

Leistungen von Strahlplatten



Im Ergebnis einer äußerst fruchtbringenden Zusammenarbeit, an der sich die herstellende Industrie, der Anlagenbau und wärmetechnische Prüfstellen unter Leitung des BDH und des NHRS beteiligen, entstand in sehr kurzer Zeit ein Norm-Vorschlag zur Leistungsprüfung von Deckenstrahlplatten.

Im folgenden Beitrag werden einige relevante Größen untersucht, die Einfluß auf die Wärmeabgabe der Strahlplatten unter Prüfbedingungen und unter realen Einsatzbedingungen nehmen. Umrechnungsvorschläge werden unterbreitet.

Dr.-Ing. habil. **Bernd Glück**, Hamburg

Für die Leistungsmessung von üblichen *Raumheizkörpern* wurden Prüfbedingungen, die den Einbau in üblichen Räumen unter praxisähnlichen thermischen Bedingungen simulieren, erarbeitet. Die Prüfnormen gründen sich auf bewährte wissenschaftliche Untersuchungen und nehmen Bezug auf die praktischen Gegebenheiten, so daß die Leistungswerte direkt auf die zu planenden Objekte übertragbar sind. Die Umrechnungen auf veränderte Heizmedientemperaturen, Masseströme und raumseitige Einsatzbedingungen (Luftdruck, Verkleidungen, Farbanstrich usw.) werden teilweise in den Normen beschrieben oder gehören weitestgehend zum gesicherten Erkenntnisstand.

Demgegenüber muß die Leistungsprüfung von *Strahlplatten* aus praktischen Gründen unter Voraussetzungen erfolgen, die auf den ersten Blick den realen Einsatzbedingungen in keiner Weise entsprechen. Die Prüflinge (Länge: 3 m; Breite: bis 1,2 m) werden in einem Prüfraum (Abmessungen: 4 m × 4 m × 3 m jeweils ± 0,2 m) mit allseits gekühlten Umfassungsflächen ohne Luftinfiltration und künstlich erzeugter Luftbewegung gemessen. Die Anordnung erfolgt in einer Höhe von 2,5 m symmetrisch über dem Grundriß des Prüfraumes in waagerechter Lage. Die Strahlplatten sind oberseitig mit einer Dämmschicht von 40 mm (Wärmeleitfähigkeit: 0,04 W/(K m)) zu versehen. Der Meßbereich liegt zwischen 50 °C und 90 °C mittlerer Wassertemperatur bei einer Raumtemperatur von 20 °C, die mit einem Globethermometer erfaßt wird. Die Übertemperatur $\vartheta = 55$ K sei als Normbezugswert definiert. Die Rohre der Deckenstrahlplatten werden turbulent durchströmt. Bei 50 °C Wassertemperatur ist die Reynoldszahl $Re = 4500 \pm 500$ einzuhalten. Diese Prüfbedingungen lehnen sich an die in [1] gemachten Vorschläge an. Es wurde allerdings auf die Durchlüftung bzw. künstliche Luftbewegung verzichtet, da dies zu Schwierigkeiten bei der Kalibrierung der verschiedenen Prüfstände führen kann.

Einfluß der mittleren Übertemperatur

Die Umrechnung der Leistung $\dot{q}$ in Abhängigkeit der mittleren Wasserübertemperatur ($t_W - t_i$) erfolgt üblicherweise nach dem bekannten Potenzgesetz

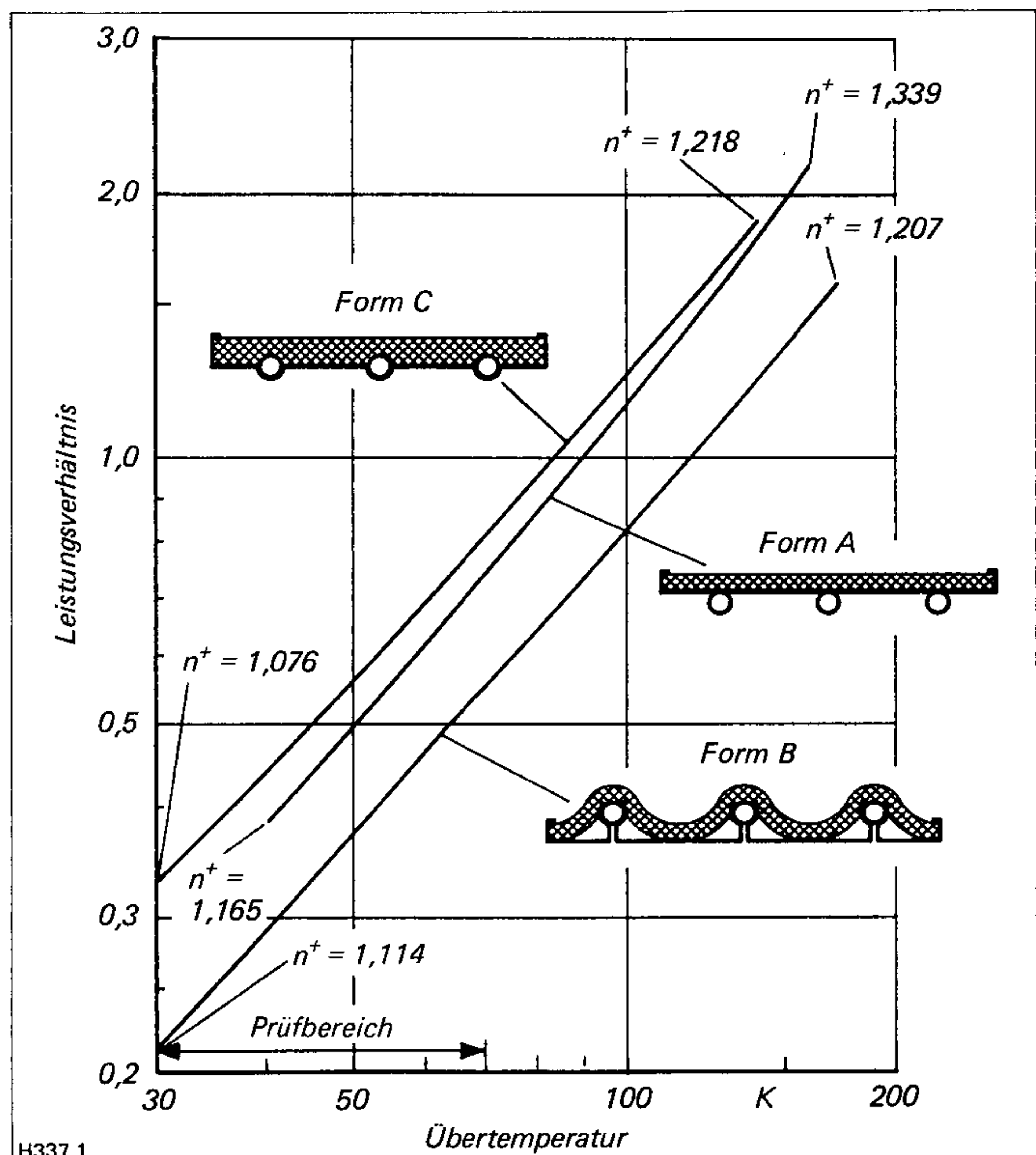


Bild 1: Dimensionslose Leistungskurven in Abhängigkeit der Übertemperatur mit Angabe der punktuellen Heizflächenexponenten (Tangentenanstieg) für drei typische Konstruktionsformen. Die Ergebnisse wurden mit Hilfe mathematischer Modelle entwickelt

$$\frac{\dot{q}}{\dot{q}^*} = \left(\frac{t_W - t_i}{t_W^* - t_i^*} \right)^n = \left(\frac{\vartheta}{\vartheta^*} \right)^n \quad (1)$$

Der Exponent n ist bei genauer Betrachtung temperatur- und konstruktionsabhängig. Bild 1 zeigt eine Zusammenstellung des für verschiedene Bauformen errechneten Wertes. Dabei wurde für jede Bauform ein spezieller Algorithmus erstellt. Für Bauform A ist dieser beispielhaft in [1] wiedergegeben.

Die im Bild 1 vermerkten Exponenten n^+ stellen punktuelle Werte dar. Sie verkörpern den Anstieg der Tangenten an die Leistungskurven. Die Auswertung von Messungen erstreckt sich dagegen stets über einen Bereich. Gemäß der erarbeiteten Norm ist dies der Übertemperaturbereich von 30 K bis 70 K. Die Rechnungen lieferten:

Bauform A (sichtbares Rohrregister)	$\bar{n} = 1,18$
Bauform B (hochliegendes Rohrregister)	$\bar{n} = 1,12$
Bauform C (umhülltes Rohrregister)	$\bar{n} = 1,13$

Es wird dabei die bekannte Tatsache deutlich, daß mit zunehmendem Teilwärmedurchgangskoeffizienten vom Heizmedium an die Oberfläche der Strahlplatte der Heizflächenexponent wächst.

Für größere Temperaturbereiche – d.h. zur Extrapolation der Ergebnisse – ist in Gl. (1) ein Exponent n , der ausgehend von einer Bezugsübertemperatur ϑ^* bis zur jeweils gewünschten Berechnungsübertemperatur ϑ gilt, zu verwenden. In erster Näherung kann dieser nach der Beziehung

$$n = \bar{n} (0,978 + 4 \cdot 10^{-4} \vartheta) \quad (2) \quad 465$$

mit ϑ in K bestimmt werden. Für $\vartheta = 55$ K liefert der Klammerausdruck den Wert Eins. Dieser Bezugswert wurde gewählt, da die Norm-Übertemperatur mit 55 K festgelegt ist.

Für die drei vorgestellten Bauformen wurden mit den spezifischen Algorithmen die Leistungen für hohe Übertemperaturen $\vartheta_{\max}$ berechnet und daraus die Heizflächenexponenten n' zwischen ϑ_0 und $\vartheta_{\max}$ ermittelt. Sie werden den aus Gl. (2) folgenden Werten n , die auf den vorgestellten $\bar{n}$ -Werten aufbauen, gegenübergestellt:

Bauform	$\bar{n}$	ϑ_0 K	$\vartheta_{\max}$ K	n'	n
A	1,18	40	160	1,24	1,23
B	1,12	50	150	1,16	1,16
C	1,13	50	140	1,18	1,17

Die Ergebnisse sprechen für die gute, konstruktionsunabhängige Näherung der Gl. (2).

Die Berücksichtigung des temperaturabhängigen Heizflächenexponenten n ergibt gegenüber einem Konstantwert von $\bar{n}$ folgende prozentuale Leistungsänderungen:

$$\rho = \frac{\dot{q}^* (\vartheta/\vartheta^*)^n - \dot{q}^* (\vartheta/\vartheta^*)^{\bar{n}}}{\dot{q}^* (\vartheta/\vartheta^*)^{\bar{n}}} 100\% = ((\vartheta/\vartheta^*)^{n-\bar{n}} - 1) 100\%. \quad (3).$$

Die Auswertung der Gln. (2) und (3) liefert für die Bezugsübertemperatur $\vartheta^* = 55$ K:

ϑ in K	30	55	90	120	140	160
Bauform A: ρ in %	$\bar{n} = 1,18$ 0,7	0	0,8	2,4	3,8	5,4
Bauform B: ρ in %	$\bar{n} = 1,12$ 0,7	0	0,8	2,3	3,6	5,2
Bauform C: ρ in %	$\bar{n} = 1,13$ 0,7	0	0,8	2,3	3,7	5,2

Zur Extrapolation der Leistungswerte kann Gl. (1) nach Substitution der Gl. (2) benutzt werden. Vereinfacht ist jedoch auch nur Gl. (1) mit $\bar{n}$ – der Angabe im Prüfbericht – verwendbar, und auf den so ermittelten Wärmestrom erfolgt ein prozentualer Zuschlag von:

Übertemperatur ϑ in K	100	110	120	130	140	150	160
Zuschlag in %	1	2	2	3	4	4	5

Einfluß der Raumgeometrie, der Aufhängenhöhe der Strahlplatten und des Luftwechsels

In [2] wurden ein Modell eines strahlplattenbeheizten Raumes und ein zugehöriger Algorithmus zur Berechnung einer energetischen Kennzahl vorgestellt.

Die flächenbezogenen Wärmeströme der Strahlplattenunter- und Strahlplattenoberseite – aufgeteilt in Konvektion und Strahlung – stellen dabei Teilergebnisse dar. Das Modell geht von einer Strahlplatte mit annähernd glatter Unterfläche konstanter Temperatur t_s aus. Damit ist es gut geeignet – unabhängig von Produktspezifikationen –, Leistungsvergleiche bei unterschiedlichen Raumgeometrien vorzunehmen. Die Verteilung der Strahlplatten erfolgt gleichmäßig über den Raumgrundriß, wodurch weiterhin Standortspezifikationen unbeachtet bleiben. Der Strahlungsaustausch wird sehr genau nach der Methode des umschlossenen Raumes erfaßt. Die Ermittlung der konvektiven Wärmeströme erfolgt nach konventionellen Ansätzen und ist mit größeren Unsicherheiten behaftet. Dies betrifft vor allem die Unterseite der freihängenden Strahlplatte. Die Wärmeleistungen werden durch folgende Größen charakterisiert:

- $\dot{q}$ Gesamtwärmestromdichte
- $\dot{q}_{S,u}$ Strahlungswärmestromdichte der Plattenunterseite
- $\dot{q}_{K,u}$ Konvektionswärmestromdichte der Plattenunterseite

- $\dot{q}_{S,o}$ Strahlungswärmestromdichte der Plattenoberseite
- $\dot{q}_{K,o}$ Konvektionswärmestromdichte der Plattenoberseite.

Folgende objektbezogenen Berechnungen wurden durchgeführt:

- Hallenmodell und Fundamentalwerte nach [2]
- große Halle 30 m × 90 m × 12 m, Aufhängenhöhe der Strahlplatten 9,6 m; $t_a = -15^\circ\text{C}$; $t_i = 15^\circ\text{C}$; $t_s = 68^\circ\text{C}$

Fall 1

Luftwechsel 0,2 l/h; Heizflächenbelegungsgrad 11,7%

$$\dot{q}_{S,u} = 354,4 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,u} = 194,5 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{S,o} = 34,8 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,o} = 13,4 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q} = 597,1 \text{ W/m}^2 \text{ (gilt im weiteren als Bezugswert!)}$$

Fall 2

kein Luftwechsel; Heizflächenbelegungsgrad 7,3%

$$\dot{q} = 592,2 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } -0,8\%)$$

Fall 3

kein Luftwechsel; annähernd gleiche innere Oberflächentemperaturen ($14,4^\circ\text{C}$ bis $14,7^\circ\text{C}$) durch Veränderungen der Teilwärmedurchgangskoeffizienten sowie der Außen- und Erdoberflächentemperatur; Heizflächenbelegungsgrad 3,2%

$$\dot{q} = 588,5 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } -1,4\%)$$

Fall 4

Luftwechsel 0,2 h; Aufhängenhöhe der Strahlplatte auf 7,6 m reduziert; Heizflächenbelegungsgrad 11,5%

$$\dot{q} = 599,8 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } +0,5\%)$$

- kleine Halle 15 m × 45 m × 12 m; Aufhängenhöhe der Strahlplatten 9,6 m; $t_a = -15^\circ\text{C}$; $t_i = 15^\circ\text{C}$; $t_s = 68^\circ\text{C}$

Fall 5

Luftwechsel 0,2 l/h; Heizflächenbelegungsgrad 15,7%

$$\dot{q}_{S,u} = 355,8 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,u} = 193,0 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{S,o} = 35,8 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,o} = 12,3 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q} = 596,9 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } -0,03\%)$$

- Prüfraum 4 m × 4 m × 3 m; Aufhängenhöhe der Strahlplatten 2,5 m; $t_a = -15^\circ\text{C}$; $t_i = 15^\circ\text{C}$; $t_s = 68^\circ\text{C}$

Fall 6

Luftwechsel 0,2 l/h; Heizflächenbelegungsgrad 14,9%

$$\dot{q}_{S,u} = 359,1 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,u} = 195,9 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{S,o} = 36,5 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,o} = 12,2 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q} = 603,7 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } 1,11\%)$$

Fall 7

kein Luftwechsel; annähernd gleiche innere Oberflächentemperaturen ($14,3^\circ\text{C}$ bis $14,5^\circ\text{C}$) durch Veränderungen der Teilwärmedurchgangskoeffizienten sowie der Außen- und Erdoberflächentemperatur; Heizflächenbelegungsgrad 2,8%

$$\dot{q} = 594,5 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } -0,4\%)$$

Fall 8

Oberflächentemperaturen ($11,5^\circ\text{C}$ bis $12,7^\circ\text{C}$); Heizflächenbelegungsgrad 17,2%

$$\dot{q}_{S,u} = 362,8 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,u} = 194,4 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{S,o} = 37,3 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q}_{K,o} = 11,5 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q} = 606,0 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } +1,5\%).$$

Die Raumgeometrie, die Aufhängehöhe der Strahlplatten und die Größe des Luftwechsels führen zu Leistungsschwankungen von $\pm 1,5\%$. Sie liegen somit im Bereich der Genauigkeit der Leistungsmessung und sind klein, bezogen auf die Genauigkeit des Wärmebedarfs. Als Bezugstemperatur wurde die Raumtemperatur t_i (Empfindungstemperatur) verwendet.

In [1] wurde eine wärmetechnische Bezugstemperatur t_{WT} definiert, die für die Wärmeabgabe der Strahlplatten repräsentativer als die Raumtemperatur t_i ist. In diese geht die Einstrahlzahl der Strahlplattenfläche auf den Bezugspunkt $\phi_{p,s}^0$, die Aufhängehöhe der Strahlplatten über den Bezugspunkt $(h_s - h_p)$ und der vertikale Lufttemperaturgradient g_{Lt} ein. Diese wärmetechnische Bezugstemperatur enthält somit die Einflüsse, die aus der Raumgeometrie und der Anordnung der Strahlplatten (Höhe und Fläche) resultieren. Es gilt für die Übertemperatur:

$$t_s - t_{WT} = (t_s - t_i) (1 + 0,5 \phi_{p,s}^0) - 0,35 (h_s - h_p) g_{Lt} \quad (4)$$

Rechnet man die Leistung beispielsweise auf eine konstante Übertemperatur von $(t_s - t_{WT})^* = 53 \text{ K}$ bei einem Heizflächenexponenten von $n = 1,15$ um, so erhält man

$$\dot{q}^* = \dot{q} \left(\frac{53 \text{ K}}{t_s - t_{WT}} \right)^{1,15}$$

Die vorstehend untersuchten acht Beispielfälle zeigen dann folgende Ergebnisse:

Fall	$\dot{q}$ W/m ²	$\dot{q}^*$ W/m ²	Abweichung %
1	597,1	592,0	0
2	592,2	591,9	0
3	588,5	592,7	+0,1
4	599,8	591,6	-0,1
5	596,9	593,4	+0,2
6	603,7	593,8	+0,3
7	594,5	593,7	+0,3
8	606,0	594,4	+0,4

Die wärmetechnische Bezugstemperatur berücksichtigt die geometrischen Einflußgrößen in sehr guter Weise, so daß sich die verbleibenden Leistungsschwankungen auf kleiner $\pm 0,5\%$ reduzieren.

Die Wirkung des Luftwechsels auf die Umströmung der Strahlplatten kann mit dem in [2] vorgestellten Modell nicht untersucht werden.

Einfluß des Temperaturniveaus

Die Fälle 1 und 8, die im zweiten Abschnitt aufgeführt sind, werden bei verändertem Temperaturniveau wiederholt berechnet. Die festgestellten Leistungsabweichungen werden jeweils auf die Primärberechnungen bezogen.

- große Halle; $t_a = -10^\circ\text{C}$; $t_i = 20^\circ\text{C}$; $t_s = 73^\circ\text{C}$; Heizflächenbelegungsgrad 11,7%

$$\begin{aligned} \dot{q}_{s,u} &= 371,6 \text{ W/m}^2 \\ \dot{q}_{k,u} &= 194,4 \text{ W/m}^2 \\ \dot{q}_{s,o} &= 35,6 \text{ W/m}^2 \\ \dot{q}_{k,o} &= 12,7 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$\dot{q} = 614,3 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } +2,9\%)$$

- Prüfraum; annähernd gleiche innere Oberflächentemperaturen ($16,5^\circ\text{C}$ bis $17,8^\circ\text{C}$); $t_i = 20^\circ\text{C}$; $t_s = 73^\circ\text{C}$; Heizflächenbelegung: grad 17%

$$\begin{aligned} \dot{q}_{s,u} &= 380,1 \text{ W/m}^2 \\ \dot{q}_{k,u} &= 194,3 \text{ W/m}^2 \\ \dot{q}_{s,o} &= 38,2 \text{ W/m}^2 \\ \dot{q}_{k,o} &= 10,8 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$\dot{q} = 623,4 \text{ W/m}^2 \text{ (Abweichung: } +2,9\%)$$

Wie die Einzelergebnisse zeigen, werden die Abweichungen vor allem durch die unterschiedlichen Strahlungsanteile hervorgerufen. Der Temperatureinfluß beträgt hierbei etwa

$$\frac{(73^\circ\text{C} + 273 \text{ K})^4 - (20^\circ\text{C} + 273 \text{ K})^4}{(68^\circ\text{C} + 273 \text{ K})^4 - (15^\circ\text{C} + 273 \text{ K})^4} = 1,048$$

Für einen wirksamen Strahlungsanteil nach unten von $s \approx 0,6$

ergibt sich eine Abweichung von $4,8\% \cdot 0,6 = 2,9\%$.

Dies entspricht der Globalabweichung der betrachteten Beispiele. Eine Korrektur des Temperaturniveaus nach der Beziehung

$$f_T = \frac{(t_s + 273 \text{ K})^4 - (t_i + 273 \text{ K})^4}{(t_s^* + 273 \text{ K})^4 - (t_i^* + 273 \text{ K})^4} \cdot 0,6 + 0,4 \quad (5)$$

ist angezeigt. Dabei weisen die mit „*“ bezeichneten Temperaturen auf die Prüfstandsbedingungen hin.

Einfluß der Luftbewegung

Der bedeutende Einfluß der Luftbewegung auf die Wärmeleistung der Strahlplatten soll an einigen Beispielrechnungen verdeutlicht werden. Betrachtet wird die Bauform C mit nachfolgenden, speziellen Annahmen:

Stahlblechdicke	1,25 mm
Rohre (Stahl)	1"
Rohrabstand	150 mm
Umschließungswinkel	92
Rohranzahl	6
Wärmedämmung	40 mm
Wärmeleitkoeffizient der Dämmung	0,04 W/(m K)
Emissionskoeffizient unten	0,93
oben	0,80
Reynoldszahl	4500
Lufttemperatur unten	20 °C
oben	22 °C
Umfassungstemperatur	18 °C
Wärmeleitwiderstand Rohr-Stahlblech	0,001 m ² K/W

Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion

$$\begin{aligned} \text{unten} \quad \alpha_{k,u} &= K_K \Delta t^{0,25} \text{ in W/(m}^2 \text{ K) mit } K_K = 1,28 \\ \text{oben} \quad \alpha_{k,o} &= 2,67 \Delta t^{0,25} \text{ in W/(m}^2 \text{ K).} \end{aligned}$$

Das Ergebnis lautet, bezogen auf 1 m Strahlplattenlänge bei einer mittleren Wasserübertemperatur von $t_w - t_i = 60 \text{ K}$:

$$\dot{q} = 578 \text{ W/m}$$

Die zur Berechnung verwendeten Eingaben weisen einige Unwägbarkeiten auf. Um deren Einfluß zu erkennen, werden im weiteren variiert:

$$\text{Wärmeleitwiderstand} \quad 0,0020 \text{ m}^2 \text{ K/W} \Rightarrow \dot{q} = 560 \text{ W/m}$$

$$\text{zusätzlich Emissionskoeffizient (unten) } 0,90 \Rightarrow \dot{q} = 551 \text{ W/m}$$

$$\text{Konvektionskoeffizient } K_K = 0,64 \Rightarrow \dot{q} = 511 \text{ W/m.} \quad \mathbf{467}$$

Ein fast gleiches Ergebnis erhält man, wenn der konvektive Wärmeübergangskoeffizient aus $Nu = 0,485 Ra^{1/5}$ berechnet wird. Das Ergebnis ist mit den Messungen im Prüfraum [3] praktisch identisch.

Diese Variationen zeigen den überragenden Einfluß des unterseitigen, konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten.

Tatsächlich sind die Literaturangaben über die *freie Konvektion* an voll- und teilbeheizten Decken sehr widersprüchlich:

nach Kollmar	nach Krause
beheizte Deckenstreifen bis 1 m Breite	
$\alpha_K = 1,28 (\Delta t)^{0,25}$ in $W/(m^2 K)$	$\alpha_K = 1,5 W/(m^2 K)$
vollbeheizte Decke	
$\alpha_K = 0,64 (\Delta t)^{0,25}$ in $W/(m^2 K)$	$\alpha_K = 0,46 W/(m^2 K)$

Nach Churchill gilt für die Wärmeabgabe von Heizplatten nach unten zugeschnitten auf das Fluid Luft

$$Nu = 0,485 Ra^{1/5} \quad (6),$$

wobei die Stoffwerte für die mittlere Grenzschichttemperatur einzusetzen sind. Für die Lufttemperatur außerhalb der Grenzschicht von $18^\circ C$ folgt

$$\alpha_K = 0,246 \frac{\lambda}{l_{aq}^{0,4}} \left(\frac{\Delta t}{\nu a} \right)^{0,2} \text{ in } W/(m^2 K) \quad (7).$$

Es bedeuten:

$$l_{aq} = \frac{L B}{2(L + B)}$$

- L Plattenlänge
- B Plattenbreite
- Δt Temperaturdifferenz in K
 $\Delta t = 0,5 (t_s - t_L)$
- t_s mittlere Strahlplattentemperatur
- t_L Lufttemperatur außerhalb der Grenzschicht
- ν kinematische Viskosität der Luft in m^2/s
- λ Wärmeleitfähigkeit der Luft in $W/(m K)$
- a Temperaturleitfähigkeit der Luft in m^2/s .

In Bild 2 sind die Wärmeübergangskoeffizienten für freie Konvektion gemäß den vorgestellten Gleichungen aufgezeichnet. Die nach Gl. (7) relevanten Verläufe für den Anwendungsfall „Prüfraum“ werden auch durch die Einfachgleichung $\alpha_K = 0,64 \Delta t^{0,25} W/(m^2 K)$ gut beschrieben.

Bei stärkerer Raumluftbewegung gewinnt die *erzwungene Konvektion* an Bedeutung. Sie berechnet sich nach Gnielinski zugeschnitten für Luft von $20^\circ C$ zu

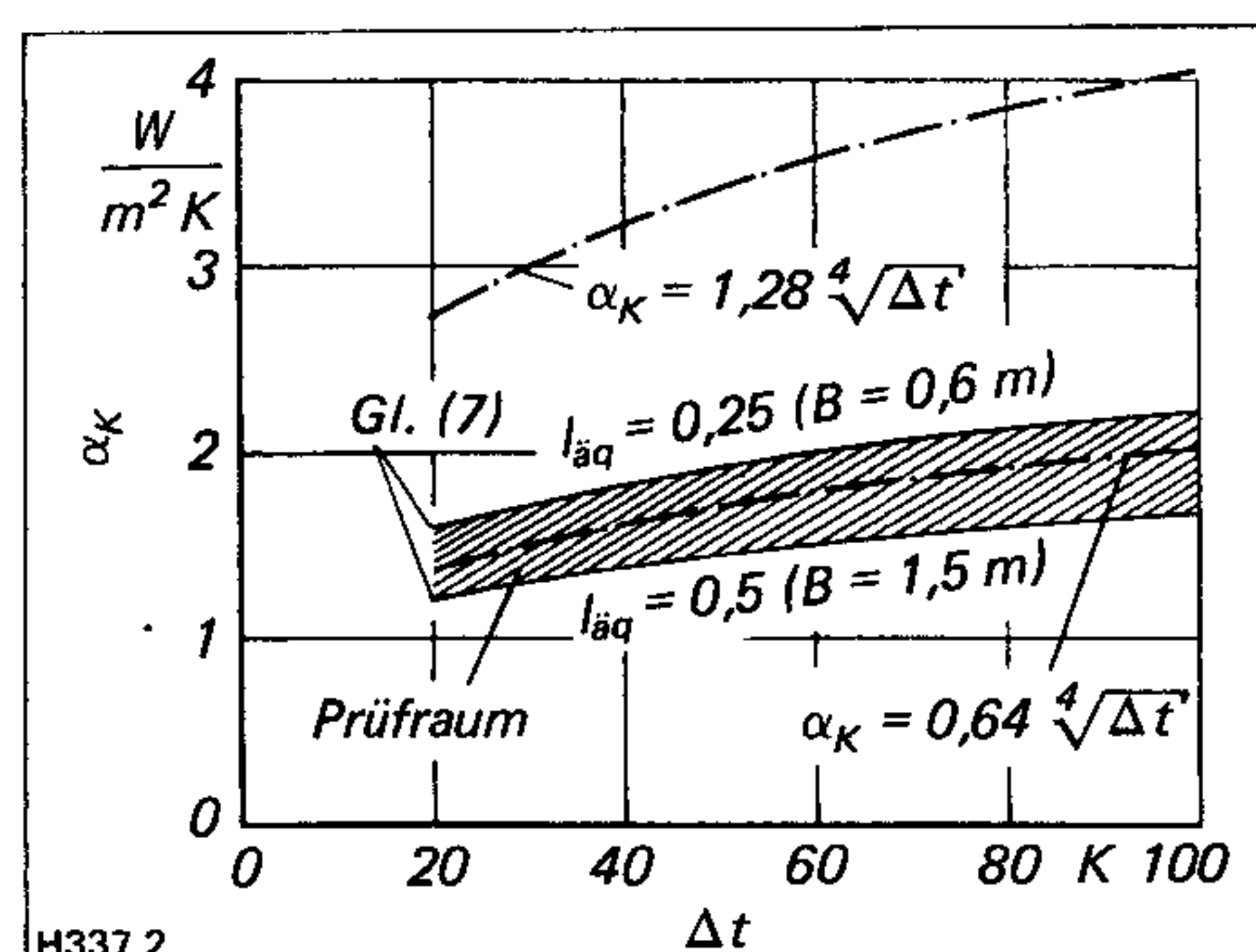


Bild 2: Wärmeübergangskoeffizienten für freie Konvektion in Abhängigkeit der mittleren Übertemperatur nach verschiedenen Approximationen (Luft $t_L = 18^\circ C$)

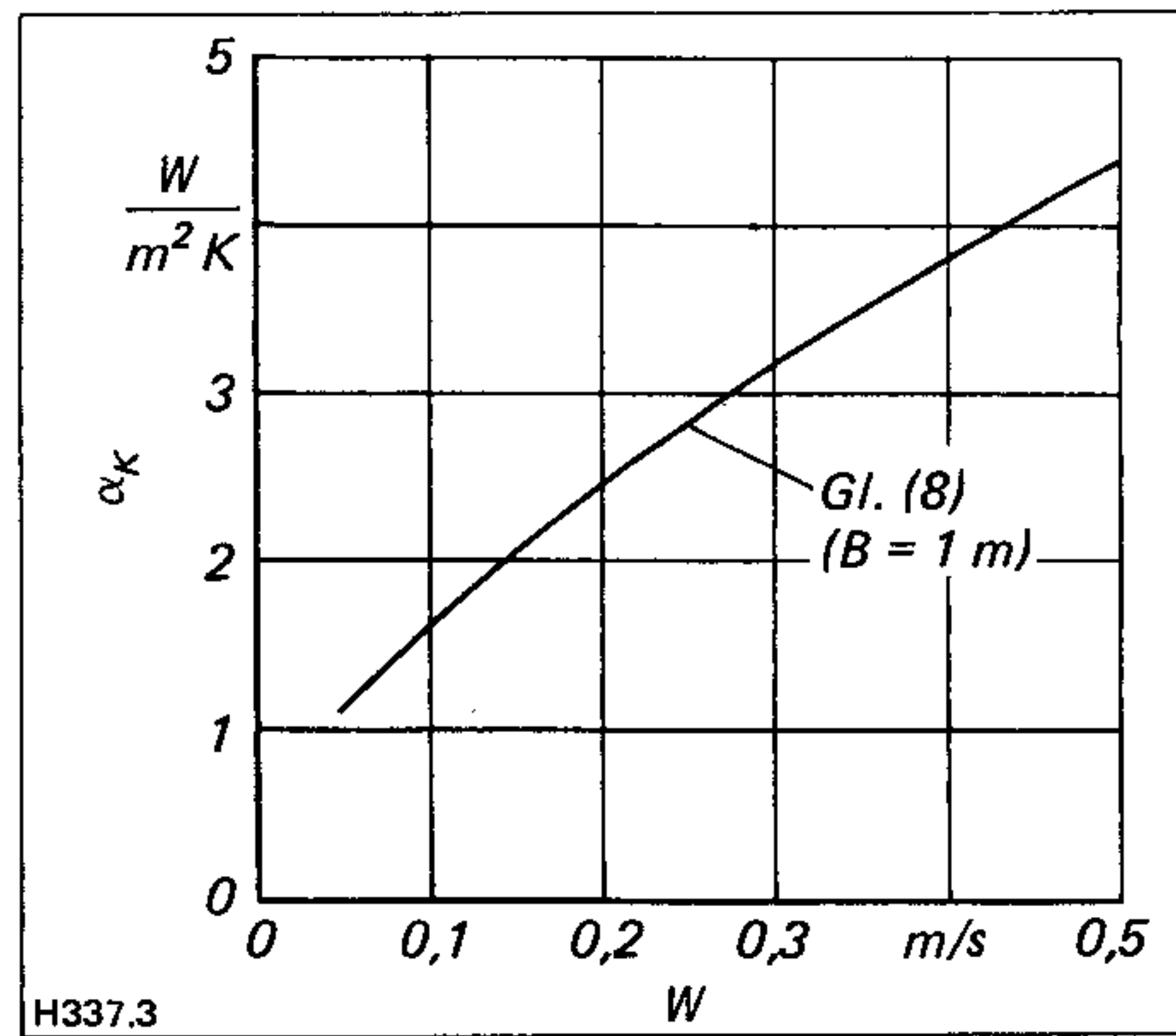


Bild 3: Wärmeübergangskoeffizienten für erzwungene Konvektion in Abhängigkeit der Anströmgeschwindigkeit (Luft $t_L = 20^\circ C$)

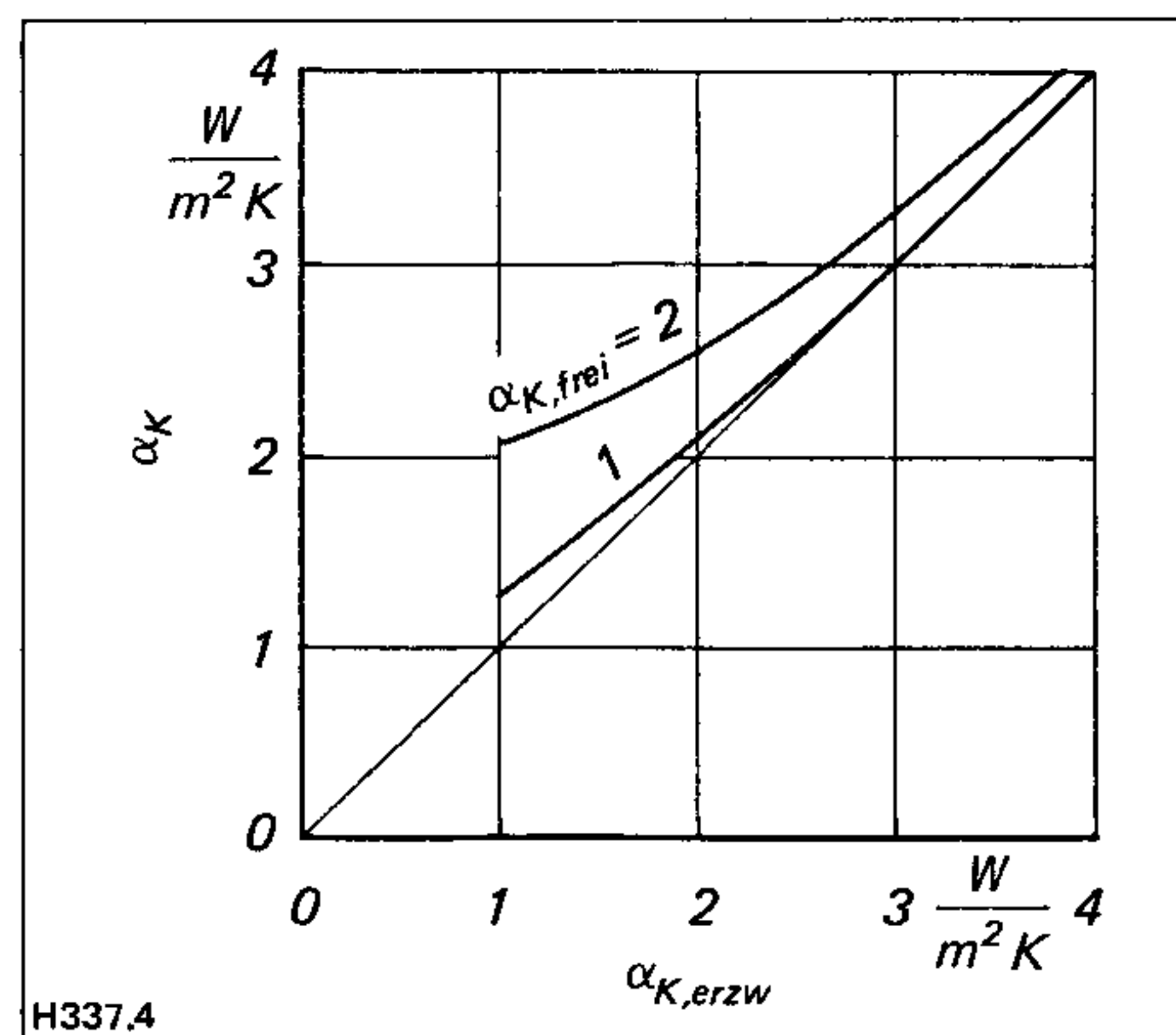


Bild 4: Näherungsweise Zusammenfassung der Wärmeübergangskoeffizienten für freie und erzwungene Konvektion

$$\alpha_K = \frac{\lambda}{l} \left[0,346 Re + \frac{Re^{1,6}}{(38,83 - 20,37 Re^{-0,1})^2} \right]^{0,5} \text{ in } W/(m^2 K) \quad (8).$$

Es gelten:

- l Überströmlänge in m (= Plattenbreite B)
- Re Reynoldszahl $Re = w l / \nu$
- w Luftgeschwindigkeit an der Plattenunterseite in m/s
- ν kinematische Viskosität der Luft in m^2/s^2
- λ Wärmeleitfähigkeit der Luft in $W/(m K)$.

Die Auswertung der Gl. (8) ist im Bild 3 dargestellt. Es zeigt sich, daß bei $w > 0,1$ m/s der Wärmeübergang infolge erzwungener Strömung in der Regel größer als durch freie Konvektion ist.

Ist der Unterschied zwischen $\alpha_{K, frei}$ und $\alpha_{K, erzw}$ gering, so sollte die Überlagerung beider Einflüsse näherungsweise durch

$$\alpha_K = (\alpha_{K, frei}^3 + \alpha_{K, erzw}^3)^{1/3} \quad (9)$$

erfaßt werden (vergl. Bild 4).

Um die Luftgeschwindigkeit unter der Strahlplatte abhängig von den Einbausituationen abschätzen zu können, wurde eine numerische Strömungssimulation durchgeführt. Dabei sind mit dem Programm FLOW3D die Luftströmungen im Prüfraum und in einem Großraum (Werkhalle) untersucht worden. Es sollte dabei festgestellt werden, ob es bezüglich der Luftgeschwindigkeit unmittelbar unter der Strahlplatte signifikante, vom Einsatz abhängige Unterschiede gibt.

Die Berechnungen wurden mit stark vereinfachter Geometrie zweidimensional für einen Raumquerschnitt durchgeführt, wobei man die Raumachse als Symmetrieachse betrachtete. Damit konnte die Zellenzahl – und in deren Folge die Rechenzeit – erheblich reduziert werden. Die thermodynamischen und strömungstechnischen Randbedingungen sind sehr genau zu bestimmen. Es wurde dazu das in [2] vorgestellte Modell benutzt. Die Bilder 5 und 6 enthalten die Ergebnisse. Die Übertragung auf ein zweidimensionales Simulationsmodell stellt jedoch eine grobe Nähe-

rung dar. Die resultierenden Geschwindigkeiten unter den Strahlplatten im allseitig gekühlten Prüfraum ohne Luftinfiltration und im realen Einsatzfall einer Werkhalle unterscheiden sich erheblich. Dabei zeigen sich in der Halle nochmals bemerkenswerte Differenzen abhängig vom Installationsort der Strahlplattenbänder. Nach verschiedenen Mittelungen kann man im Realfall schätzungsweise mit einer bis vierfach größeren Luftgeschwindigkeit an der Plattenunterseite rechnen, woraus etwa die Verdoppelung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten resultiert.

Ausgehend von einer gleichen, konstruktionsunabhängigen Strahlplattentemperatur t_s , wird Fall 8 (zweiter Abschnitt) mit $\alpha_K = 0,64 \Delta t^{0,25} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ wiederholt. Das Ergebnis dieses Falles 9 wird dem Fall 1 gegenübergestellt:

	Fall 9	Fall 1
Strahlungswärmeabgabe, gesamt in W/m^2	397,5	389,2
Konvektionswärmeabgabe, gesamt in W/m^2	105,7	207,9
Konvektionsanteil	21%	35%
Gesamtleistung in W/m^2	503,2 100%	597,1 119%

Bemerkenswert ist, daß die völlig unterschiedlichen Einsatzbedingungen die Gesamt-Strahlungswärmeabgabe (Ober- und Unterseite) nur um ca. 2% reduzieren. Die Veränderung der Konvektionsbedingungen aber zu einer ca. 19% Leistungssteigerung im Realfall führen. Werden diese Überlegungen von weiteren Simulationen bzw. Versuchen gestützt, so könnte man als *Konvektionskorrektur* generell

$$f_K = 1,19 \quad (10)$$

setzen.

Einfluß der Dämmdicke

Für eine Umrechnung der Strahlplattenleistung auf veränderte Dämmdicken auf der Plattenoberseite müßte man exakterweise den jeweils spezifischen Algorithmus, der für die Plattenkonstruktion gilt, verwenden. Es besteht generell folgende Abhängigkeit

$$f_D = \frac{\dot{q}}{\dot{q}^*} = f_D(\text{Dämmdicke, Konstruktionsparameter, Temperaturverhältnisse}) \quad (11)$$

Die Darstellung der nur auf die Dämmdicke reduzierten Abhängigkeit ist – wie Bild 7 zeigt – mit einem sehr großen Fehler behaftet. Betrachtet wurden die Formen A und B sowie eine ebene, gedämmte Platte im Raummodell gemäß [2] bei Variation der Heizmedien- bzw. Strahlplattentemperatur. Die in Bild 7 eingetragene Kurve folgt der Übersichtsbeziehung

$$f_D = \left(\frac{\delta_D}{0,040 \text{ mm}} \right)^{-0,115} \quad (12)$$

mit δ_D in mm.

Ermittlung der Strahlplattentemperatur

Nach [1] kann in guter Näherung die flächenbezogene Strahlungswärmeabgabe der Strahlplattenunterseite

$$\dot{q}_{S,u} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_i^4) \quad (13)$$

geschrieben werden. Daraus folgt die mittlere Temperatur der Strahlplatte zu

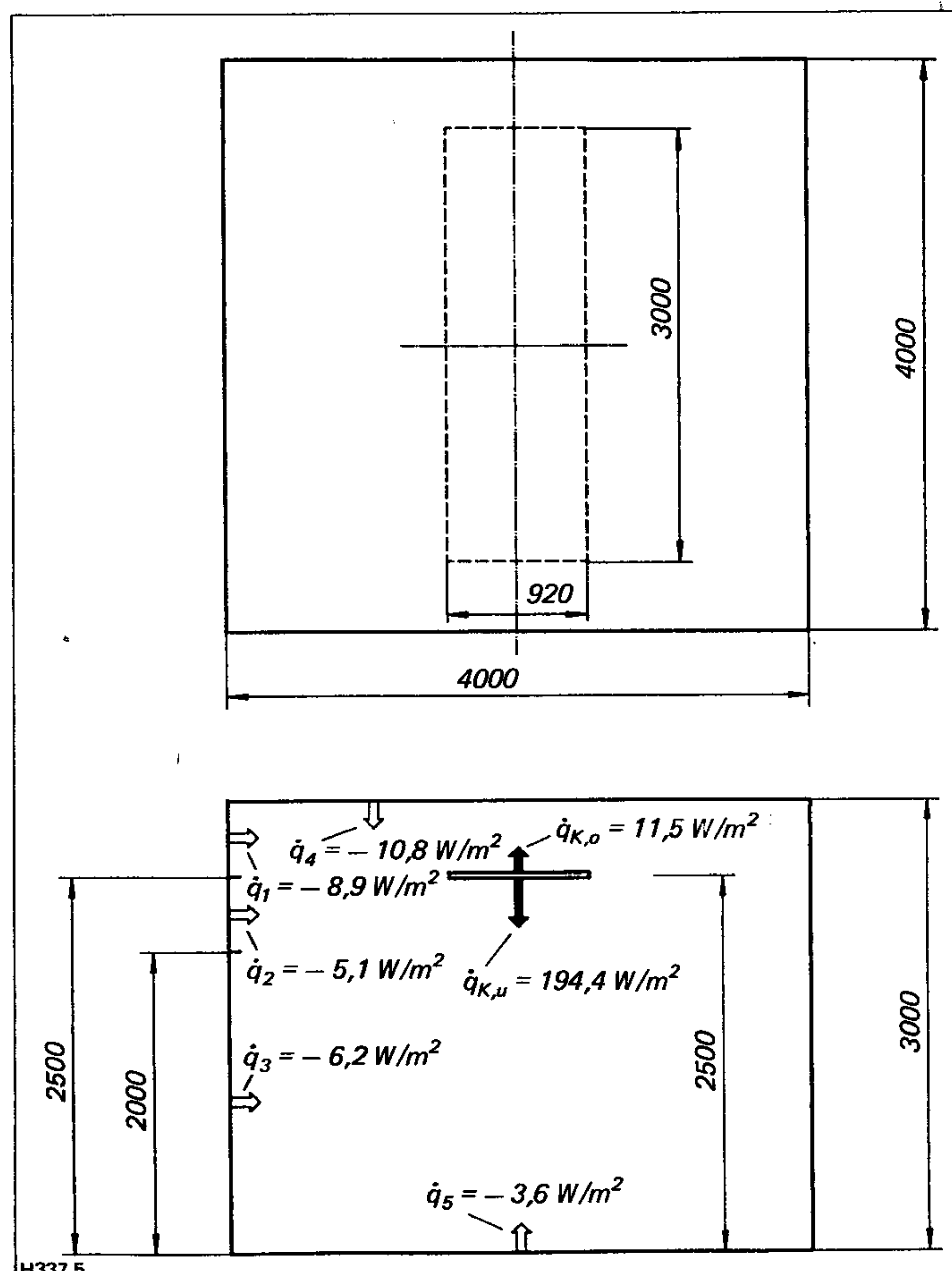


Bild 5: Grundriß und Querschnitt des Prüfraumes mit Strahlplatte und Kennzeichnung der konvektiven Wärmeströme

$$t_s = \sqrt[4]{\frac{\dot{q}_{S,u}}{\varepsilon \sigma} + (t_i + 273 \text{ K})^4} - 273 \text{ K} \quad (14)$$

Diese Temperatur wird für weitere wärmetechnische Berechnungen und zur wärmephysiologischen Beurteilung benötigt. Die Strahlungsstromdichte folgt im üblichen Temperaturbereich aus

$$\dot{q}_{S,u} = \frac{\dot{q} s}{B'} \quad (15)$$

Für beide Gleichungen gelten:

- $\dot{q}$ Gesamtwärmestromdichte pro m Plattenlänge
- s Strahlungsanteil nach unten
(Für übliche Plattenkonstruktionen und hohen α_K ist $s = 0,6$ anzusetzen. Bei niedrigem α_K steigt der Strahlungsanteil bis auf $s = 0,7$ an.)
- B' Plattenbreite
(Die reale Plattenbreite sollte die Umfänge von Erhebungen – z.B. von Rohren – und seitliche Blechaufklappungen einschließen!)
- ε Emissionskoeffizient
(In der Regel gilt für Strahlplatten $\varepsilon = 0,93$.)
- σ Strahlungskonstante
($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4)$)
- t_i Raumtemperatur.

Die mittlere Oberflächentemperatur der Plattenunterseite stimmt mit den Ergebnissen nach Gln. (14) und (15) gut überein, wenn der zu α_K adäquate Strahlungsanteil s gewählt wurde.

Beispiel 1:

Für eine Strahlplatte mit der längenbezogenen Leistung $\dot{q} = 600$ W/m bei $t_i = 20^\circ\text{C}$ ist die mittlere Strahlplattentemperatur zu berechnen. Die Plattenbreite einschließlich der halben Rohrumfänge bei sichtbaren Registern beträgt $B' = 1,06$ m.

Lösung:

Gemäß Gl. (14) folgt nach Substitution der Gl. (15)

$$t_s = \left[\sqrt[4]{\frac{600 \cdot 0,6}{1,06 \cdot 0,93 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8}}} + (20 + 273)^4 - 273 \right]^\circ\text{C}$$

$$t_s = 70^\circ\text{C}.$$

Dieser Wert stimmt übrigens sehr gut mit den exakten Ergebnissen für die zwei konstruktiv extrem unterschiedlichen Strahlplattentypen A und B überein (vergl. [1, Bilder 7 und 8]).

Umrechnung der Leistungskennlinie in eine Betriebskennlinie

Die im ersten Abschnitt vorgestellte, gemessene und extrapolierbar gestaltete Leistungskennlinie muß in eine Betriebskennlinie für reale Bedingungen umgerechnet werden. Die bisher angegebenen Detailkorrekturen beziehen sich auf die mittlere Strahlplattentemperatur t_s . Die Relation zwischen dieser und der Wassertemperatur kann nach [4] mit

$$\xi = \frac{t_s - t_i}{t_W - t_i} \quad (16)$$

ausgedrückt werden. Daraus folgt die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Wasser- und Strahlplattentemperatur zu

$$t_W - t_s = (t_W - t_i) (1 - \xi) \quad (17).$$

In Gl. (1) ist die Bezugsbasis zu korrigieren. Als Gesamtleistungskorrekturfaktor wird

$$f = f_T f_K f_D \quad (18)$$

definiert. Dieser korrigierte Wärmestrom

$$\dot{q}_{\text{kor}}^* = f \dot{q}^* \quad (19)$$

fließt aufgrund der veränderten Umgebungsbedingungen bei gleichbleibender Temperaturdifferenz $(t_s^* - t_i^*)$. Beim Transport dieses Wärmestromes vom Heizwasser bis zum Strahlungsblech bedarf es jedoch einer Erhöhung des ursprünglichen Potentialunterschiedes $(t_W^* - t_s^*)$ auf etwa $f \cdot (t_W^* - t_s^*)$. Damit verändert sich die Gesamtdifferenz $(t_W^* - t_i^*)$ zu:

$$(t_W^* - t_i^*)_{\text{kor}} = (t_W^* - t_i^*) + (f - 1) (t_W^* - t_s^*) \quad (20)$$

bzw. nach Substitution der Gl. (17)

$$(t_W^* - t_i^*)_{\text{kor}} = (t_W^* - t_i^*) [1 + (f - 1) (1 - \xi)] \quad (21).$$

Werden der Exponent beibehalten und die in f erfaßten Korrekturfaktoren temperaturunabhängig betrachtet, so stellt sich Gl. (1) in der modifizierten Version

$$\frac{\dot{q}}{f \dot{q}^*} = \left(\frac{t_W - t_i}{(t_W^* - t_i^*) [1 + (f - 1) (1 - \xi)]} \right)^n \quad (22)$$

als Betriebskennlinie dar.

Bei erhöhten Genauigkeitsansprüchen kann an Stelle von $(t_W - t_i)$ analog zu Gl. (4)

$$t_W - t_{WT} = (t_W - t_i) (1 + 0,5 \varphi_{p,s}^0) - 0,35 (h_s - h_p) g_{Lt} \quad (23)$$

Verwendung finden.

Beispiel 2:

Im Prüfraum wurde für eine Strahlplatte der Länge 3 m und der Breite $B = 0,90$ m eine Leistungskennlinie mit folgenden Daten ermittelt:

$$(t_W^* - t_i^*) = 55 \text{ K}; q^* = 461 \text{ W/m}; n = 1,157; t_i \approx 20^\circ\text{C}; \delta_D = 0,040 \text{ m}.$$

Es ist die Betriebskennlinie für die Einsatzbedingungen

- Hallenbeheizung
- Umgebungstemperatur $t_i \approx 15^\circ\text{C}$
- Dämmdicke $\delta_D = 0,030$ m

aufzustellen.

Lösung:

Für den Bereich Hallenbeheizung ergibt sich nach Gl. (10):

$$f_K = 1,19.$$

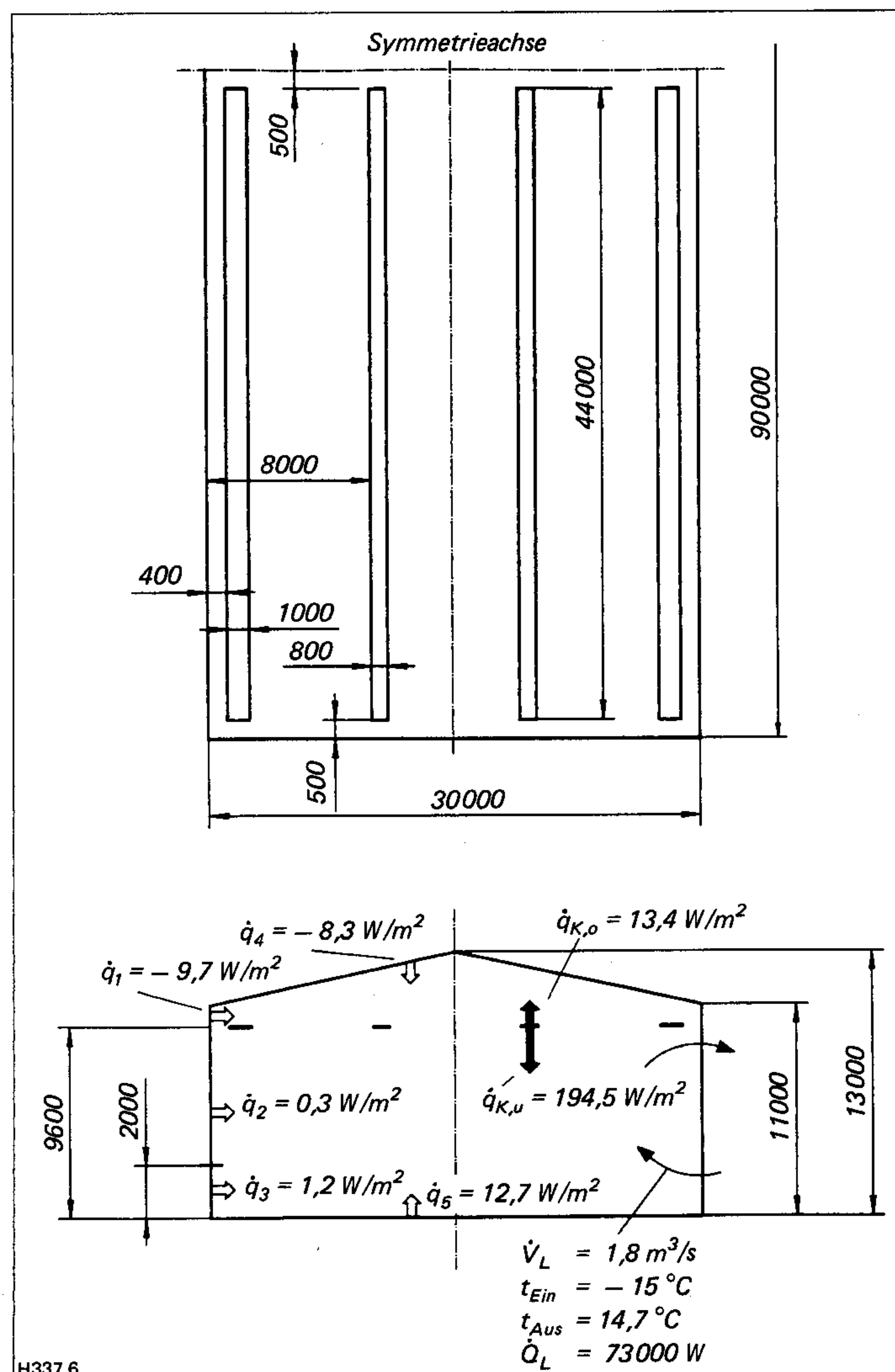


Bild 6: Grundriß und Querschnitt des Großraumes (Halle) mit Strahlplattenbändern und Kennzeichnung der konvektiven Wärmeströme

Die zur Normübertemperatur gehörige Temperatur der Strahlplattenunterseite folgt nach Gl. (14) und (15) mit $s = 0,7$ und $B' = 1,12 \text{ m}$ ($B = 0,9 \text{ m}$) zu

$$t_s = \sqrt[4]{\frac{461 \cdot 0,7}{1,12 \cdot 0,93 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8}}} + (20 + 273)^4 \text{ °C} - 273 \text{ K} = 63,6 \text{ °C}.$$

Daraus berechnet sich mit Hilfe von Gl. (16) der Verhältniswert

$$\xi = \frac{63,6 - 20}{75 - 20} = 0,79.$$

Die Korrektur des Transportniveaus nach Gl. (5) ergibt

$$f_T = \frac{(63,6 - 5 + 273)^4 - (15 + 273)^4}{(63,6 + 273)^4 - (20 + 273)^4} 0,6 + 0,4 = 0,972.$$

Die veränderte Dämmdicke ist nach Gl. (12) zu berücksichtigen

$$f_D = (0,030/0,040)^{-0,115} = 1,034.$$

Die Gesamtkorrektur berechnet sich damit nach Gl. (18)

$$f = 0,972 \cdot 1,19 \cdot 1,034 = 1,196.$$

Die Betriebskennlinie folgt gemäß Gl. (22) zu:

$$\dot{q} = 1,196 \cdot 461 \frac{\text{W}}{\text{m}} \left(\frac{t_W - t_i}{55 [1 + (1,196 - 1) (1 - 0,79)]} \right)^{1,157}$$

$$\dot{q} = 551 \left(\frac{t_W - t_i}{57,3} \right)^{1,157} \frac{\text{W}}{\text{m}}.$$

Setzt man die angenommenen Realbedingungen in den Berechnungsalgorithmus für den Strahlplattentyp C ein, so ergeben sich Abweichungen zur ermittelten Betriebskennlinie bis 1%.

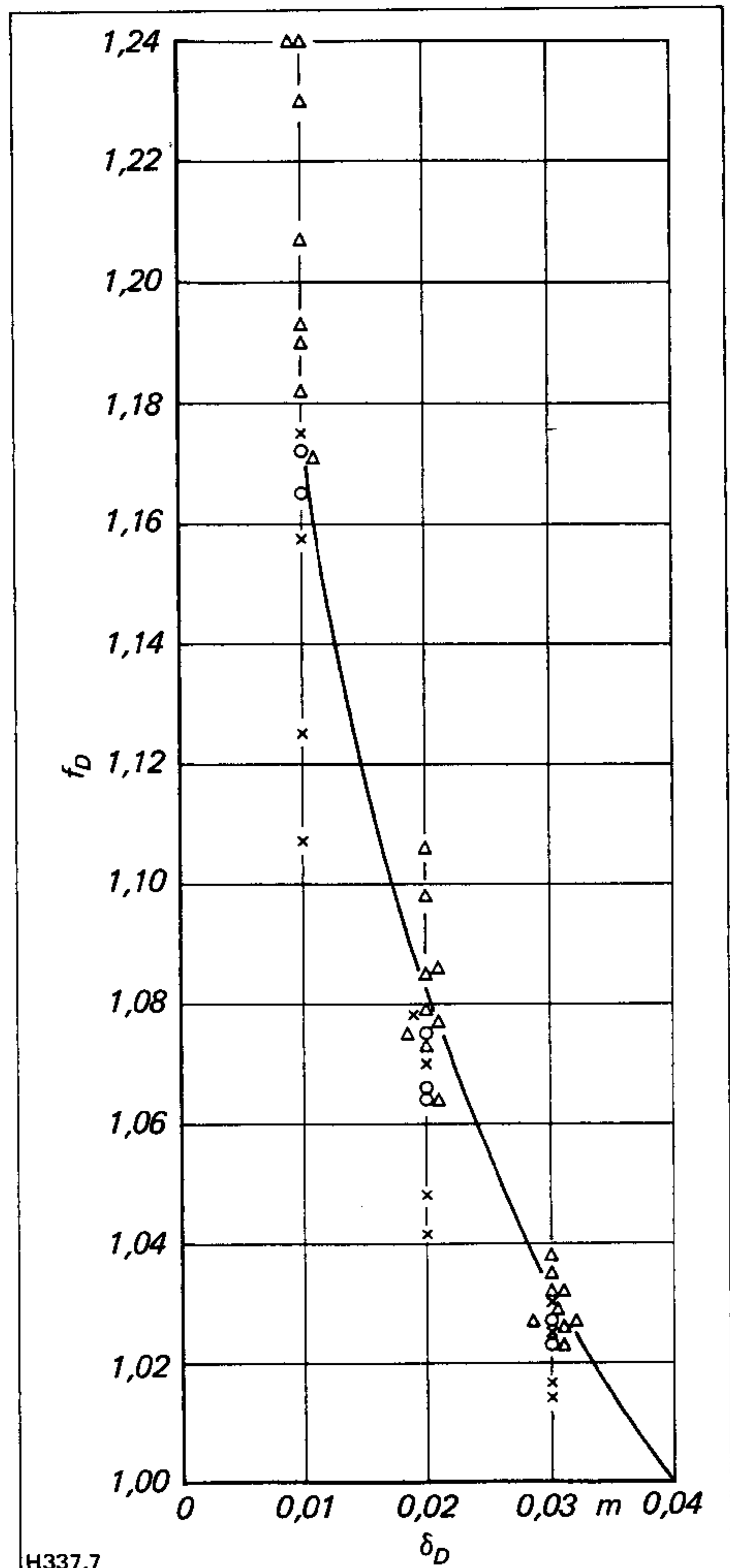
Schlußfolgerung

Die Messungen in der konzipierten Prüfkabine entsprechen nicht den realen Einsatzbedingungen. Man muß sich bei aller Kritik am Prüfverfahren jedoch darüber im klaren sein, daß die Vielfalt der möglichen Einsatzfälle ohnehin nicht nachbildbar ist. Die vorstehenden Betrachtungen zeigten deutlich, daß der Einfluß der Hallengeometrie, die Anbringungshöhe der Strahlplatten und der Lüftungsstrom in seiner kalorischen Bewertung nur geringen Einfluß auf die Strahlplattenleistung nehmen. Diese Einflüsse können fast völlig kompensiert werden, wenn die charakteristische Temperaturdifferenz auf die sogenannte wärmetechnische Temperatur aufbaut.

Relativ einfach und sicher läßt sich ein verändertes Temperaturniveau erfassen.

Von einer Verringerung der Dämmschichtdicke sollte grundsätzlich Abstand genommen werden. Exakte Umrechnungen sind nur unter Verwendung eines bautypbezogenen Algorithmus möglich. Für geringe Änderungen der Dämmschichtdicke ist eine Näherungsgleichung verfügbar.

Bild 7: Korrekturfaktor der Strahlplattenleistung infolge veränderter Dämmdicke (Bezugswert $\delta_D = 0,040 \text{ mm}$) für verschiedene Konstruktionen und Übertemperaturen



Sehr problematisch gestaltet sich die Umrechnung des konvektiven Wärmeübergangs von den Bedingungen in einer geschlossenen, unbelüfteten Prüfkabine auf die reale Luftströmung in einer Halle. Um diese Schwierigkeit wissend, wurden in [1] Prüfkabinen mit zwangsweise erzeugter oder freier Luftbewegung vorgeschlagen. Damit ist aber auch nicht automatisch eine Übereinstimmung mit der Realität gegeben. Unter der Bedingung, daß Mittelwerte des konvektiven Wärmeübergangs im praktischen Einsatzfall bestimmt werden, ist eine Umrechnung der in der Prüfkabine gemessenen Leistung möglich. Einfache, realistische Lösungen wurden vorgestellt und Annahmen – die bis zur Bereitstellung von detaillierten Meßwerten gut nutzbar sind – empfohlen. [H 337]

Literaturangaben

- [1] Glück, B.: Wärmeabgabe von Strahlplatten unter Prüfbedingungen und im praktischen Einsatz. Gesundheits-Ingenieur (1989) H. 3, S. 113/26.
- [2] Glück, B.: Erforderliche Heizleistung für Hallenbauten in Abhängigkeit des Heizungssystems. Stadt- und Gebäudetechnik (1990) H. 1, S. 10/15; H. 2, S. 47/50 u. H. 3, S. 68/71.
- [3] Prüfbericht Nr. 92.55 der Prüfstelle WSPLab (Dr.-Ing. Bitter).
- [4] Glück, B.: Wärmeübertragung-Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren. Berlin: Verlag für Bauwesen 1991.

hofamat

Heiztechnik

Ölbrenner • Gasbrenner • Heizkessel

– das komplette, schadstoffarme Heizungssystem
– unserer Umwelt zuliebe ...

Hofamat GmbH • Öl- und Gasbrennerwerk

7730 Villingen-Schwenningen • Tel. 07720/5095 • Fax 66105