



Kühldeckenleistung in Abhängigkeit der Einsatzbedingungen

Vergleich der Heizsysteme für Hallenbauten

Mit Hilfe eines neuen Raummodells kann der Bereich der energetischen Gebäudesimulation sinnvoll ergänzt werden. Es eignet sich ebenso für wärmetechnische Berechnungen wie zur Bewertung von Systemen und Komponenten. Die Einsatzmöglichkeiten werden anhand einiger Beispiele erläutert.

Dr.-Ing. habil. Bernd Glück*, 22047 Hamburg

Bei der Nachbildung der thermisch aktiven Paneele (Heiz- und Kühlelemente) ist es vorteilhaft, daß diese mit hoher Genauigkeit außerhalb des Programmsystems Raummodell durch Messungen oder separate Modellsimulationen untersucht werden können und dann lediglich die Ergebnisse – in Form von Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ_{Panel} – als Input in das Raummodell einfließen.

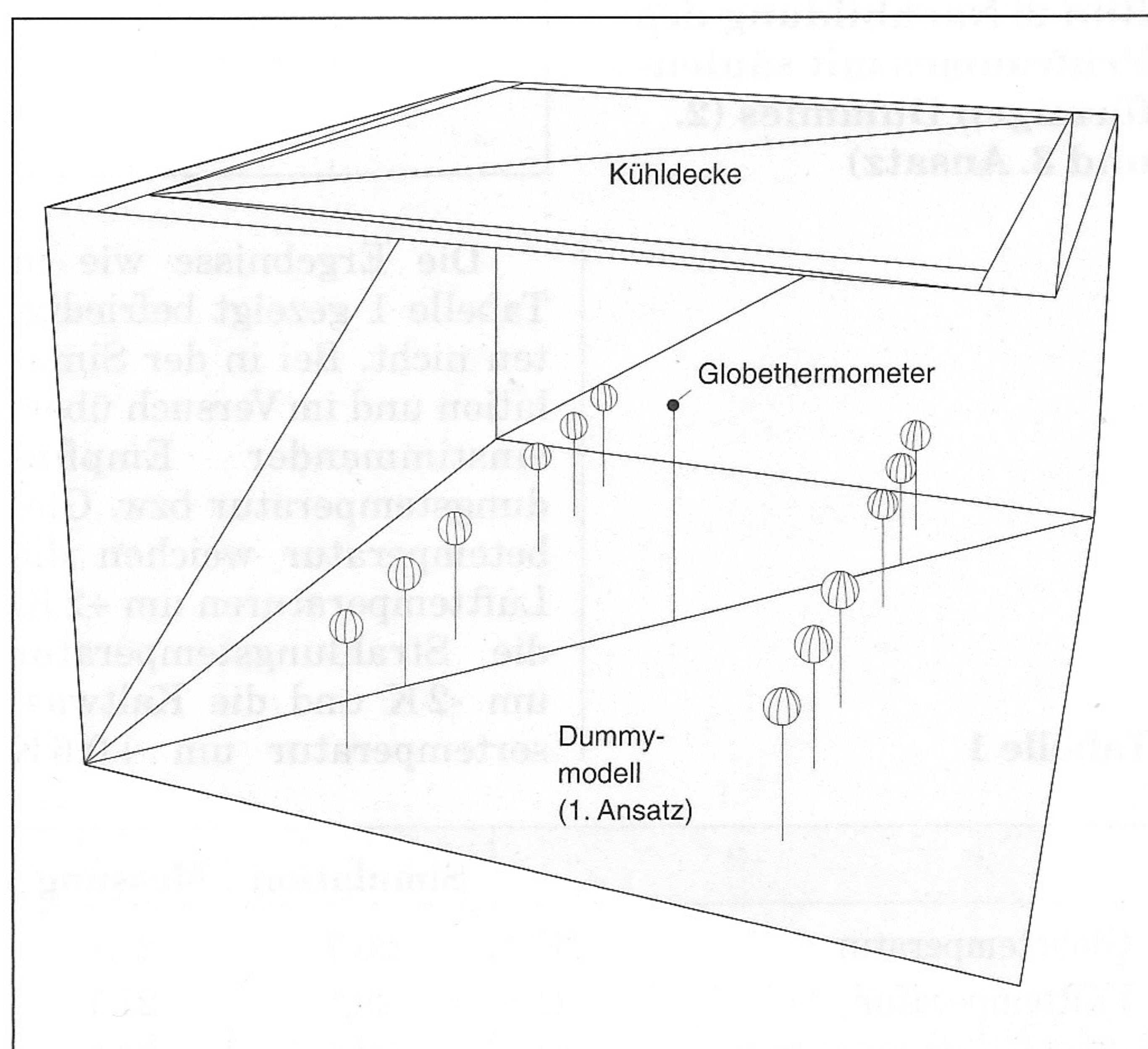
Die Lastsimulation des Interieurs kann mit unterschiedlicher Genauigkeit erfolgen. Es ist die genaue geometrische und wärmetechnische Nachbildung bei gegebener Oberflächentemperatur, bei fixierter Körperinnentemperatur und eines κ -Wertes, bei vorgegebener Wärmestromdichte oder im Sonderfall als adiabate Oberfläche möglich.

Eine vereinfachte Simulation geht von der globalen Wärmestrommodellierung am Ort des Wärmeschwerpunktes unter Angabe des Strahlungsanteiles aus. Der Strahlungswärmestrom wird an alle Umfassungen – entsprechend den Einstrahlzahlen vom Wärmeschwerpunkt auf diese Flächen – aufgeteilt und bei der Bestimmung der zugehörigen Oberflächentemperaturen berücksichtigt. Konvektive Auftriebsströme werden grob nachgebildet.

In [1, 2] wurde ein Komplexbeispiel betrachtet, das das Leistungsvermögen dieses Raummodells demonstrierte. Nunmehr sollen noch einige Beispiele von praktischem Interesse vorgestellt werden.

Norm-Kühldeckenprüfraum

Ausgangspunkt ist ein Kühldeckenprüfraum nach DIN 4715 Teil 1 einer zertifizierten Prüfstelle mit dem Prüfling ROMTEC III. Die Raumabmessungen betragen ca. 4 m x 4 m x 3 m. Im Rauminnen befinden sich zwölf Lastsimulatoren gleicher Leistung. In Raum-



mitte in 1,1 m Höhe wird mit einem Globethermometer die in DIN 4715 definierte Bezugstemperatur – sie entspricht in erster Näherung der Empfindungstemperatur – gemessen.

Die Nachbildung des Prüfraumes mit dem Raummodell war ein echter Test für das Raummodell und deshalb besonders interessant.

Der wärmetechnische Aufbau der Kühldecke wurde separat simuliert und ergab $\kappa_{\text{Panel}} = 94,2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

In einem ersten Ansatz (Bild 1) wurden die Dummies als globale Interieurwärmequellen punktförmig in ihren Wärmeschwerpunkten mit einem Strahlungsanteil von 25 % nachgebildet.

Bild 1: Nachbildung des Prüfraumes mit punktförmigen Dummies (1. Ansatz)

* ROM-Zentrale, 22047 Hamburg

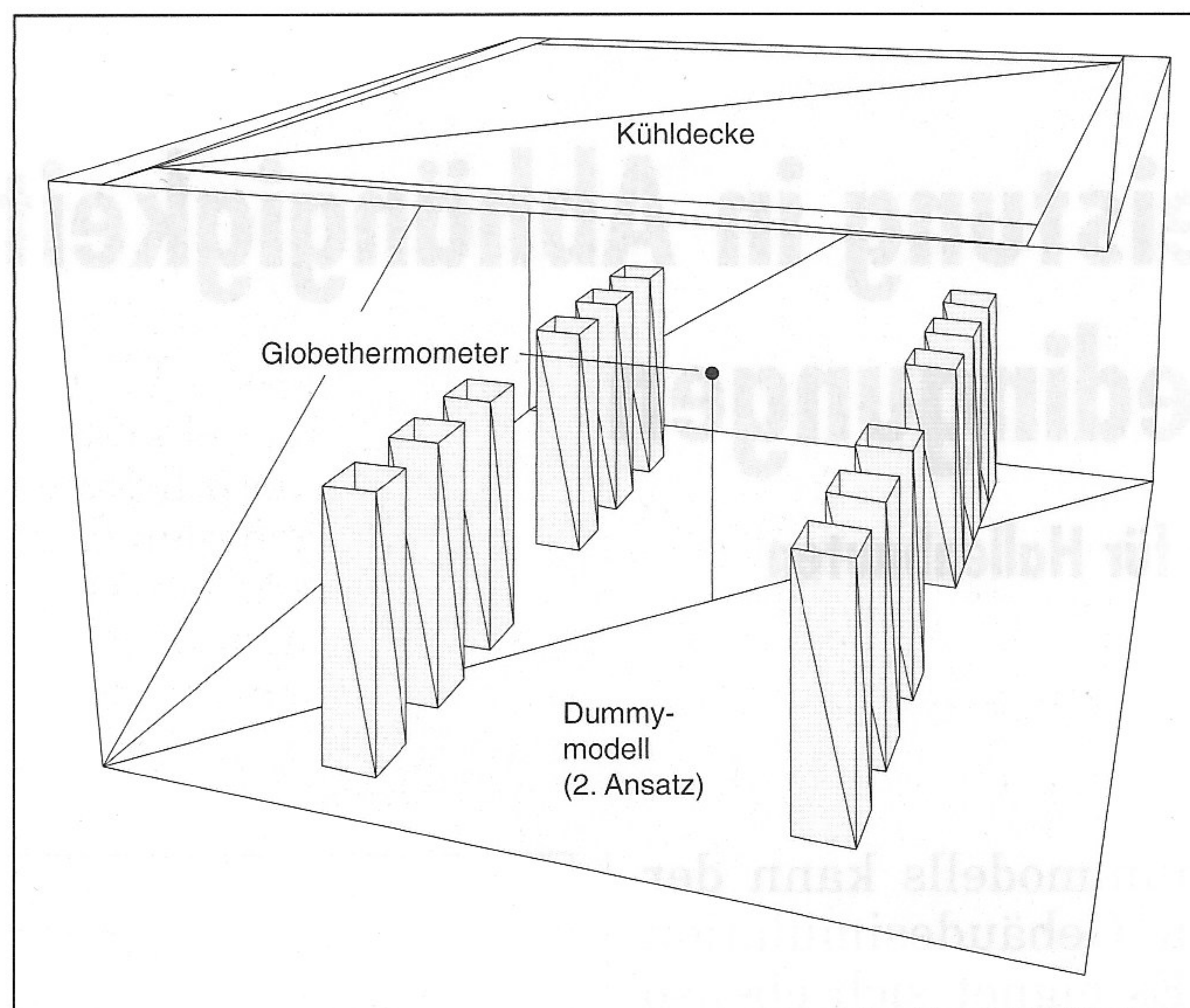


Bild 2: Nachbildung des Prüfraumes mit säulenförmigen Dummies (2. und 3. Ansatz)

Die Ergebnisse wie in Tabelle 1 gezeigt befriedigten nicht. Bei in der Simulation und im Versuch übereinstimmender Empfindungstemperatur bzw. Globetemperatur weichen die Lufttemperaturen um +2 K, die Strahlungstemperatur um -2 K und die Kaltwassertemperatur um +0,6 K

Tabelle 1

		Simulation	Messung
Globetemperatur	°C	26,7	26,7
Lufttemperatur	°C	29,1	27,1
Strahlungstemperatur	°C	24,3	26,3
Kaltwassertemperatur	°C	16,2	15,6

		Simulation	Messung
Globetemperatur	°C	26,7	26,7
Lufttemperatur	°C	28,1	27,1
Strahlungstemperatur	°C	25,4	26,3
Kaltwassertemperatur	°C	14,9	15,6

Tabelle 2

Bild 3 (rechts): Einzelwerte der Normprüfung sowie der Simulation und Leistungskennlinien

Tabelle 3

		Simulation	Messung
Globetemperatur	°C	26,7	26,7
Lufttemperatur	°C	27,55	27,1
Strahlungstemperatur	°C	25,91	26,3
Kaltwassertemperatur	°C	15,44	15,55

ab. Die Ursache liegt im Modell begründet. Die punktförmigen Dummies strahlen nicht auf das punktförmige Globethermometer und damit ist die Strahlungstemperatur zu niedrig.

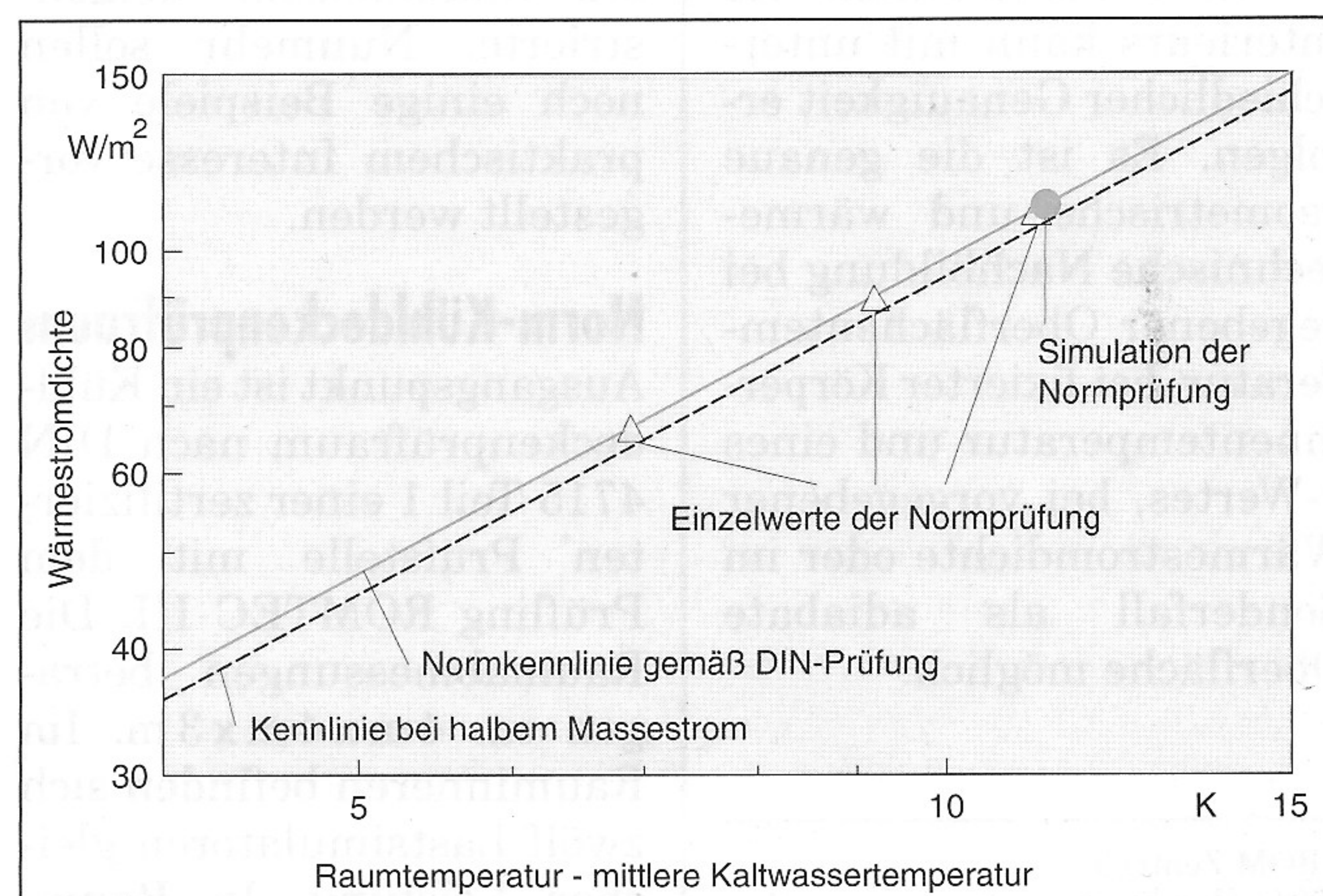
Im zweiten Ansatz (Bild 2) wurden bei gleicher Kühldeckenmodellierung die Dummies als Säulen aus je acht Flächen mit vorgegebener Wärmestromdichte $\dot{q}_{ab}$ nachgebildet. Die numerische Berechnung der Einstrahlzahlen bei 116 Flächen mit Schattenwirkung dauerte etwa zwei Tage. Die Ergebnisse in Tabelle 2 zeigten eine Verbesserung. Bei übereinstimmender Globetemperatur weichen die Lufttemperatur um +1 K, die Strahlungstemperatur um -0,9 K und die Kaltwassertemperatur um -0,7 K ab.

Die Ursache der Abweichungen liegt in der zonenweisen Mittelung der Lufttemperatur begründet. Der sehr konzentrierte Auftriebsstrom über den Dummies – etwa 2000 m³/h – bewirkt auch einen konzentrierten Abtriebsstrom der kalten Luft von der Kühldecke an den Wänden und vor allem in Raummitte. Das bedeutet, daß das Globethermometer von der Kaltluft beaufschlagt wird. Die gemittelte Lufttemperatur ist in diesem speziellen Fall zu hoch.

Der dritte Ansatz zur Nachbildung geht von der gleichen Kühldecken- und Dummymodellierung aus. Die Bezugstemperatur, d. h. die Empfindungstemperatur wird jetzt aber mit der Lufttemperatur des Kaltluftstromes gebildet. Die Ergebnisse in Tabelle 3, mit Abweichungen der Luft- und Strahlungstemperatur von $\pm 0,4$ K sowie der Kaltwassertemperatur von -0,1 K, kann man sicher akzeptieren.

Bild 3 zeigt die drei Einzelwerte der Normprüfung, aus der die Prüfstelle die Normkennlinie bildete. Die Simulation der Normprüfung ergibt völlige Übereinstimmung. Diese Übereinstimmung wurde üblicherweise als Verifikation des ROM-Raummodells gewertet. Der Verfasser möchte dies jedoch nur als notwendige Bedingung deklarieren.

Die Kennlinie bei halbem Wasserstrom liegt übri-



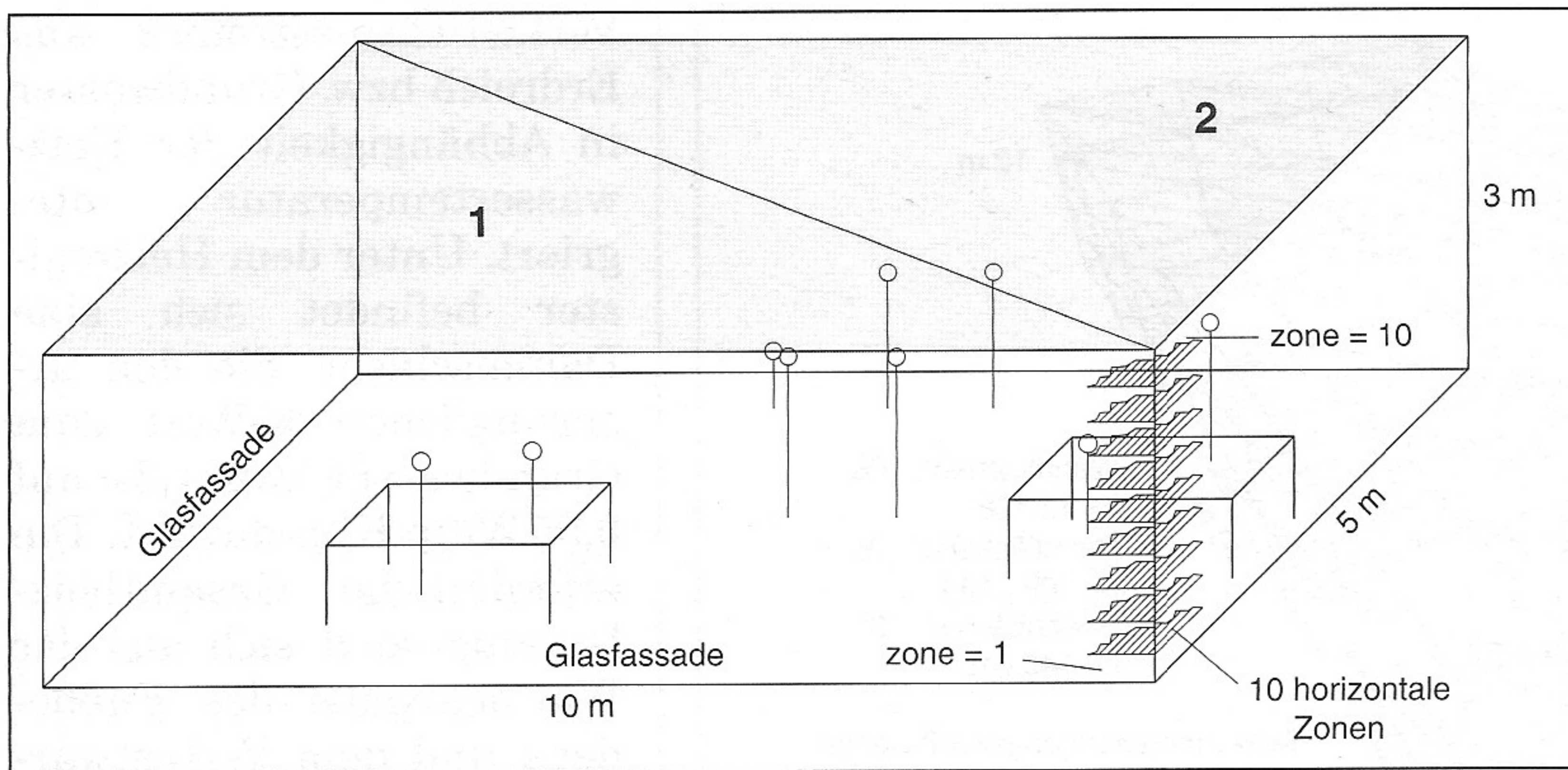


Bild 4: Büroraum mit Kühldecke, Quell-lüftung mit dreifachem Luftwechsel und neun Interieurwärmequellen mit vorgegebenen Konvektions- und Strahlungswärmeströmen bei unterschiedlichen stationären und instationären Wärmebelastungen

gens um 5% unter der Normkennlinie.

Büroraum mit zwei Glasfassaden

Es sind die Kühldeckenleistungen in Abhängigkeit der Einsatzbedingungen für den in Bild 4 gezeigten Eckraum zu untersuchen. Deckenfläche 1 wird vor allem durch die Vollglasfassaden, Fläche 2 durch die Innenwände thermisch beeinflusst. Im ersten Fall wird die Wärmebelastung der Glasfassade im Tagesgang bei unterschiedlicher Jalousiestellung und zusätzlich die Wärmespeicherung der Innenwände instationär betrachtet. Im zweiten Fall ist die Variation der Wärmebelastung der Glasfassade symmetrisch bzw. stark asymmetrisch zur Fassadenecke, jedoch stationär. Die Ergebnisse (Bild 5) zeigen, daß der fassadennahe Deckenabschnitt 1 – gekennzeichnet durch die vollen Symbole – stets eine größere Leistung als der wandnahe Deckenabschnitt 2 – dargestellt durch die leeren Symbole – aufweist. Die Regressionsgerade im doppeltlogarithmischen Netz repräsentiert die mittleren Leistungsdaten für die gesamte Decke. Sie liegt nur 5% über der Normkennlinie. Man sollte die »Reserve« unbedingt belassen, denn mangelhafte Paneelfertigung und -montage ergaben nach Messungen auf Prüfständen bis 20% Minderleistung. Würde die Decke nur mit hal-

bem Nennwasserstrom beaufschlagt, wäre die mögliche »Mehrleistung« bereits aufgezehrt.

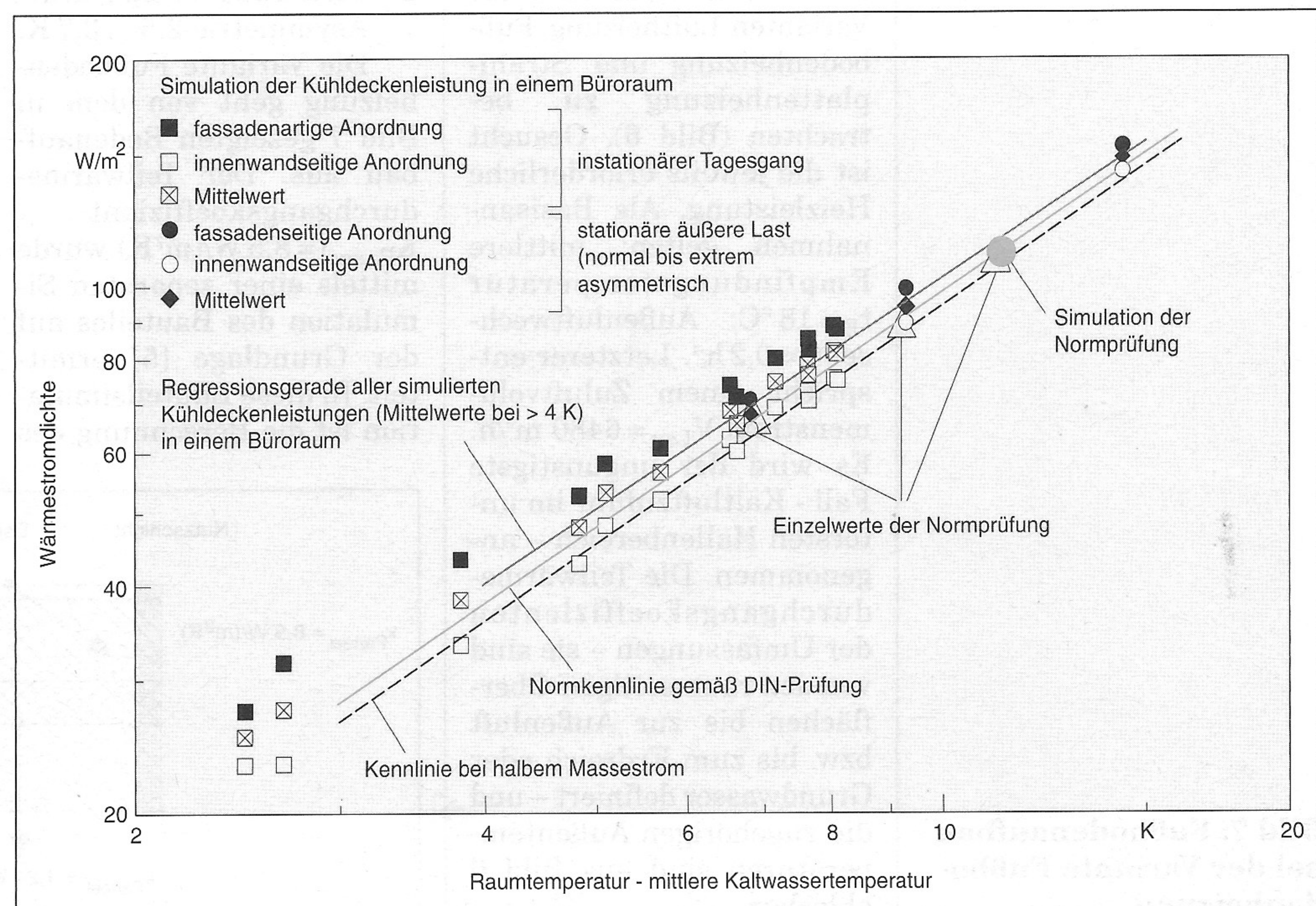
Damit ist man in der Lage, die Ermittlung der Komponentenleistung z.B. einer Kühldecke als Funktion der komplexen Einsatzbedingungen vorzunehmen. In verschiedenen Veröffentlichungen, z.B. in [3], wurden nur Einzeleinflüsse untersucht. Ein Komponentenhersteller setzte dann Superposition voraus und verknüpfte theoretisch völlig unbegründet die Einzelfaktoren multiplikativ (siehe auch [4]).

Bei den Simulationen mit dem Raummodell konnte weiterhin genau quantifiziert festgestellt werden,

daß ein Einfluß der wärmetechnischen Qualität der Decke auch bei gleichem Fassadeneinfluß (Geometrie, äußere Last) und identischen Innenlastbedingungen besteht. Bei einer schlechten Kühldecke ($K_{\text{Panel}} = 20 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) beträgt der Leistungsunterschied zwischen fassaden- und innenwandseitiger Paneelanordnung 6,7%, bei einer sehr guten Decke ($K_{\text{Panel}} = 94,2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) 9,1%. Es ist also wichtig, den Wärmeübertragungsmechanismus in thermisch aktiven Elementen in die Leistungssimulation – wie im Raummodell möglich – einzubeziehen.

Obwohl diese Zusammenhänge jetzt komplex be-

Bild 5: Kühldeckenleistungen als Ergebnis von Normmessungen und einer speziellen Simulation sowie von Simulationen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen



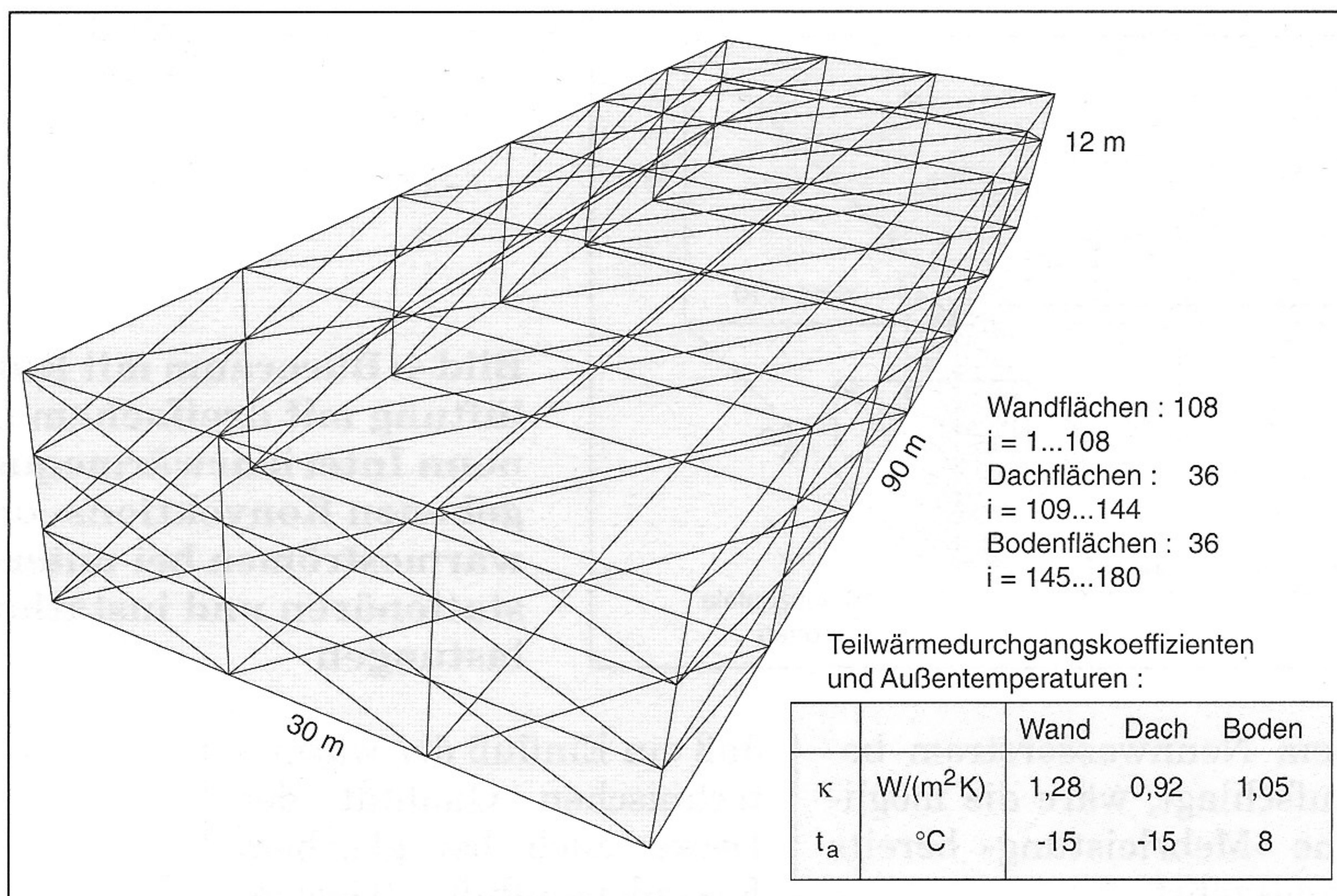


Bild 6: Hallenbau mit 180 dreieckförmigen Umfassungsflächen als Drahtmodell dargestellt (Grundlage für die Simulation mit verschiedenen Heizsystemen)

trachtet werden könnten, sollte beim Kühldeckeneinsatz in üblichen Räumen weiterhin die Normkennlinie verwendet werden, so wie dies analog bei den Heizflächen erfolgt. Ansonsten besteht die Gefahr des unlauteren Wettbewerbs, der die DIN 4715 aufweicht.

Effektivität der Hallenbeheizung

Das Raummodell kann auch zum Vergleich der Effektivität der Heizungssysteme in Hallenbauten herangezogen werden. Für eine Halle mit den Abmessungen 90 m x 30 m x 12 m sind die Varianten Luftheizung, Fußbodenheizung und Strahlplattenheizung zu betrachten (Bild 6). Gesucht ist die jeweils erforderliche Heizleistung. Als Basisannahmen gelten: mittlere Empfindungstemperatur $t_E = 18^\circ\text{C}$; Außenluftwechsel $n = 0,2 \text{ h}^{-1}$. Letzterer entspricht einem Zuluftvolumenstrom $V_{Lzu} = 6480 \text{ m}^3/\text{h}$. Es wird der ungünstigste Fall - Kaltluftzufuhr im untersten Hallenbereich - angenommen. Die Teilwärmedurchgangskoeffizienten der Umfassungen - sie sind von den raumseitigen Oberflächen bis zur Außenluft bzw. bis zum Erdreich oder Grundwasser definiert - und die zugehörigen Außentemperaturen sind aus Bild 6 ablesbar.

Die Variante Luftheizung wird durch 72 fiktive Umluftheritzer in den untersten drei Zonen mit einer Gesamtheizleistung von 338,2 kW realisiert. Die Aufteilung auf eine Vielzahl von Wärmequellen soll die Vermischung der realen Warmluftstrahlen mit der Hallenluft im unteren Bereich nachbilden.

Die Einzelergebnisse lauten:

- Temperaturschichtung der Luft 18,2 K;
- Schwankung der Empfindungstemperatur $-0,7 \dots +0,3 \text{ K}$;
- Strahlungstemperatur-Asymmetrie 2,5 ... 3,7 K.

Die Variante Fußbodenheizung geht von dem in Bild 7 gezeigten Bodenaufbau aus. Der Teilwärmedurchgangskoeffizient $\kappa_{\text{Panel}} = 8,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ wurde mittels einer separaten Simulation des Bauteiles auf der Grundlage [5] ermittelt. In diese Bauteilsimulation ist die Berechnung des

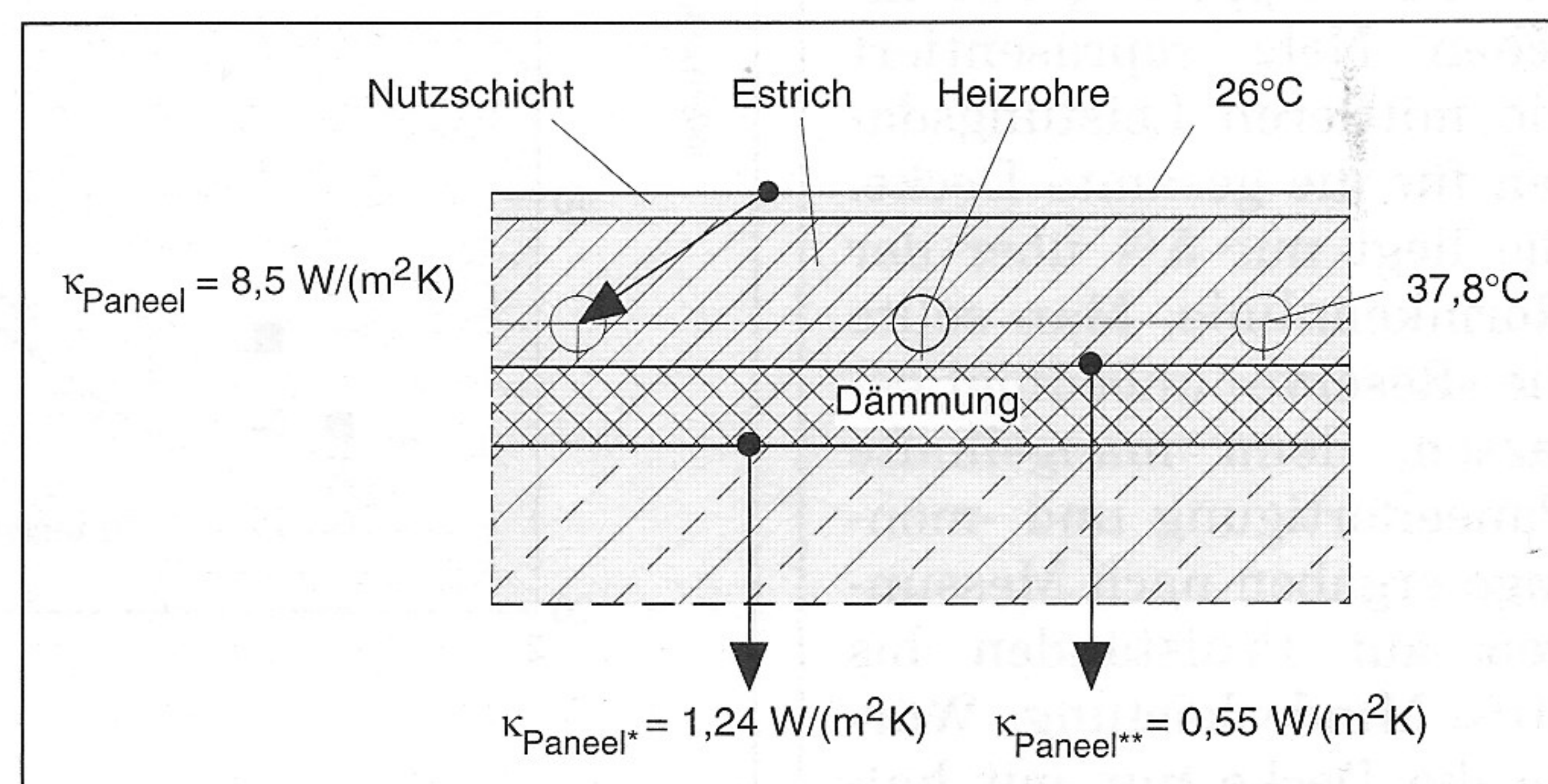
Verlustwärmestromes ans Erdreich bzw. Grundwasser in Abhängigkeit der Heizwassertemperatur integriert. Unter dem Heizregister befindet sich eine Dämmschicht, die den ursprünglichen K-Wert zum Grundwasser von 1,24 auf $0,55 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ reduziert. Die erforderliche Gesamtheizleistung setzt sich aus der Wärmeabgabe des Fußbodens und dem Verlustwärmestrom ans Erdreich zusammen. Sie beträgt 309,4 kW. Es sei deutlich erwähnt, daß die Wahl der Dämmschicht das Ergebnis der Fußbodenheizung maßgeblich beeinflusst. Weiter gelten:

- Lufttemperaturschichtung 3,2 K
- Schwankung der Empfindungstemperatur beträgt $-1,3 \dots +0,6 \text{ K}$
- Strahlungstemperatur-Asymmetrie von 6,9 ... 9,4 K.

Für die Variante Strahlplattenheizung wurde eine Aufteilung der Heizbänder nach einer speziellen Methode mit dem Ziel vorgenommen, eine ausgeglichene Behaglichkeit im Aufenthaltsbereich zu sichern. Dazu gibt es spezielle Rechenprogramme. Die äußeren Bänder sind in einer Höhe von 6 m, alle übrigen Bänder in einer Höhe von 9,6 m angeordnet.

Die Modellierung (Bild 8) wurde mit 404 Dreiecksflächen vorgenommen. Die Rechenzeit für die Einstrahlzahlen unter Berücksichtigung der gegenseitigen Verschattung durch die freihängenden Strahlplat-

Bild 7: Fußbodenaufbau bei der Variante Fußbodenheizung





ten dauerte mehrere Tage. Die Teilwärmedurchgangskoeffizienten der Strahlplatte – sie wurde ebenfalls wie der Fußboden außerhalb des Programmsystems wärmetechnisch modelliert und berechnet – betragen:

$K_{\text{Panel, unten}} = 21,45 \text{ W/(m}^2\text{K)}$; $K_{\text{Panel, oben}} = 1,1 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.

Die großen Unterschiede ergeben sich durch die auf den Strahlplatten aufliegende Dämmung. Als Ergebnis der Simulation mit dem Raummodell folgt eine Heizleistung von 310,7 kW. Die weiteren Ergebnisse sind:

- Lufttemperaturschichtung 5,2 K;
- Schwankung der Empfindungstemperatur -0,7 ... +0,9 K;
- Strahlungstemperatur-Asymmetrie 3,7 ... 12,8 K.

Die Variantenzusammenstellung (Bild 9) zeigt die vertikalen Lufttemperaturprofile. Die hohen Strahlungstemperaturen bei der Fußboden- und Strahlplattenheizung ermöglichen niedrige Lufttemperaturen. Dies hat natürlich Auswirkung auf die relativen Heizleistungen im Auslegungsfall:

- Luftheizung 100 %,
- Fußbodenheizung 92 %,
- Strahlplattenheizung 92 %.

Die Vorteile der Flächenheizung werden damit deutlich. Würde im theoretischen Fall, anstelle der infiltrierten Außenluft, die Luft über eine RLT-Anlage vorgewärmt auf 18 °C – quasi isotherm – in die Halle eingeführt, dann wären die Leistungsunterschiede nur noch marginal.

Der Leistungsvergleich zwischen der Luftheizung und der Strahlplattenheizung kann völlig objektiv geführt werden, da jeweils die absolut gleiche Gebäudehülle angesetzt wird. Bei Einbeziehen der Fußbodenheizung ist dies nicht mehr so, denn der Fußbodenaufbau muß zwangsläufig ver-

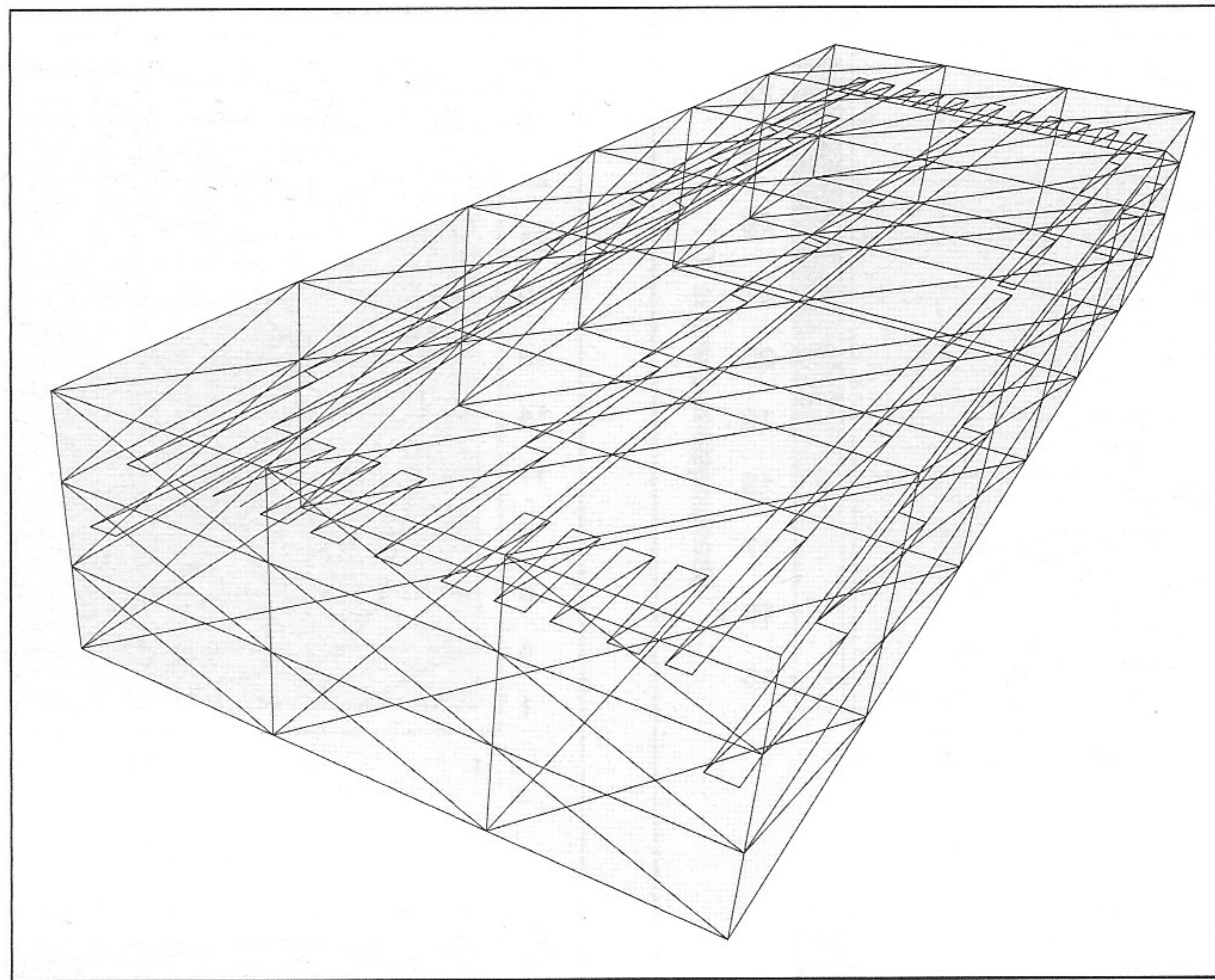


Bild 8: Hallenbau mit eingeordneten Strahlplattenbändern als Drahtmodell dargestellt

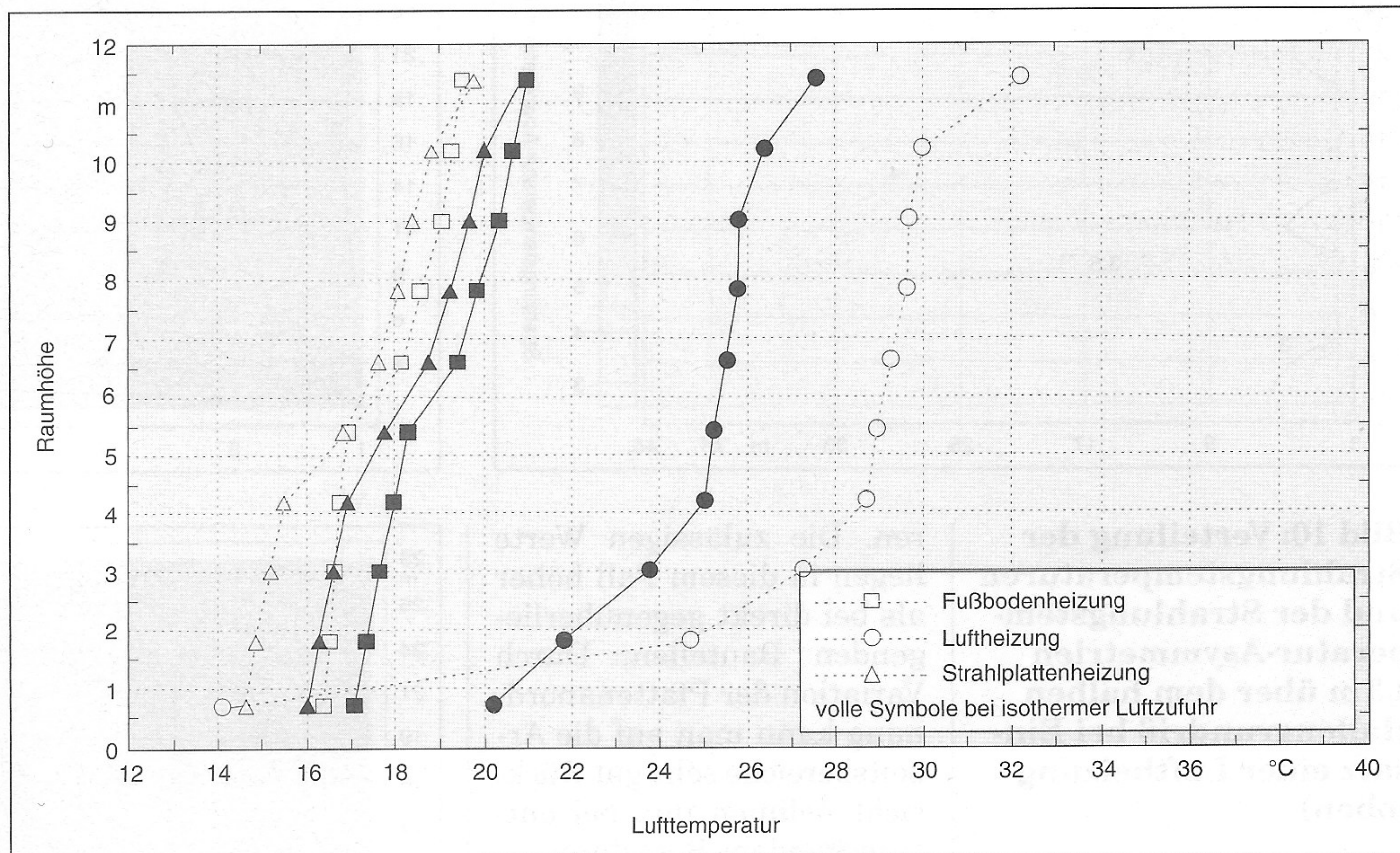


Bild 9: Vertikale Lufttemperaturprofile der verschiedenen Heizvarianten

ändert werden, und die zusätzlich notwendige Dämmschicht beeinflusst das Ergebnis.

Die zu den drei Varianten gehörigen Verteilungen der Strahlungstemperaturen und der Strahlungstemperatur-Asymmetrien sind aus den Bildern 10 bis 12 – jeweils über eine Hallenhälfte aufgetragen – ersichtlich. Die kleinen Abweichungen in der Symmetrie sind durch die Zerlegung der Flächen in Dreiecke hervorgerufen.

Bei der Luftheizung sind die Verläufe ausgeglichen. Dennoch sieht man den Einfluß der kalten Außenwände sehr deutlich.

Bei der Fußbodenheizung macht sich der Einfluß der Strahlung markant bemerkbar. Das Temperaturniveau liegt insgesamt höher. Die Grenzwerte für die Strahlungsasymmetrie werden geringfügig überschritten.

Positiv bei der Strahlplattenheizung sind die hohen Temperaturen in Wandnähe, die die niedrigen Lufttemperaturen wirkungsvoll kompensieren. Nachteilig damit verbunden sind aber die hohen Strahlungsasymmetrien. Sie entstehen in diesem Falle jedoch vornehmlich durch hohe Deckentemperaturen und niedrige Wandtemperatu-

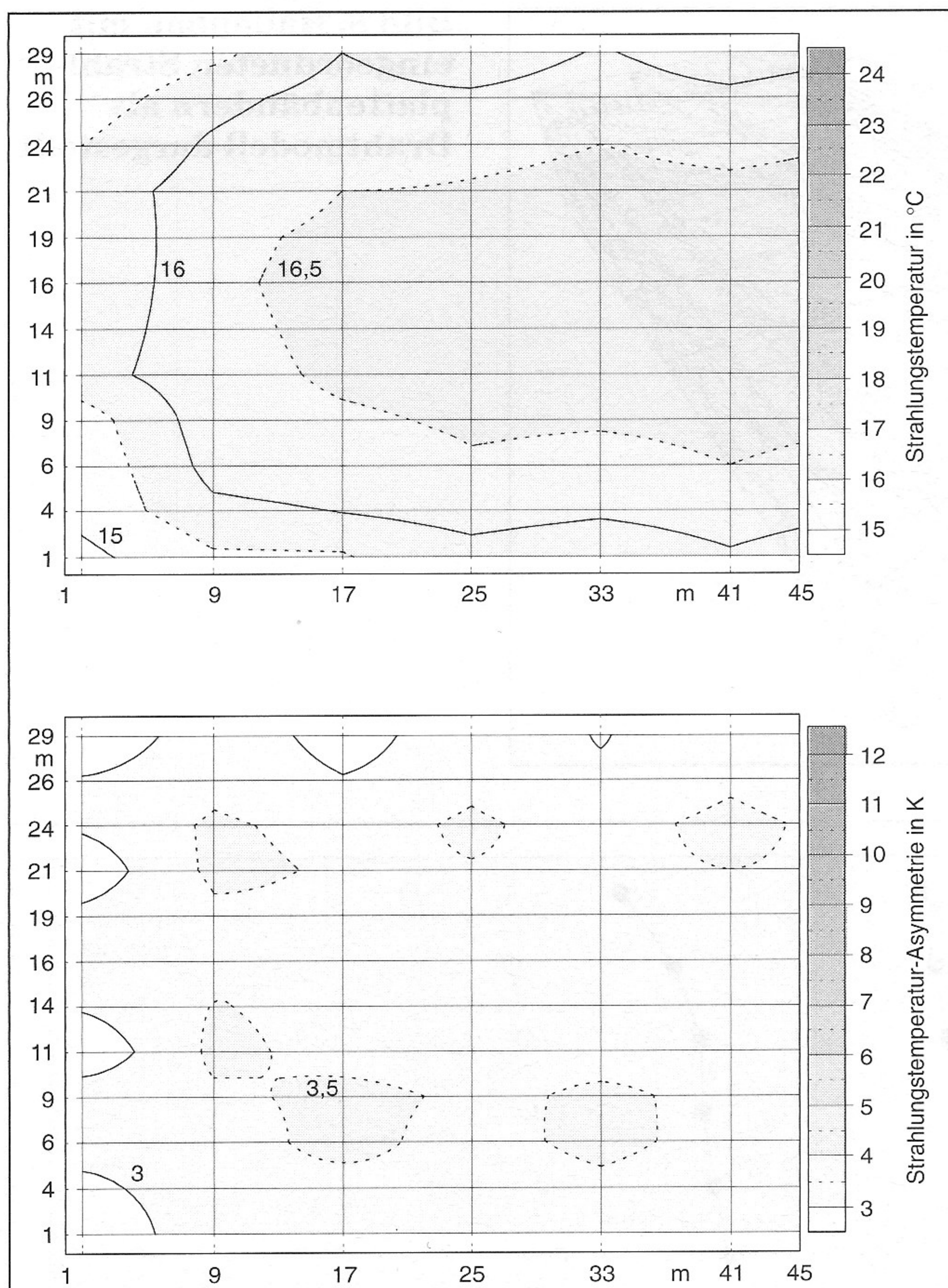


Bild 10: Verteilung der Strahlungstemperaturen und der Strahlungstemperatur-Asymmetrien 1,3 m über dem halben Hallengrundriß bei Einsatz einer Luftheizung (oben)

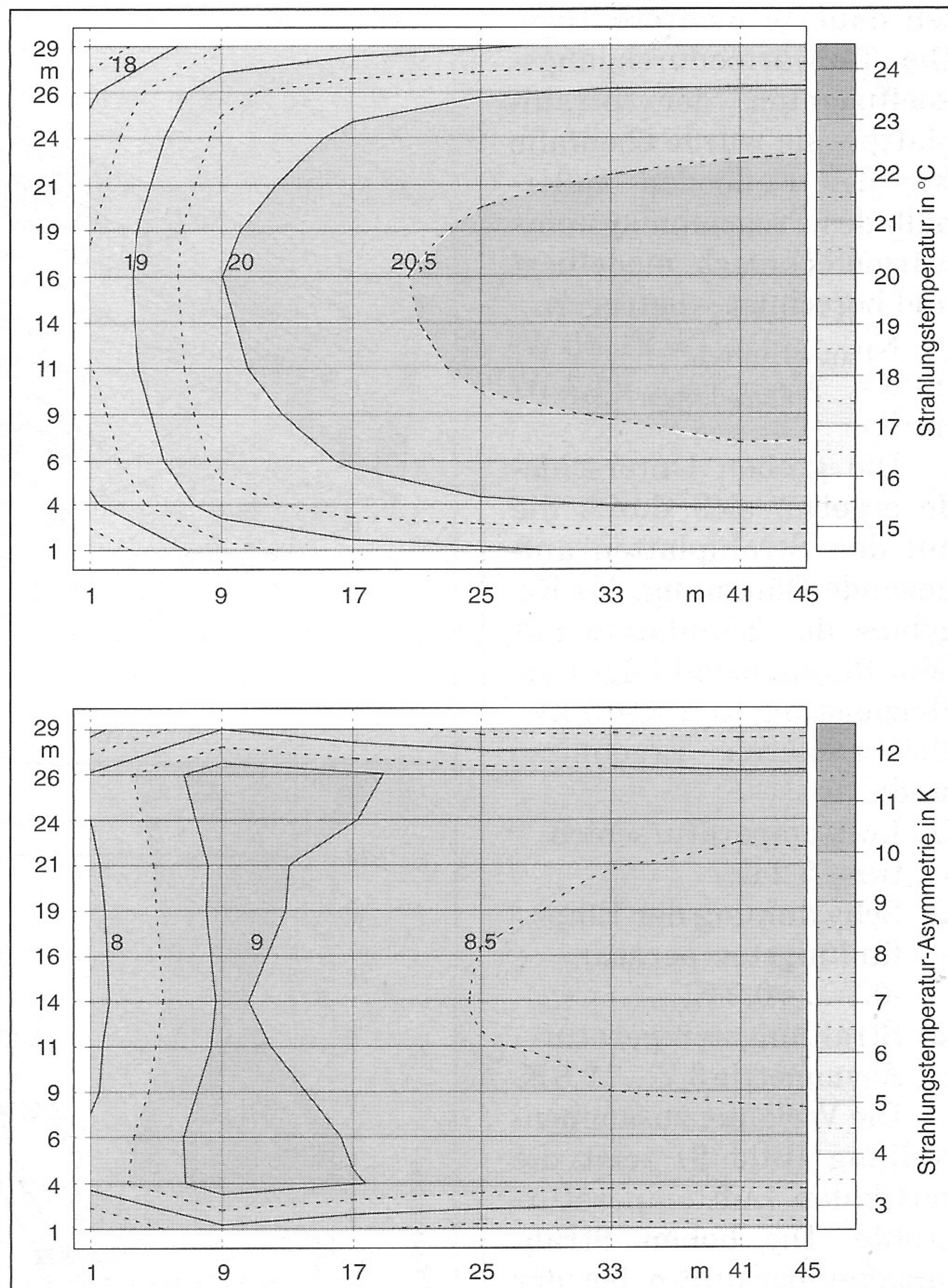


Bild 11: Verteilung der Strahlungstemperaturen und der Strahlungstemperatur-Asymmetrien 1,3 m über dem halben Hallengrundriß bei Einsatz einer Fußbodenheizung (oben rechts)

Bild 12: Verteilung der Strahlungstemperaturen und der Strahlungstemperatur-Asymmetrien 1,3 m über dem halben Hallengrundriß bei Einsatz einer Strahlplattenheizung (rechts)

ren. Die zulässigen Werte liegen in diesem Fall höher als bei direkt gegenüberliegenden Bauteilen. Durch Variation der Plattenanordnung kann man auf die Arbeitsbereiche sehr gut Rücksicht nehmen und bei entsprechendem Berechnungsaufwand ein quasi maßgeschneidertes Raumklima erzeugen.

Literatur

- [1] Glück, B.: Neuartiges inneres Raummodell, Kälte Klima Heizung H. 1, 1997
- [2] Glück, B.: Wärmetechnische und wärmephysiologische Simulationen, CCI Nr. 4, 1997
- [3] Leidinger, D.: Kühldeckenleistung: Einflußfaktoren-physikalisch gesehen, CCI Nr. 8, 1996
- [4] Glück, B.: Kühldeckenleistungen: Vom Prüfstand in die Praxis?, CCI Nr. 11, 1995
- [5] Glück, B.: Wärmeübertragung, Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren, Berlin: Verlag für Bauwesen, 1990

