Kriterien zum Einsatz thermisch aktiver Flächen

Dr.-Ing. habil. Bernd GLÜCK, RUD. OTTO MEYER, Hamburg

Die starke Zunahme der Bürotechnik führte in den letzten Jahren zu ständig steigenden inneren Kühllasten in klimatisierten Räumen. Mit den konventionellen Lösungen der Klimatechnik führt dies zu steigenden Luftwechselzahlen im Raum. Damit sind nachteilig verbunden:

- große örtliche Geschwindigkeiten, die möglicherweise Zugerscheinungen bewirken und die Akzeptanz der Anlage mindern
- große Luftvolumenströme in der Anlage, die hohe Installations- und Betriebskosten verursachen.

Eine moderne Lösung mit altbekannter Technik bietet der Einbau einer Kühldecke kombiniert mit einem hygienisch bedingten Luftvolumenstrom. Die zugeführte Außenluft ist selbstverständlich hinsichtlich Temperatur und Feuchte zu konditionieren. Die wärmetechnischen Merkmale des Systems sind:

- Konvektion und Strahlung im Verhältnis von etwa 40 : 60 %; spezifische Kühlleistungen im Bereich von 40 . . . 80 . . . maximal 100 W/m² bei geschlossenen Decken
- Wärmetransport durch Wasser bei Temperaturen von 16 . . . 18 . . . maximal 20°C
- minimaler Luftvolumenstrom, um die hygienischen Bedingungen – beispielsweise mit 50 m³/(h Person) – zu erfüllen und die relative Luftfeuchte auf kleiner 50 % zu begrenzen. Diese Forderung ist strenger als die hygienisch bedingte, um die Kondensationsgefahr wirksam zu begrenzen.

1. Technische Lösungen

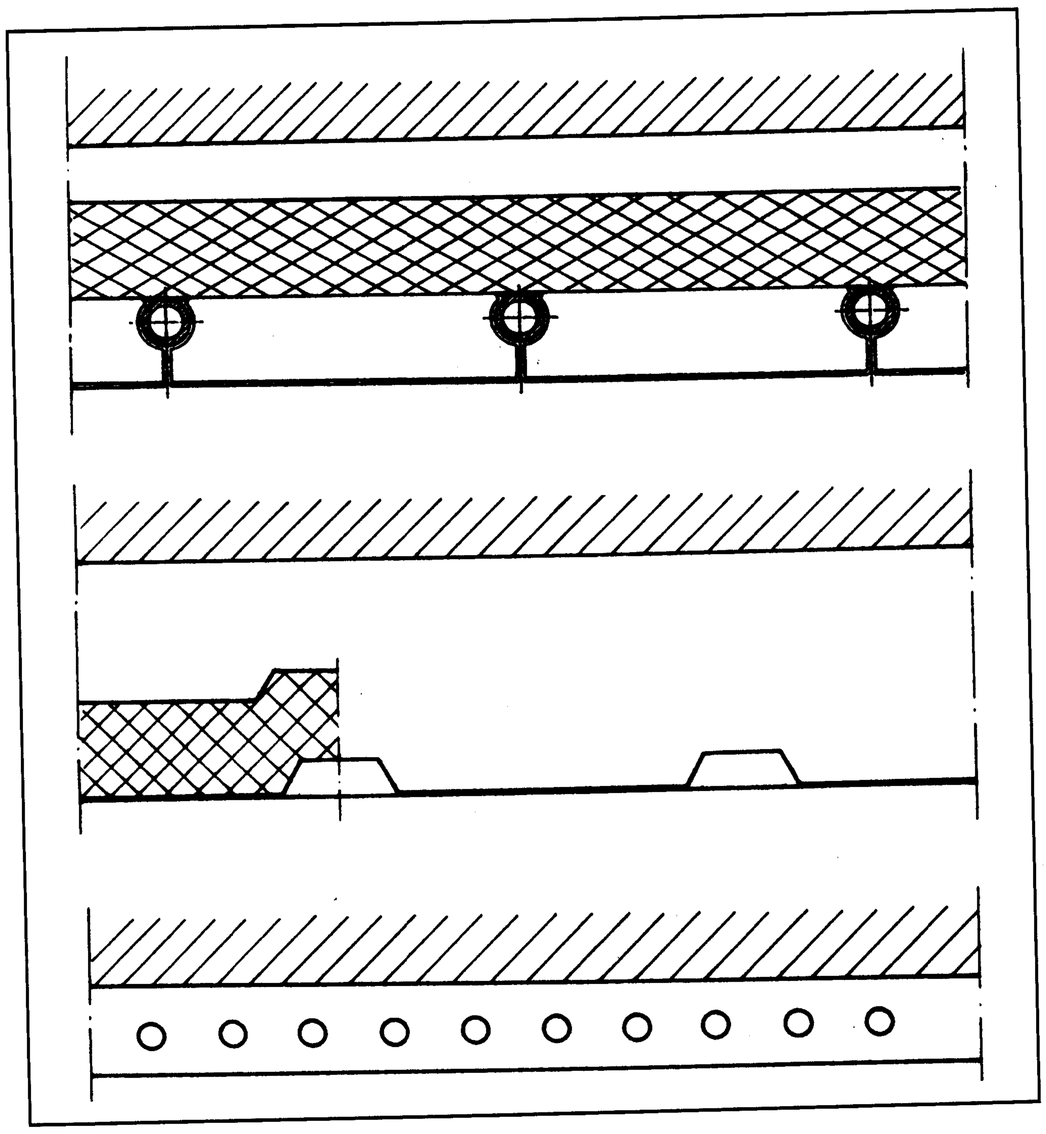
Es gibt eine Vielzahl technischer Lösungen für Kühldecken. Zunächst werden die geschlossenen Decken (Bild 1) betrachtet:

- Sie sind hygienisch einwandfrei.
- Die Luftbewegung ist hauptsächlich von der Verteilung der Wärmequellen und -senken anhängig.
- Form- und stoffschlüssige Anschlüsse der Lamelle an den Wasserkanal sind möglich.
- Die aufliegende Dämmschicht ist umstritten. Für den Wärmestrom von oben gelten unter stationären Bedingungen bezogen auf den Wärmestrom von unten maximal 8 % bei Dämmung, 20 % ohne Dämmung.
- Algorithmen sind für die dargestellten Klemmverbindungen, die Konstruktionen mit integriertem Wasserkanal und für eingegossene Kapillarrohrmatten vorhanden. Bei der Algorithmierung sind **zwei Grundschritte** zu unterscheiden.

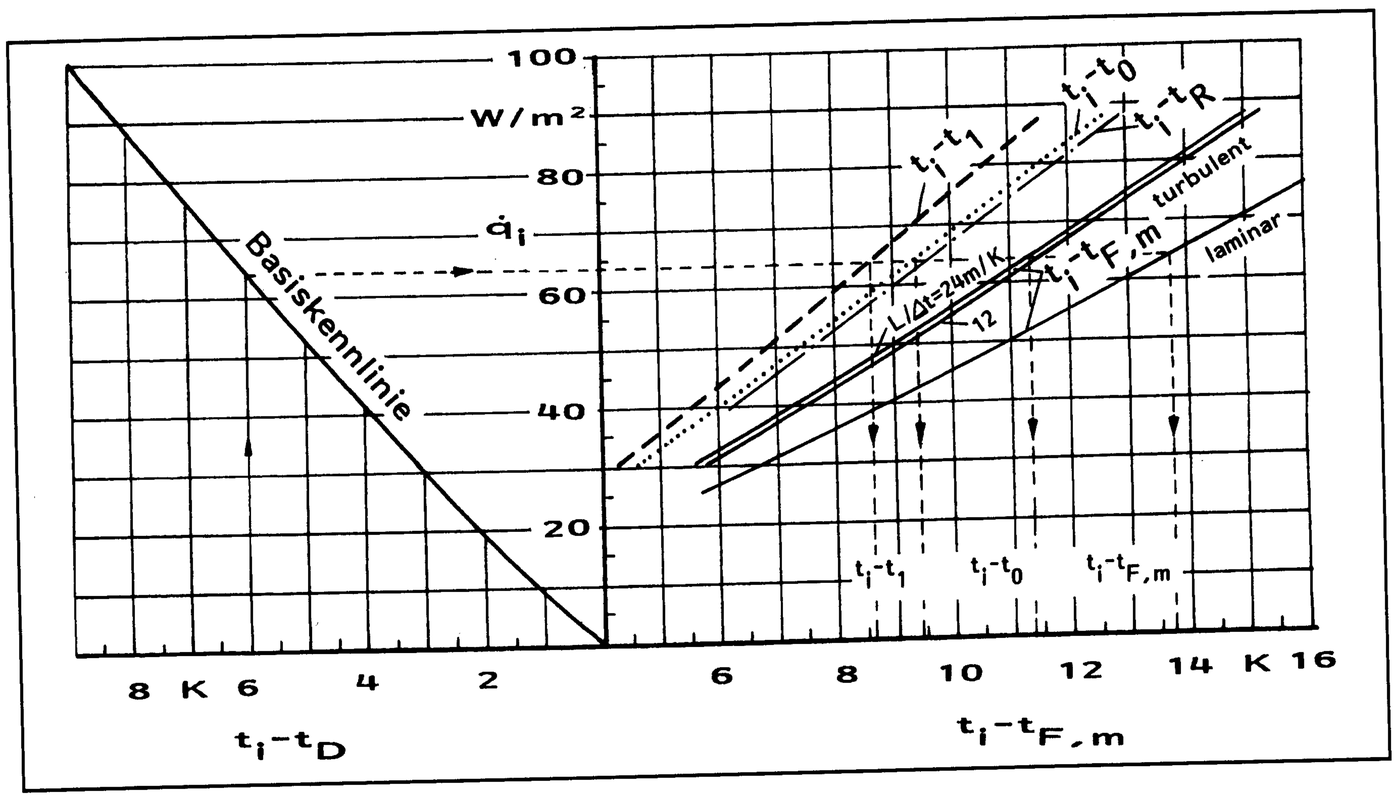
A. Modellierung des Wärmeübergangs vom Raum an die Decke

Nach bisherigen Untersuchungen ergab sich die Basiskennlinie

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



1 Konstruktionsprinzipien geschlossener Kühldecken



2 Beispiel eines theoretisch ermittelten Leistungsdiagramms

mit t_i Raumtemperatur und t_D Deckentemperatur, die interessanterweise der für Fußbodenheizungen entspricht. Eine ausführliche Ableitung ist in /1/ veröffentlicht.

B. Modellierung des Wärmetransports von der Deckenunterfläche an das Kühlwasser (konstruktionsspezifische Lösung)

Auf rein theoretischem Weg wurde beispielsweise für eine Lamellendecke das in Bild 2 dargestellte Leistungsdiagramm ermittelt. Es zeigt links den produktneutralen Zusammenhang über die Basiskennlinie und rechts die Übertemperaturen des Raumes bezogen auf markante Konstruktionspunkte (1 – Lammellenfuß, 0 – Rohranschluß, R – Rohrwand) bzw. auf das Kühlwasser (F – Fluid). Einzelheiten sind /2/ entnehmbar.

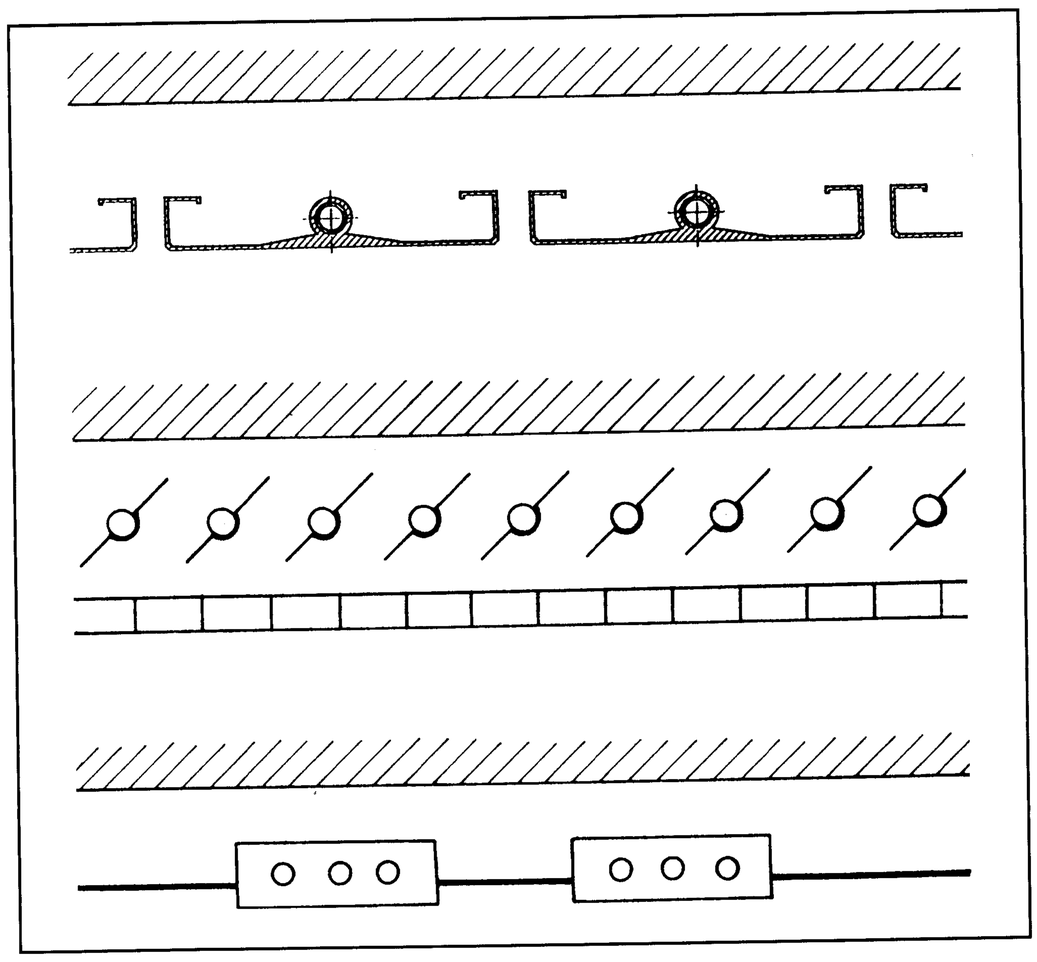
Auch für offene Kühldeckenkonstruktionen (Bild 3) ist die Lösungsvielfalt sehr groß.

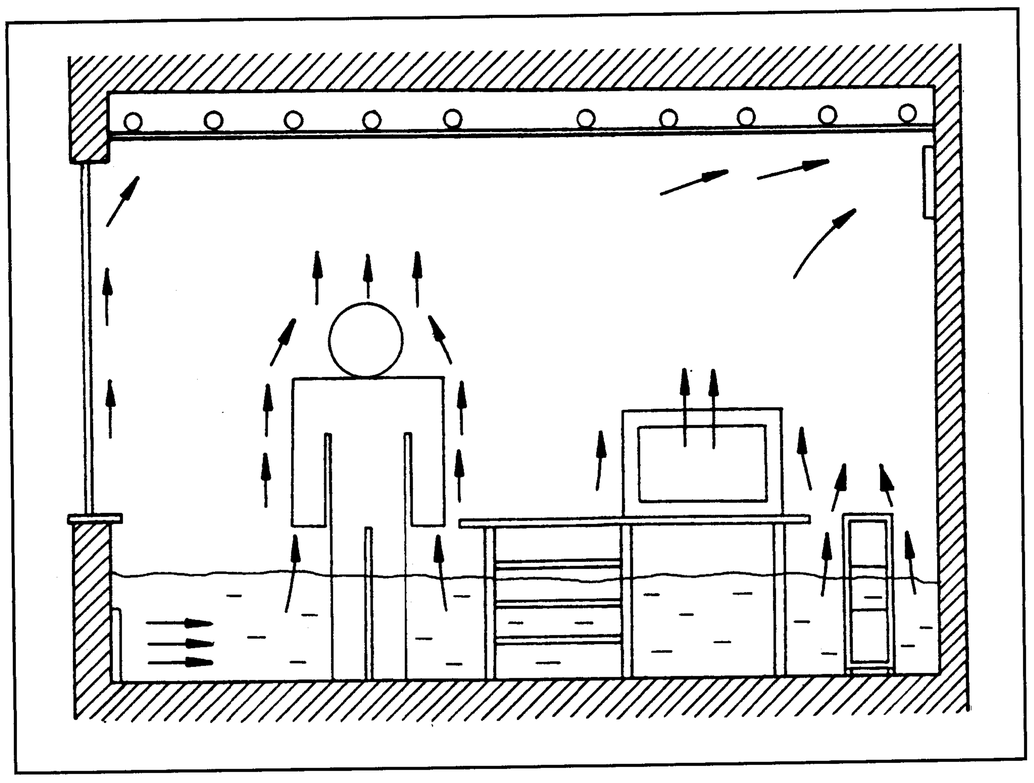
- Es gibt hygienische Vorbehalte wegen möglicher Staubablagerung.
- Vorteilhaft ist die diffuse Luftbewegung, die einer instabilen Luftschichtung entgegenwirkt.
- Hinsichtlich der Konstruktion sind form- und stoffschlüssige Verbindungen mit dem Wasserkanal möglich.
- Kennzeichnend für offene Kühldecken ist die hohe Leistungsdichte durch den großen Konvektionsanteil, so daß der Begriff Kühldecke im ursprünglichen Verständnis teilweise sinnwidrig ist. Dies betrifft vor allem die zweite und dritte Konstruktion.
- Berechnungsalgorithmen sind fragmentarisch vorhanden, wobei die Wärmetransportvorgänge in den Kühlelementen bis hin zum Kühlwasser sehr genau, die Wärmeübergangsbedingungen zum Raum nur grob erfaßt werden können.

Ein **produktneutraler Anlagenbauer** benötigt ein wärmetechnisches Bewertungskriterium, um Schwachstellen in der Konstruktion aufzuzeigen und einen Qualitätsmaßstab zu finden. Zweckmäßig ist die Definition eines **inneren Teilwärmedurchgangskoeffizenten** κ_D, der den Wärmedurchgang von der Dekkenunterseite zum Fluid – dem Kühlwasser – quantifiziert. Er ergibt sich aus der Leistungsdichte $\dot{q}_i$ bezogen auf die Übertemperatur des Wassers gegenüber der Fluidtemperatur $(t_D - t_{F,m})$:

$$\kappa_D = \frac{\dot{q}_i}{t_C - t_{F,m}} . \qquad (2)$$

3 Konstruktionsprinzipien offener Kühldecken





4 Prinzipdarstellung der Quellüftung

Dies ist kein reiner Konstruktionswert, da er den strömungsabhängigen Wärmeübergang zum Kühlfluid beinhaltet. Die Wassergeschwindigkeit ist bis auf Ausnahme der Kapillarrohrmatten so zu wählen, daß eine turbulente Strömung herrscht, und als vergleichbarer Leistungsbezug ist $\dot{q}_i$ = 60 W/m² anzusetzen.

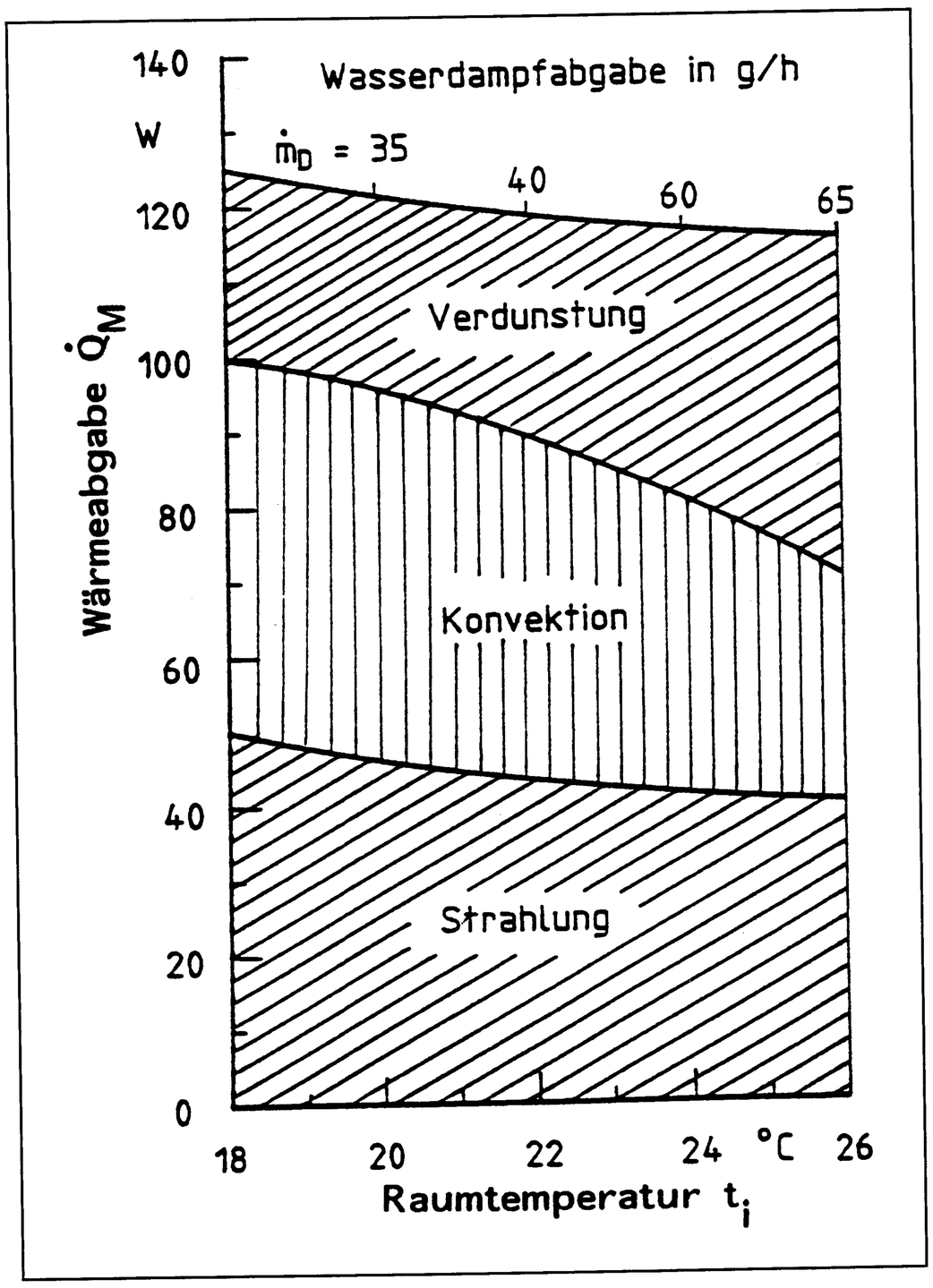
Es gilt:

Je größer κ_D, desto höher kann die Kühlwassertemperatur bei gleicher spezifischer Leistung $\dot{q}_i$ sein.

Die κ_D-Werte in W/(m²K) sind sehr unterschiedlich. Sie betragen beispielsweise:

Lamellendecke: 14 (l = 300 mm; d_i = 16 mm)
24 (l = 200 mm; d_i = 16 mm)

5 Wärmeabgabe des Menschen bei geringer körperlicher Tätigkeit



	32 (l = 150 mm; d_i = 16 mm)
Kapillarrohrmatte:	108 (l = 10 mm; d_i = 1,7 mm;
massive Alu-Lamelle	Putz 8 mm)
mit angegossenem Rohr:	176 (l = 150 mm; d_i = 12 mm).

Mit Hilfe von κ_D ist eine wärmetechnische Beurteilung des Paneels möglich. Es können damit ohne großen Aufwand Aussagen über die Glaubwürdigkeit von Prospektangaben zur Leistung getroffen werden. Für die Systemauswahl ist diese Kenngröße zwar bedeutungsvoll, entscheidend sind in der Regel jedoch das Preis-Leistungsverhältnis, das Decken-Design usw.

Die **technische Lösung der Raumlüftung** hat folgende problemreiche Ziele zu verfolgen:

- eine gleichmäßige Verteilung der relativ geringen Zuluftmenge zu erreichen
- eine niedrige Schadstoffkonzentration im Aufenthaltsbereich zu bewirken, d. h. letztlich einen günstigen Lüftungswirkgrad zu realisieren.

Eine vielversprechende und bewährte Lösung stellt die **Quellüftung** dar. Ein laminarer bzw. turbulenzarmer Luftaustritt mit Geschwindigkeiten um 0,2 m/s und Untertemperaturen von 1 bis höchstens 3 K speist einen **Kaltluftsee,** aus dem eine thermische **Auftriebsströmung** schöpft (Bild 4). Der vertikale Lufttemperaturgradient ist relativ klein. Die spezifische Kühlleistung beträgt je nach Luftwechsel und Temperaturdifferenz 10 bis maximal 15 W/m².

Die **Kühldecke** kombiniert mit der **Quellüftung** verkörpert einen **guten technischen Kompromiß,** der eine behagliche Wärmeabfuhr und eine hygienische Lüftung bei optimaler Aufgabenteilung gewährleistet.

Es sei aber deutlich darauf verwiesen, daß die Kühldecke nicht notwendigerweise an ein Quelluftsystem gebunden ist. Vielmehr können die geringen Luftvolumenströme auch über andere bewährte Lüftungssysteme zugfrei in den Raum eingebracht werden. In erster Näherung ist die Kühlleistung der Decke vom Lüftungssystem unabhängig.

2. Behaglichkeitskriterien

Ausgehend von der **Wärmeangabe des Menschen** (Bild 5) sind unter den Bedingungen geringer körperlicher Tätigkeit, normaler Kleidung, ruhender Luft und etwa Temperaturgleichheit zwischen Luft und Umgebungsflächen die Verhältnisse von Konvektion zu Strahlung bei 22°C etwa 50 : 50, bei 26°C etwa 44 : 56. Das heißt, der Einfluß der Strahlungstemperatur der Umgebung, bezogen auf den Menschen, ist relevant. Sie darf somit nicht mehr – wie bisher bei Lüftungsanlagen mit hohen Raumluftgeschwindigkeiten üblich – vernachlässigt werden.

Ist die Lufttemperatur in der Nähe des Menschen $t_{L,M}$ gleich der Strahlungstemperatur der Umgebung, bezogen auf den Menschen $t_{U,M}$, so empfindet in diesem Idealfall der Mensch auch diese Temperatur. Sie wird deshalb **Empfindungstemperatur** t_E – oder international **operative Temperatur** – genannt. Im Realfall werden sich $t_{L,M}$ und $t_{U,M}$ unterscheiden. Über die von *Fanger* angegebene **Behaglichkeitsgleichung** ist die Empfindungstemperatur t_E näherungsweise als Linearansatz aus $t_{L,M}$ und $t_{U,M}$ berechenbar:

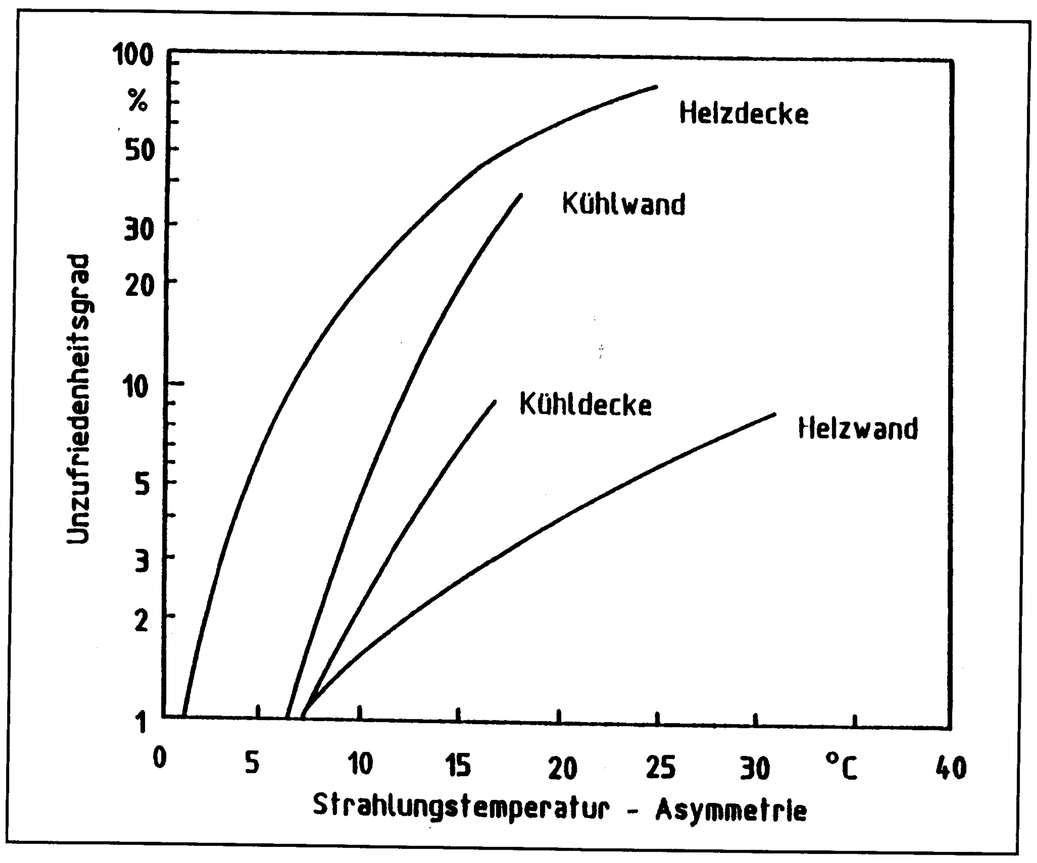
$$t_E = a\, t_{L,M} + (1 - a)\, t_{U,M}. \qquad (3)$$

Der Faktor a ist lediglich eine Funktion der Luftgeschwindigkeit in der Umgebung des Menschen $w_{L,M}$.

Die **notwendige Bedingung** fordert die behagliche Empfindungstemperatur an jedem Raumnutzungspunkt.

Es gelten für:

Strahlungsheizungen und -kühlungen evtl. kombiniert mit Quellüftung



6 *Fanger*-Diagramm zur Strahlungsasymmetrie

$$t_E = 0{,}5\, t_{L,M} + 0{,}5\, t_{U,M} \quad \text{für } w_{L,M} = 0{,}1 \text{ m/s}. \qquad (4)$$

Lüftungsanlagen mit turbulenter Mischströmung

$$t_E = 0{,}6\, t_{L,M} + 0{,}4\, t_{U,M} \quad \text{für } 0{,}1 \text{ m/s} \le w_{L,M} \le 0{,}3 \text{ m/s}. \qquad (5)$$

Die Strahlungstemperatur der Umgebung bezogen auf den Menschen berechnet sich aus der Strahlungsbilanz für gleiche Emissionskoeffizenten ε_k zu

$$t_{U,M} = \sqrt[4]{\sum_{k=1}^{n} \varphi^0_{P,K}\,(t_k + 273)^4 - 273} \quad \text{in °C}. \qquad (6)$$

Näherungsweise wurden die **Einstrahlzahlen** des Menschen auf die Umfassungsflächen k nach *Windisch* durch die einer Kugel ersetzt.

Eine Vereinfachung der obigen Gleichung zu

$$t_{U,M} = \varphi^0_{P,1}\, t_1 + \ldots + \varphi^0_{P,n}\, t_n \qquad (7)$$

ist im Bereich der Umfassungstemperaturen t_k = (15 . . . 30) °C bei maximal 1,5 % Fehler möglich.

Die **hinreichende Behaglichkeitsbedingung** fordert an jedem Raumnutzungspunkt eine Strahlungstemperatur-Asymmetrie, die kleiner als die zulässige ist.

Zulässige Werte gibt das *Fanger*-Diagramm (Bild 6) – leider nicht immer ganz plausibel – an.

Als **Prüffläche** zur Ermittlung der Strahlungstemperatur dient bei Wandkühlung oder -heizung ein vertikal orientiertes **Flächenelement.** Bei Deckenkühlung oder -heizung ist die Anordnung horizontal in 0,6 m Höhe zu wählen.

Die Strahlungstemperaturen am Raumpunkt P

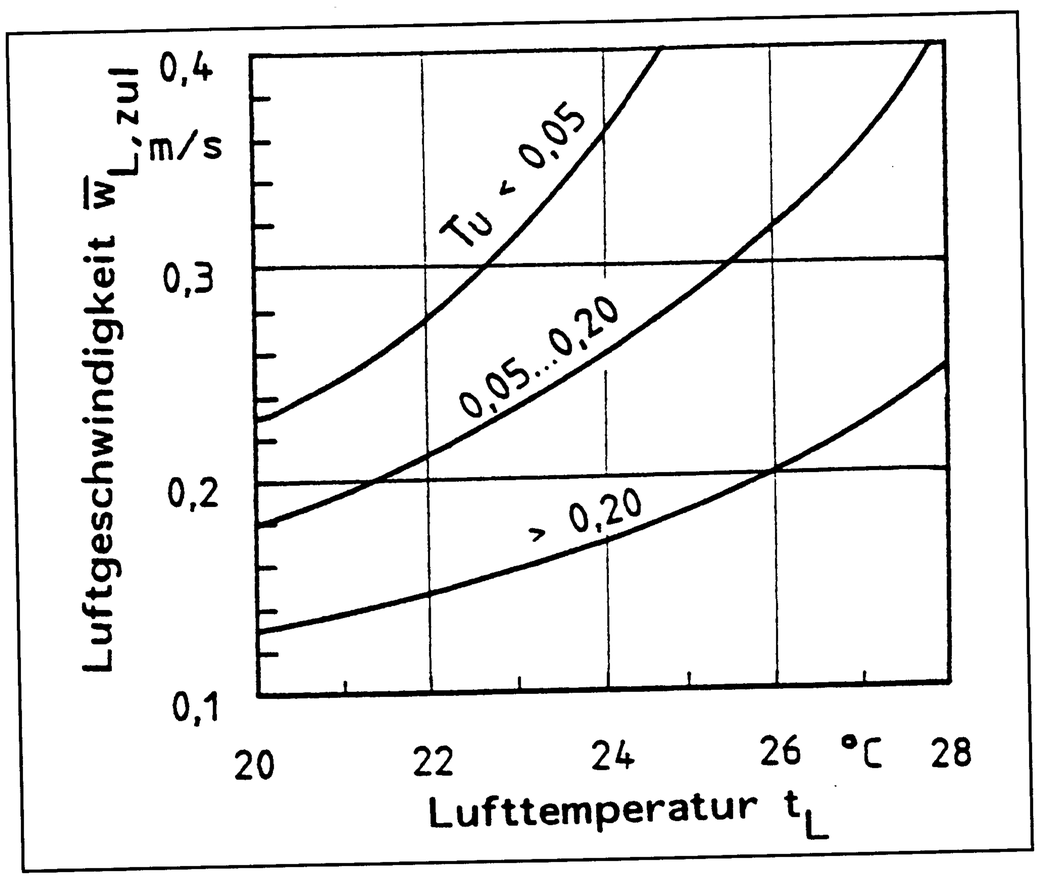
$$t_{S,i,P} = \sqrt[4]{\sum_{k=1}^{m} \varphi_{i,P,k}\,(t_k + 273)^4 - 273} \quad \text{in °C} \qquad (8)$$

sind auf beide Seiten i der Elemente zu beziehen. Die Differenz

$$\Delta\, t_{S,P} = |\, t_{S,1,P} - t_{S,2,P}\, | \qquad (9)$$

stellt die **Strahlungstemperatur-Asymmetrie** dar.

Die vorgestellte Plazierung der Flächenteilchen ist dann zutreffend, wenn sich die kalten und warmen Raumumfassungen



7 Zulässige Luftgeschwindigkeit in der näheren Umgebung des Menschen

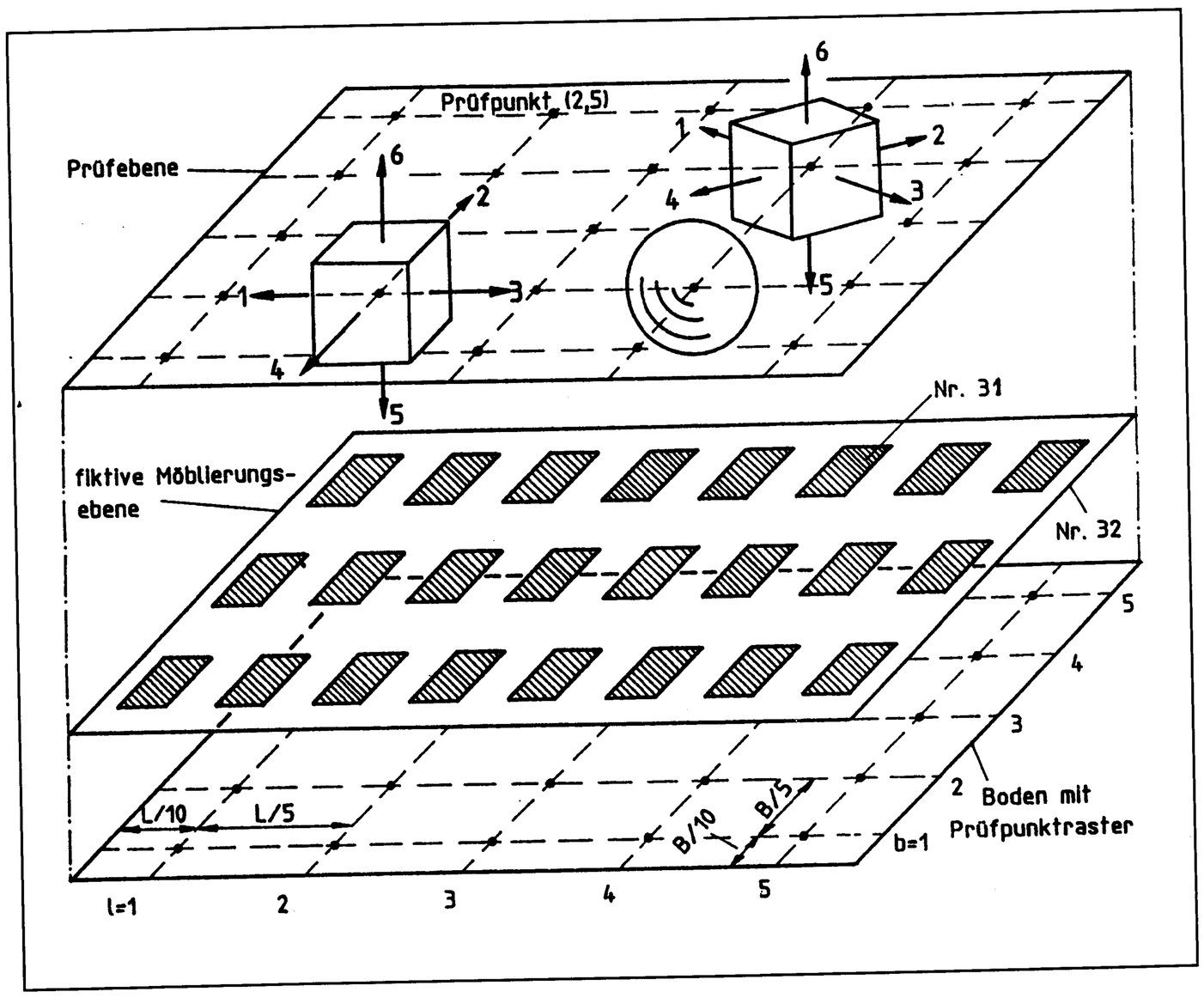
direkt gegenüberstehen. In der Praxis ist die Zuordnung in der Regel jedoch rechtwinklig, z. B. Kühldecke und warme Außenwand.

Aus diesem und anderen Gründen wurde eine **erweiterte Definition der Strahlungstemperatur-Asymmetrie** vorgeschlagen /3/. Für alle Flächen der **würfelförmigen Prüfkörper** (Bild 9), die parallel zu den Umfassungsflächen oder um 45° gedreht angeordnet sind, werden die Strahlungstemperaturen $t_{S,i,P}$ berechnet. Die **Strahlungstemperatur-Asymmetrie** ergibt sich dann aus der maximalen Differenz dieser Werte:

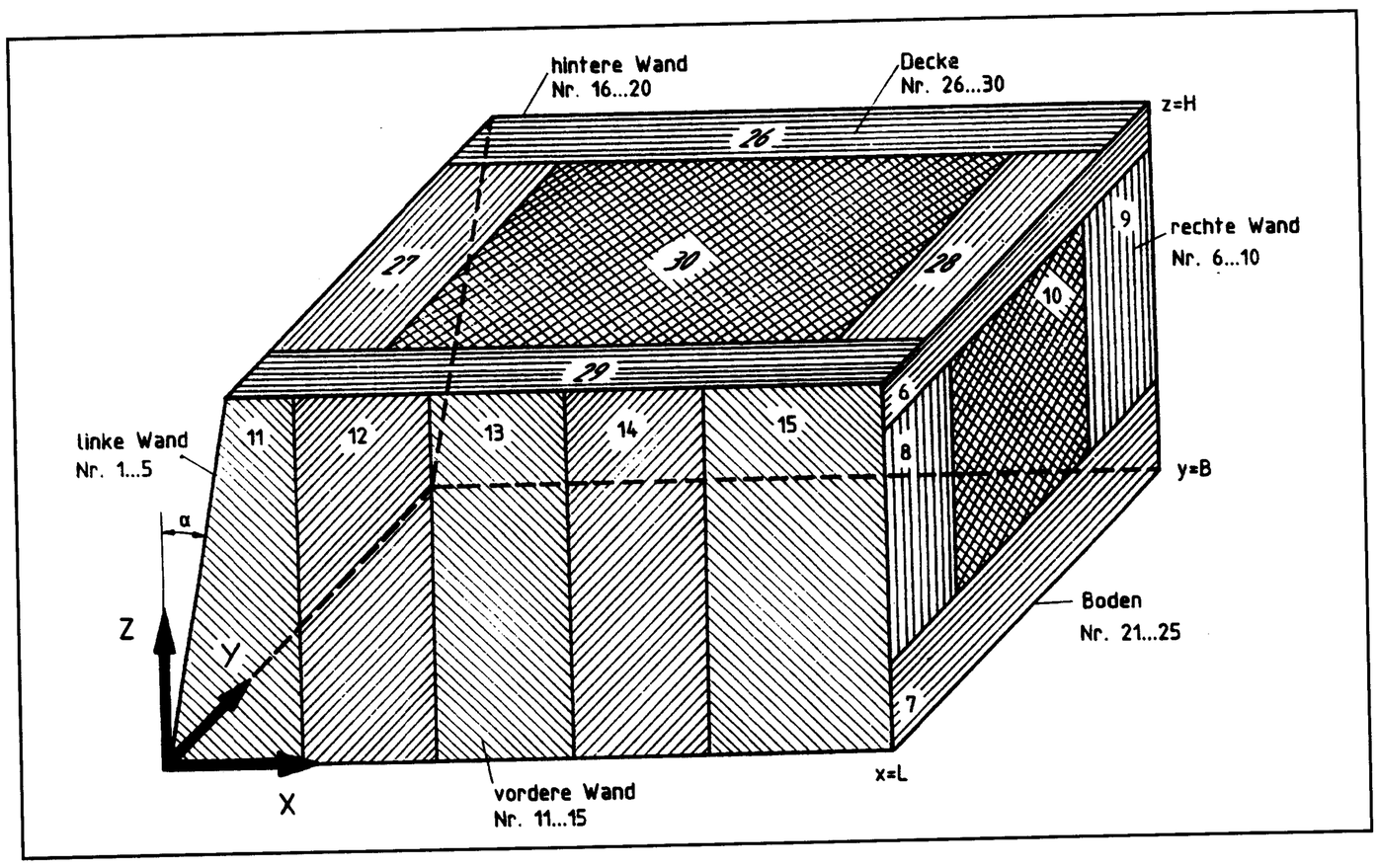
$$\Delta\, t_{S,P} = \mathrm{MAX}\,(t_{S,1,P}, \ldots, t_{S,6,P}) - \mathrm{MIN}\,(t_{S,1,P}, \ldots, t_{S,6,P}) \quad (10)$$

Zur Bestimmung der globalen **Strahlungstemperatur** bezogen auf den Menschen am Standort P $t_{U,M,P}$ wird ein **Kugelelement** (Bild 9) verwendet. Diese Prüfkörper wandern über ein spezielles Raster des Raumgrundrisses. Im Ergebnis erhält man die Verteilungen der Strahlungstemperatur und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie.

Die **zulässige Luftgeschwindigkeit** in der näheren Umgebung des Menschen $w_{L,M}$ ist von der **Lufttemperatur** $t_{L,M}$ und vom **Turbulenzgrad** Tu abhängig (Bild 7). Zur Einhaltung eines



9 Grundfläche des Modellraumes mit Prüfpunktraster, darüber liegender fiktiver Möblierungsebene und Charakterisierung der für die Berechnung verwendeten Prüfkörper

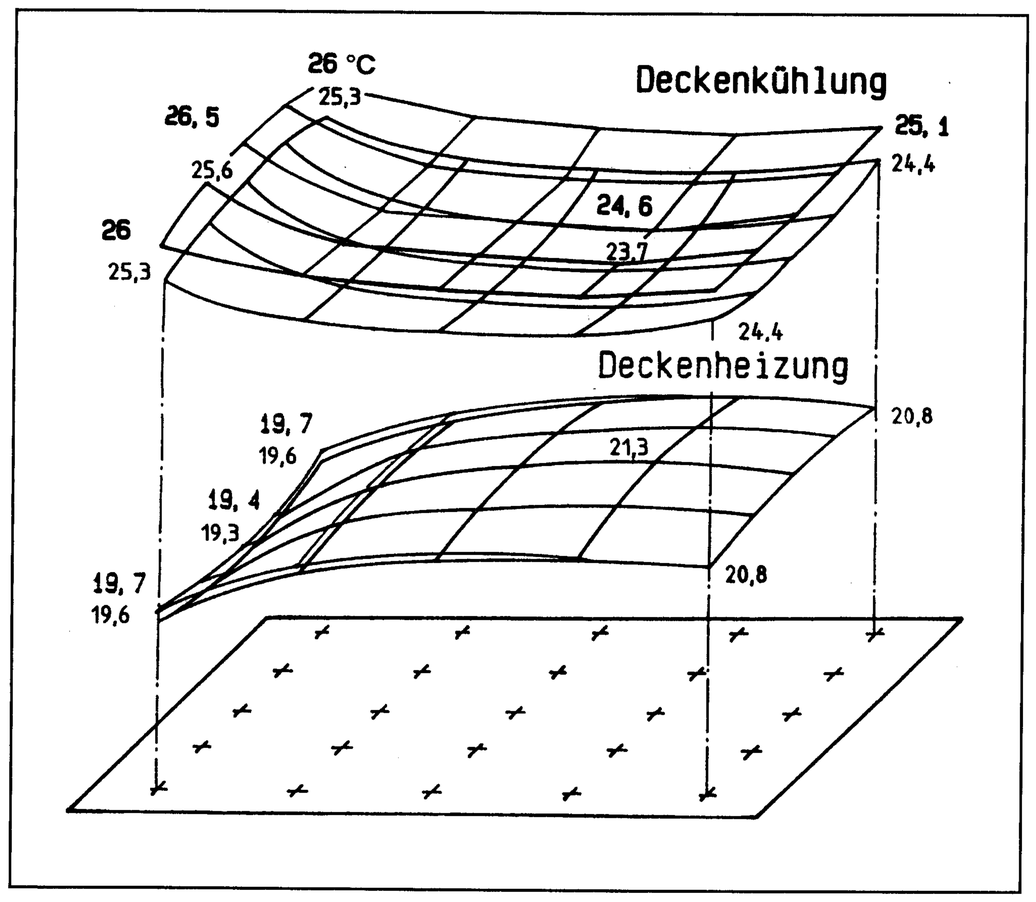


8 Modellraum im Koordinatensystem und Numerierung der Flächen

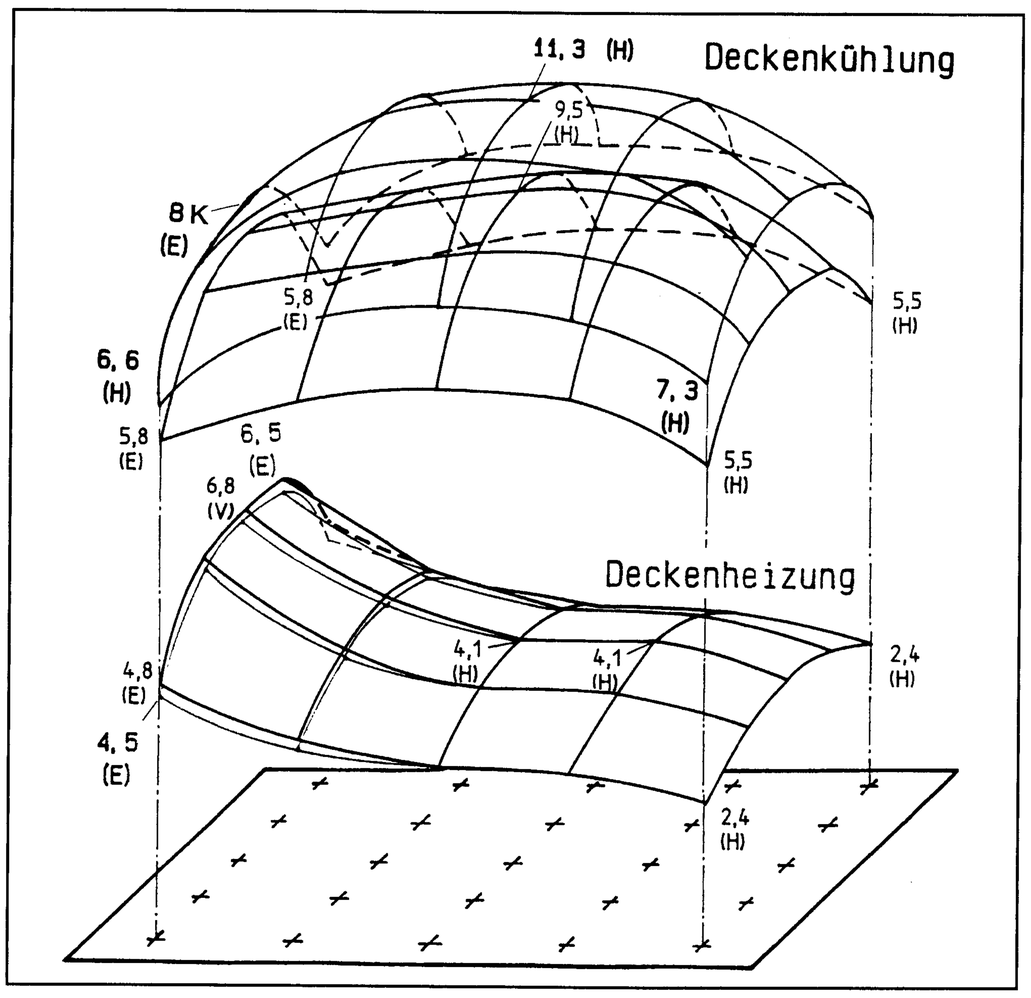
niedrigen Wertes bietet die Kombination von Kühldecke und Quellüftung sehr gute Voraussetzungen.
Bezüglich der **Raumluftfeuchte** sollte die obere Behaglichkeitsgrenze von φ = 65 % zur Verringerung der **Tauwassergefahr** auf φ = 50 % gesenkt werden. Bei einer Lufttemperatur von t_L = 26 % folgt eine Taupunkttemperatur von t_τ = 14,8°C. Bei Vorgabe der zulässigen, **minimalen Systemtemperatur** der Kühlmodule von $t_{Sys,\,zul}$ = 16°C, liegt man damit auf der sicheren Seite.

3. Simulation der Strahlungsverhältnisse

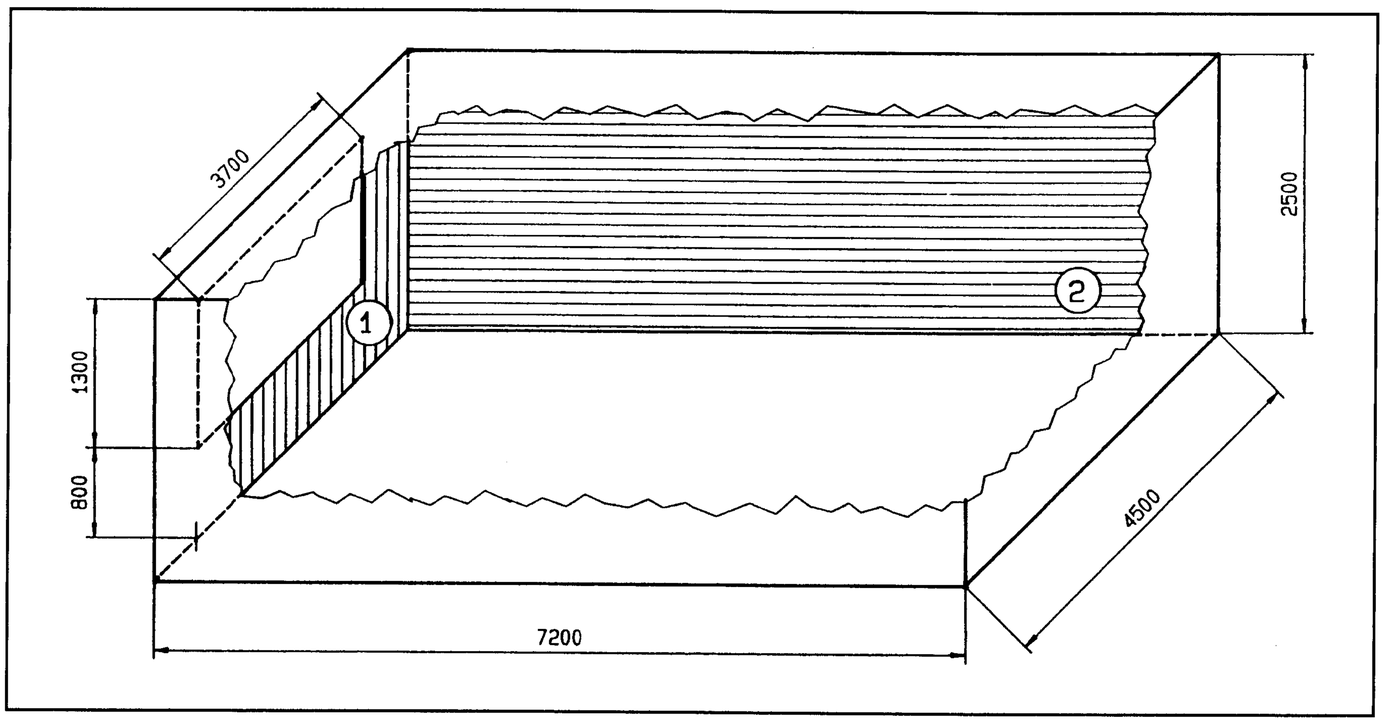
Zur **Simulation der Strahlungsverhältnisse** ist ein umfangreicher Algorithmus und das Rechenprogramm **RADSYM** entwickelt worden.
Die Strahlungstemperatur und deren Asymmetrie sind an jedem Raumpunkt *P* in Abhängigkeit der Umfassungsflächen A_k und ihrer Temperaturen t_k berechenbar. Grundsätzliche und objektbezogene Untersuchungen sind möglich. Als **geometrisches Raummodell** dient der in Bild 8 dargestellte Kubus mit einer möglichen Schrägfläche. Jede Umfassung kann in fünf Rechteckflächen unterteilt werden, so daß alle relevanten Wandelemente wie Fenster, Brüstungen usw. darstellbar sind. Im **Inneren des Modellraumes** (Bild 9) befindet sich eine **fiktive Möblierungsebene.** Sie stellt eine pauschale Simulation der Schattenwirkung der Gegenstände dar und dient gleichzeitig der thermischen Modellierung der inneren und äußeren Lastanteile. In beliebiger Höhe kann die **Prüfebene** angeordnet werden.
Eine Programmerweiterung gestattet auch das Einbeziehen von thermisch aktiven Elementen, die von der Decke abgehängt sind, wie beispielsweise Strahlplattenbänder, Einzelkühlplatten, „Kühlsegel" usw. Vereinfachend werden diese Elemente – wie auch die Möblierungsebene – als infinitesimales, gleichmäßig über den Grundriß verteiltes Schachbrettmuster nur durch Angabe eines Flächenbelegungsgrades nachgebildet.
Der **Modellraum nach Variante 1** (Bild 10) entspricht dem ROM-Prüfraum für Kühldeken. Als **thermisch aktive Flächen** werden zunächst die **Decke** und die Außenwand (1) betrachtet /4/.
Ideal wären gleiche Strahlungstemperaturen über den Raumgrundriß. Bild 11 zeigt bei Deckenkühlung im Außenwandbereich ansteigende Temperaturen. Im Heizfall sind in Fensternähe um 2 K niedrigere Strahlungstemperaturen zu erwarten. Da die Lufttemperaturen dort ebenfalls niedriger liegen werden als im Rauminneren, ist mit Diskomfort im Fensterbereich zu rechnen. Die bei Deckenkühlung und -heizung auftretenden Strahlungstemperatur-Asymmetrien (Bild 12) sind unter Beachtung der Orientierung der Bezugsflächen akzeptabel. Die jeweils übereinanderliegenden Flächen sind für unterschiedliche Möblierungsgrade berechnet.



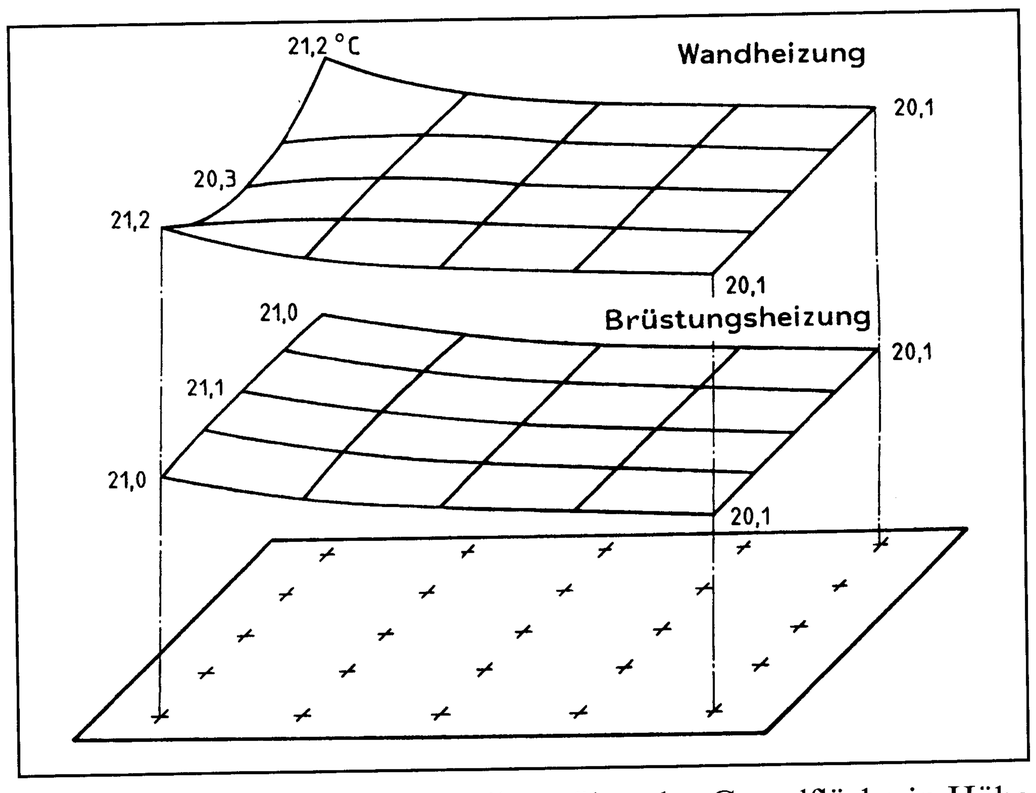
11 Strahlungstemperaturverteilung über der Grundfläche in Höhe der Prüfebene; eine Außenwand (links) mit Fenster; Deckenkühlung bzw. Deckenheizung bei jeweils zwei unterschiedlichen Möblierungsgraden



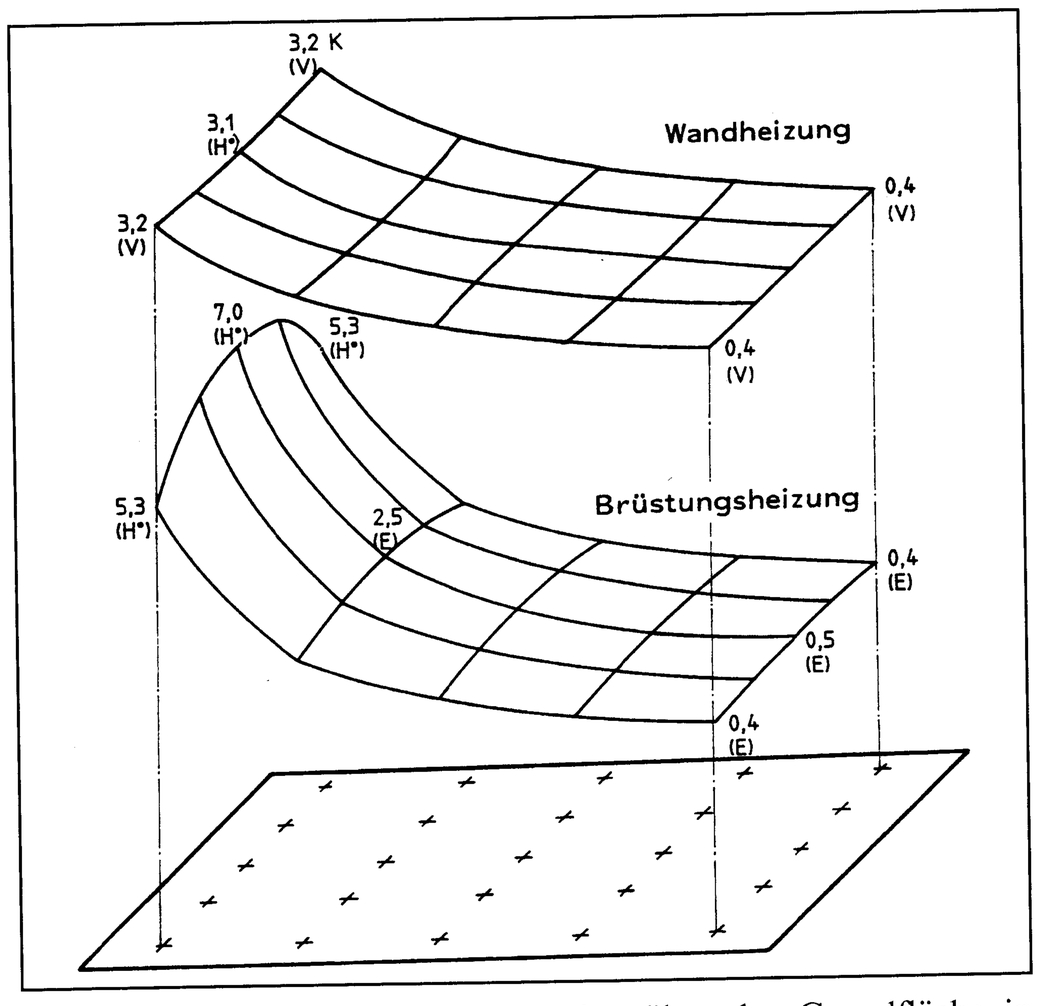
12 Strahlungstemperatur-Asymmetrien über der Grundfläche in Höhe der Prüfebene; eine Außenwand (links) mit Fenster; Deckenkühlung bzw. Deckenheizung bei jeweils zwei unterschiedlichen Möblierungsgraden



10 ROM-Modellraum



13 Strahlungstemperaturverteilung über der Grundfläche in Höhe der Prüfebene; eine Außenwand (links) mit Fenster; Außenwandheizung bzw. Brüstungsheizung



14 Strahlungstemperatur-Asymmetrien über der Grundfläche in Höhe der Prüfebene; eine Außenwand (links) mit Fenster; Außenwandheizung bzw. Brüstungsheizung
* Die Strahlungstemperatur des unteren Halbraumes ist größer als die des oberen Halbraumes. Es gelten somit die zulässigen Grenzwerte für Kühldecken.

Völlig anders zeigen sich die Verhältnisse bei einer Wand- oder Brüstungsheizung (Bild 13). Im Außenwandbereich treten dann höhere Strahlungstemperaturen als in Raummitte auf.

Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie ist bei Wandheizung akzeptabel, bei Brüstungsheizung sehr groß (Bild 14). Dies ist aber die derzeit übliche Heizungspraxis. Es wäre in diesem Fall optimal, die Decke und die Außenwand mit thermisch aktiven Flächen zu belegen, im Kühlfall die gesamte Fläche mit Kühlwasser zu beaufschlagen und im Heizfall nur die Außenwandfläche – dann aber in voller Höhe – mit Heizwasser zu versorgen.

Die Untersuchungen /4/ zeigten, daß die Kühldecke auch unter thermisch komplizierten Bedingungen stets akzeptable Strahlungstemperaturverteilungen und zulässige Strahlungsasymmetrien sicherstellt. Ein separater Nachweis ist in der Regel nicht erforderlich. Das Einbeziehen von Wandkühlflächen kann zu einer Behaglichkeitsverbesserung führen, birgt aber auch die Gefahr einer Überkompensation in sich. Diese Einsatzfälle sollten rechnerisch überprüft werden. Ähnlich komplikationslos wie die Kühldecke im Sommerfall ist die Außenwand- oder Brüstungsheizung im Winterfall einsetzbar. Bei Deckenheizungen muß jedoch eine wärmephysiologische Überprüfung erfolgen.

4. Simulation der Raumluftverhältnisse

Zur **Simulation der Raumluftverhältnisse** verfügt ROM über die beiden Programme **SIMULAR AIR** und **FLOW 3 D.**

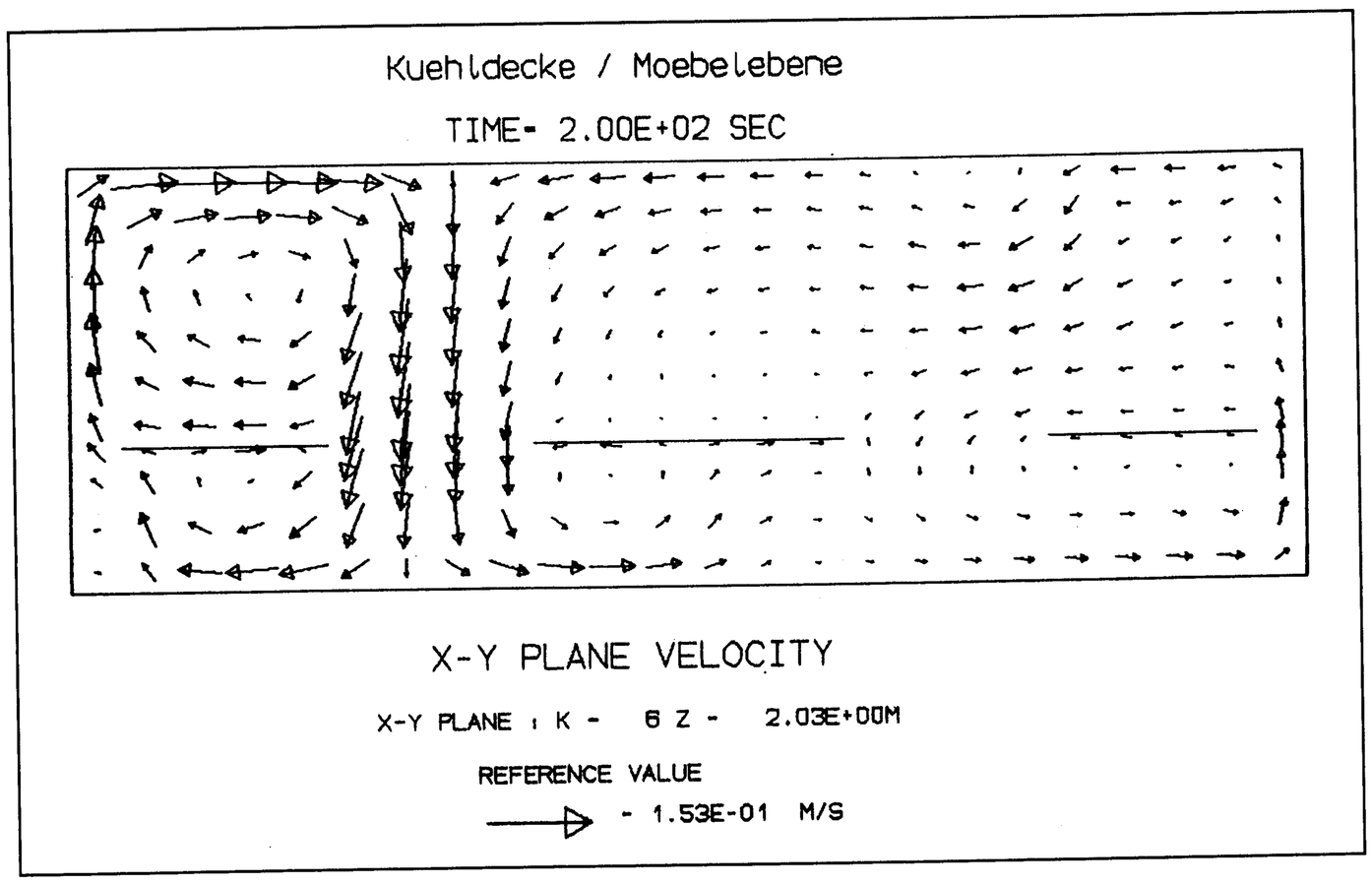
Lufttemperatur und **-geschwindigkeit** werden in jedem Raumpunkt in Abhängigkeit der Raumgeometrie und der Oberflächentemperaturen mit komplizierten strömungsmechanischen Modellen errechnet.

Die Simulationsrechnungen ergaben für Räume mit Kühldecken durchweg eine sehr ausgeglichene Lufttemperaturverteilung.

Die Verteilung der Luftgeschwindigkeit ist stark von der Möblierung abhängig, wie die in Bild 15 eingeordneten Tischebenen deutlich zeigen. Unzulässige Werte treten jedoch nicht auf.

5. Zusammenfassung

In den letzten eineinhalb Jahren wurden umfangreiche **theoretische Arbeiten** zum Wärmeübergang im Raum, zum Wärme-



15 Luftgeschwindigkeitsverteilung im mittleren Raumlängsschnitt; eine Außenwand (links) mit Fenster, Decken- und Außenwandkühlung

transport in den thermisch aktiven Modulen und zur thermischen Behaglichkeit durchgeführt. Die Strahlungstemperatur und ihre Asymmetrie erweisen sich als relevante Bewertungsmaßstäbe.

Die Untersuchungen zeigten, daß Kühldecken auch unter komplizierten thermischen Bedingungen stets ein ausgeglichenes Strahlungstemperaturprofil über den Raumgrundriß liefern, und daß die Strahlungstemperatur-Asymmetrie Werte im zulässigen Bereich gewährleistet. Sie sind in ihrer wärmephysiologischen Effizienz vergleichbar mit Außenwand- oder Brüstungsheizungen, die praktisch auch allen Anforderungen gerecht werden.

Lufttemperatur und -geschwindigkeit sind auf den zulässigen Bereich hin zu überprüfen.

Ihre Einhaltung ist bei den geringen Luftvolumenströmen, die aus den hygienischen Bedingungen resultieren, mit fast allen Systemen realisierbar.

Literatur

/1/ Leistung von Kühldecken/ *Glück, B.* – In: Heizung-Lüftung-Haustechnik (1991) Heft 3

/2/ Leistungsparameter von Kühldecken/ *Glück, B.* – In: CCI (1990) Heft 14

/3/ Bewertungsmaßstab zur optimalen Anordnung von Heiz- und Kühlflächen im Raum/ *Glück, B.* – In: Gesundheitsingenieur (1991) Heft 2

/4/ Strahlungstemperatur-Verteilungen und Strahlungstemperatur-Asymmetrien in Büroräumen mit thermisch aktiven Wand- und Deckenflächen/ *Glück, B.* – In: Heizung-Lüftung-Haustechnik (1991) Heft 9