

Hybridkühler mit gewickelter Kapillarrohrmatte und radial geführtem Luftstrom

Bernd Glück, Jößnitz (Plauen)

Die steigenden Preise der Metalle, ihre Korrosionsneigung und die Foulinganfälligkeit berippter Oberflächen rückt verstärkt Kunststoffe als Wärmeübertragflächen in den Blickpunkt. Ihre schlechte Wärmeleitfähigkeit kann durch den Einsatz von dünnen Wandungen teilweise kompensiert werden.

Beim Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten mit beispielsweise $d_a/d_i = 3,4 \text{ mm}/2,3 \text{ mm}$ ist dies der Fall, zudem ergeben sich infolge der kleinen Rohraußendurchmesser große luftseitige Wärmeübergangskoeffizienten. Dadurch kann auf eine Berippung verzichtet werden, was die Reinigungsmöglichkeiten außerordentlich verbessert. Außerdem ist an den üblicherweise eingesetzten beweglichen Polypropylen-

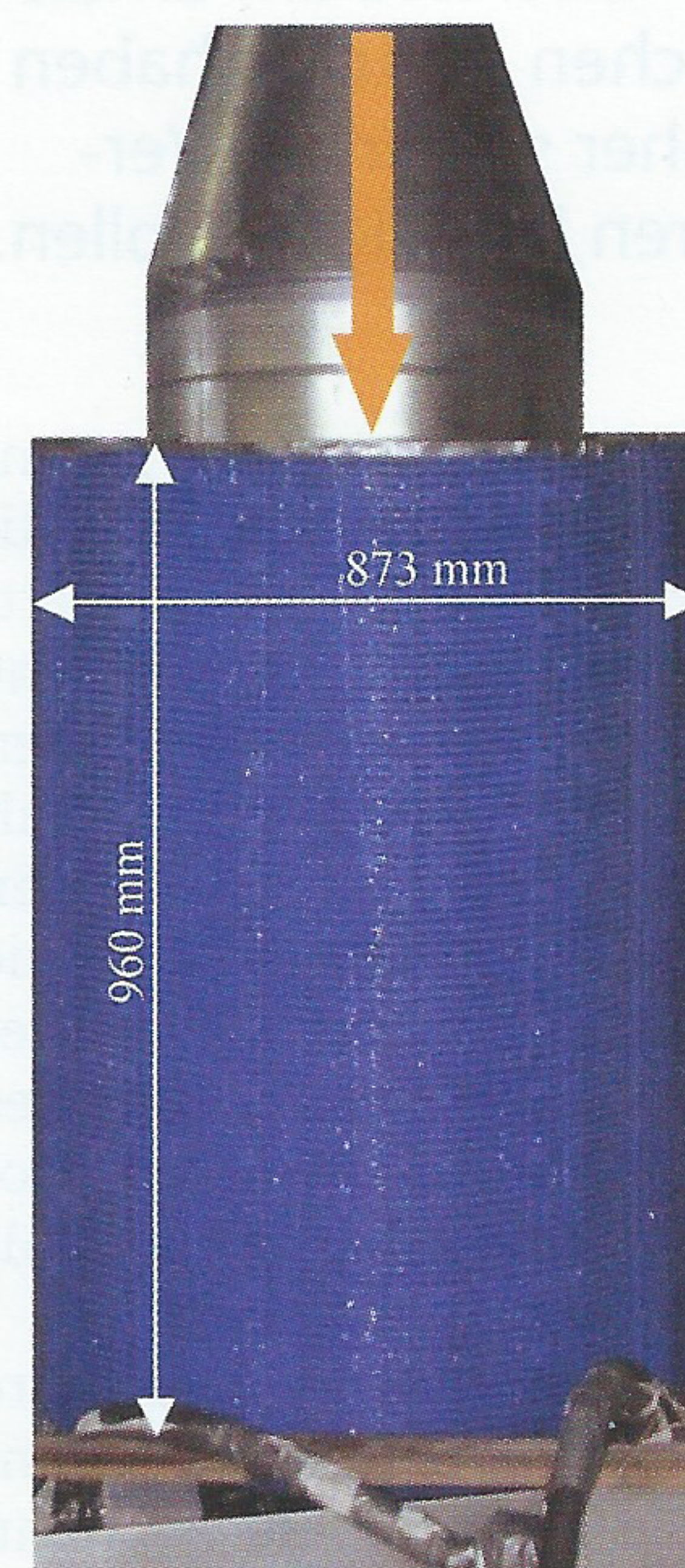
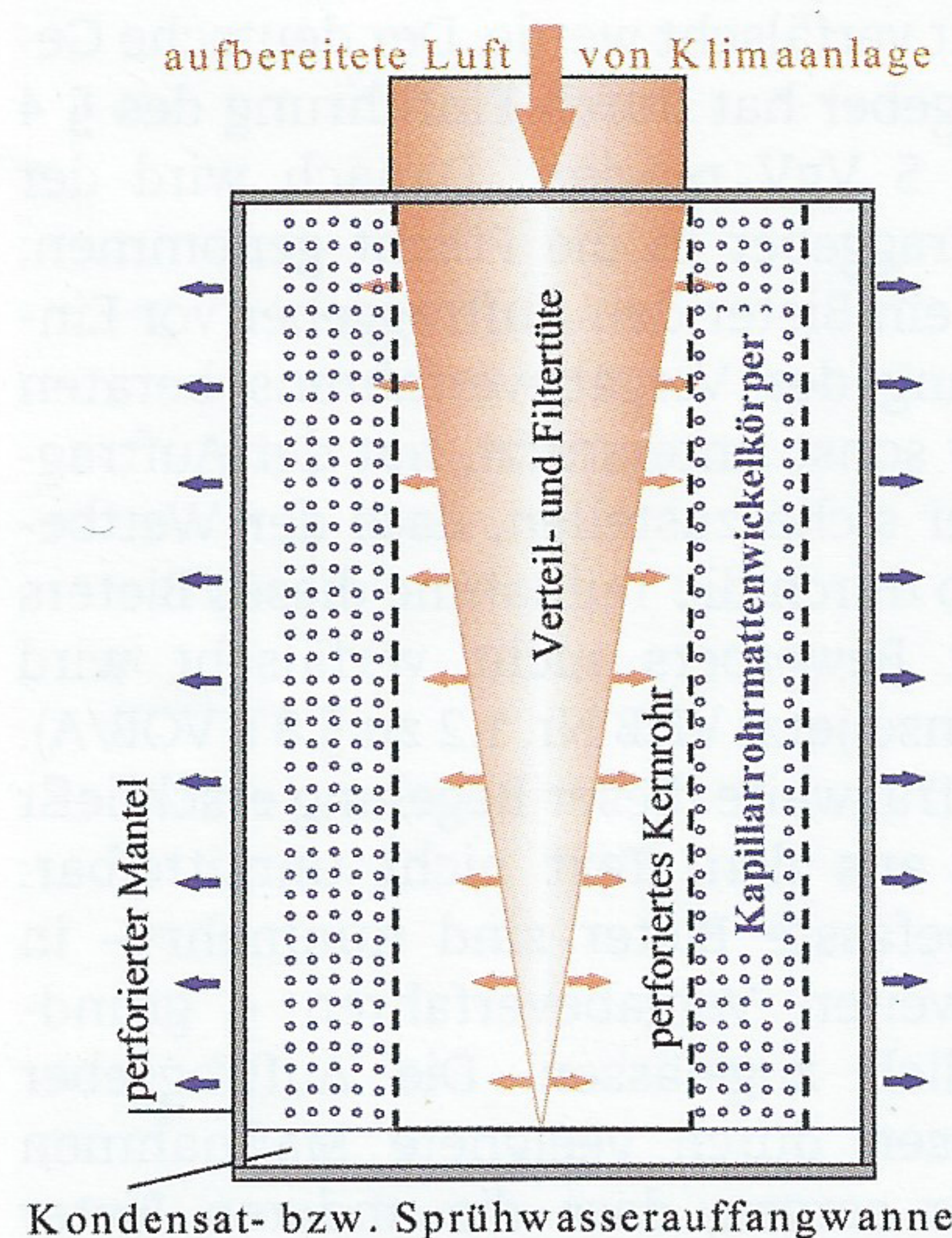


Bild 1

Prüfling

links: Konstruktionsskizze

rechts: Original während des Versuchsaufbaus. Der äußere Mantel ist abgenommen

Vorstellung des Prüflings und der Versuchsdurchführungen

In einem modifizierten Quellluftdurchlass QL-360-1000-1250 der Fa. TROX mit

- zylindrischer Form und einer Luftdurchtrittsfläche über 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 nacheinander drei Kunststoff-Kapillarrohrmatten $3,4 \times 0,55 \text{ mm}$, $RA = 10 \text{ mm}$, 96 Kapillarrohre, Länge jeweils 8 m im Abstand von 10 mm aufgewickelt und befestigt wurden. Der Einbau erfolgte so, dass eine Konstruktion nach Bild 1 entstand. Die Luftverteiltertüte im Inneren und der Strömungsgleichrichter am Zylinderrand entsprechen den Originallösungen des Quellluftdurchlasses. Die Höhe des Quellluftdurchlasses wurde so

röhrchen eine festhaftende Verkrustung ausgeschlossen, wodurch beispielsweise auch das Mikro- oder Makroorganismenwachstum weitestgehend verhindert wird. Somit sind gewickelte Kapillarrohrmatten für außenluftbeaufschlagte Kühler prädestiniert.

In [1] wurde über eine neuartige, von der Fa. Clina patentierte Lösung berichtet, die als Grundelement eine oder mehrere spiralförmig gewickelte Kapillarrohrmatten verwendet. In den Kapillarrohren strömt der flüssige Primärstrom, und vom Wickelkern radial nach außen wird der Luftstrom geführt, so dass sich praktisch idealer Gegenstrom ergibt. In [1] sind die Algorithmen für die thermodynamischen Vorgänge, die auch die Modellierung des Stofftransportes sowohl bei Kondensation der Luftfeuchte an der kalten Oberfläche als auch bei Verdunstung an befeuchteten Oberflächen einschließt, detailliert dargestellt worden. Das Berechnungsmodell und das zugehörige Rechenprogramm konnten in [1] nur für die Luftkühlsäule ohne und mit Kondensatausfall (trockene und nasse Kühlung) anhand von Versuchen verifiziert werden. Es wurde mitgeteilt, dass für den Hybridkühler noch vertiefende Untersuchungen zu erfolgen haben. Über deren Fortgang wird im Anschluss an eine kurze Zusammenfassung des Bisherigen berichtet.

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.

reduziert, dass keine Falschströmungen – d.h. am Mattenbündel vorbei – entstehen konnten.

Die drei Matten sind parallel unter gleichen Strömungsbedingungen mit Wasser beaufschlagt worden.

Die Luftzufuhr erfolgte über das Kernrohr im Inneren der Säule, wobei die Luft mittels einer Klimaanlage konditioniert wurde.

Mit dem stets gleichen Prüfling wurden vier unterschiedliche Varianten untersucht:

A Trockenkühler: trockene Luftkühlung (kein Kondensatausfall) mit Kaltwasserbeaufschlagung

B Nasskühler: nasse Luftkühlung (Kondensatausfall) mit Kaltwasserbeaufschlagung

C Wasserkühler: Wasserkühlung durch Beaufschlagung mit kühlerer Luft

D Hybridkühler: Wasserkühlung durch Beaufschlagung mit kühlerer Luft und Verdunstung des aufgetragenen Wasserfilms.

Zusammenfassung der bisherigen Ergebnisse für die Varianten A bis C

Die Ergebnisse in [1, Bilder 13 bis 15] berichteten über die theoretischen und experimentellen Ergebnisse der Varianten A und B. **Bild 2** zeigt zusammengefasst in einem Diagramm die Gegenüberstellung der Ergebnisse für die Varianten

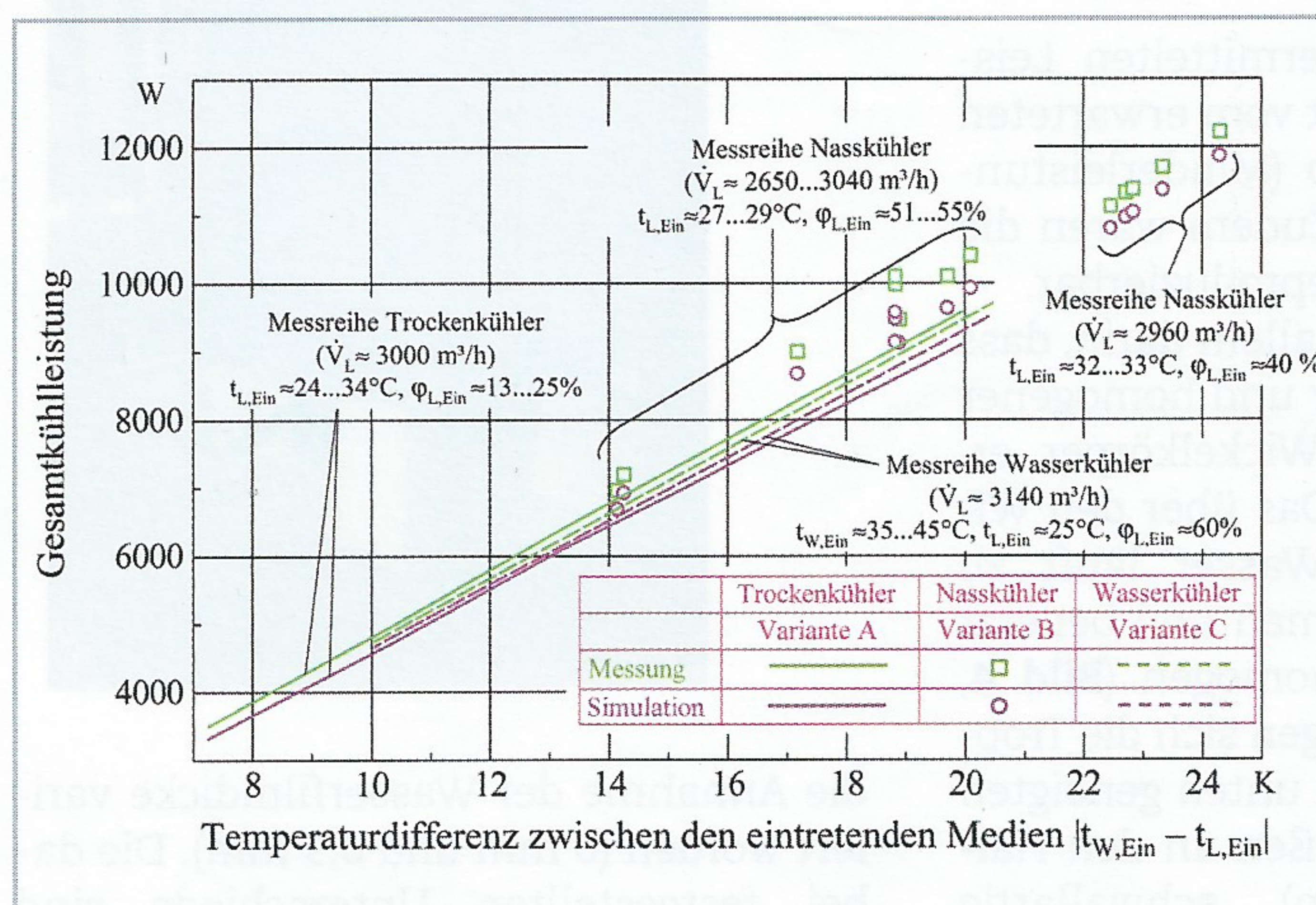


Bild 2

Vergleich der Gesamtkühlleistungen bei Einsatz im trockenen und nassen Luftkühlbereich und im Fall des Wasserkühlers unter sommerlichen Bedingungen

Variante	Anzahl der Versuche	Mittlere Abweichung der Simulationsleistung bezogen auf die gemessene Gesamtleistung	Mittlere Abweichung des simulierten Kondensatflusses bezogen auf den gemessenen Kondensatfluss
A	8	-5,1 % *	
B	16	-3,5 %	+2,2 %
C	3	-1,7 % **	

* Entspricht einer veränderten Temperaturdifferenz am Eintritt der Luft- und Wasserströme von ca. 0,7 K.

** Entspricht einer veränderten Temperaturdifferenz am Eintritt der Luft- und Wasserströme von ca. 0,2 K.

A bis C. In **Tabelle 1** sind die mittleren Abweichungen vermerkt. In Anbetracht der praktischen Einsatzbedingungen sind die Abweichungen gering, zudem liegt man bezüglich der Kühlleistungen bei der Simulation stets auf der sicheren Seite.

Untersuchung des Hybridkühlers (Variante D)

Bild 3 zeigt beispielhaft einen Hybridkühler bei Außenaufstellung. Das wärmetechnische Hauptproblem besteht darin, eine gleichmäßige Befeuchtung mit einem Wasserfilm zu erreichen. Prinzipiell gibt es dazu zwei Möglichkeiten:

□ Berieseln des Wickelkörpers von oben durch eine Verteileinrichtung

Tabelle 1

Mittlere Abweichungen der Varianten A bis C

□ Besprühen des Wickelkörpers durch seitlich angeordnete Düsen.

Der erstgenannte Fall ist energetisch vorteilhafter, da durch die Wasserpumpe nur der Höhenunterschied und die Druckverluste des Rohrsystems zu überwinden sind. Im zweiten Fall muss zusätzlich ein Düsenvordruck bereitgestellt werden, um eine effiziente Wasservernebelung zu gewährleisten. Aus den genannten Gründen ist zunächst die Wasserberieselung in zwei Varianten und anschließend das Besprühen mit Düsen ausführlich untersucht worden.

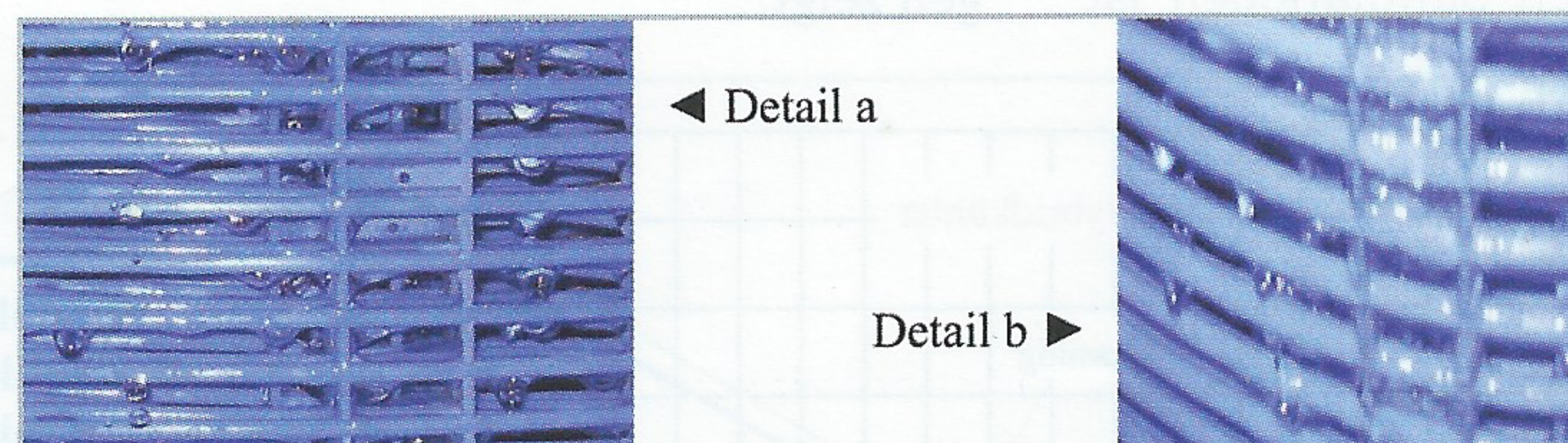


Bild 4

Beispielhafte Wasserabläufe auf dem Wickelkörper aus Kunststoff-Kapillarrohrmatten bei Berieselung. Die ungleiche Wasserbenetzung führt zur Minderleistung und zu nicht reproduzierbaren Leistungen

Berieselung des Wickelkörpers

Konstruktive Lösungen sowohl mittels einer Ringverteilung als auch mittels eines ringförmigen Wasserkastens mit perforiertem Boden bei einstellbaren Durchströmungsquerschnitten über dem Wickelkörper bewirkten keine gleichmäßige Wasserverteilung auf dem

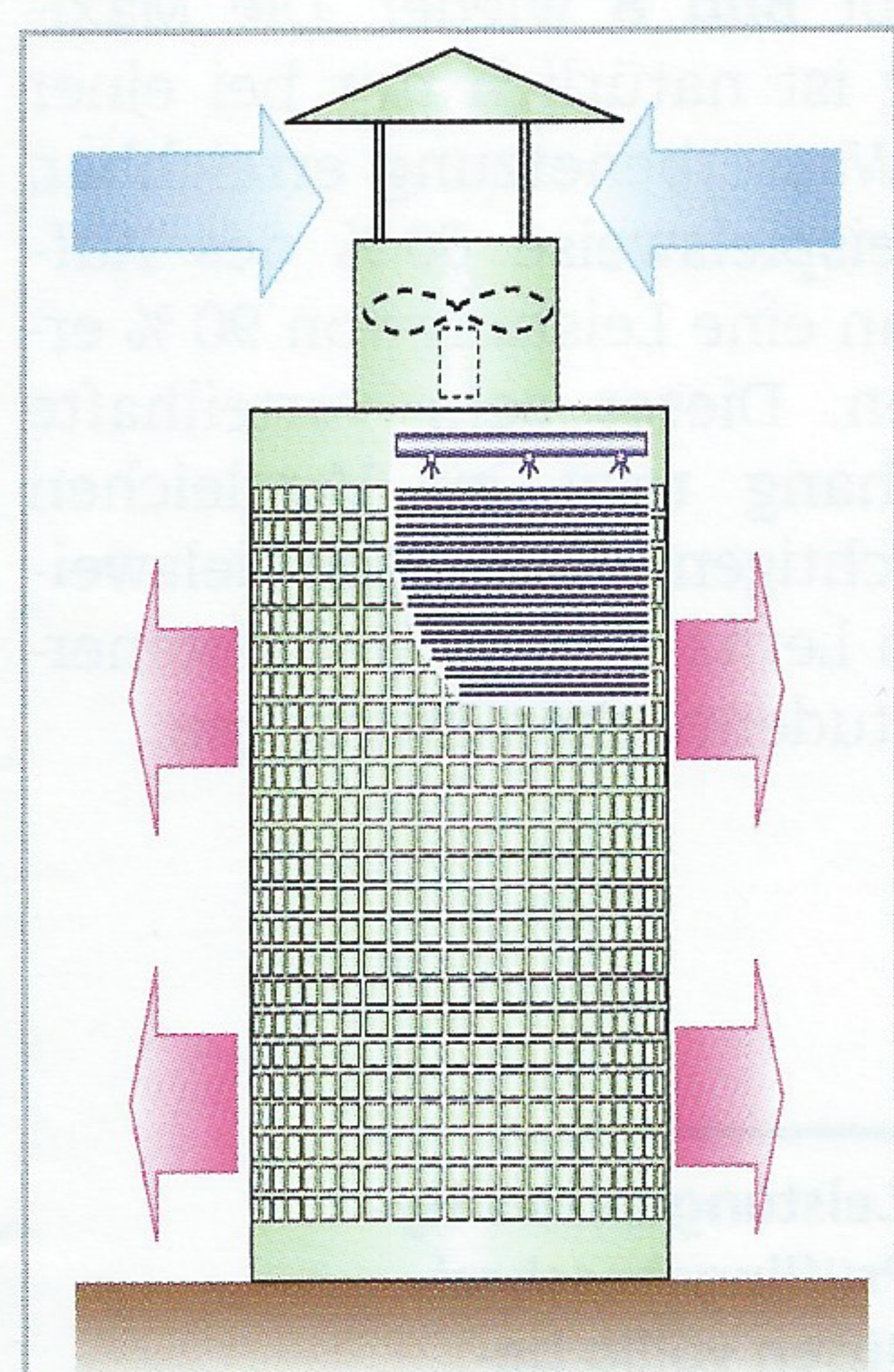


Bild 3

Hybridkühler in einfacher Ausführung (nur ein Wickelkörper) mit Luftdurchströmung von innen nach außen und einem zusätzlichen äußeren Wasserfilm, um die Verdunstungsenthalpie zu nutzen

Rohrbündel. Die real ermittelten Leistungswerte wichen weit vom erwarteten Simulationsergebnis ab (Minderleistungen von 15 bis 21 %). Zudem waren die Messergebnisse nicht reproduzierbar.

Die Ursache liegt vor allem darin, dass kein zeitlich konstanter und homogener Wasserfilm auf dem Wickelkörper erzeugt werden konnte. Das über den Wickelkörper fließende Wasser läuft zu großen Tropfen zusammen und benetzt die Oberfläche nicht homogen (Bild 4, Detail a). Vielfach bewegen sich die Tropfen an den schräg nach unten geneigten Kapillarrohren und fließen an den Haltebändern (Ω -Bändern) schwallartig senkrecht nach unten, ohne die Mattenoberfläche gleichverteilt zu benetzen (Bild 4, Detail b).

Besprühung des Wickelkörpers

Zur kontinuierlichen und vollständigen Benetzung der Kunststoff-Kapillarrohrmatten wurden schließlich im Kern und im Außenbereich des Wickelkörpers Rohre mit Spezialdüsen angeordnet. Damit der Vordruck für die Düsen näherungsweise gleich ist, wird ein Zentralverteiler mit sternförmigen Rohrabgängen gewählt. Bild 5 zeigt konstruktive Details.

Bei der experimentellen Untersuchung [2] wurde besondere Sorgfalt auf einen stationären Zustand gelegt, so dass beispielsweise keine Beeinflussung der Sprühwassertemperatur durch Wärmespeichereffekte im Wasserreservoir erfolgte. Die Messreihen sind mit dem Simulationsprogramm überprüft worden. Die Übereinstimmung ist in Anbetracht der vielfältigen Unwägbarkeiten generell sehr gut, wie dies das Bild 6 verdeutlicht. Die simulierten Leistungen liegen im Mittel um 3,5 % unter den Messwerten, d.h., man befindet sich mit den Simulationsrechnungen auf der sicheren Seite. Bei den Simulationen ist

die Annahme der Wasserfilmdicke variiert worden (0 mm und 0,5 mm). Die dabei festgestellten Unterschiede sind marginal.

Zur weiteren Verifikation des Rechenprogramms sind die gemessenen Sprühwassertemperaturen und die bei der Simulation iterativ bestimmten Wandtemperaturen gegenübergestellt worden. Letztere sind keine üblichen Ausgabewerte, weshalb eine kleine Programmierungsergänzung erfolgte. Die Ermittlung der Wandtemperaturen ist zunächst für die 11 Wicklungen des Prüflings durchgeführt und aus den Einzelwerten ein Mittelwert bestimmt worden. Dem Vergleich – in Tabelle 2 vorgestellt – liegt die Wasserfilmdicke 0,5 mm zugrunde. Die sehr gute Annäherung zwischen der gemessenen Sprühwassertemperatur und der berechneten mittleren Wandtemperatur kann ebenfalls als Bestätigung für das verwendete Simulationsmodell gewertet werden.

Die detaillierten Temperatur- und Leistungsverläufe entlang der Wärmeübertragerfläche konnten bei dem begrenzten experimentellen Aufwand leider nicht verfolgt werden. Die Simulation liefert jedoch tiefere, durchaus plausible Einblicke, wie Bild 7 für den vorgestellten Prüfling bei idealer Benetzung des Mattenbündels und den in der Bildunterschrift vermerkten Randbedingungen zeigt.



Bild 5

Kapillarrohrmatten-Wickelkörper mit Sprüheinrichtung im provisorischen Wasserauffangbehälter

Links sind die äußeren und rechts die inneren Düsenstöcke sichtbar. Sie sind an einen Zentralverteiler im Kern des Wickelkörpers angeschlossen. Der Zentralverteiler wird von der Druckpumpe beschickt, die das Wasser aus dem Auffangbecken entnimmt. Innerhalb des Rohrbereiches wird dann der kegelförmige Luftverteiler (vgl. Bild 1) eingesetzt.

Parameterstudie zum Benetzungsgrad der Oberfläche

Wie die Untersuchungen zum Hybridkühler ergaben, ist die Leistung erwartungsgemäß vom Benetzungsgrad der Wärmeübertragerfläche abhängig. Nur bei einem vollflächigen, feinverteilten Wasserfilm kann die volle Leistung erreicht werden. Da dies nur bei einer sorgfältig konzipierten Konstruktion möglich ist, wurde eine Parameterstudie bei Teilbenetzung mit verändertem Simulationsprogramm durchgeführt. Das Ergebnis gibt Bild 8 wieder. Die Maximalleistung ist natürlich nur bei einer 100 %igen Wasserbenetzung erreichbar, aber bei beispielsweise 60 % des Aufwandes kann eine Leistung von 90 % erzielt werden. Dieser sehr vorteilhafte Zusammenhang reizt zu Vergleichen mit dem „richtigen Leben“, beispielsweise zwischen Lernaufwand und Notenergebnis bei studentischen Prüfungen.

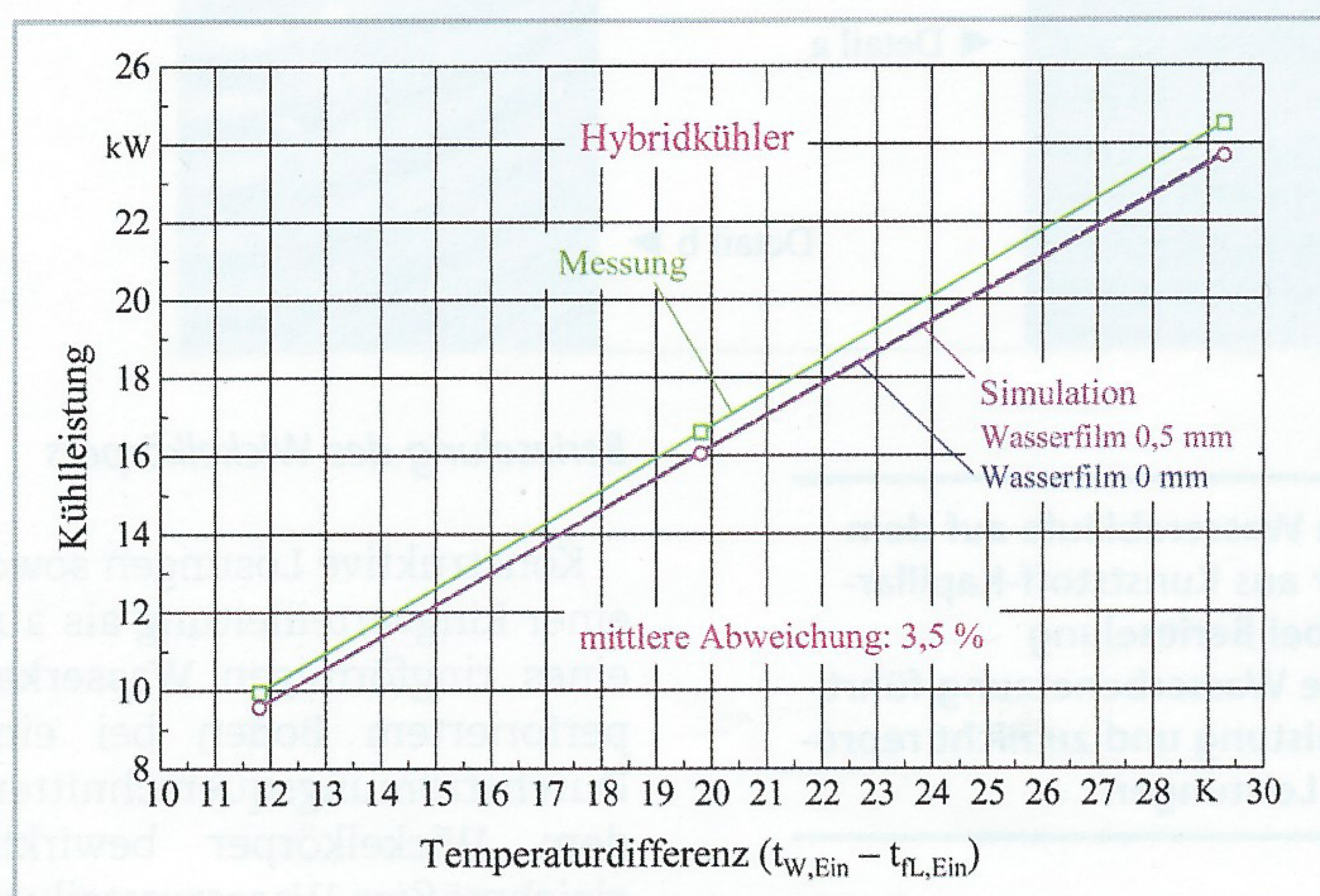


Bild 6

Gegenüberstellung der Leistungen des Hybridkühlers gemäß der Prüflingsbeschreibung mit einem durch Düsen völlig benetzten Wickelkörper aus Kunststoff-Kapillarrohrmatten, die im Experiment festgestellt und mittels Simulation ermittelt wurden ($t_{l, Ein}$ stellt die Feuchtkugeltemperatur der Luft am Eintritt dar)

Simulierte, mittlere Rohrwandtemperatur für die Ringe 1 ... 11			Versuch 1	Versuch 2	Versuch 3
Rohrwandtemperatur (1)	°C	Matte 1	22,6958752	22,52278	21,7726784
Rohrwandtemperatur (2)	°C		24,0778446	23,4862156	22,38746
Rohrwandtemperatur (3)	°C		26,2224483	24,9964027	23,3391914
Rohrwandtemperatur (4)	°C		29,5416012	27,35597	24,8342152
Rohrwandtemperatur (5)	°C	Matte 2	25,0783825	24,20335	22,8561783
Rohrwandtemperatur (6)	°C		26,9547958	25,5395336	23,7110062
Rohrwandtemperatur (7)	°C		29,6179752	27,4387112	24,9164734
Rohrwandtemperatur (8)	°C		33,9049339	30,5293179	26,8853951
Rohrwandtemperatur (9)	°C	Matte 3	27,1640358	25,6951733	23,8227177
Rohrwandtemperatur (10)	°C		30,34331	27,9915733	25,293642
Rohrwandtemperatur (11)	°C		34,2445679	30,8026257	27,0833054
Mittlere Rohrwandtemperatur	°C		28,17	26,41	24,26
Gemessene Temperatur des Sprühwassers	°C		27,94	26,63	24,38
Abweichung: Temperaturdifferenz	K		+0,23	-0,22	-0,12

Tabelle 2

Gegenüberstellung der ringweise simulierten Rohrwandtemperatur und der gemessenen Sprühwassertemperatur beim untersuchten Hybridkühler (Variante D)

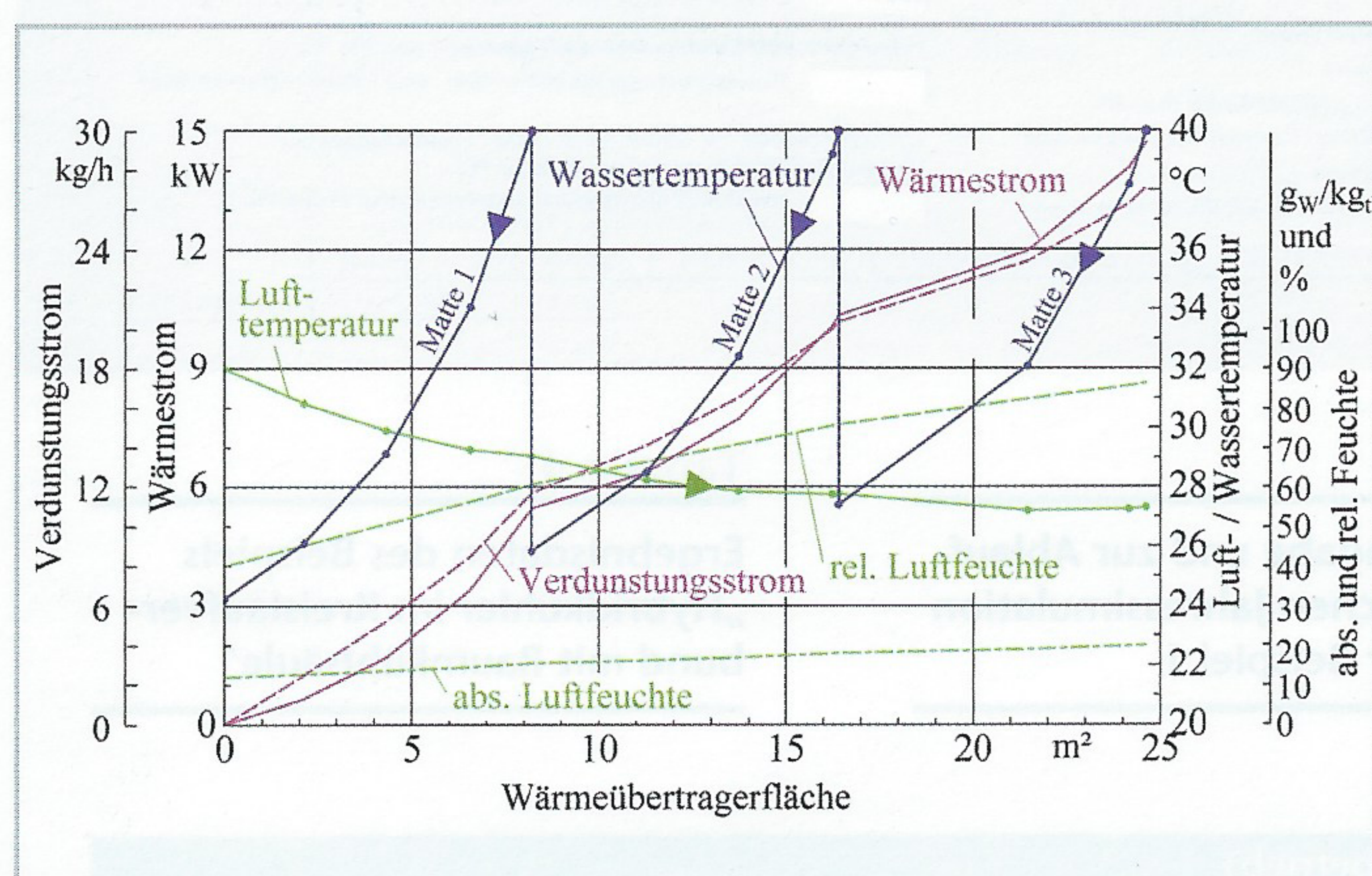


Bild 7

Parameter- und Leistungsverläufe eines Hybridkühlers gemäß der Prüflingsbeschreibung mit ideal befeuchteter Oberfläche
Luftvolumenstrom 3000 m³/h, Lufteintrittstemperatur 32 °C, Lufteintrittsfeuchte 40 %, Wasservolumenstrom 0,9 m³/h, Wassereintrittstemperatur 40 °C

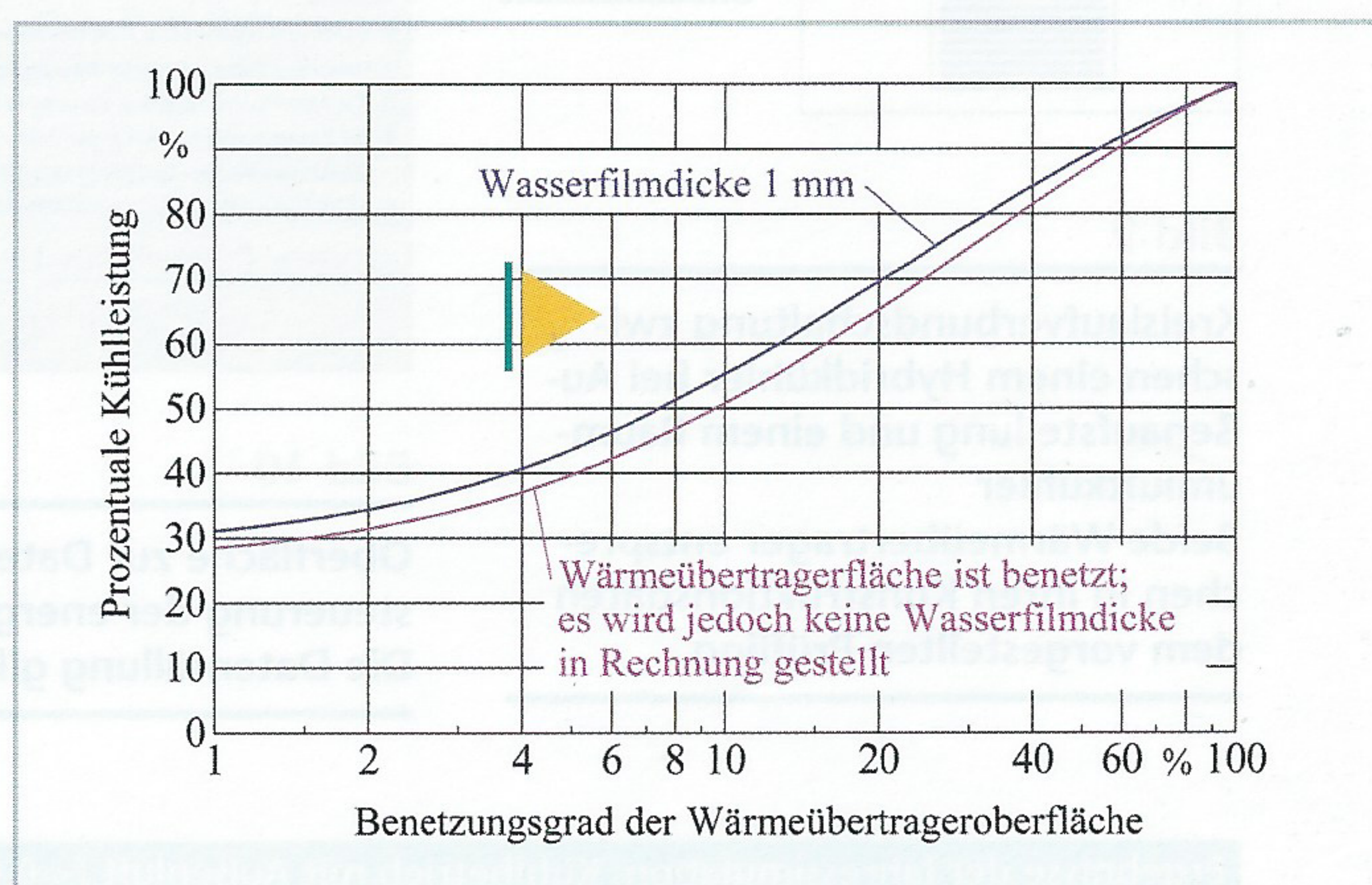


Bild 8

Prozentuale Kühlleistung des Hybridkühlers in Abhängigkeit der vom Wasser benetzten Wärmeübertrageroberfläche und der Wasserfilmdicke (Abszisse mit logarithmischer Achsteilung)

Parameterstudie zum Wärmeträgereinsatz

Bei Temperaturen unter 0 °C (auch Betriebsstillstand beachten) müssen anstelle von Wasser Wärmeträger mit Frostschutzmitteln – beispielsweise wässrige Lösungen mit einem bestimmten Anteil von Tyfocor L – eingesetzt werden. Die Eigenschaften der Wärmeträger mit Frostschutz sind jedoch bezüglich

des Wärmeübergangs und des Wärmetransports ungünstiger als die von Wasser, wobei mit zunehmenden Mischungsanteilen dieser Nachteil wächst. Selbstverständlich kann im Praxiseinsatz der Wärmeträger nicht entsprechend der Einsatztemperaturen gewechselt werden, so dass – wenn im Winter Frostschutz erforderlich ist – die ausgewählte Lösung dann auch im Sommerbetrieb wärmetechnisch nachteilig

wirkt. Aus diesen Überlegungen heraus ist es sinnvoll, die Unterschiede über einen großen Temperaturbereich zu untersuchen. Als Beispiel wird ein Wasserkühler in Außenaufstellung gewählt, der ganzjährig als Wärmesenke für die gebäudetechnische Anlage wirkt. Der Wasserkühler entspricht dem bisher stets untersuchten Prüfling und auch die Volumenströme Flüssigkeit 900 l/h sowie Luft 3 000 m³/h – bezogen auf die Ein-

Betriebsfall	Außen-temperatur °C	Wasser-temperatur °C	Gesamtkühlleistung				Prozentuale Kühlleistung bezogen auf Wasser		
			Wasser	TL 40	TL 50	TL 60	TL 40	TL 50	TL 60
Sommer	25	40	14 967	14 030	13 532	13 009	94	90	87
Winter A	0	15	7 054	6 715	6 564	6 404	95	93	91
Winter B	-10	15	11 878	11 282	11 022	10 749	95	93	90

Tabelle 3

Vergleich der Kühlleistungen eines wasserbeaufschlagten Kühlers und eines mit Frostschutzmittel versehenen Kühlkreislaufs (TL bedeutet Tyfocor L)

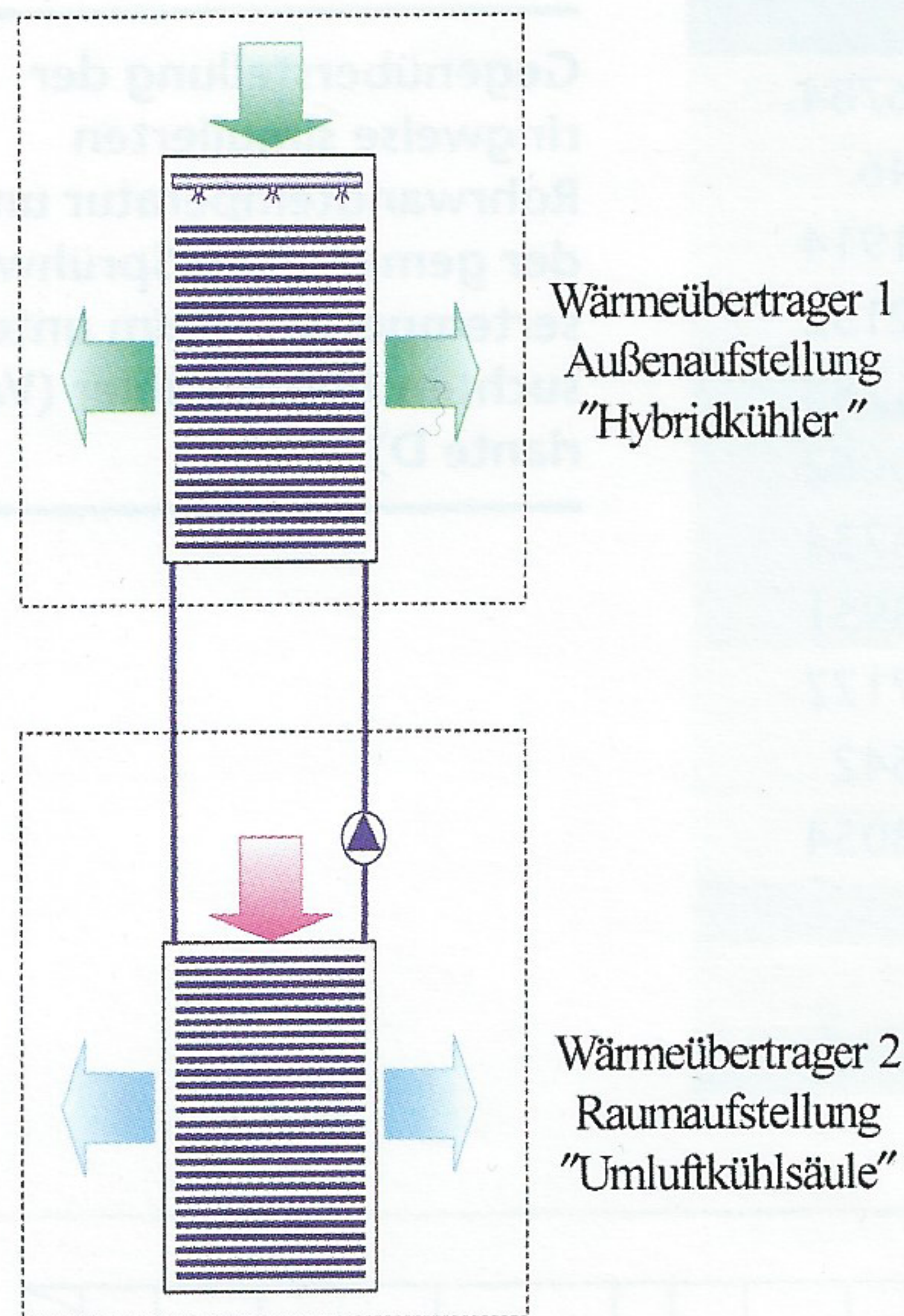


Bild 9

Kreislaufverbundschaltung zwischen einem Hybridkühler bei Außenaufstellung und einem Raumumluftkühler

Beide Wärmeübertrager entsprechen in ihren Konstruktionsdaten dem vorgestellten Prüfling

Hauptprogramm

Säulen mit gewickelten Kunststoff-Kapillarrohrmatten als Wärmeübertrager - Jahressimulation

Berechnungsmodell

3

Varianten-nummer

1 Einzel-wärmeübertrager

Variante = 1

2 Wärmeübertrager in Reihenschaltung

Variante = 2

2 Wärmeübertrager im Kreislaufverbund

Variante = 3

Art der Flüssigkeit

Tyfoor L

40 %

50 %

60 %

Wasser

Autor: Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glöck (JS/2006)

F:\SD\FE_WHZ\LowEx2\TEST_S3\

Eingabe der Wärmeübertragerdaten

Wärmeüber-träger 1

Wärmeüber-träger 2

Daten für WÜ 2 nur bei Varianten 2 und 3 eingeben!

1

1

Luftrichtung (innen-aussen 1, sonst -1)

50

0

Wasserberieselung der Fläche in %

3

3

Mattenanzahl (max. 6 Stück)

8

8

Rohrlänge (= Mattenlänge) in m

2,3

2,3

Rohrinnendurchmesser in mm

3,4

3,4

Rohraussendurchmesser in mm

96

96

Rohranzahl pro Matte

10

10

Rohrabstand in mm

10

10

Wicklungsabstand (Rohrmitte - Rohrmitte) in mm

20

20

Aussendurchmesser Verteilung (Stamm) in mm

8

8

Breite der Haltebänder (Omegabänder) in mm

100

100

Abstand der Haltebänder längs der Matte in mm

0,5

0

Wasserfilmdicke in mm

630

630

Wärmeübertragerkerndurchmesser in mm (Bündelinnendurchmesser)

Eingabe der Luft- und Flüssigkeitsstromdaten

3000

Luftvolumenstrom durch Wärmeübertrager 1 in m³/h

3000

Luftvolumenstrom durch Wärmeübertrager 2 in m³/h
Nur bei Variante 3 eingeben!

100000

Luftdruck für beide Wärmeübertrager in Pa

Raumluftdaten nur für Variante 3 eingeben:

Linke Reihe bei Wärmerückgewinnung mit den Abluftdaten füllen! (WÜ 1)

Rechte Reihe bei Raumluftkühlung mit den Raumluftdaten füllen! (WÜ 2)

Raumlufttemperatur in °C

25

vertikaler Raumlufttemperaturgradient in m/K

1

absolute Raumluftfeuchte in kgW/kgTL

relative Raumluftfeuchte in %

50

Höhe Raumlufteintritt in m

2,5

Außentemperaturbereich für die Simulation in °C:

10

ta_min

35

ta_max

F:\SD\Wetter\

Pfad für Wetterdaten

Dateiauswahl für Wetterdaten:

Abs. Feuchte x als Einzelwerte

0...24 Uhr

6...18 Uhr

18...8 Uhr

Abs. Feuchte x als Mittelwert

0...24 Uhr

6...18 Uhr

18...8 Uhr

900

Flüssigkeitsvolumenstrom je Wärmeübertrager in l/h

Flüssigkeitseintrittstemperatur bei Varianten 1 und 2 in °C:

Flüssigkeitstemperatur ist konstant, sonst Simulationsbereich teilen!

Grenztemperatur zur Gewährleistung des Frostschutzes bei Variante 3 (Fall: Wärmerückgewinner) in °C:

minimale Flüssigkeitseintrittstemperatur in den WÜ 1

STARTEN

DATEI LADEN

DATENNEUEINGABE

DATENSPEICHERUNG

BERECHNUNG

DRUCK EINGABEWERTE

DRUCK ERGEBNISSE

BEENDEN

Bild 10

Oberfläche zur Dateneingabe und zur Ablaufsteuerung der energetischen Jahressimulation
Die Datenfüllung gilt für Beispiel 1

Tabelle 4

Ergebnisdaten des Beispiels „Hybridkühler im Kreislaufver- bund mit Raumkühlsäule“

Ergebnisse der Jahressimulation: Kühlbetrieb mit Außenluft (< 0 Kühlbetrieb)

Einsatz von Wärmeübertragern im Kreislaufverbund:

- Wickelwärmeübertrager 1 mit Luftströmung von innen nach außen!
- Matten werden zu 50 % mit Wasser befeuchtet (Verdunstungseffekt)!
- Wickelwärmeübertrager 2 mit Luftströmung von innen nach außen!
- Matten sind trocken oder mit Kondensat befeuchtet!
- Als Flüssigkeit in den Matten wird Wasser verwendet!

Meteorologische Datenbasis: t,x-Korrelation nach DIN 4710 für 6...18 Uhr.

[illegible]

Wärmeenergiegewinn: 0 kWh
Kälteenergiegewinn: 10 353 kWh

Meteorologische Datenbasis: t,x-Korrelation (Mittelwerte nach DIN 4710) für 6...18 Uhr.

Kälteenergiegewinn: 37 319 kWh

Ergebnisdaten des Beispiels „Hybridkühler im Kreislaufver- bund mit Raumkühlsäule“

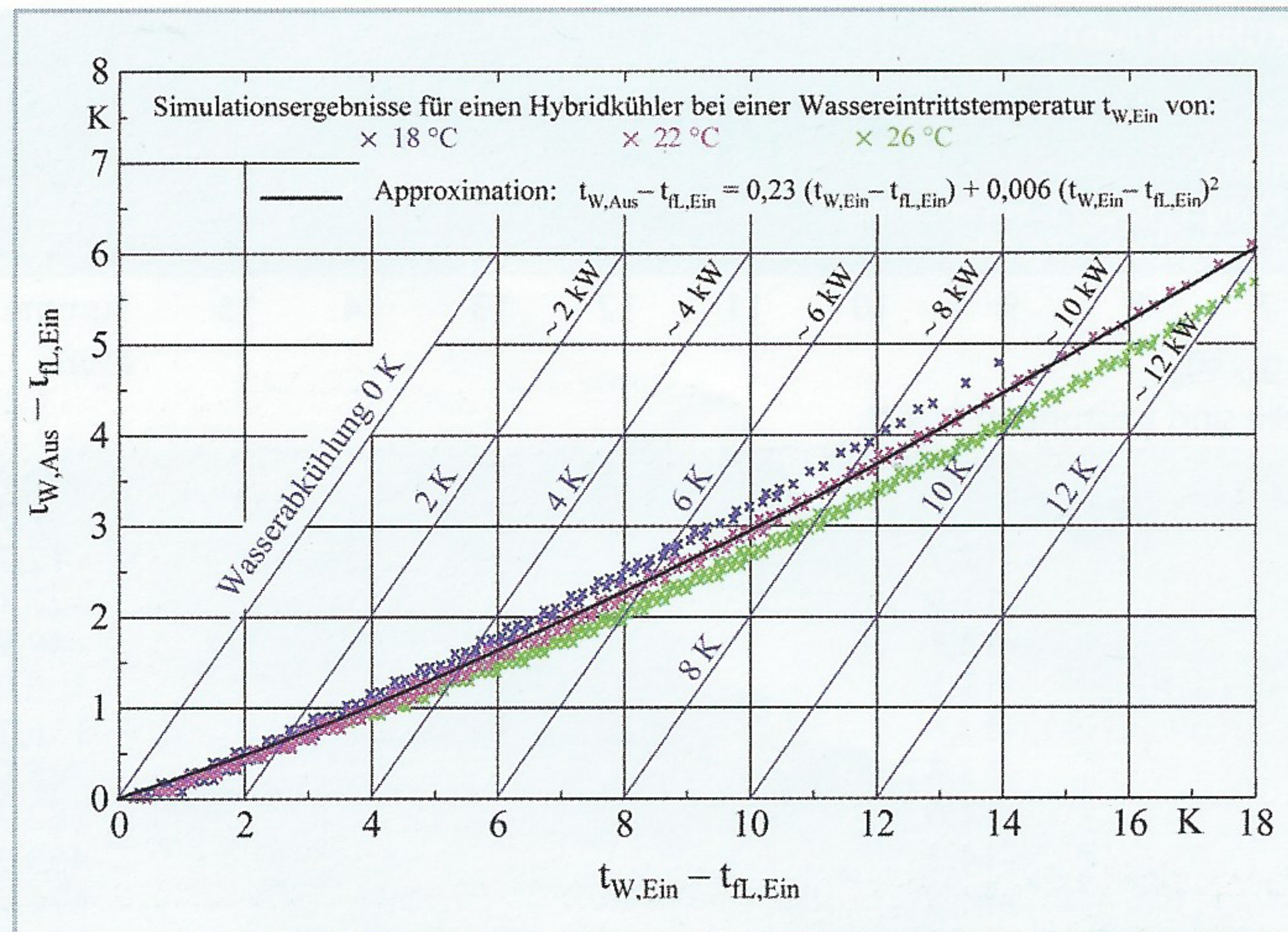


Bild 11

Leistungsdaten für den Hybridkühler gemäß Prüfling mit 100 %iger Oberflächenbefeuchtung für drei unterschiedliche Wassereintrittstemperaturen bei nächtlichen Außenluftzuständen für Lufttemperaturen $\geq 10\text{ °C}$ ($t_{L,Ein}$ stellt die Feuchtkugeltemperatur der Luft am Eintritt dar)

- Die Oberfläche ist 100 %ig mit Wasser benetzt (Wasserfilmdicke 0,5 mm).
- Die Flüssigkeitseintrittstemperatur wird variiert: 18 °C, 22 °C, 26 °C.
- Die Simulation erfolgt für den Nachtzeitraum (18 bis 6 Uhr) für den Temperaturbereich $\geq 10\text{ °C}$.

Die Ergebnisse für alle untersuchten Stunden und Luftzustände finden sich im **Bild 11**.

Literatur

- [1] Glück, B.: Wärmeübertrager mit gewickelter Kapillarrohrmatte und radial geführtem Sekundärstrom, HLH Bd. 56 (2005) Nr. 9, S. 62–68 und Nr. 10, S. 75–82.
- [2] Illing, B.; Korndörfer, S.: Versuchsbericht zur Messung der Kühlleistungen eines Hybridkühlers mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten unter wechselnden Einsatzbedingungen. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH), Fachgruppe Versorgungs- und Umwelttechnik.

- Hybridkühler wird zu 50 % mit Wasser benetzt (Wasserfilmdicke 0,5 mm).
- Betriebszeitraum 6 bis 18 Uhr, wobei nur der Außentemperaturbereich $\geq 10\text{ °C}$ Beachtung findet.
- Im zu kühlenden Raum herrscht eine Temperatur von 25 °C und eine relative Feuchte von 50 %.

Die Bedienoberfläche für das Rechenprogramm ist im **Bild 10** zu sehen. Sie ist mit den für das Beispiel zutreffenden Daten gefüllt. Die Ergebnisausgabe (**Tabelle 4**) ist in Anlehnung an das übliche h,x-Diagramm aufgebaut. Der Kälteenergiegewinn beträgt 10353 kWh.

Beispiel 2: Hybridkühler als Wärmesenke für eine Kältemaschine

- Die Oberfläche sei zu 50 % mit Wasser benetzt (Wasserfilmdicke 0,5 mm).

- In den Kapillarrohrmatten strömen 900 l/h als wässrige Lösung mit 40 % Tyfocor L.
- Die Flüssigkeitseintrittstemperatur sei konstant 40 °C.
- Die Simulation ist für den Tageszeitraum (6 bis 18 Uhr) mit den gemittelten absoluten Feuchten zu führen, wobei die statistischen Wetterdaten im Temperaturbereich 10 bis 35 °C gelten.

Der Kälteenergiegewinn beträgt nach **Tabelle 5**: 37319 kWh.

Die verkürzte Simulation auf der Grundlage der mittleren, gewichteten Feuchte je Temperaturklasse liefert nahezu gleiche Summenwerte wie die detaillierte Berechnung.

Beispiel 3: Hybridkühler als Wärmesenke für eine thermische Bauteilaktivierung