

Aus wärmetechnischen Modellierungen Kennzahlen ableiten

Leistungsparameter von Kühldecken

Von Dr.-Ing. Bernd Glück

Eine Grundlage für einen fairen Wettbewerb sind transparente Leistungsangaben, die rechnerisch und/oder meßtechnisch nachgeprüft werden können. Sehr oft ist die Normung außerstande, der schnellen Produktentwicklung und der raschen Markteinführung zu folgen. In diesen Fällen kommt den Herstellern verstärkt die Aufgabe zu, über ihr Produkt genauestens zu informieren, alle leistungsbeeinflussenden Faktoren zu nennen und die möglichen Bandbreiten des Leistungsspektrums gewissenhaft abzuschätzen. Vorteilhaft ist es, wenn Fachverbände in Form von Konventionen realistische Vergleichsbedingungen für die betreffenden Produkte festlegen. Diese allgemeingültigen Aussagen sind momentan bezogen auf den Kühldeckenmarkt besonders aktuell.

Hamburg. Den Planer und Anlagenbauer interessiert die Kühlleistung in Abhängigkeit des Raumzustandes und der Kühlwassertemperatur. Dieser Zusammenhang ist mit dem Ziel einer übersichtlichen, nachprüfbar aber auch einfach aktualisierbaren Darstellung in zwei Bereiche zu unterteilen:

- Wärmeaustausch zwischen Raum und raumseitiger Kühldeckenoberfläche
- Wärmeübergang von der Kühldeckenoberfläche an das Kühlwasser.

Schließlich muß noch die niedrigste Rohroberflächentemperatur, da dort die Gefahr der Tauwasserbildung am größten ist, betrachtet werden.

Wärmestrom vom Raum an die Kühldecke

Bis zur Normung eines Prüfstandes sollte nach /1/ für geschlossene Kühldecken die mit den entsprechenden Temperaturen modifizierte Basiskennlinie für Fußbodenheizungen

$$\dot{q} = 8,92 (t_r - t_a)^{1,1} \quad (1)$$

Anwendung finden. Es gelten:

$\dot{q}$ [W/m²] Wärmestrom an die Kühldecke
 t_r [°C] Raumtemperatur
 t_a [°C] mittlere Deckentemperatur (Flächenmittel)

Dieses Ergebnis folgte aus einer umfangreichen geometrischen und wärmetechnischen Modellierung, die sowohl die Möblierung, die verschiedenen Arten der Wärmequellen sowie ihre Verteilung einschloß und die neuesten Erkenntnisse zum Strahlungsaustausch berücksichtigte. Als relevante Bezugstemperatur ist die Raumtemperatur zu verwenden, die als Empfindungstemperatur

$$t_e = t_r = 0,5 (t_r + t_a) \quad (2)$$

paritätisch aus der Lufttemperatur t_r und der Strahlungstemperatur der Umgebung t_a - bezogen auf ein in Raummitte befindliches Kugелеlement - zu bilden ist. In t_e ist auch die Kühldeckentemperatur t_d

mit enthalten. Leistungsangaben von Herstellern, die sich nur auf die Raumlufttemperatur beziehen, geben den wirklichen Sachverhalt nicht richtig wieder. Die Kühlleistung in Abhängigkeit der Raumoberflächentemperatur gemäß Gl. (1) ist im linken Diagramm der später zu besprechenden Abb. 3 grafisch dargestellt.

Wärmefluß von der Decke ans Wasser

Die dabei auftretenden Wärmeleit- und Wärmeübergangswiderstände sind von der Geometrie der Lamelle (Kassette, Panel) sowie dem Rohranschluß und

In /2/ wurden sechs verschiedene Rohranschlüsse (form- und stoffschlüssig) und drei unterschiedliche Lamellenformen algorithmiert. Sollten diese Formen den geometrischen Bedingungen nicht entsprechen, so ist in jedem Fall eine Lösung mit der Finite-Elemente-Methode möglich. Der Wärmetransport in der Kühldecke und die unter Umständen relevanten Einflüsse werden nachfolgend an einer speziellen Konstruktion (Abb. 1) beispielhaft betrachtet. Die Temperaturverteilung in der Lamelle folgt der sogenannten Kettenlinie. Ausgehend von der mittleren Deckentemperatur ergibt sich mit den in Abb. 1 definierten Größen die Lamellenfußtemperatur zu

$$t_1 = \left[(t_d - t_a) - \frac{x_a}{x_a + \alpha_1} (t_a - t_1) \right] \times \frac{m \frac{1}{2}}{\tanh \left(m \frac{1}{2} \right)} + \frac{x_a}{x_a + \alpha_1} (t_a - t_1) + t_a \quad (3)$$

mit der Abkürzung

$$m = \sqrt{\frac{x_a + \alpha_1}{\delta \lambda}} \quad (4)$$

Die Wärmeströme - schematisiert in Abb. 2 dargestellt - berechnen sich für

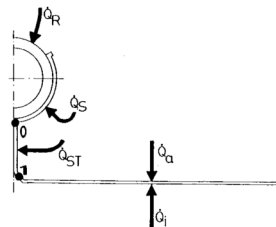


Abb. 2 Wärmeströme an die modellierte Kühldecke.

die Konstruktionsbreite b in folgenden Schritten:

- Wärmestrom vom zu kühlenden Raum an die Halblamelle:

$$\dot{Q}_R = \alpha_1 (t_r - t_a) \frac{1}{2} b \quad (5)$$

- Wärmestrom vom darüberliegenden Raum an die Halblamelle:

$$\dot{Q}_S = \alpha_2 (t_s - t_a) \frac{1}{2} b \quad (6)$$

den Lamellensteg:

$$\dot{Q}_{st} = x_s (t_s - t_a) hb \quad (7)$$

die Lamellensicke:

$$\dot{Q}_s = x_s (t_s - t_a) \pi \cdot \frac{d}{2} b \quad (8)$$

die nicht umhüllte Rohrhälfte:

$$\dot{Q}_a = x_a (t_a - t_r) (\pi \cdot \frac{d}{2} b) \quad (9)$$

Damit betragen die Wärmeströme in der Blechlamelle am Punkt 1

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_R + \dot{Q}_S \quad (10)$$

Punkt 0

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_i + \dot{Q}_{st} \quad (11)$$

Zur Berechnung des Temperaturabfalls im Steg wird der Wärmestrom

$$\dot{Q}' = \dot{Q}_i + 0,5 \dot{Q}_{st} \quad (12)$$

zugrunde gelegt, woraus ausgehend von t_1 auf

$$t_0 = t_1 - \frac{\dot{Q}'}{b \delta \lambda} \quad (13)$$

geschlossen werden kann. Die Ermittlung der Kühlwassertemperatur (Fluid) und Rücklauf folgte unter ortsabhängiger Beachtung des Wärmestroms $\dot{Q}_s$ zu

$$t_{f,m} = \left[t_0 - \frac{\dot{Q}_0}{b \delta \lambda n \tanh \left[n \frac{\pi \phi_0 \sqrt{2}}{2} \right]} \right] \times \frac{x_a + x_f}{x_f} - \frac{x_a}{x_f} t_a \quad (14)$$

mit der Abkürzung

$$n = \sqrt{\frac{x_a + x_f}{\lambda \delta}} \quad (15)$$

Große Beachtung kommt den Teilwärmedurchgangskoeffizienten vom Kühlwasser an die Lamellensicke zu

$$x_f = \left[\frac{1}{\alpha_f} + \frac{\delta_R}{\lambda_R} + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_{\text{Spalt}} \right]^{-1} \quad (16)$$

Der Wärmeleitwiderstand des durch Fertigungs- und Montagegenauigkeiten hervorgerufenen Spaltes zwischen Lamelle und Rohr muß experimentell bestimmt werden. Als Rechenwert sei im weiteren $R_s = (\delta/\lambda)_{\text{Spalt}} = 0,002 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ verwendet. Wegen dieser Unsicherheit und der relativ dünnen Rohrwand erscheint es ausreichend, den Teilwärmedurchgangskoeffizienten wie für eine ebene Wand zu formulieren. Der Wärmeübergangskoeffizient α_f wird mit den neuesten Nußeltgleichungen für die laminare bzw. turbulente Rohrströmung unter Verwendungen der Stoffwertapproximationen nach /3/ iterativ berechnet. Die auf die Fläche der geschlossenen Kühldecke bezogenen Wärmestromdichten betragen in dem zu kühlenden Raum

$$\dot{q} = 2 \frac{\dot{Q}_i}{b} \quad (17)$$

und dem darüberliegenden Raum

$$\dot{q}_s = 2 \frac{\dot{Q}_s + \dot{Q}_{st} + \dot{Q}_a}{b} \quad (18)$$

Der Wärmestrom bezogen auf das Rohr

$$\dot{Q} = 2 (\dot{Q}_i + \dot{Q}_s + \dot{Q}_a) \quad (19)$$

liefert mit der spezifischen Wärmekapazität c unter Vorgabe der gewünschten Temperaturerhöhung Δt und der Rohrdurchflußlänge L den erforderlichen Massestrom

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q} L}{c \Delta t} \quad (20)$$

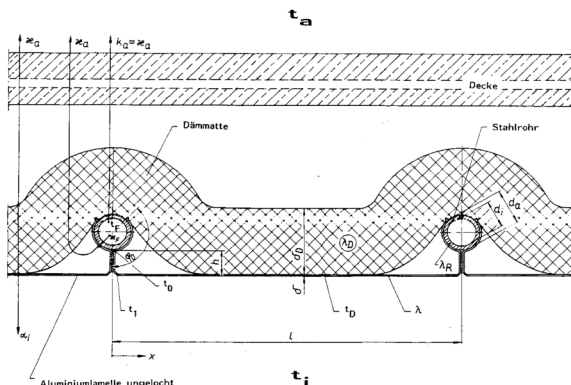


Abb. 1 Geometrische und wärmetechnische Verhältnisse einer Rohr-Lamellen-Kühldeckenkonstruktion, deren Wärmeströme und Temperaturverläufe beispielhaft untersucht werden.

woraus mit der Dichte ρ und der kinematischen Zähigkeit ν die Geschwindigkeit und die Reynoldszahl folgen:

$$w = \frac{4 \dot{m}}{\pi d^2} \quad (21)$$

$$Re = \frac{w d}{\nu} \quad (22)$$

Ergebnisse der Berechnung

Die dargestellten Zusammenhänge sind mit Hilfe eines Rechenprogramms ausgewertet worden. Es ist vorteilhaft, daß als charakteristische Temperaturparameter die Raumübertemperaturen verwendet werden können. Die absoluten Werte der Raumtemperatur ($t_r = 24^\circ\text{C} \dots 26^\circ\text{C}$) nehmen nur unbedeutenden Einfluß auf die Ergebnisse.

Die in Abb. 1 und im Text erläuterten Größen mit dem Wert

- $\delta = 0,0008 \text{ m}$
- $l = 0,3 \text{ m}$
- $b = 1,0 \text{ m}$
- $h = 0,0125 \text{ m}$
- $d_s = 0,0213 \text{ m}$
- $d_l = 0,0160 \text{ m}$
- $\phi_0 = \pi/2$
- $\lambda = 221 \text{ W/(m K)}$
- $\lambda_n = 50 \text{ W/(m K)}$
- $\lambda_0 = 0,04 \text{ W/(m K)}$
- $\delta_0 = 0,04 \text{ m}$
- $\alpha_s = 0,671 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$
- $L = 12 \text{ m} \dots 24 \text{ m}$
- $R_s = 0 \text{ m}^2 \text{ K/W} \dots 0,002 \text{ m}^2 \text{ K/W}$
- $t_r = t_s = 24 \text{ K} \dots 26 \text{ K}$

belegt, führen zu dem im Abb. 3 dargestellten Zusammenhängen. Die vom darüberliegenden Raum aufgenommene Wärmestromdichte beträgt etwa

$$\dot{q}_s = (0,008 \dots 0,10) \dot{q} \quad (23)$$

Diskussion der Ergebnisse zu Abb. 3

1. Der Zusammenhang zwischen Kühlleistung $\dot{q}$ und der Raumübertemperatur (Raumtemperatur t_r minus mittlere Deckentemperatur $t_{m,d}$) gilt konstruktionsunabhängig für jede geschlossene Decke (Basiskennlinie). Beispiel:

$$t_r - t_{m,d} = 6 \text{ K} \rightarrow \dot{q}_s = 64 \text{ W/m}^2$$

2. Der Schluß von $\dot{q}$ auf die erforderliche mittlere Kühlwassertemperatur $t_{m,w}$ offenbart die großen Wärmetransportwiderstände in der stark gegliederten Decke sehr deutlich.

• Die Temperaturen t_i und t_o müssen bedeutend unter der Deckentemperatur $t_{m,d}$ liegen. Beispiel:

$$t_i - t_o = 6,0 \text{ K}$$

$$t_i - t_s = 8,6 \text{ K}$$

$$t_i - t_{m,d} = 9,4 \text{ K}$$

Das heißt, daß am Lamellenfluß die Temperatur t_m um $2,6 \text{ K}$ unter der mittleren Deckentemperatur $t_{m,d}$ liegen muß und daß der weitere Temperaturabfall im Steg $0,8 \text{ K}$ beträgt.

• Würde zwischen der Lamellensicke und dem Rohr keinerlei Kontaktwiderstand R_s auftreten (hypothetische Annahme!), dann ergäbe sich die Rohrinnenwandtemperatur t_n .

• In Realität müssen natürlich ein Wärmeleitwiderstand zum Beispiel $R_s = 0,002 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ und ein Wärmeübergangswiderstand zwischen Rohrinnenwand und Fluid ($1/\alpha_s$) beachtet werden. Letzterer ist vor allem von der Strömungsform abhängig. Die Unterschiede innerhalb der gleichen Strömungsform sind mit etwa $\pm 0,2 \text{ K}$ praktisch vernachlässigbar. Beispiel:

- $t_i - t_{m,d} = 11,3 \text{ K}$ turbulente Strömung
 - $t_i - t_{m,d} = 13,7 \text{ K}$ laminare Strömung
- Das heißt, die Kühlwassertemperatur müßte um $1,9 \text{ K}$ bis $4,3 \text{ K}$ (laminar!) unter der Temperatur t_o liegen.
3. Laminare Strömung muß auf jeden

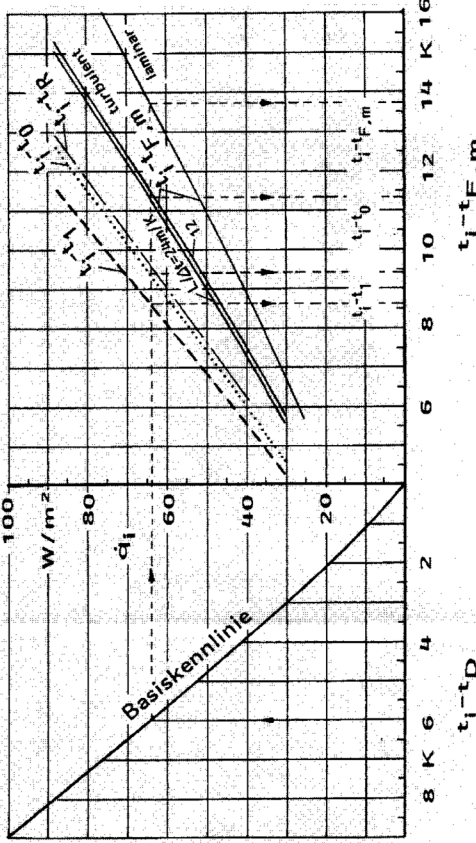


Abb. 3
Leistungsdiagramm mit signifikanten Übertemperaturen an speziellen Punkten der Konstruktion.

Fall ausgeschlossen werden. Mit einer gewissen Sicherheit folgt aus Gl. (22) für $Re \approx 3000$ die Mindestgeschwindigkeit

$$w_{min} = \frac{4}{d_i} \text{ in m/s} \quad (24)$$

mit dem Innendurchmesser d_i in mm.

4. Die niedrigste Temperatur im System tritt in der Vorlaufleitung mit

$$t_{s,v} = t_{m,d} - \frac{\Delta t}{2} \quad (25)$$

auf. Bezogen auf diesen Wert ist die Tauwasserbildung zu untersuchen.

Schlußfolgerung

Die detaillierte wärmetechnische Betrachtung der jeweiligen Kühldeckenkonstruktion ermöglicht speziell an Hand des Temperaturverlaufs das Erkennen von Schwachstellen. Einen wärmetechnischen Qualitätsmaßstab könnte ein "innerer" Teilwärmedurchgangskoeffizient der Decke

$$\alpha_D = \frac{\dot{q}_s}{t_o - t_{F,m}} = \frac{\dot{q}_s}{(t_i - t_{F,m}) - (t_i - t_D)} \quad (26)$$

bilden. Er gibt die Wärmeübertragungsfähigkeit von der Deckenoberfläche zum Kühlwasser an. Je größer dieser Wert ist, umso höher kann die Kühlwassertemperatur bei sonst gleichen Bedingungen gehalten werden. Anders ausgedrückt,

$$\alpha_D = \frac{60}{10,8 - 5,66} = 12 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

- Kapillarrohrmatte
($l = 10 \text{ mm}$; $d_i = 1,7 \text{ mm}$) im Putz (8 mm)
 $\alpha_0 = 108 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$
- massive Aluminiumlamelle ($l = 150 \text{ mm}$)
mit angegossenem Rohr ($d_i = 12 \text{ mm}$)
 $\alpha_0 = 176 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$

Im letzten Fall deckt sich das Ergebnis mit den umgerechneten Herstellerangaben sehr gut. Mitunter ergab die Auswertung der Prospektaten jedoch utopische Kennwerte bis $\alpha_0 = 1500 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$. Die Charakterisierung des Raumzustandes nur durch die Lufttemperatur bei Vernachlässigung der übrigen Randbedingungen kann u.a. eine Fehlerquelle sein. Deshalb erscheint es wichtig, die Raumeinflüsse bei der Leistungsbestimmung durch Ansetzen der Basiskennlinie möglichst auszuschalten.

Selbstverständlich müssen die Ausschreibungstexte in den Leistungsverzeichnissen auch detaillierte Angaben zu den geforderten spezifischen Kühlleistungen enthalten, denn nur die Angabe von erforderlichen Kühldeckenflächen und der Vergleich von Quadratmeterpreisen sind technisch unzutreffend.

Literatur

- /1/ Glück: Diskussionsbeitrag auf der Informations- und Diskussionsveranstaltung des Fachinstitutes Gebäude-Klima e.V. zum Thema "Kühldecken und Raumlüftung" am 12.9.90 in Stuttgart (erscheint in HLH 3/91)
- /2/ Glück: Strahlungsheizung - Theorie und Praxis. Berlin: Verlag C.F. Müller 1981 und Karlsruhe: Verlag C.F. Müller 1981
- /3/ Glück: Zustands- und Stoffwerte; Verbrennungsrechnung (Reihe: Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: Verlag für Bauwesen (13440)

Dr. sc. techn. Dr.-Ing. Bernd Glück,
ROM Hamburg