern. Gegen dieses Vorgehen sprechen jedoch mehrere Dinge:

- Aufgrund der komplexen Betrachtung ist die physikalisch bedingte Ursache nicht separat ermittelbar und rein mathematische Korrekturen sollten nicht erfolgen.
- Eine endgültige Aussage wird von weiteren Untersuchungen abhängig gemacht.
- Bei einer simulierten Minderleistung liegt man auf der sicheren Seite bezüglich der praktischen Umsetzung.

Ergebnisse der nassen Kühlung

Die Versuche wurden bei Nennluftvolumenströmen von 2600 bis 3000 m³/h sowie 1400 m³/h und einem Nennwassermassestrom von 900 kg/h durchge-

führt. Die Luft- und Wassereintrittszustände sind so gewählt worden, dass Kondensation auftrat. Die dokumentierten Messergebnisse sind unter quasistationären Bedingungen ermittelt worden, wobei es Schwankungen bezüglich eines kontinuierlichen Kondensatablaufes gab. Die Ergebnisse sind Bild 14 zu entnehmen. Aus der Gegenüberstellung folgen die Erkenntnisse:

- Die Simulationsergebnisse bezüglich der Kühlleistung ergeben um 1,1 % bis 4,8 % kleinere Werte als im Experiment festgestellt. Die kleinsten Abweichungen treten beim kleinen Volumenstrom von 1400 m³/h auf. Der Mittelwert über alle Varianten liegt bei 3,3 %.
- Bei der Entfeuchtungsleistung – repräsentiert durch die stündliche Kondensatmenge – zeigen sich bedeutend größere Schwankungen sowohl im positiven als auch im negativen Bereich. Der mittlere relative Fehler ergibt um 5,3 % – ohne einen einzelnen „Ausreißer“ um 2,2 % – zu große Simulationsergebnisse. Betrachtet man die Summe der Kondensatmenge für alle 16 Varianten, dann ergeben sich: mittlerer absoluter Fehler 51 g_w/(h Versuch), mittlerer relativer Fehler 3,5 %.
- Auch nach diesen Feststellungen wird eine „mathematische“ Korrektur des Al-

Tabelle 3

Simulationsdaten für einen Einzelwärmeübertrager als Luftkühler gemäß Skizze
Rohrbündel: Höhe 0,960 m, Durchmesser 0,873 m, Matten 3 Stück mit je 8,0 m
Wasserdurchsatz 900 kg/h; Luftvolumenstrom 3000 m³/h, Lufteintritt: 27 °C; 55 %

t_{We} °C	t_{Wa} °C	t_{Le} °C	t_{La} °C	x_{Le} g _w /kg _{tl}	x_{La} g _w /kg _{tl}	ϕ_{Le} %	ϕ_{La} %	w_{La} m/s	Q_{Kon} W	Q_{Kond} W	Q_{ges} W	m_K g _w /h
7.0	16.8	27.0	18.9	12.4	11.5	55.0	83.2	0.31	8045	2227	10260	3273
8.0	17.2	27.0	19.1	12.4	11.7	55.0	83.1	0.32	7776	1814	9583	2666
9.0	17.5	27.0	19.4	12.4	11.8	55.0	82.8	0.32	7490	1443	8927	2120
10.0	17.9	27.0	19.7	12.4	12.0	55.0	82.2	0.32	7190	1109	8299	1630
11.0	18.4	27.0	20.0	12.4	12.1	55.0	81.4	0.32	6872	837	7710	1230
12.0	18.8	27.0	20.3	12.4	12.2	55.0	80.6	0.32	6556	560	7119	824
13.0	19.2	27.0	20.6	12.4	12.3	55.0	79.9	0.32	6242	280	6525	411
14.0	19.7	27.0	21.0	12.4	12.4	55.0	78.7	0.32	5895	73	5973	108
15.0	20.3	27.0	21.4	12.4	12.4	55.0	76.8	0.32	5465	29	5497	42
16.0	20.8	27.0	21.9	12.4	12.4	55.0	74.8	0.32	5025	0	5029	0
17.0	21.4	27.0	22.3	12.4	12.4	55.0	72.7	0.32	4569	0	4572	0
18.0	21.9	27.0	22.8	12.4	12.4	55.0	70.6	0.32	4113	0	4116	0
19.0	22.5	27.0	23.3	12.4	12.4	55.0	68.7	0.32	3657	0	3659	0
20.0	23.1	27.0	23.7	12.4	12.4	55.0	66.8	0.32	3200	0	3202	0

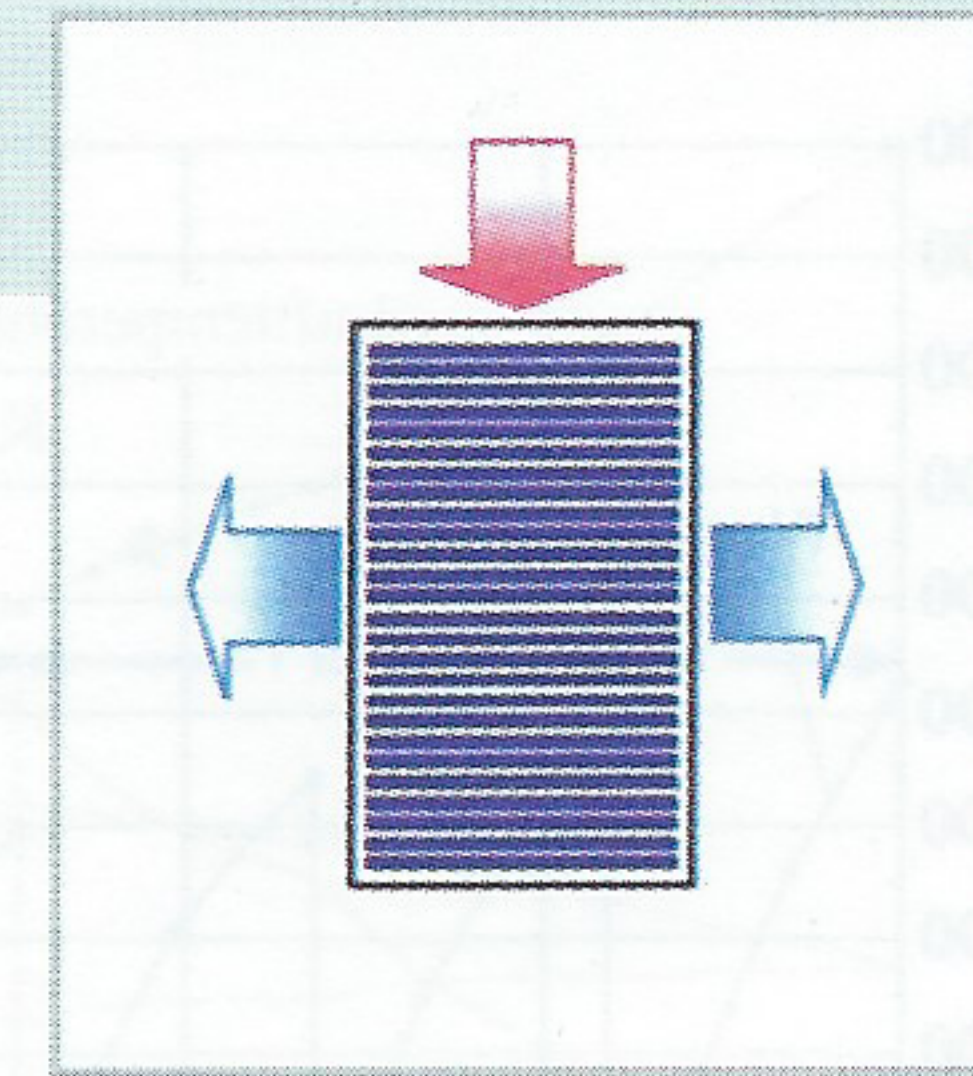
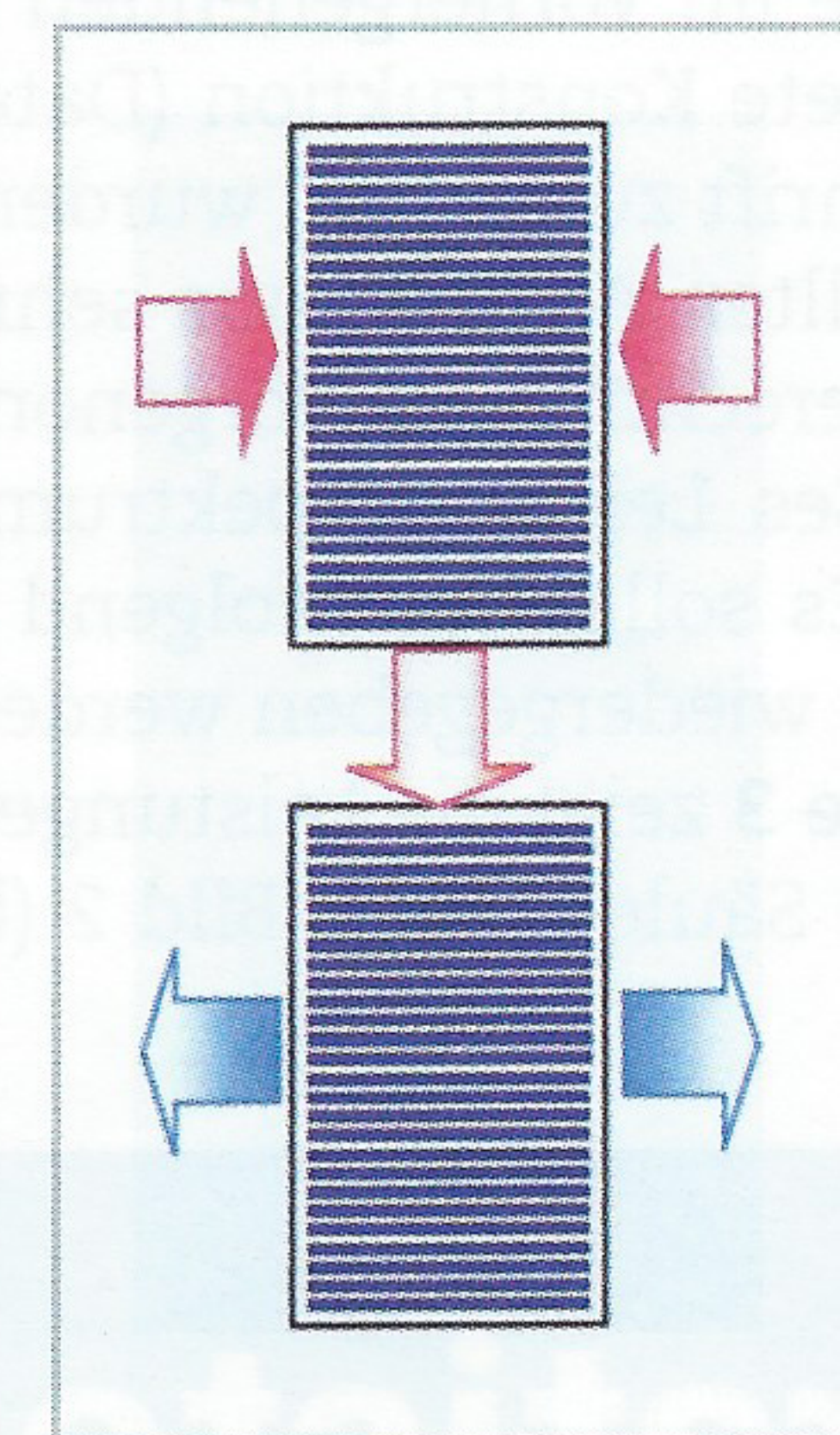


Tabelle 4

Simulationsdaten für zwei hintereinander geschaltete Wärmeübertrager als Luftkühler gemäß Skizze
Zwei gleiche Rohrbündel mit den Einzeldaten: Höhe 0,960 m, Durchmesser 0,873 m, Matten 3 Stück mit je 8,0 m
Wasserdurchsatz 900 kg/h; Luftvolumenstrom 3000 m³/h, Lufteintritt: 27 °C; 55 %

t_{We} °C	t_{Wa} °C	t_{Le} °C	t_{La} °C	x_{Le} g _w /kg _{tl}	x_{La} g _w /kg _{tl}	ϕ_{Le} %	ϕ_{La} %	w_{La} m/s	Q_{Kon} W	Q_{Kond} W	Q_{ges} W	m_K g _w /h
7.0	15.3	27.0	14.9	12.4	10.1	55.0	94.5	0.31	11999	5393	17375	7902
8.0	15.7	27.0	15.4	12.4	10.4	55.0	94.5	0.31	11524	4659	16176	6827
9.0	16.2	27.0	15.8	12.4	10.8	55.0	94.5	0.31	11056	3914	14966	5735
10.0	16.6	27.0	16.3	12.4	11.1	55.0	94.4	0.31	10599	3208	13803	4701
11.0	17.1	27.0	16.7	12.4	11.4	55.0	94.2	0.31	10150	2526	12672	3702
12.0	17.5	27.0	17.2	12.4	11.7	55.0	94.0	0.31	9705	1835	11536	2689
13.0	18.0	27.0	17.6	12.4	11.9	55.0	93.6	0.31	9256	1187	10440	1739
14.0	18.5	27.0	18.0	12.4	12.2	55.0	92.8	0.31	8796	625	9423	917
15.0	19.1	27.0	18.6	12.4	12.3	55.0	91.0	0.31	8278	235	8519	344
16.0	19.7	27.0	19.2	12.4	12.4	55.0	88.4	0.32	7691	19	7716	28
17.0	20.4	27.0	19.9	12.4	12.4	55.0	84.6	0.32	7003	0	7008	0
18.0	21.0	27.0	20.6	12.4	12.4	55.0	81.0	0.32	6304	0	6309	0
19.0	21.7	27.0	21.3	12.4	12.4	55.0	77.5	0.32	5605	0	5609	0
20.0	22.3	27.0	22.0	12.4	12.4	55.0	74.2	0.32	4905	0	4909	0



gorithmus bzw. des Simulationsmodells nicht vorgenommen. Begründung:

Die Abweichungen sind unter praktischen Gesichtspunkten (Fertigung, Messung des kontinuierlichen Kondensatflusses, Variation der Einsatzbedingungen) klein.

Die Gesamtkühlleistung (sensibler und latenter Anteil) als Hauptergebnis wird in allen Fällen gut wiedergegeben, selbst bei Varianten mit größerer Abweichung der gemessenen Kondensatmenge. Dies spricht für die generelle Richtigkeit des Algorithmus.

Eine Korrektur müsste eine Erhöhung des sensiblen Anteils (Konvektion) und eine Reduzierung des latenten Anteils (Kondensation) bewirken, wenn eine weitere Modellverbesserung angestrebt würde. D.h., α_L gemäß Gl. (30) (im ersten Teil dieses Beitrages) müsste steigen und Gl. (35) bedürfte einer Änderung, so dass der Stoffübergangskoeffizient β sinkt. Der Exponent in Gl. (35) ist für eine erzwungene turbulente Strömung gewählt worden. Eine Veränderung in die entsprechende Richtung würde nach [4] bedeuten, dass vollkommene Turbulenz

vorläge oder sich ein Ausgleichsvorgang vollzöge. Ohne Detailkenntnisse des komplexen Vorgangs wären derartige Änderungen teilweise spekulativ.

Die Voraussage der Gesamtkühlleistung liegt stets geringfügig unter den Messergebnissen und somit auf der „sicheren“ Seite. Dies ist praktikabel.

Der zusammengefasste Leistungsvergleich für die trockene und die nasse Kühlung ist aus Bild 15 zu entnehmen. Im letztgenannten Kühlfall liegen die Leistungen erwartungsgemäß höher.

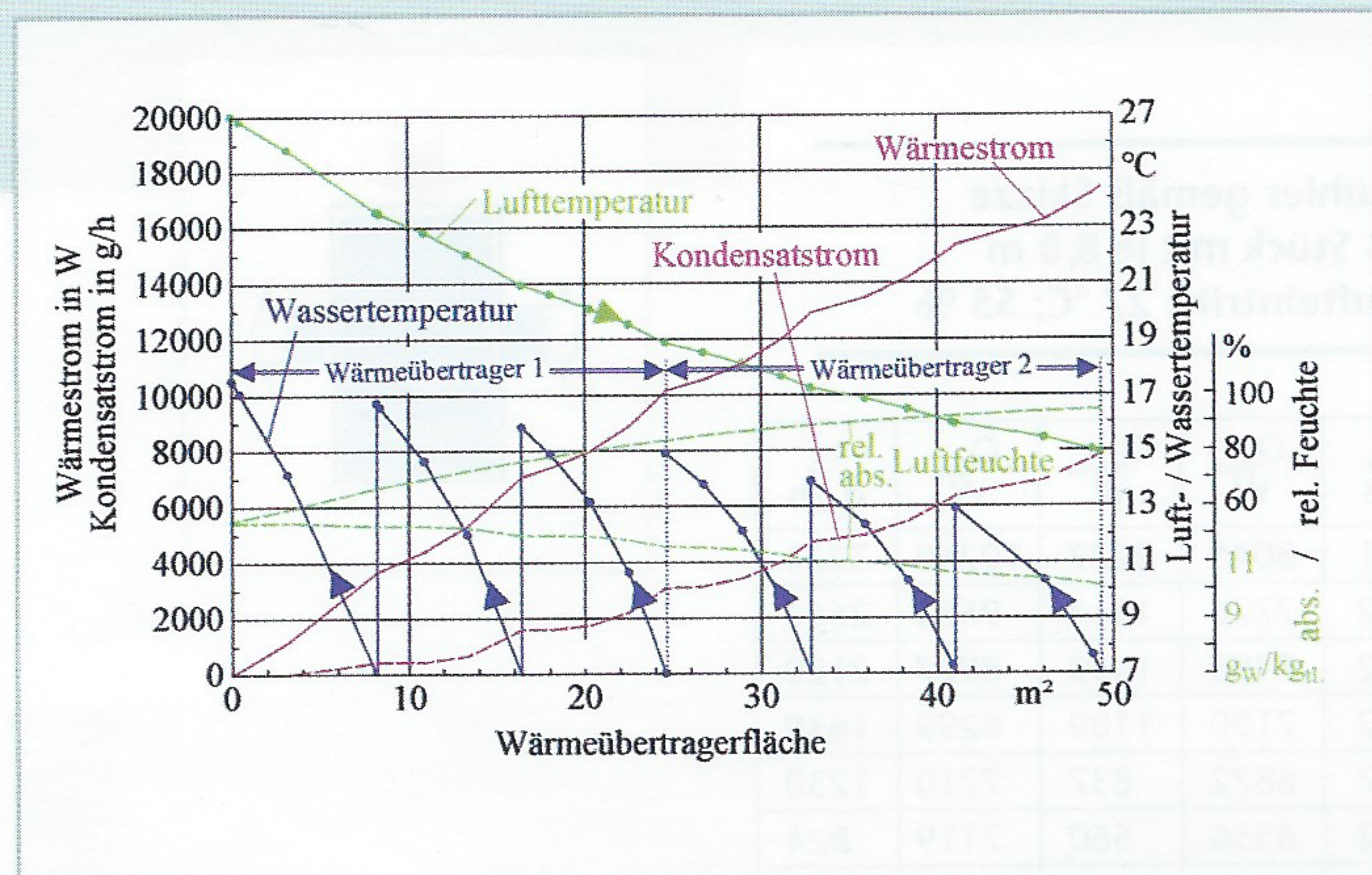


Bild 16

Parameter- und Leistungsverläufe bei Luftkühlung in Säulen nach Bild 2 (rechts) mit zwei gleichen Wärmeübertragerbündeln (Beispiel gemäß Tabelle 4, erste Zeile)

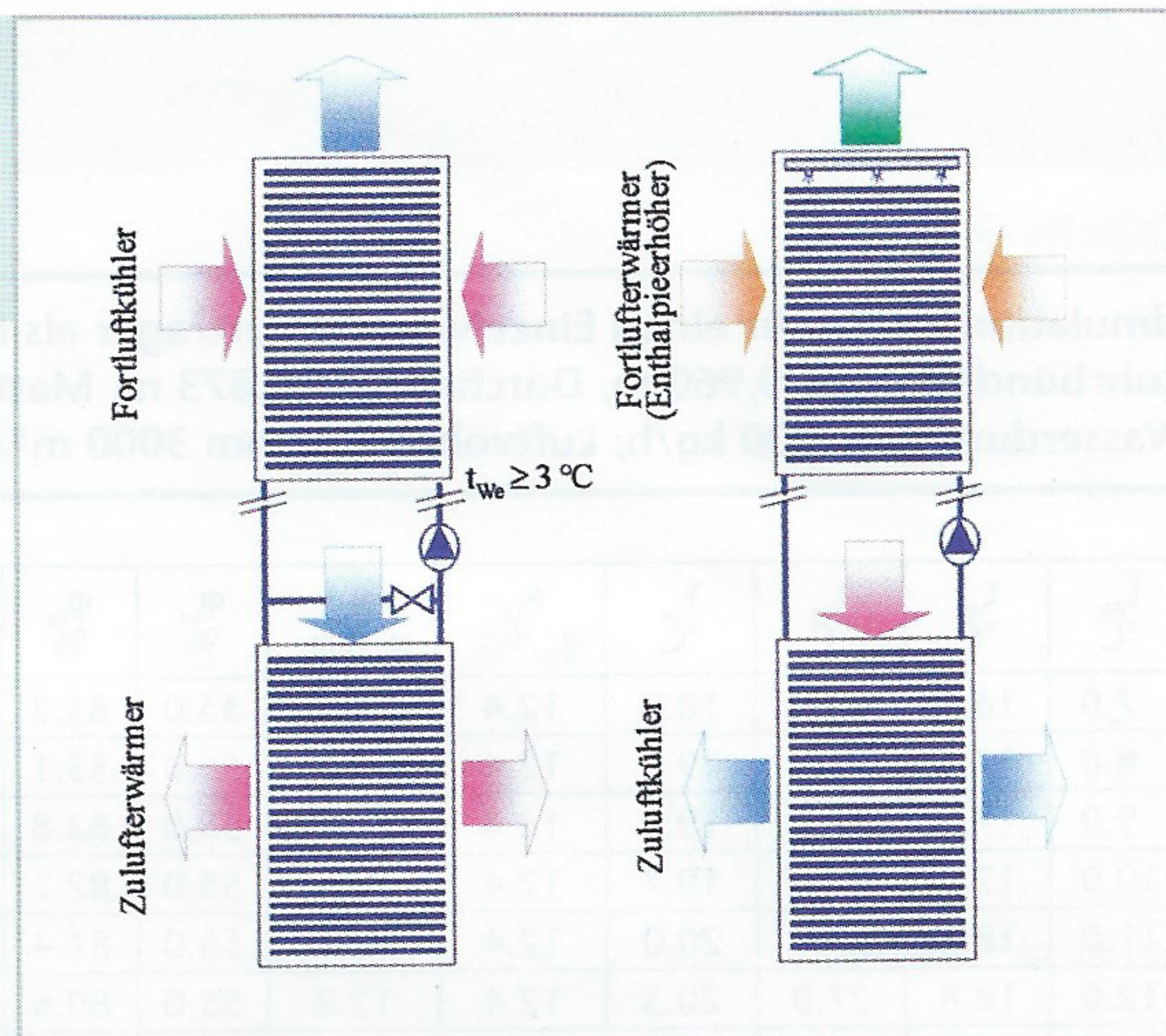


Bild 17

Wärmeübertrager mit wasserseitigem Kreislaufverbund zur üblichen Wärmerückgewinnung und bei Einsatz eines Hybridkühlers im Abluftstrom. Bei der ersten Variante ist zur Begegnung der Einfriergefahr ein regelbarer Bypass installiert.

Erweiterte Leistungsdaten für die untersuchte Konstruktion

Für die im vorhergehenden Abschnitt betrachtete Konstruktion (Daten gemäß Unterschrift zu Bild 13) wurden mit dem vorgestellten Algorithmus sehr umfangreiche Berechnungen vorgenommen, die ein großes Leistungsspektrum erahnen lassen. Es sollen nachfolgend einige Ergebnisse wiedergegeben werden.

Tabelle 3 zeigt die Leistungen für eine einfache Säule gemäß Bild 2 (links) und

Tabelle 4 für eine Säule mit zwei gleichen Wärmeübertragern nach Bild 2 (rechts). Für das letztgenannte Konstruktionsprinzip zeigt **Bild 16** für die Wassereintrittstemperatur von 7 °C die charakteristischen Parameter- und Leistungsverläufe anschaulich. Es gelten die Feststellungen:

□ Im Vergleich zum Einzelwärmeübertrager zeigt sich beispielsweise bei der Wassereintrittstemperatur von 7 °C, dass die Hintereinanderschaltung eine Kühlleistung von $17375 \text{ W} / 49,22 \text{ m}^2 =$

353 W/m^2 im Gegensatz zu $10260 \text{ W} / 24,61 \text{ m}^2 = 417 \text{ W/m}^2$ des Einzelgerätes erbringt.

□ Beim Kondensationsstrom sind die Verhältnisse umgekehrt. Für die Hintereinanderschaltung gilt: $7902 \text{ g/h} / 49,22 \text{ m}^2 = 161 \text{ g/(m}^2\text{h)}$. Das Einzelgerät liefert: $3273 \text{ g/h} / 24,61 \text{ m}^2 = 133 \text{ g/(m}^2\text{h)}$.

□ Steht die konvektive Wärmeabfuhr im Vordergrund, sind die Wärmeübertrager getrennt – also parallel – zu betreiben, wird vorrangig die Lufttrocknung gewünscht, dann ist eine Hintereinander-

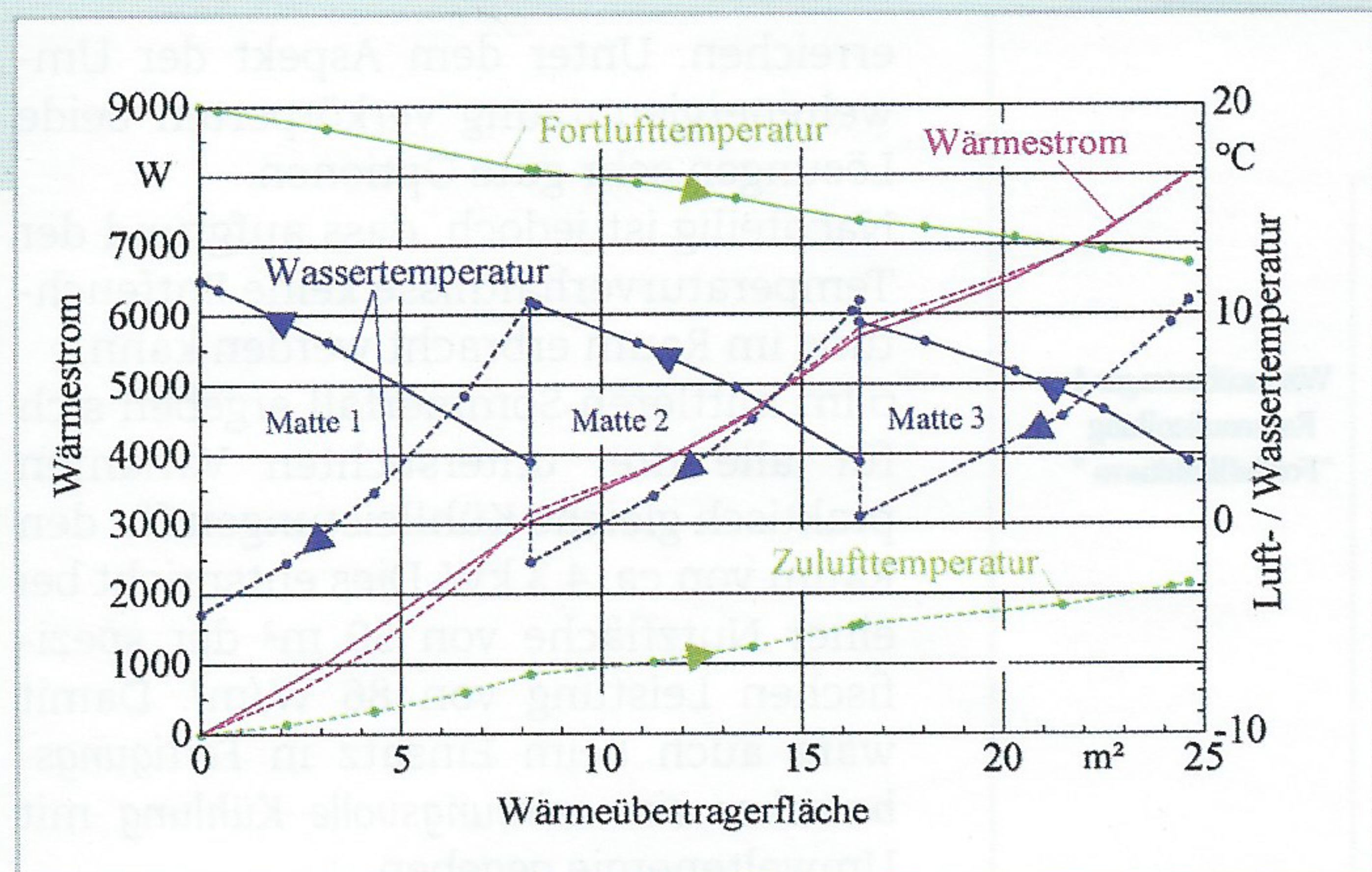


Bild 18

Parameter- und Leistungsverläufe für beide Wärmeübertrager im Kreislaufverbund unter Beachten der Grenztemperatur von 3 °C

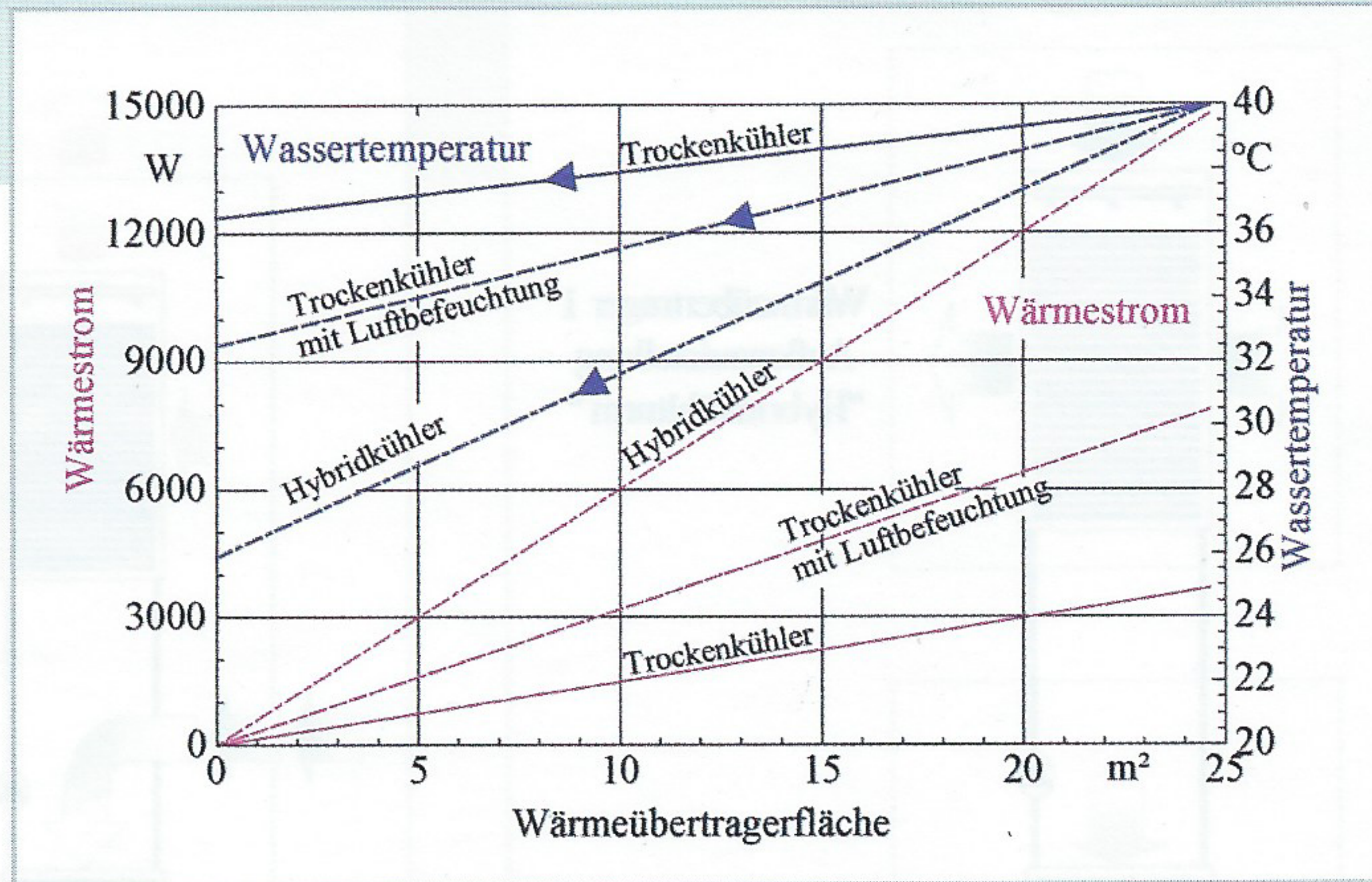


Bild 19

Vereinfachte Gegenüberstellung der Wassertemperatur- und Leistungsverläufe von drei untersuchten Wasserkühlern gleicher Größe (Daten gemäß Bild 13)

schaltung der Wärmeübertrager sinnvoll.

Entwicklungspotenzial

Kreislaufverbundsystem

Eine mögliche Weiterentwicklung wird in Kreislaufverbundsystemen gesehen (Bild 17). Um bei winterlicher Luftansaugung der Einfriergefahr zu begegnen, ist ein Bypass vorgesehen. Die Grenzwassereintrittstemperatur in den ersten Wärmeübertrager kann frei gewählt werden, beispielsweise sind 3 °C sinnvoll. Die Berechnung des Systems ist sehr aufwändig, da erstens - wie üblich - die Wasseraustrittstemperaturen für beide Wärmeübertrager iterativ zu bestimmen sind, und zweitens eine Kopplung zwischen den Wasserein- und Wasseraustrittstemperaturen besteht, wobei gegebenenfalls noch die Wasserströme durch die Wärmeübertrager verändert werden müssen, um die fixierte Grenztemperatur einzuhalten. Das Rechenprogramm beinhaltet dies bereits. Bild 18 zeigt die charakteristischen Verläufe für zwei Wärmeübertrager (Daten gemäß Unterschrift zu Bild 13) bei dem Wasserdurchsatz 900 kg/h und dem Luftvolumenstrom 3000 m³/h. Es ist festzustellen:

□ Der von der Zuluft aufgenommene Wärmestrom (-7990 W) entspricht dem

Wärmestrom, der der Abluft entzogen wird (7977 W).

□ Das Mittel der Wasseraustrittstemperaturen aus den drei Matten des Wärmeübertragers 1 entspricht der Wassereintrittstemperatur in den Wärmeübertrager 2 $t_{w} = 10,6$ °C.

□ Die vorgegebene Grenztemperatur von 3 °C für den Wassereintritt in den Wärmeübertrager 1 wird dadurch eingehalten, indem der Algorithmus den Wärmestrom durch den Wärmeübertrager 2 auf 547,55 kg/h reduziert. Im Kreislauf strömen dagegen 900 kg/h. An der Mischstelle ergibt sich die Wassertemperatur $t_{\text{Misch}} = 3,0$ °C.

□ Die Wassertemperaturen im Zulufterwärmer unterschreiten 0 °C, d. h., als flüssiger Medienstrom ist Sole einzusetzen. Dies erfordert bei exakter Auslegung auch das Beachten veränderter Stoffdaten beim Wärmeübergangskoeffizienten im Rohr!

□ Der Wärmerückgewinnungsgrad von 0,24 ist niedrig, da die Flächen klein sind und eine Begrenzung des Massedurchsatzes durch den Wärmeübertrager 2 vorliegt, um das luftseitige Einfrieren des ausfallenden Kondensats im Fortluftkühler zu vermeiden. Kann man ohne Reduzierung des Massestromes arbeiten, wie beispielsweise bei der „Kälterückgewinnung“, so folgt ein höherer Wärmerückgewinnungsgrad. Für die Auslegung besteht noch Optimierungsbedarf!

Rückkühler

Es wird ein konstruktiv stets gleicher Einzelwärmeübertrager (Daten gemäß Unterschrift zu Bild 13) mit Luftbeaufschlagung von innen nach außen als Wasserkühler untersucht, wobei die Einsatzbedingungen sich gezielt unterscheiden:

- Trockenkühler mit Außenluft
- Trockenkühler mit nahezu gesättigter Außenluft durch vorgeschaltete adiabate Verdunstung
- Hybridkühler mit befeuchteter Oberfläche.

Die Betrachtung soll grundsätzlich die Tauglichkeit des Algorithmus zeigen und die mögliche Effizienz der Varianten abschätzen, die später durch vertiefende Untersuchungen und experimentelle Überprüfungen zu verifizieren ist. Die Ergebnisse der drei Varianten sind im Bild 19 gegenübergestellt. Es gelten die Feststellungen:

- Sehr deutlich sind die Leistungssteigerungen bei Einsatz einer vorgeschalteten adiabaten Befeuchtung und besonders bei Einsatz eines Hybridkühlers zu sehen (Trockenkühler 100 %, Trockenkühlung mit vorgeschalteter Befeuchtung 214 %, Hybridkühler 404 %).

□ Die Nutzbarkeit der Konstruktionen wird natürlich auch von der jeweiligen Wassereintrittstemperatur entscheidend beeinflusst. Bemerkenswert sind

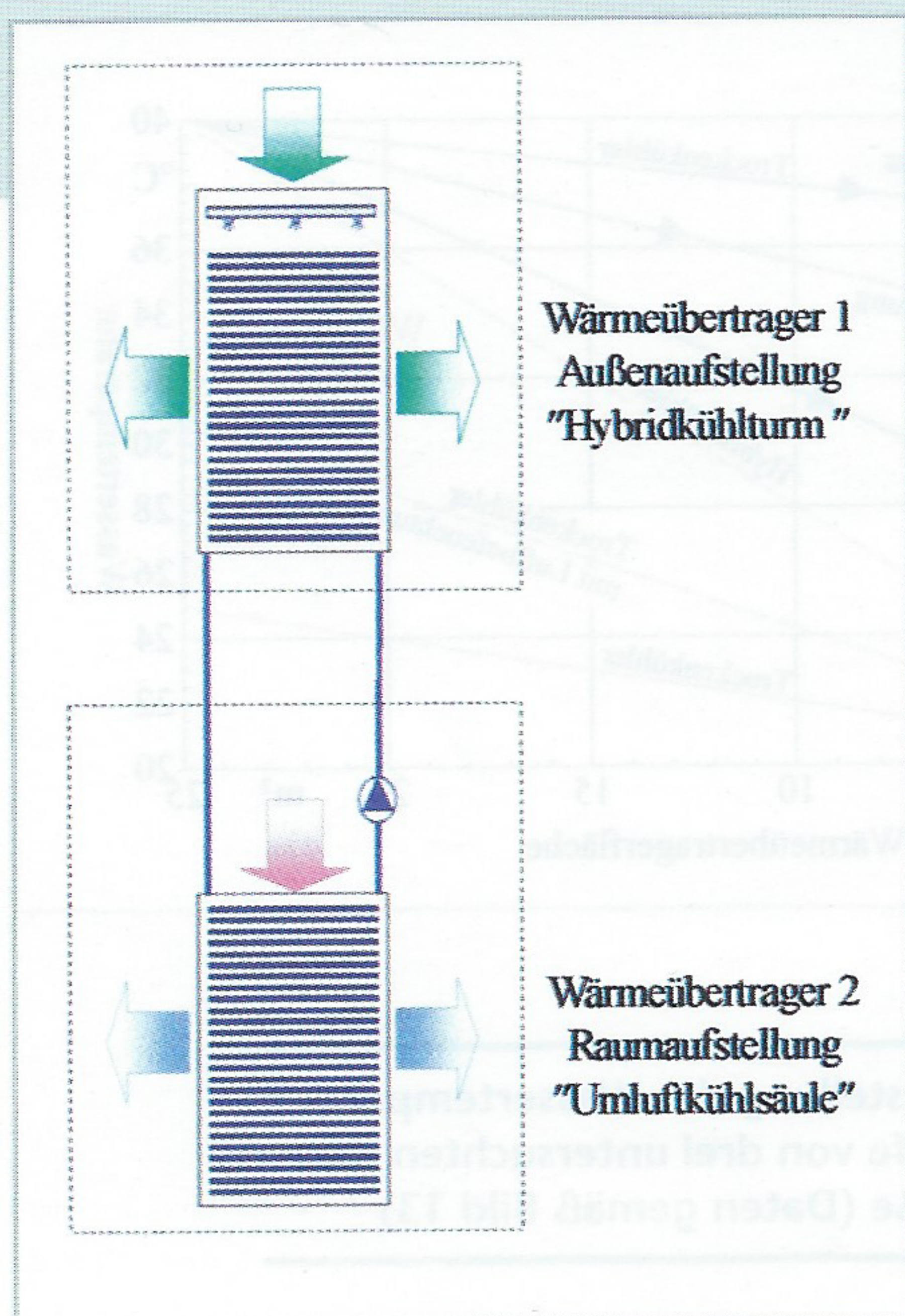


Bild 20

Kreislaufverbundschaltung zwischen einem Hybridkühlturm und einem Raumumluftkühler

jedoch die absoluten Größen der Kühlleistungen der relativ kleinen Aggregate.

Umluftkühlung im Raum im Kreislaufverbund mit adiabater Verdunstungskühlung

Eine Umluftkühlung im Raum könnte mittels einer Kreislaufverbundschaltung zu einem Außenluftkühler nach **Bild 20** mit zwei gleichgroßen Spiralwärmeübertragern erfolgen. Die Kühlleistung des Hybridkühlers im Sommerfall hängt maßgeblich von der Feuchtkugeltemperatur t_f der Außenluft ab. Über ihre Häufigkeit sind in [8] auf Grundlage der DIN 4710 für verschiedene Orte Aussagen getroffen worden.

Nachfolgend werden zwei Szenarien betrachtet:

- maximaler Sommerzustand $t_a = 32^\circ\text{C}$, $\phi_a = 40\%$, $t_f = 21,5^\circ\text{C}$, Häufigkeit (7 ... 18⁰⁰ Uhr) $< 0,2\%$, Raumluftzustand $t_R = 27^\circ\text{C}$, $\phi_R = 50\%$
- mittlerer Sommerzustand $t_f = 15^\circ\text{C}$, Häufigkeit (7 ... 18⁰⁰ Uhr) $< 11 \dots 13\%$, wo-

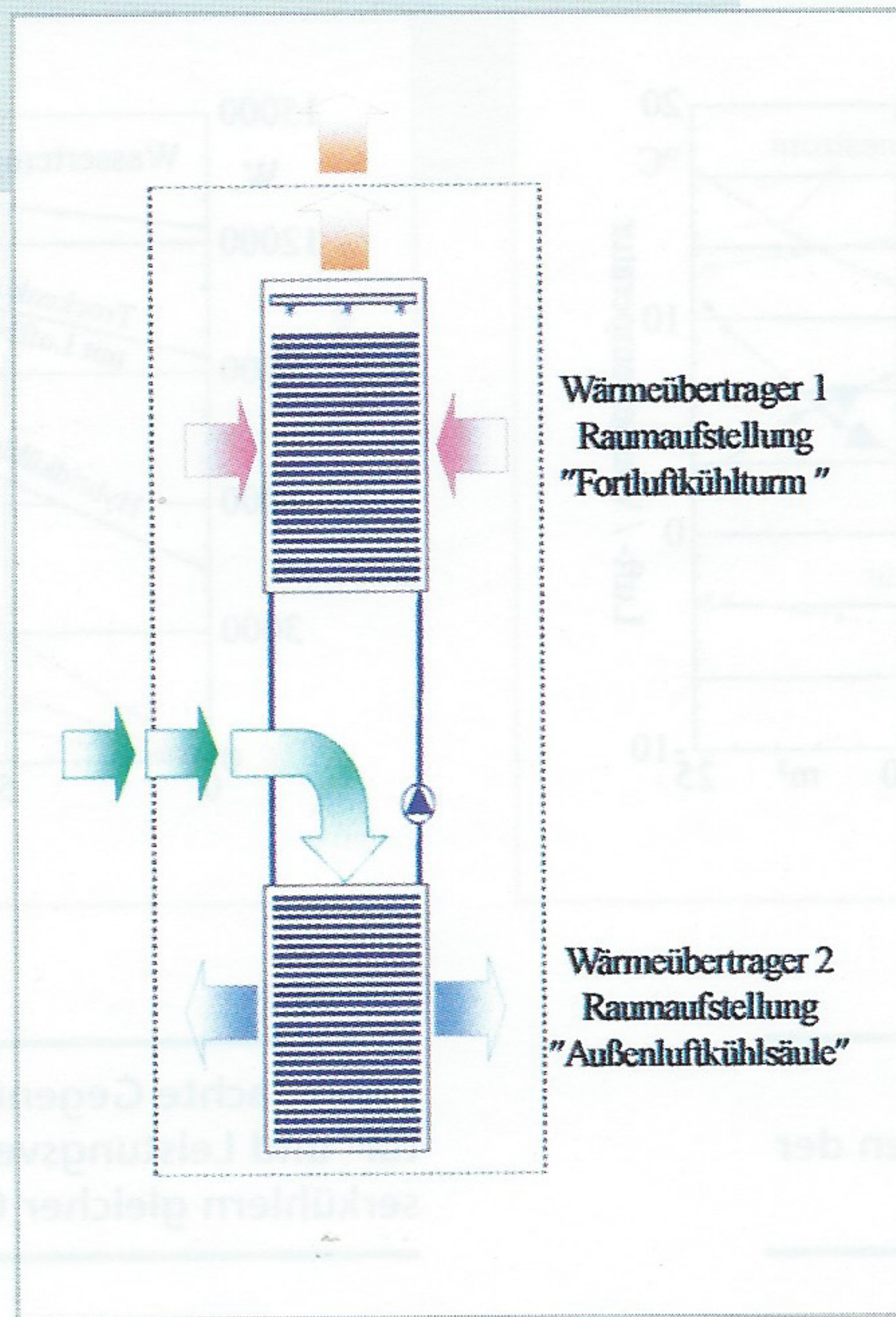


Bild 21

Kreislaufverbundschaltung zur „Kälterückgewinnung“
Die sommerliche Außenluft wird im Wärmeübertrager 2 gekühlt. Die Kühlenergie entstammt der Fortluft, die im Wärmeübertrager 1 zusätzlich adiabater befeuchtet wird

bei drei mögliche Außenluftzustände ($t_a = 20 \dots 29^\circ\text{C}$) zugeordnet werden, Raumluftzustand $t_R = 26^\circ\text{C}$, $\phi_R = 50\%$.

Als Wärmeübertragerkonstruktionen werden wie bisher zwei gleiche Spiralwärmeübertrager (Daten gemäß Unterschrift zu Bild 13) mit dem Wasserdurchsatz 900 kg/h und dem Luftvolumenstrom 3000 m³/h zugrunde gelegt.

Die Berechnungsergebnisse führen zu nachfolgenden Feststellungen:

- Im maximalen Sommerfall ist eine Kühlleistung von 2,25 kW ohne Kondensatausfall erreichbar. Hierfür müssen lediglich die Leistungen für die Wassermwälzung und die Berieselung sowie für den Lüfterantrieb bereitgestellt werden.

Dies entspricht bei einer Fläche von 50 m² einer spezifischen Kühlleistung von ca. 45 W/m². Zusammen mit einer thermisch aktiven Betondeckenkühlung wäre beispielsweise eine spezifische Gesamtkühlleistung von 70 bis 80 W/m² zu

erreichen. Unter dem Aspekt der Umweltenergienutzung verkörpert beide Lösungen sehr gute Optionen.

Nachteilig ist jedoch, dass aufgrund der Temperaturverhältnisse keine Entfeuchtung im Raum erbracht werden kann.

- Im mittleren Sommerfall ergeben sich für alle drei untersuchten Varianten praktisch gleiche Kühlleistungen für den Raum von ca. 4,3 kW. Dies entspricht bei einer Nutzfläche von 50 m² der spezifischen Leistung von 86 W/m². Damit wäre auch beim Einsatz in Fertigungsbereichen eine wirkungsvolle Kühlung mit Umweltenergie gegeben.

Eine Entfeuchtung der Raumluft ist – wie im maximalen Sommerfall bereits festgestellt – nicht möglich.

Außenluftkühlung im Kreislaufverbund mit adiabater Verdunstungskühlung der Fortluft

Um die Außenluftzufuhr im maximalen Sommerbetrieb thermisch erträglich und energiesparend zu realisieren, könnte eine Kreislaufverbundschaltung zur Wärmerückgewinnung mit dem Fortluftstrom gemäß **Bild 21** eingesetzt werden. Der Kühleffekt ist steigerbar, wenn der Fortluftkühler mit adiabater Verdunstungskühlung arbeitet. Als Außenluftzustand wird $t_a = 32^\circ\text{C}$ sowie $\phi_a = 40\%$ und als Abluftzustand $t_R = 27^\circ\text{C}$ sowie $\phi_R = 50\%$ angenommen. Es gilt wiederum die bisherige Konstruktion für beide Wärmeübertrager. Für die Volumenströme von 3000 m³/h und bei einem Kreislaufwasserstrom von 900 kg/h liefert die Simulation nachfolgende Aussagen:

- Es wird eine Leistung von 4,9 kW erreicht. Somit ist es möglich, dem Raum einen Außenluftvolumenstrom von 3000 m³/h mit 26,8 °C zuzuführen.
- Bei Annahme einer Raumtemperatur von ca. 27 °C entsteht dadurch praktisch keine zusätzliche thermische Raumbelastung.
- Würde diese Variante in Fertigungsbereichen eingesetzt, so wäre beispielsweise ein 3-facher Außenluftwechsel in einer Halle von 250 m² Grundfläche bei einer Höhe von 4 m möglich.
- Eine Entfeuchtung der Raumluft erfolgt nicht.
- Vergleicht man die Kühlleistung dieser Schaltung mit Beispielrechnungen zur „trockenen“ Wärmerückgewinnung, so ist ein Steigerungsfaktor von ca. 3,3 vorhanden. Der Enthalpierückgewinnungsgrad ergibt sich zu $\approx 0,76$.