

Leistung von Kühldecken



Es ist abzusehen, daß sich der Kühldeckenmarkt weiterhin gut entwickelt, da die Kühldecke in zahlreichen Anwendungsfällen eine energetisch und behaglich günstige Lösung darstellt. Die objektive Vergleichbarkeit der Produkte ist derzeit jedoch nicht gegeben. Technisch bedingte Ursachen hierfür sind die fehlende Norm für eine reproduzierbare Leistungsmessung und eine fehlende einheitliche Berechnungsmethode für die Planung. Zudem bleiben die Herstellerangaben – soweit über-

haupt vorhanden – ohne detaillierte Aussagen der zugehörigen Randbedingungen.

Die Forderung nach einer Norm ist nicht sofort erfüllbar. Der Autor schlägt daher vor, sich auf eine vorübergehende Berechnungsmethode zu verständigen, die Leistungsmessungen in Laborräumen durchzuführen und die Normung in Analogie zur DIN 4725 vorzunehmen.

Für geschlossene Kühldecken wird im weiteren ein Berechnungsalgorithmus vorgestellt, der im Ergebnis zu einer einfachen „Leistungsformel“ führt*).

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

Aufstellung eines Modells

Die Wärmelasten, die im kühldeckenbelegten Raum wirken, sind sehr verschiedenartig. Sie sind im Bild 1 symbolisch zusammengestellt:

1. Einstrahlung und Wärmedurchgang durch das Fenster (Erwärmung der Scheibe, Strahlung auf Innenwände, Fußboden und Mobiliar).
2. Amplitudengedämpfter und phasenverschobener Wärmedurchgang durch die Außenwand.
3. Beleuchtungsenergie (Erwärmung der Luft, Strahlung auf Fußboden und Mobiliar).
4. Wärmeentwicklung der Bürotechnik (Oberflächen erwärmung, Gerätedurchlüftung).
5. Wärmeabgabe des Menschen.

Die große Variantenvielfalt bezüglich Geometrie des Raumes, Ausstattung und Wärmebelastung zwingt zu Abstraktionen und zum Aufbau eines vereinfachten Modells.

Geometrische Modellierung

Diese ist recht einfach durchführbar. Es wird von einem realen 3-Personen-Büro-raum (Bild 2) ausgegangen und aus der Summe der horizontalen Ausstattungsoberflächen (Möbel, Geräte, Menschen) unter einem Zuschlag von 10 bis 12% für strah-

*) Diskussionsbeitrag auf der Informations- und Diskussionsveranstaltung des Fachinstitutes Gebäude-Klima e.V. zum Thema „Kühldecke und Raumlüftung“ am 12. 9. 1990 in Stuttgart.

lungswirksame Vertikalflächen eine homogene Flächenverteilung ermittelt. Sie beträgt im vorliegenden Beispiel 40% der Fußbodenfläche und ist in einer Wärmelastebene (WLE) in 1 m Höhe homogen verteilt angeordnet. Bild 2 soll dies veranschaulichen, in Wirklichkeit sind die Flächen aber als infinitesimal kleine Elemente mit dem Gesamtflächenanteil $v = 0,40$ zu verstehen.

Wärmetechnische Modellierung

Die Lastverteilung kann nur abgeschätzt werden, wobei subjektive Beurteilungen einfließen. Ausgehend von einem hygienisch bedingten Luftvolumenstrom von $50 \text{ m}^3/(\text{h Person})$, einer Lufterwärmung im Raum von 7 K und einer Wasserdampfbe-

ladung von 1 g (Wasser)/kg (t. Luft) ergibt sich der durch die Lüftung abführbare Wärmestrom zu $\dot{Q}_L = 476 \text{ W}$. Unter Berücksichtigung dieses Wertes folgt eine Aufteilung aller inneren und äußeren Lasten nach dem im Bild 3 gezeigten Schlüssel auf die Wärmelastebene, den Fußboden, die Innen- und Außenwände sowie auf die Fensterinnenfläche. Die Wärmestromverteilung in der Wärmelastebene wird mit 80% nach oben und 20% nach unten angenommen. Die Oberflächentemperaturen ergeben sich durch Abschätzung mit konventionellen Wärmeübergangskoeffizienten.

Modell zur mathematischen Darstellung der wärmetechnischen Zusammenhänge

Bild 4 zeigt den im weiteren betrachteten Büroraum, umhüllt von einer Kühldecke D, drei Innenwänden IW, einer Außenwand-Fenster-Fläche AW/F und dem Fußboden FB. Er enthält die Wärmelastebene ($v = 0,40$) und in Raummitte einen Kontrollpunkt P, an dessen Stelle die Empfindungstemperatur bestimmt wird.

Im Bild 4 ist weiterhin eine geschätzte Temperaturverteilung vermerkt. Die Einstrahlzahlen der Decke bzw. des kugelförmigen Elementes auf die einzelnen Umfassungen lauten:

$\Phi_{D,D} = 0$	$\Phi_{P,D}^\circ = 0,27826$
$\Phi_{D,AW/F} = 0,1546$	$\Phi_{P,AW/F}^\circ = 0,11310$
$\Phi_{D,IW} = 0,4084$	$\Phi_{P,IW}^\circ = 0,27443$
$\Phi_{D,FB} = 0,2303$	$\Phi_{P,FB}^\circ = 0,16696$
$\Phi_{D,WLEo} = 0,2069$	$\Phi_{P,WLEo}^\circ = 0,16732$
$\Phi_{D,WLEu} = 0$	$\Phi_{P,WLEu}^\circ = 0$
Summe: 1,0002	Summe: 1,00007

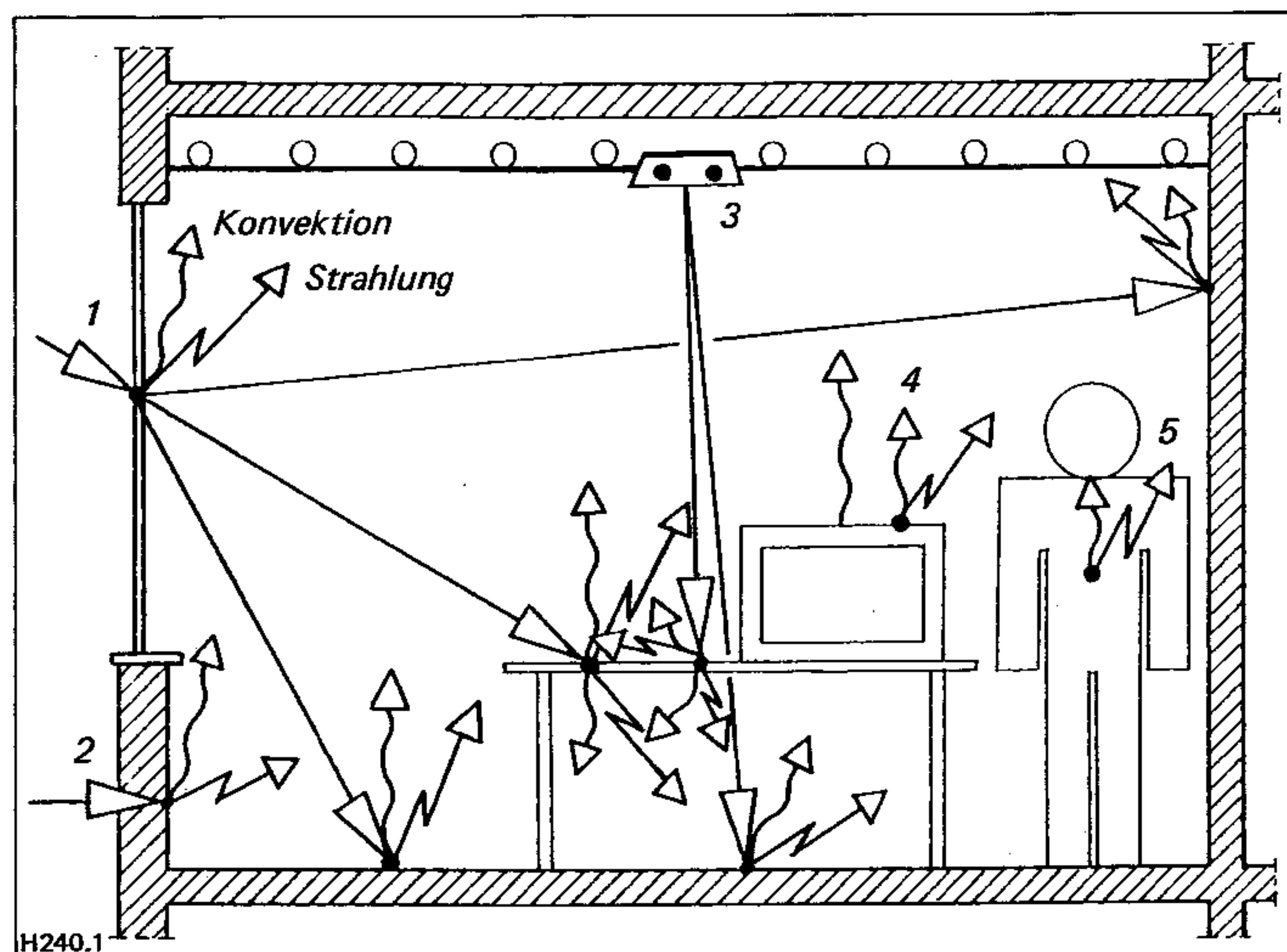


Bild 1: Äußere und innere Wärmelasten in einem Raum mit Kühldecke

Strahlungswärmestrom an die Kühldecke

Der Strahlungswärmeaustausch wird nach der Methode des umschlossenen Raumes (Bruttomethode) berechnet [1]. Die von einer Fläche i abgegebene Strahlungswärmestromdichte $\dot{q}_{s,i}$ ergibt sich aus der Eigenemission $\dot{e}_i$, vermindert um den absorbierten Anteil der zugestrahlten Flächenhelligkeiten $\dot{f}_j$ aller Oberflächen n :

$$\dot{q}_{s,i} = \dot{e}_i - \varepsilon_i \sum_{j=1}^n \Phi_{i,j} \dot{f}_j \quad (1)$$

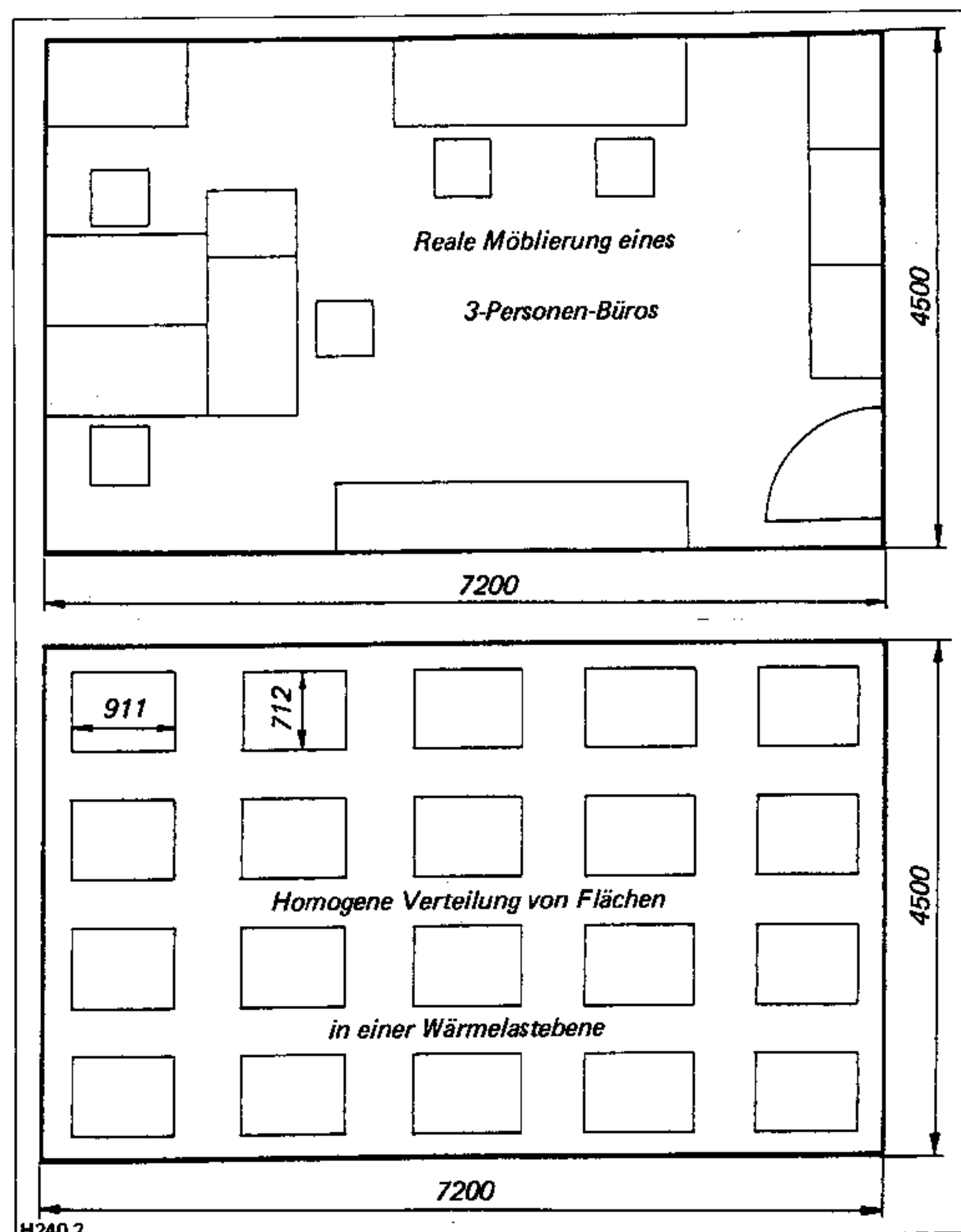


Bild 2: Reale Möblierung eines 3-Personen-Büros und daraus abgeleitete homogene Flächenverteilung ($v = 0,40$) in einer Wärmelastebene (Maße in mm)

Hygienisch bedingter Luftwechsel	
$3 \cdot 50 \text{ m}^3/\text{h} = 150 \text{ m}^3/\text{h}$	} $\dot{Q}_L = 476 \text{ W}$
$\Delta x = 1 \text{ g(Wasser)}/\text{kg(t. Luft)}$	
$t_Z = 18^\circ\text{C} \quad t_A = 25^\circ\text{C}$	
Innere Lasten $\rightarrow$ Wärmelastebene	
3 Personen $3 \cdot 115 \text{ W} = 345 \text{ W}$	
3 PC $3 \cdot 150 \text{ W} = 450 \text{ W}$	
40 % Beleuchtung 194 W	
Lüftung -476 W	
	513 W
Innere Lasten $\rightarrow$ Fußboden	
60 % Beleuchtung 292 W	
Äußere Lasten – Fenster	
$400 \text{ W/m}^2 \dots 160 \text{ W/m}^2$	
17 % Fensterinnenfläche	
25 % Wärmelastebene	
33 % Fußboden	
25 % Innenwände	
Äußere Lasten – Außenwand	
15 W/m^2	

Bild 3: Annahmen für die wärmetechnische Modellierung (Luftvolumenstrom und Lastverteilung)

Die Flächenhelligkeiten $\dot{f}_j$ berechnen sich aus der Eigenemission $\dot{e}_j$ plus den reflektierten Anteilen der wiederum zugestrahlten Flächenhelligkeiten $\dot{f}_k$ aller Oberflächen n

$$\dot{f}_j = \dot{e}_j + (1 - \varepsilon_j) \sum_{k=1}^n \Phi_{j,k} \dot{f}_k \quad (2)$$

Für die mittlere Flächenhelligkeit in Gl. (2) kann nach [1] die Näherung

$$\dot{f}_m = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{e}_i A_i}{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i A_i} \quad (3)$$

verwendet werden. Die Genauigkeit ist bei Übereinstimmung der Emissionskoeffizienten $\varepsilon = \varepsilon_i = \varepsilon_j = \varepsilon_n$ besonders groß. Der Vorteil der eingeführten Näherung nach Gl. (3) liegt darin, daß die sechs berechneten Einstrahlzahlen $\Phi_{D,j}$ ausreichend sind, ansonsten würden 36 Einstrahlzahlen zur Auswertung der Gl. (1) und (2) benötigt.

Damit lautet die von der Kühldecke aufgenommene Wärmestromdichte

$$-\dot{q}_S = \dot{e}_D - \varepsilon \sum_{j=1}^6 \Phi_{D,j} \dot{e}_j - \varepsilon (1 - \varepsilon) \dot{f}_m \quad (4)$$

mit der Eigenemission

$$\dot{e}_i = \varepsilon \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (t_i + 273)^4 \text{ in W/m}^2 \quad (5)$$

für die Fläche i bei Angabe der Temperatur t_i in $^\circ\text{C}$.

Konvektionswärmestrom an die Kühldecke

Die beim Strahlungswärmestrom vorhandene Genauigkeit ist bei der konvektiven Wärmeübertragung leider nicht erreichbar. Für die konvektive Wärmestromdichte gilt

$$\dot{q}_K = \alpha_K (t_L - t_D) \quad (6)$$

wobei die Angaben für den Wärmeübergangskoeffizienten α_K gemäß Bild 5 stark streuen.

Im weiteren wird eine mittlere Kurve mit der Approximation

$$\alpha_K = 2 (t_L - t_D)^{0,31} \text{ in W/(m}^2 \text{ K)} \quad (7)$$

mit der Lufttemperatur t_L und der Deckentemperatur t_D in $^\circ\text{C}$ verwendet.

Empfindungstemperatur

Sie wird paritätisch aus der Lufttemperatur t_L und der Strahlungstemperatur der Umgebung bezogen auf den Menschen t_U zu

$$t_E = 0,5 (t_L + t_U) \quad (8)$$

gebildet. Unter der Bedingung gleicher Emissionskoeffizienten der Umgebung und näherungsweise Substitution der Ein-

strahlzahlen für das Kugelelement $\varphi_{p,j}^\circ$ anstelle der auf den Menschen bezogenen Einstrahlzahlen gilt

$$t_U = \left[\sum_{j=1}^n \varphi_{p,j}^\circ (t_j + 273)^4 \right]^{0,25} - 273 \text{ in } ^\circ\text{C}$$

mit t_i in $^\circ\text{C}$. (9)

Auswertung

Die Zusammenfassung der modellierten Zusammenhänge erfolgte in einem Rechenprogramm. Außer den vorgestellten Werten werden die Gesamtleistung der Kühldecke

$$\dot{q} = \dot{q}_S + \dot{q}_K \quad (10)$$

der Gesamt-Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{t_E - t_D} \quad (11)$$

und der Strahlungsanteil

$$s = \frac{\dot{q}_S}{\dot{q}} \quad (12)$$

bestimmt.

Die Empfindungstemperatur t_E ist bei der betrachteten Raumgröße und dem gewählten Bezugsort identisch mit der üblicherweise definierten Raumtemperatur t_i .

Zunächst fanden als Eingabewerte Oberflächentemperaturen, die bei abgeglichenen Wärmebilanzen mit konventionellen Wärmeübergangskoeffizienten abgeschätzt wurden, Verwendung. Anschließend sind auch nahezu willkürliche Annahmen, wie beispielsweise Lufttemperatur gleich Umfassungstemperaturen, getroffen worden.

Die Ergebnisse für die Kühlleistungsdichte $\dot{q}$ über $(t_E - t_D) \equiv (t_i - t_D)$ aufgetragen (Bild 6), zeigen eine gute Übereinstimmung mit der Beziehung

$$\dot{q} = 8,92 (t_i - t_D)^{1,1} \text{ in W/m}^2 \quad (13)$$

Dies ist aber nichts anderes, als die Basis-kennlinie für die Fußbodenheizung mit den entsprechenden Bezugstemperaturen. In erster Näherung sind die thermodynamischen Verhältnisse einer Fußbodenheizung und einer Deckenkühlung analog, so daß dieses Ergebnis eigentlich nicht überrascht.

Betrachtet man die Berechnungsgrundlagen der Fußbodenheizung, so wurde dort der konvektive Wärmeübergangskoeffizient der freien Auftriebsströmung überlagert mit dem einer erzwungenen Strömung, die durch die an der Außenwand herabfallende Kaltluft aufgeprägt wird. Damit ergab sich ein relativ hoher konvektiver Gesamt-Wärmeübergangskoeffizient. Ähn-

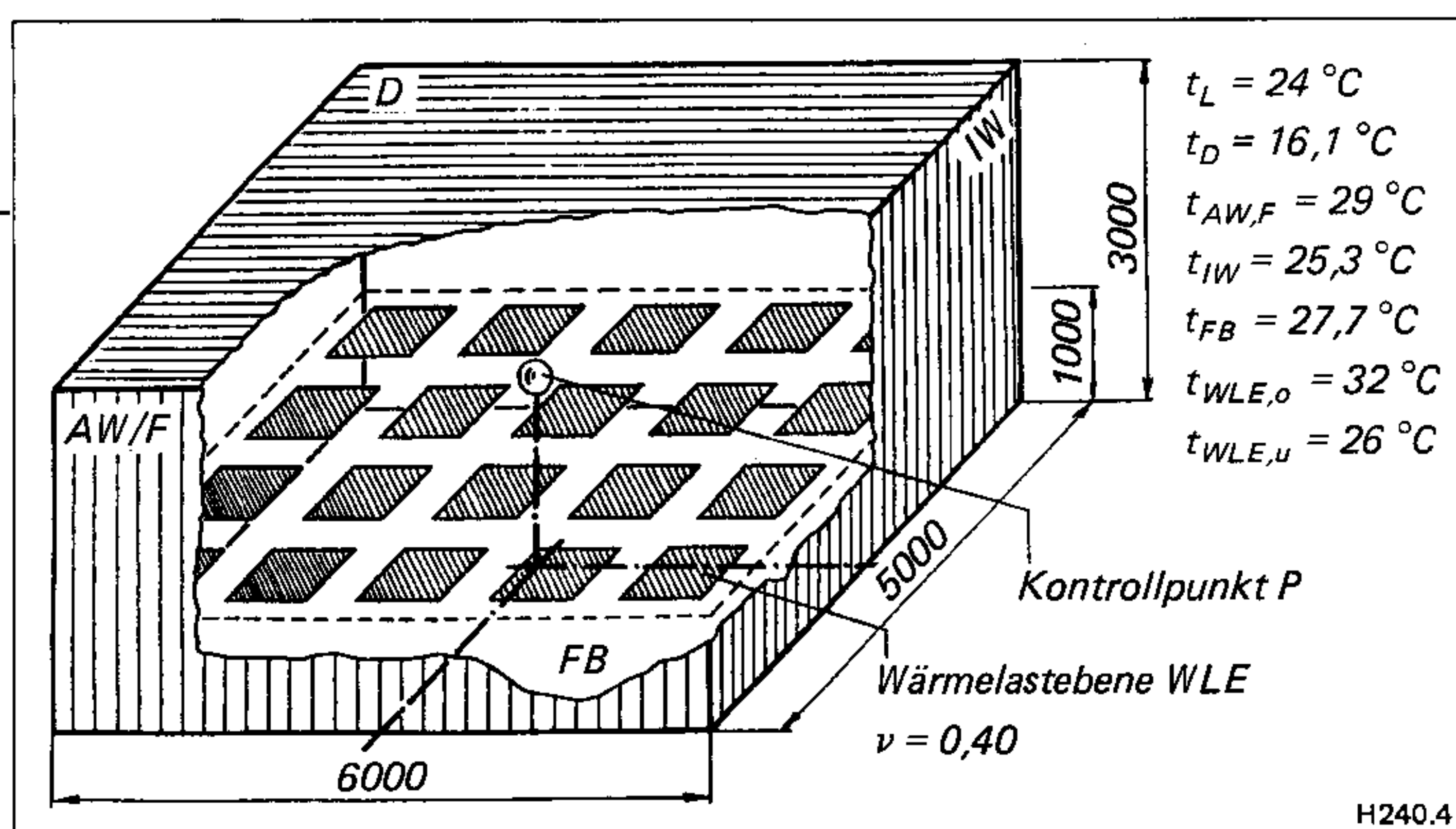


Bild 4: Modellraum für die Berechnung mit Kühldecke D, kombinierter Außenwand-Fenster-Fläche AW/F, drei Innenwänden IW, Fußboden FB, Wärmelastebene WLE und Kontrollpunkt P. Angabe der Oberflächentemperaturen für ein Berechnungsbeispiel

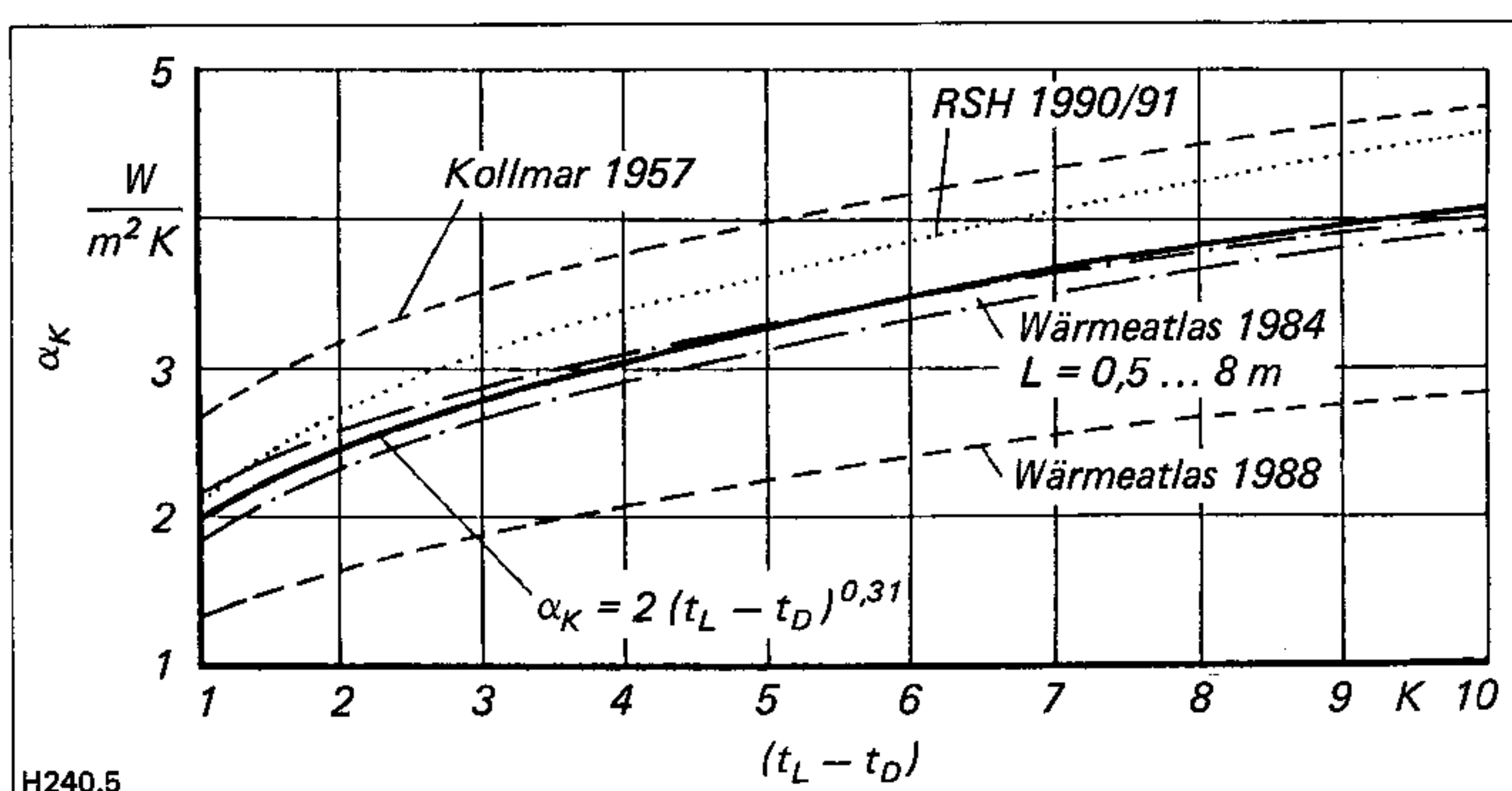
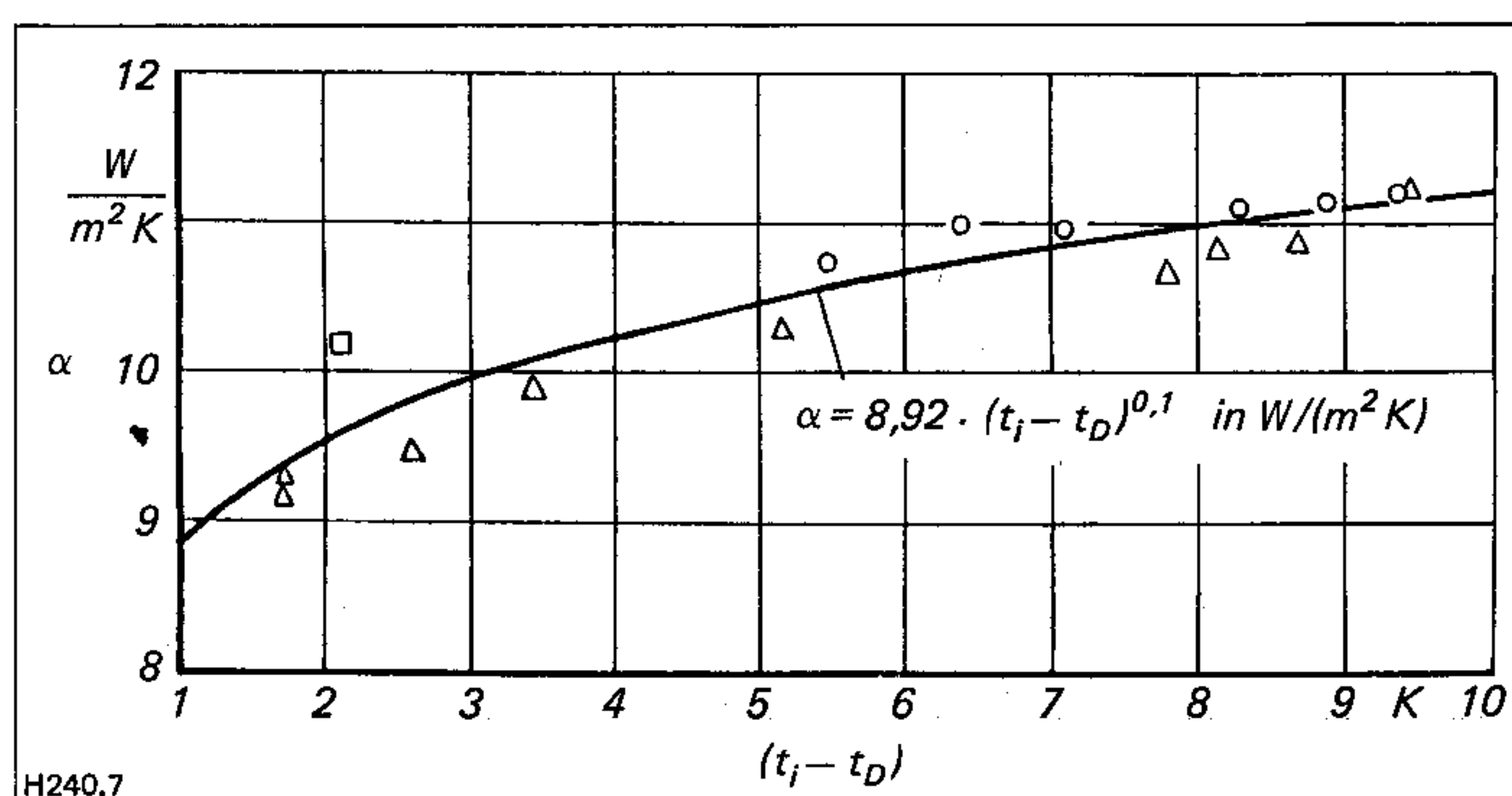


Bild 5: Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten nach Literaturangaben und Festlegung einer mittleren Kurve

Bild 7: Gesamt-Wärmeübergangskoeffizient α in Abhängigkeit der Raumtemperatur $(t_i - t_D) \equiv (t_D - t_D)$ nach Ergebnissen der Modellauswertung



liche Effekte wurden bei der Deckenkühlung, beispielsweise durch asymmetrisch angeordnete Wärmequellen hervorgerufen, nicht beachtet. Die dennoch vorhandene Übereinstimmung der Leistungswerte wird mit dem höheren Strahlungsanteil bei Kühldecken erklärt, der sich aufgrund der größeren Temperaturunterschiede zu den Umfassungen ergibt.

Bemerkenswert bei dieser Auswertung ist die physikalische Bedeutung der eigentlich physiologisch begründeten Empfindungstemperatur t_E . Dieses Phänomen wurde bei der Ableitung der Basiskennlinie für Fußbodenheizungen in [2] bereits diskutiert.

Die Gesamt-Wärmeübergangskoeffizienten – in Bild 7 dargestellt – ordnen sich gut um die Kurve

$$\alpha = 8,92 (t_i - t_D)^{0,1} \text{ in W/(m}^2 \text{ K)} \quad (14),$$

die analog auch für die Fußbodenheizung gilt.

Der Strahlungsanteil liegt bei den zuerst betrachteten Beispielen im Bereich

$$s = 0,66 \text{ bis } 0,71 \quad (15).$$

Schlußfolgerung

Resultierend wird nachfolgender Vorschlag zur Diskussion gestellt.

- Als vorübergehende Berechnungsmethode für geschlossene Kühldecken wird die Basiskennlinie für Fußbodenheizung in der Form der Gl. (13) verwendet.

- Leistungsmessungen sind vorzunehmen und der Berechnungsalgorithmus danach zu korrigieren.
- Die Normung ist in Analogie zur DIN 4725 durchzuführen. Dies gilt auch für den Fall, daß die Leistungsmessungen eine Modifizierung der Gl. (13) erfordert. Es ist folgerichtig sowie für den Planer und Anlagenbauer rationell, wenn man die gleiche Philosophie für Fußbodenheizungen und Kühldecken anwendet.

Damit ist die Kühlleistung als Funktion

$$\dot{q} = f_1 (t_i - t_D)$$

mit t_D der mittleren Deckentemperatur darzustellen. Die mittlere Fluidtemperatur folgt aus einer weiteren Funktion

$$\bar{t}_F = f_2 (t_D, \dot{q}, \text{Konstruktion}).$$

Dieser Zusammenhang ist aus einer wärmetechnischen Modellierung auf analytischem oder numerischem Weg ermittelbar. In [3] sind 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.

Es ist jedoch anzunehmen, daß die Darlegungen in der DIN 4725 weitestgehend übernehmbar sind, womit erhebliche Zeitverkürzungen bei der Normung denkbar wären. [H 240]

Literaturangaben

- [1] Glück, B.: Wärmeübertragung; Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren (Reihe: Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1989.
- [2] Konzelmann, M.; Zöllner, G.: Wärmetechnische Prüfung von Fußbodenheizungen. HLH 33 (1982) Nr. 4, S. 136/42.
- [3] Glück, B.: Strahlungsheizung – Theorie und Praxis. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen und Karlsruhe: Verlag C. F. Müller 1982.