

Wärmephysiologische Bewertung von Kühlsystemen zur Raumklimatisierung

Teil 1 - Randbedingungen und Simulationsmodelle

Bernd Glück, Jößnitz

Als derzeitiges Optimum bei der Raumklimatisierung von Büro- und Versammlungsräumen gilt eine Kombination von Kühldecke und Quelllüftung. Der Betriebszeitraum dieser Kombination beschränkt sich bei den umfangreichen inneren Wärmequellen infolge der installierten Bürotechnik und der wärmedichten Bauweise der Gebäude nicht nur auf die rein sommerlichen Lastzustände, sondern umfasst einen großen Teil des Jahres. Die Kühldecke übernimmt dabei in erheblichem Umfang die „trockene“ Wärmeabfuhr. Die Quelllüftung hat die effiziente Versorgung mit aufbereiteter Außenluft und die Abfuhr der produzierten Schadstoffe zu gewährleisten.

Die Vorteile gegenüber Nur-Luft-Systemen sind vielfältig und sehr bedeutsam:

Die Raumklimatisierung wird mit den verschiedenartigsten Systemen durchgeführt. Bei Vergleichen werden meistens nur die zugehörigen Investitions- und Betriebskosten betrachtet. In diesem Beitrag erfolgt eine Gegenüberstellung der durch die Systeme im Raum bewirkten wärmephysiologischen Gegebenheiten. Im Vorfeld der Untersuchungen werden die objektiven Anforderungen an die Raumverhältnisse im Kühlfall und die durch Normen und Empfehlungen gegebenen Randbedingungen zusammengestellt. Weiterhin erfolgt eine Diskussion über die Eignung der üblichen Simulationsmodelle zur wärmephysiologischen Bewertung der Kühlsysteme.

- Wärmeabfuhr mit großem Strahlungsanteil, wodurch die Strahlungstemperatur der Umgebung bezogen auf den Menschen sinkt und die thermische Behaglichkeit verbessert wird
- niedrige Luftgeschwindigkeiten im Raum und dadurch verringerte Zuggefahr
- niedrigere Betriebskosten, da der Wärmeträger Wasser geringere Transportkosten bedingt
- exergetische Verbesserungen, da Kühldecken mit höheren Temperaturen betrieben werden
- geringerer Platzbedarf durch Reduzierung des Luftkanalnetzes und der Lüftungszentralen.

Trotz dieses großen Entwicklungssprunges ist davor zu warnen, dass mit dem Kühldecken-Quellluft-System ein „endgültiges Optimum“ für die Klimatisierung von Büro- und Versammlungsräumen gefunden sei.

Außer dem lebendigen Forscherdrang zur Entwicklung von Prinzipien und zugehörigen Anlagentechniken zum Erreichen von wärmephysiologisch behaglichen und hygienisch einwandfreien Verhältnissen in Büro- und Versammlungsräumen existieren natürlich auch ökonomische Zwänge. Die Kühldecken-Quellluft-Systeme verursachen relativ hohe Investitionen, so dass von den Bauherren fortwährend preiswertere Lösungen bei gleicher Behaglichkeit gefordert werden.

Wärmephysiologische Anforderungen an ein optimales Raumklima

Zum Erreichen wärmephysiologischer Behaglichkeit ist primär die globale Energiebilanz (Abfuhr der vom Organismus durch die Verbrennungsvorgänge erzeugten Wärme an die Umgebung) zu erfüllen. Weiterhin sind noch partikuläre Behaglichkeitsbedingungen einzuhalten:

- geringes Risiko durch Zugluft
- geringe Strahlungstemperatur-Asymmetrie
- geringer vertikaler Lufttemperaturgradient.

Globale Behaglichkeitsgleichung

Die Behaglichkeitsgleichung nach Fanger (ISO 7730, Entwurf) gibt den Zusammenhang der Größen Lufttemperatur t_L , Strahlungstemperatur der Umgebung t_{U_s} , Luftgeschwindigkeit w_L , Bruttoenergieumsatz $\dot{q}_B$, Wärmeleitwiderstand der Kleidung R_{KL} und Luftfeuchte ϕ_L an. Minimal treten 5 % Unzufriedene auf. Der Prozentsatz der Unzufriedenen wird bekanntermaßen als PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) bezeichnet.

Die Summanden der Wärmeabgabe des Menschen betragen bei Behaglichkeit und einem Gesamtenergieumsatz von $\dot{q}_{ges} = 75 \text{ W/m}^2$ bezogen auf seine Oberfläche: 15 % insensible Transpirati-

Autor



Professor Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, Jahrgang 1942, Studienrichtung TGA, war tätig am Institut für Thermodynamik und Energiewirtschaft der TU Dresden, in der TGA-Planung, im Industrieministerium TGA und im Zentralbereich Ingenieurtechnik bei ROM in leitender Funktion auf dem Gebiet der Heizungs- und Lüftungstechnik, jetzt eigenes Forschungs- und Entwicklungsbüro TGA sowie Honorarprofessor an der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH) sowie über Lüftung und Zeitklimatisierung.

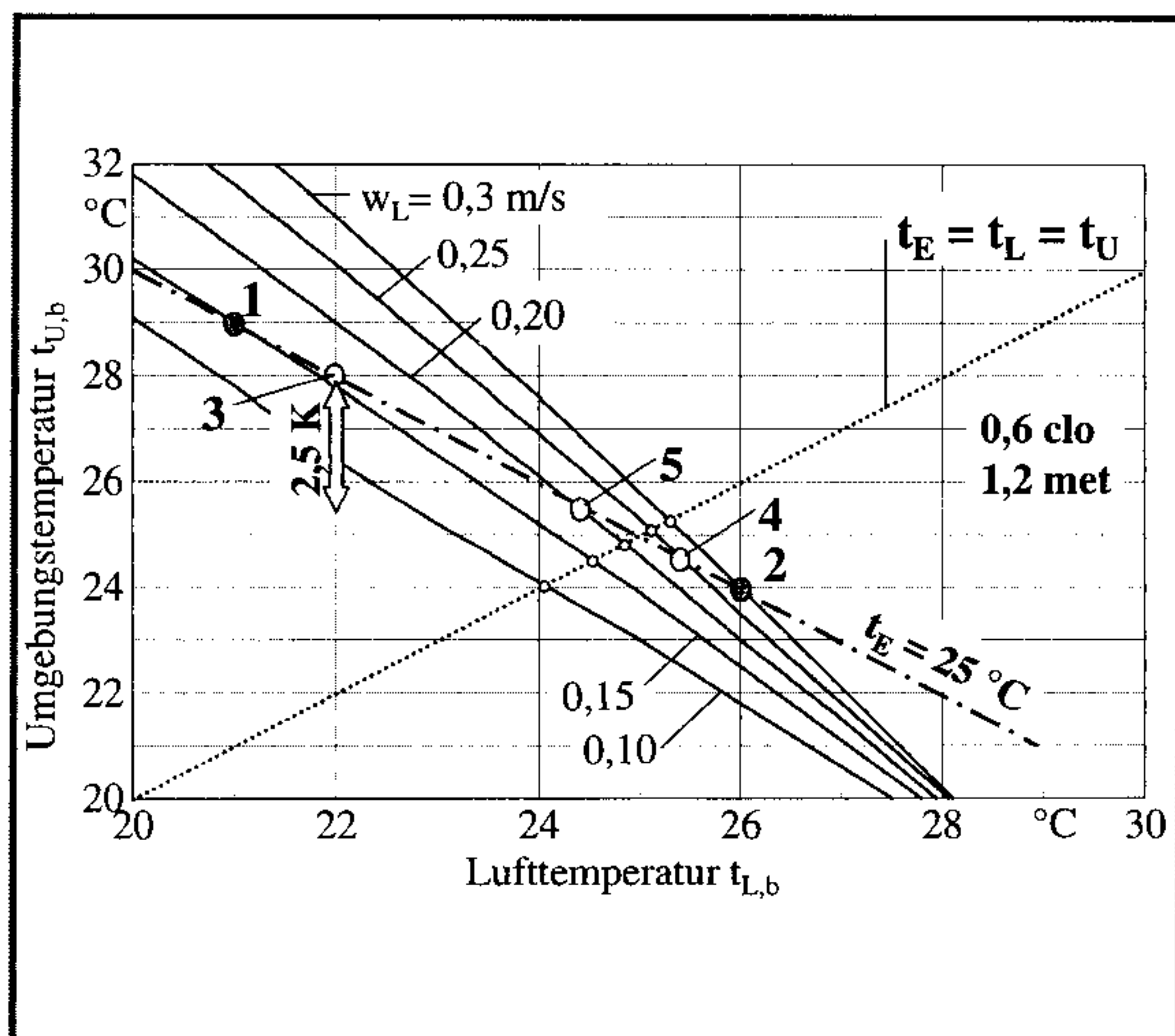


Bild 1

Behaglichkeitsdiagramm für die Aktivitätsstufe 1,2 met (Bürotätigkeit), die Bekleidung 0,6 clo (mittlere Sommerbekleidung) und die relative Feuchte 50 % mit Darstellung der technischen Realisierungsbereiche

on, 11 % Schweißverdunstung, 11 % Atmung, 63 % trockene Wärmeabgabe durch Konvektion und Strahlung.

Bei einer Klimatisierungsaufgabe ist die Variationsmöglichkeit zwischen Konvektion und Strahlung relativ klein. Für eine übliche Bürotätigkeit (1,2 met) und eine mittlere Sommerbekleidung (0,6 clo) sowie 50 % relativer Feuchte gilt **Bild 1**. Bei einer gewünschten Empfindungstemperatur von 25 °C – als Gerade eingetragen – sind die Grenzsituationen zu diskutieren:

Punkt 1

$t_U = 29 °C$, $t_L = 21 °C$, $w_L = 0,15 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ technischer Grenzwert, da $w_L < 0,15 \text{ m/s}$ üblicherweise nicht realisierbar

Punkt 2

$t_U = 24 °C$, $t_L = 26 °C$, $w_L = 0,3 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ oberster Grenzwert wegen Zuggefahr.

Damit ist ein Variationsbereich von etwa 5 K zwischen Umgebungs- und Lufttemperatur gegeben. Weitere Festlegungen schränken diesen Bereich jedoch ein. DIN 1946 Teil 2 gibt die Mindestlufttemperatur in 0,1 m Höhe mit 21 °C an. Bei einem idealen Lufttemperaturgradienten von 1 K/m an beträgt somit die Mindestlufttemperatur im Aufenthaltsbereich 22 °C. Das Zugrisiko begrenzt die Luftgeschwindigkeit auch bei üblichen Turbulenzgraden erheblich, so dass 0,25 m/s meistens sogar 0,2 m/s nicht überschritten werden dürfen. Damit folgen weiter:

Punkt 3

$t_U = 28 °C$, $t_L = 22 °C$, $w_L = 0,16 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ Grenzwert Mindestlufttemperatur

Punkt 4

$t_U = 24,5 °C$, $t_L = 25,5 °C$, $w_L = 0,25 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ Grenzwert wegen Zuggefahr

Punkt 5

$t_U = 25,5 °C$, $t_L = 24,5 °C$, $w_L = 0,20 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ kleinster Grenzwert wegen Zuggefahr.

Der Variationsbereich bezüglich t_U und t_L ist somit auf den Kleinstwert von 2,5 K reduziert. Wenn die Strahlungstemperatur der Umgebung 28 °C übersteigt, muss gekühlt werden! Dies stellt ein Plädoyer für die thermische Bauteilaktivierung dar.

Bild 2 zeigt die Anforderungen an behagliche Luft- und Strahlungstemperaturen bei $\phi_L = 50 \%$ in Abhängigkeit der Aktivität und der möglichen sommerlichen Bekleidung.

Operative Raumtemperatur (Empfindungstemperatur) im Behaglichkeitsbereich

Die Empfindungstemperatur t_E ist definiert als eine gewichtete Größe, die aus der Lufttemperatur t_L und der mittleren Strahlungstemperatur der Umgebung t_U gebildet wird:

$$t_E = a t_L + (1 - a) t_U \quad (1)$$

Für Luftheizungen sowie konventionelle Lüftungen gilt $a = 0,6$ und für Lüftungen mit niedrigen Luftwechseln, für Heizungen sowie für Systeme mit thermischer Bauteilaktivierung $a = 0,5$. Für die paritätische Mittelung der Temperaturen sind im **Bild 3** die Angaben der DIN 1946 Teil 2 und der Behaglichkeitsbereiche nach ISO 7730 für typische sommerliche Bedingungen gegenübergestellt. Als Kompromiss wird die Realisierung des Zieles

- Empfindungstemperatur $t_E = 25 °C$
- Lufttemperatur $t_L \geq 22 °C$

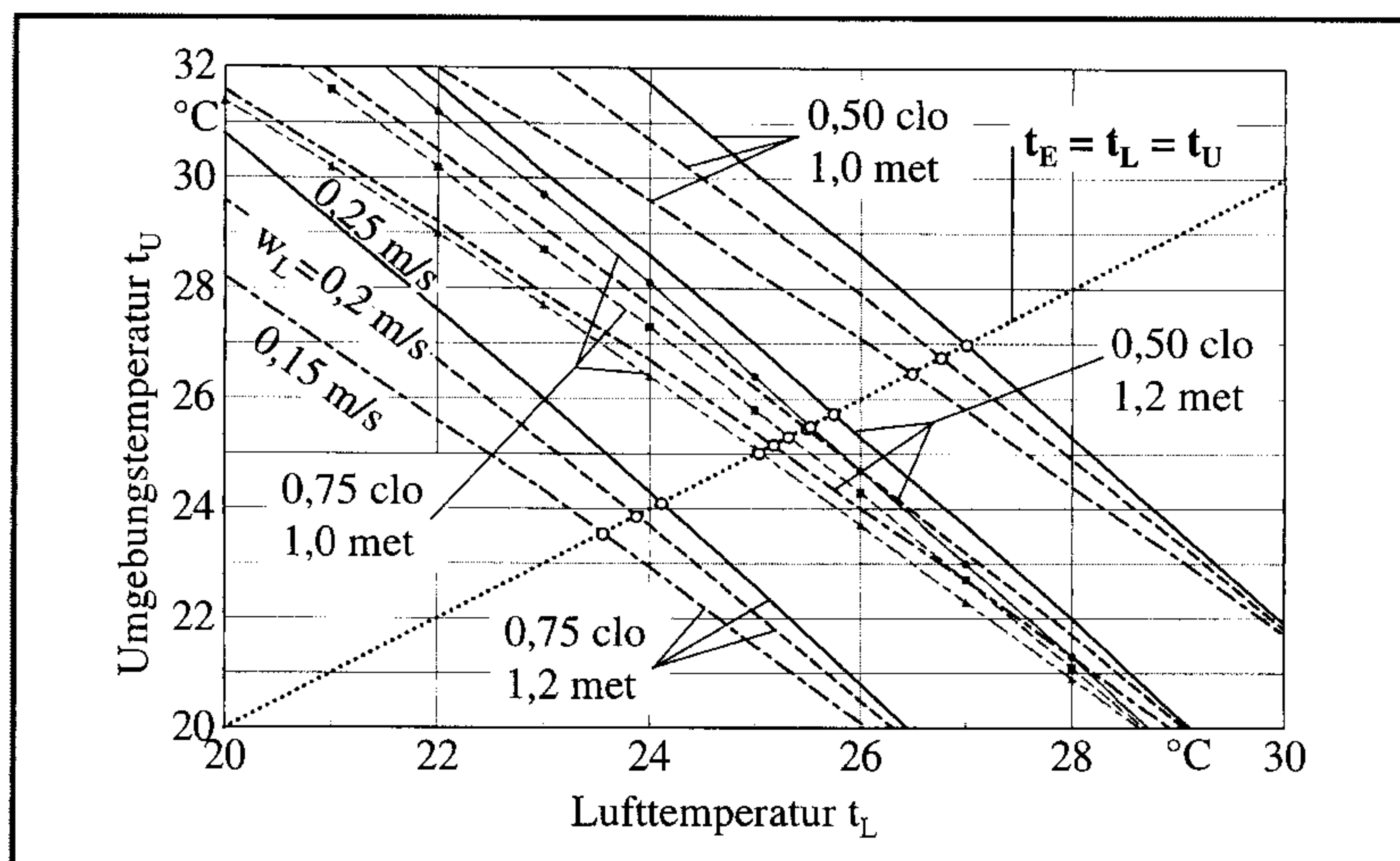


Bild 2

Zusammenhang zwischen behaglichen Strahlungstemperaturen der Umgebung und Lufttemperaturen nach der Behaglichkeitsgleichung gemäß ISO 7730 und Kennzeichnung der Empfindungstemperaturen bei $t_U = t_L$

□ Umgebungstemperatur $t_U \leq 28 °C$ angestrebt.

Sehr kritisch sind die nachfolgenden Angaben der zulässigen Toleranzbereiche zu bewerten:

□ Als zulässige Schwankungsbreite für die operative Raumtemperatur um den behaglichen Wert gibt die ISO 7730 bei Ausnützung von $-0,5 < PMV < +0,5$ und bei einer Aktivität von 1 bis 1,2 met sowie der Bekleidung von 0,75 bis 1 clo die Temperaturdifferenz $\Delta t_{E,zul} = \pm 2 \text{ K}$ an.

□ Nach DIN 1946 Teil 2 sind zeitliche und örtliche Abweichungen von $\pm 2 \text{ K}$ von der behaglichen Lufttemperatur zugelassen. Der Mindestwert $t_{L,min}$ wurde bereits im vorangegangenen Abschnitt fixiert.

□ Für die Strahlungstemperatur der Umgebung sind keine direkten Festlegungen bekannt. Mit der Annahme der Empfindungstemperatur t_E und der Mindestlufttemperatur ist nach Gl. (1) jedoch auch die Umgebungstemperatur sowie ihre zulässige Toleranz determiniert.

Bei $t_L = t_U$ wird der Mensch natürlich auch diese Temperatur empfinden, so dass dann $t_E = t_L = t_U$ gilt. Bei $t_L \neq t_U$ gibt Gl. (1) die empfundene Temperatur nicht immer exakt wieder. Die optimalen Zuordnungen von t_L und t_U bei der Unzufriedenheitsrate von 5 % sind im Bild 2 gegeben. Geht man von der jeweiligen behaglichen Empfindungstemperatur $t_E = t_L = t_U$ aus und berechnet dann für die-

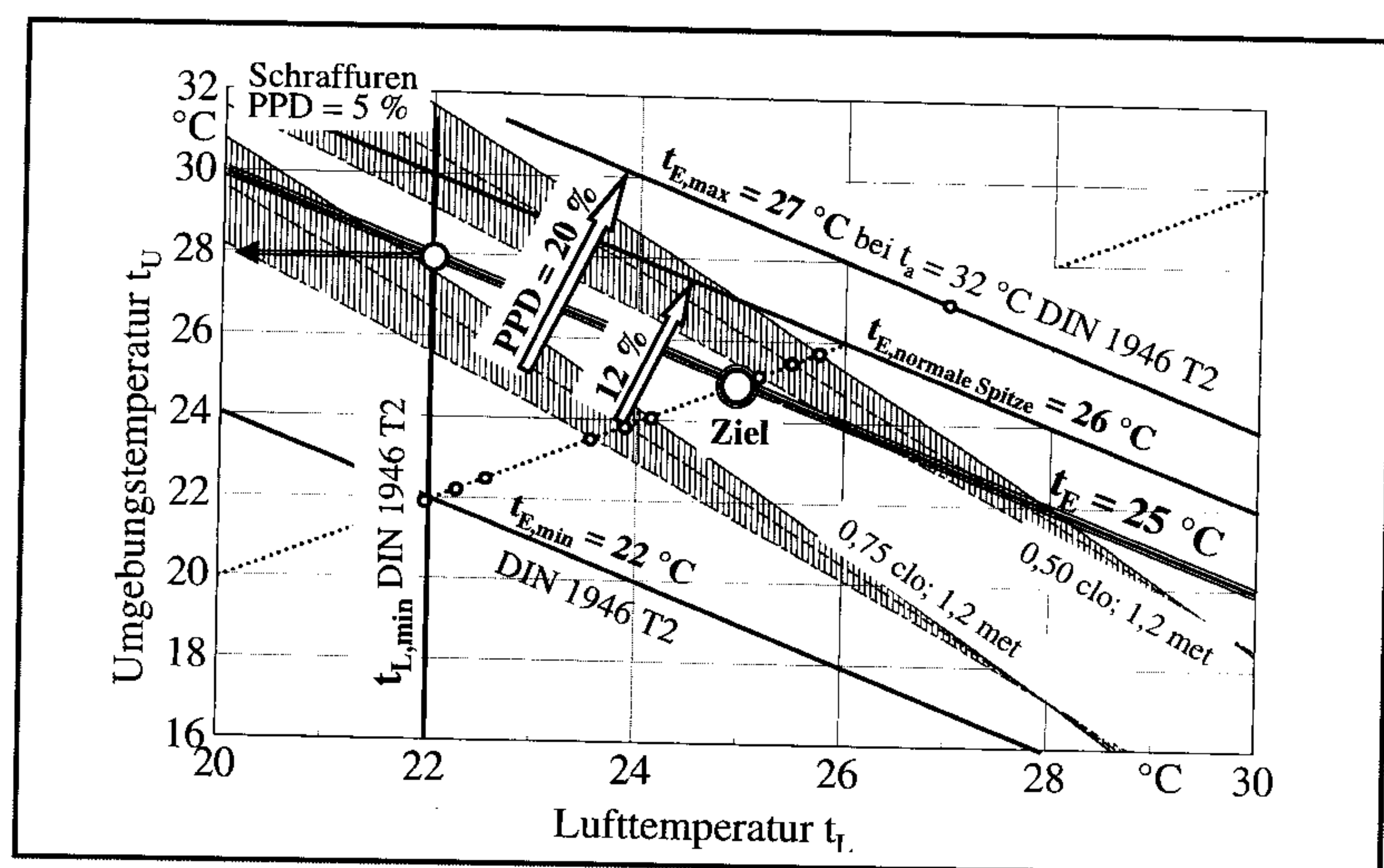


Bild 3

Gegenüberstellung der Behaglichkeitsbereiche nach ISO 7730 und der zulässigen Grenzwerte nach DIN 1946 Teil 2 sowie ausgewählte PPD-Angaben für sommerliche Klimatisierungsbedingungen

sen Wert und eine beliebige Lufttemperatur t_L die Umgebungstemperatur nach Gl. (1) ergeben sich in der Regel größere prozentuale Unzufriedenheiten. Bei der Auswertung wurde folgendermaßen vorgegangen:

- Ermittlung der Empfindungstemperatur für den Idealfall gleicher Luft- und Umgebungstemperatur $t_E = t_L = t_U$ mit $PPD = 5\%$ nach der Behaglichkeitsgleichung
- Vorgabe der Lufttemperatur t_L
- Berechnung der zugehörigen Umgebungstemperatur t_U nach Gl. (1) mit $a = 0,5$
- Berechnung der PPD für t_L und t_U nach Behaglichkeitsgleichung.

Im **Bild 4** sind für ausgewählte Parameterkombinationen die Unterschiede der Umgebungstemperaturen im kontinuierlichen Verlauf sowie die größten PPD-Werte angegeben. **Bild 5** zeigt den Zusammenhang zwischen der maximal zulässigen Umgebungstemperatur $t_{U,max}$ und der Empfindungstemperatur t_E bei Zugrundelegung der Mindestlufttemperatur $t_{L,min} = 22\text{ °C}$. Die Gerade resultiert aus Gl. (1) für $a = 0,5$. Weiterhin sind die PPD für typische sommerliche Einsatzfälle bei unterschiedlichen Luftgeschwindigkeiten w_L vermerkt. Die Abweichungen der Punkte von der Geraden resultieren aus Rundungsfehlern.

Die Ergebnisse der Bilder 4 und 5 verdeutlichen:

- Es ergibt sich die prozentuale Unzufriedenheit $PPD < 10\%$. Sie liegt damit

im zulässigen Bereich. Die nach ISO 7730 mögliche Toleranz für die Empfindungstemperatur ist jedoch größtenteils aufgebraucht.

- Die Umgebungstemperatur ist relativ niedrig zu halten. Sie sinkt bei steigender Lufttemperatur weiter ab.

Außerdem existieren objektive Unterschiede zwischen der Empfindungstemperatur und der üblichen messtechnischen Ermittlung mit dem Globethermometer [2]. Es ist allerdings positiv, dass gerade bei den im Raum angestrebten Luft- und Umgebungstemperaturen sowie Luftgeschwindigkeiten die Abweichungen $\leq 0,2\text{ K}$ sein dürften.

Schlussfolgernd gilt, dass der in der ISO 7730 angegebene Toleranzbereich für die Empfindungstemperatur nicht, zumindest aber nicht voll genutzt werden darf.

Anmerkung

In DIN 1946 Teil 2 werden bei Einsatz bestimmter Lüftungssysteme – genannt wird die Quellaftung – ausnahmsweise auch sehr niedrige operative Raumtemperaturen zwischen 20 °C und 22 °C zugelassen. Sie sind abhängig von der Außenlufttemperatur. Nach den Angaben darf beispielsweise bei $t_a = 23\text{ °C}$ die Empfindungstemperatur $t_E = 21\text{ °C}$ betragen. Bei dieser Außentemperatur sind infolge dieser Temperatur und infolge von Strahlungseinträgen durch transparente Außenwandflächen Strahlungstemperaturen der Umgebung (Raumumfassungen) von wenigstens 22 °C zu erwarten. Wollte man unter diesen Bedingungen bei Einsatz eines Quellaftsystems eine operative Raumtemperatur von $t_E = 21\text{ °C}$ realisieren, so müsste $t_L = 20\text{ °C} < t_{L,min}$ betragen. Damit besteht – nach Ansicht des Autors – ein Widerspruch zwischen den beiden, in der DIN 1946 Teil 2 getroffenen Festlegungen.

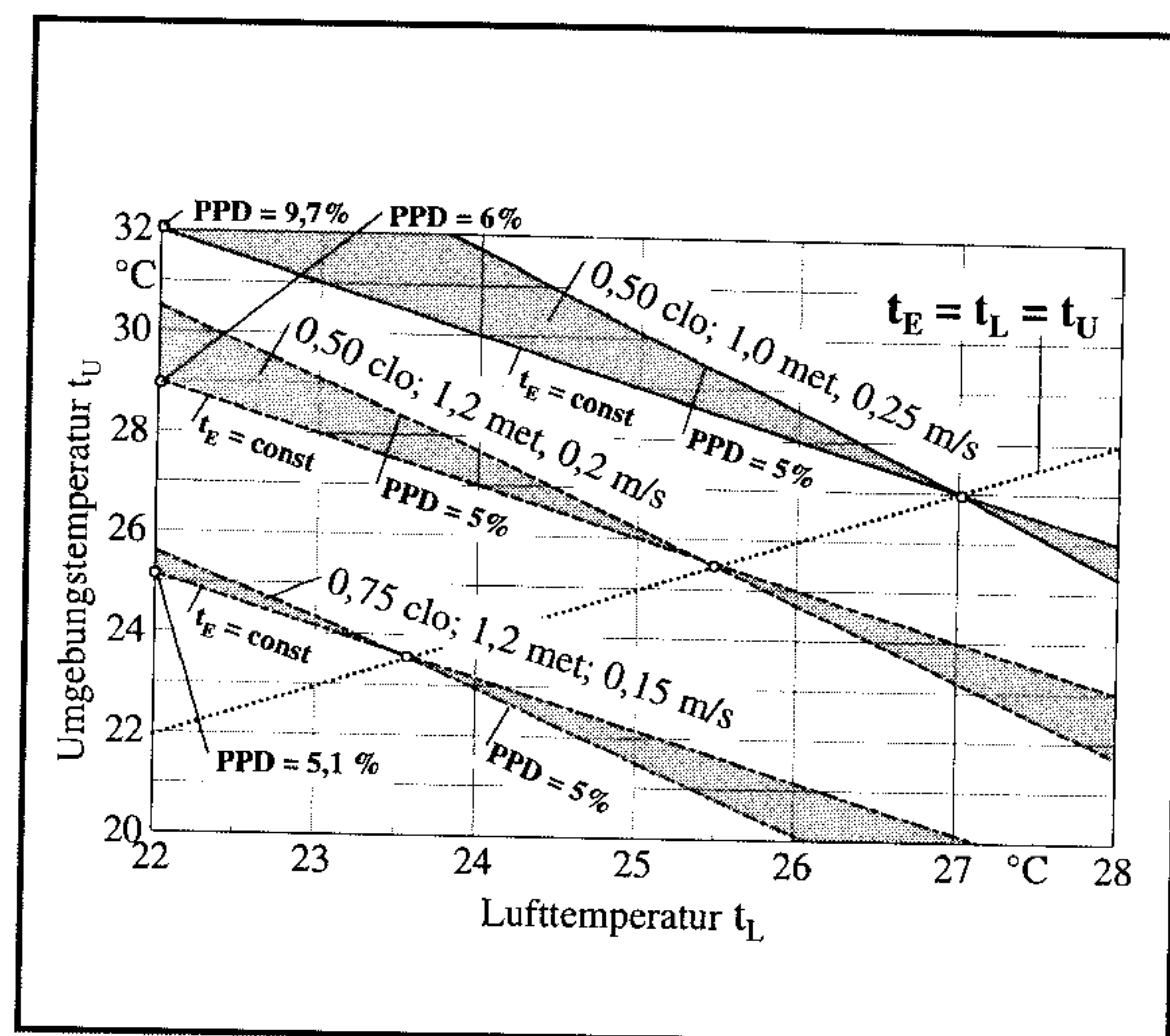


Bild 4

Abweichungen der zu t_L gehörigen Umgebungstemperaturen, wenn t_U aus der Behaglichkeitsgleichung bzw. aus Gl. (1) für $t_E = \text{const}$ folgt. Im Idealfall gilt $t_E = t_L = t_U$

Zug-Risiko

Das Zug-Risiko nach ISO 7730 gibt den Prozentsatz der Unzufriedenen

$$DR = (34 - t_L)(w_L - 0,05)^{0,62} (0,37 w_L Tu + 3,14) \text{ in } \% \quad (2)$$

infolge Luftzug an. Es bedeuten: t_L Lufttemperatur in $^{\circ}\text{C}$, w_L mittlere Luftgeschwindigkeit in m/s und Tu Turbulenzgrad der Luft in $\%$.

Das Zug-Risiko ist auf sehr kleine Werte zu begrenzen. Aus Gl. (2) und **Bild 6** folgend sollten Luftgeschwindigkeiten $\leq 0,2\text{ m/s}$ eingehalten werden.

Räume mit kombinierten Kühldecken-Quellaft-Systemen bieten die besten Voraussetzungen, diese geringen Luftgeschwindigkeiten zu realisieren.

Strahlungstemperatur-Asymmetrie

Die Definition nach Fanger geht von einem Flächenelement in $0,6\text{ m}$ Höhe aus. Dieses ist bei einer Heiz- oder Kühldecke horizontal, bei einer Heiz- oder Kühlwand vertikal angeordnet. Die Strahlungstemperaturen werden für beide Elementflächen berechnet, die Differenz stellt die Strahlungstemperatur-Asymmetrie dar. Die zulässigen Werte sind umstritten. Erste Angaben für Deckenheizungen auf diese Definition umgerechnet, ergaben nach Chrenko, Kollmer und Macskásy $\Delta t_s = 10\text{ K}$. Fanger nannte 1972 $\Delta t_s = 9$ bis 11 K und 1985 $\Delta t_s = 4\text{ K}$.

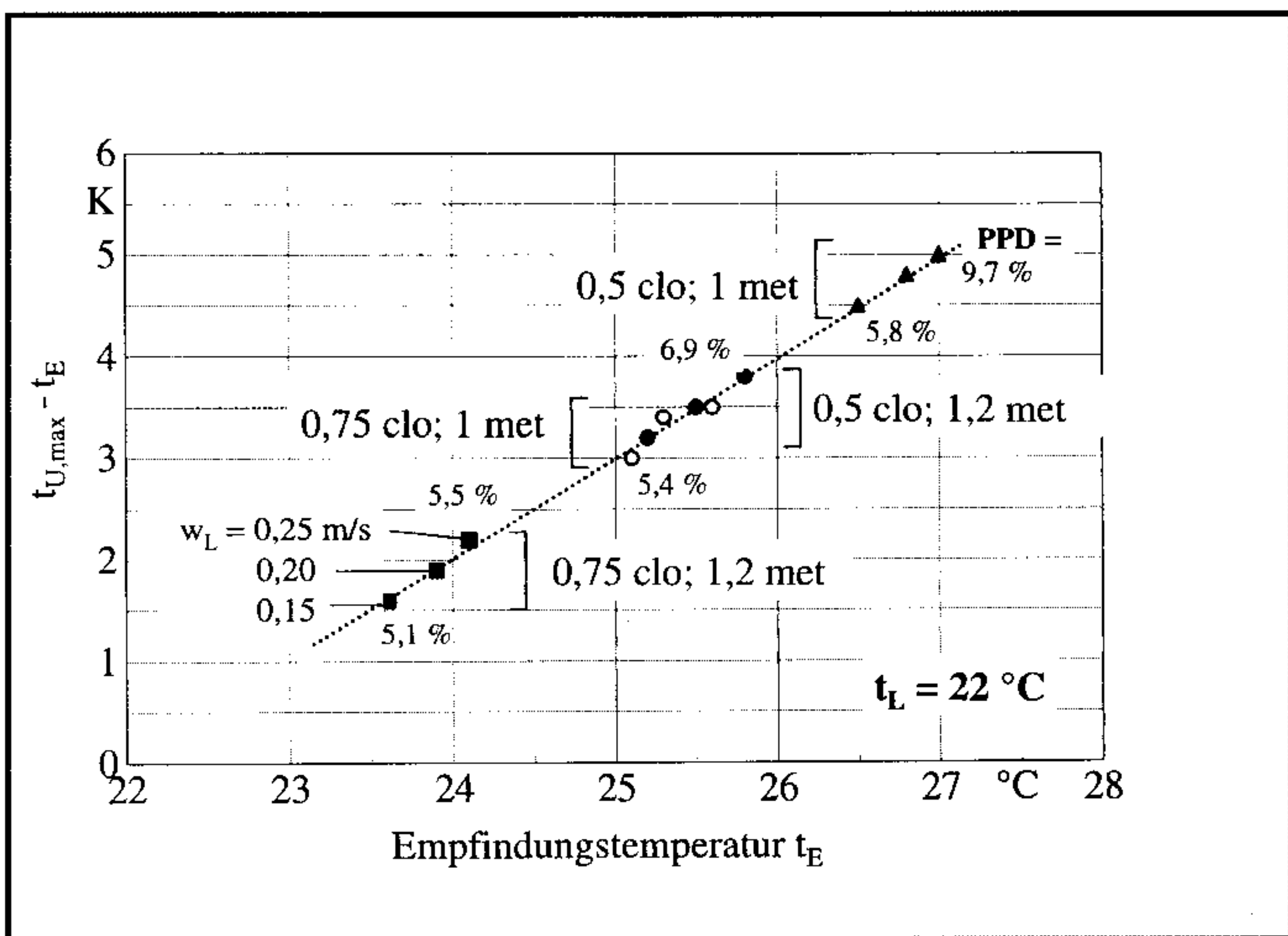


Bild 5

Differenz zwischen maximaler Umgebungstemperatur und Empfindungstemperatur im Behaglichkeitsfall in Abhängigkeit der Empfindungstemperatur für die Mindestlufttemperatur von 22°C im Aufenthaltsbereich und PPD-Angaben bei Anwenden der Gl. (1)

bei 5 % Unzufriedenen. In [2] wird der Kopf als wichtigster Sensor für die Strahlungsasymmetrie durch ein Würfelement nachgebildet, die Strahlungstemperatur für jede Elementseite berechnet und die maximale Differenz gebildet. Sie werde als die signifikante Asymmetrie betrachtet. Nach aufwendiger Rechnung folgte auf der Grundlage der Fanger-Versuche Bild 7, in das sich

Bild 7

Zulässige Strahlungstemperatur-Asymmetrie nach [2] bezogen auf ein Würfelement auf der Grundlage der Versuche von Fanger

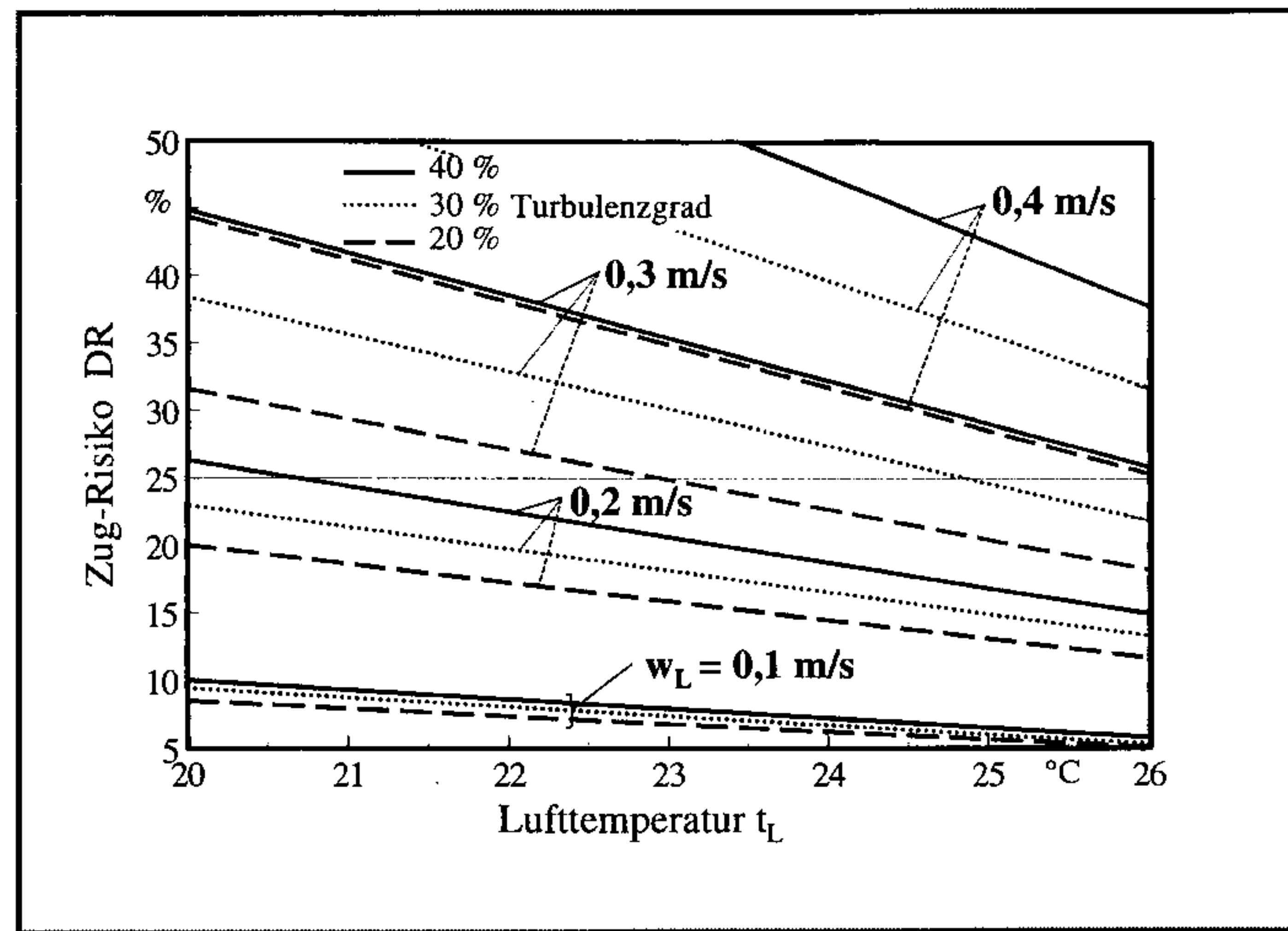
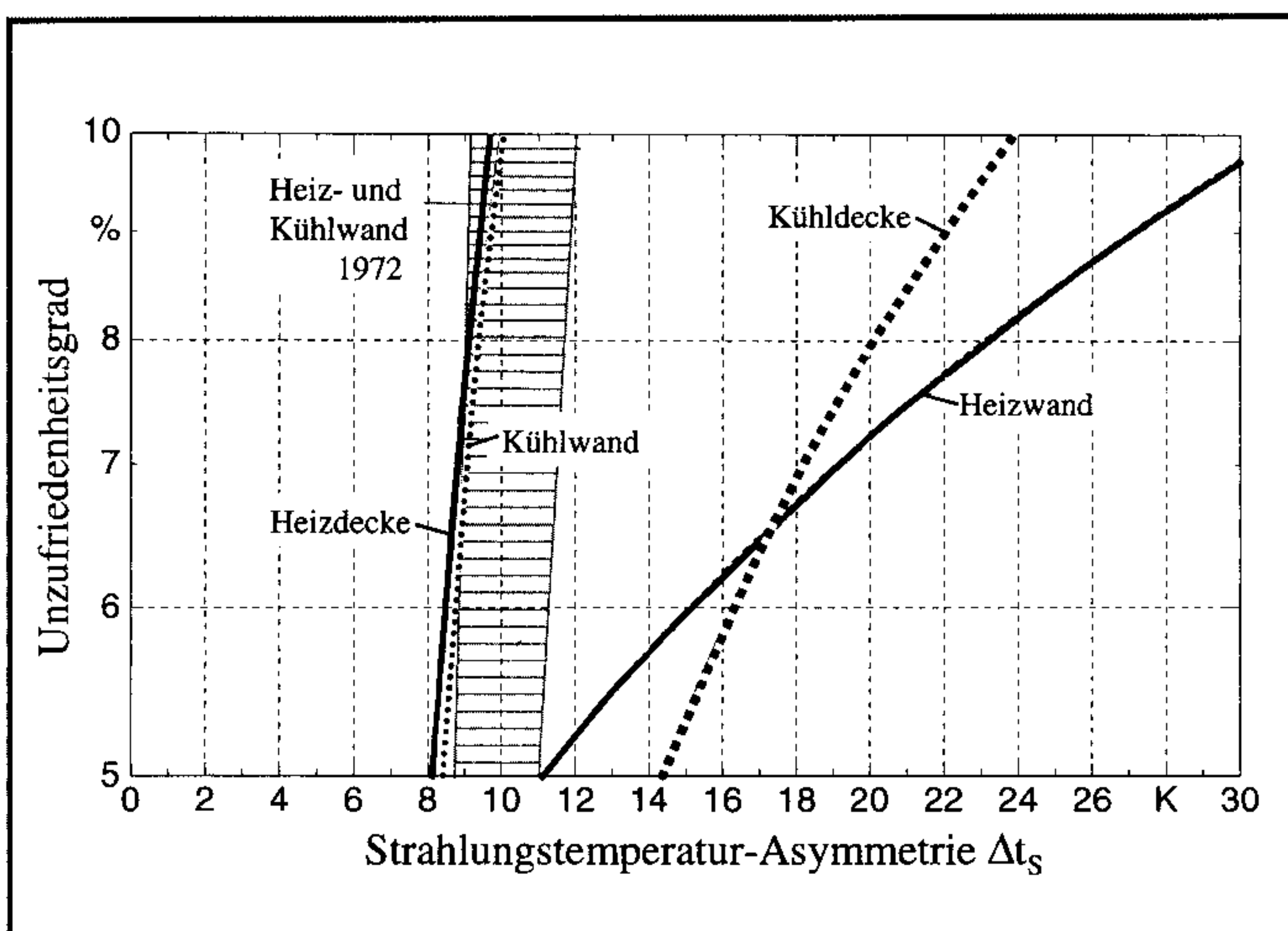


Bild 6

Zug-Risiko in Abhängigkeit der Lufttemperatur t_L , der Luftgeschwindigkeit w_L und des Turbulenzgrades Tu

Modellierungsmodelle für Raumklimatisierungssysteme

Um das unterschiedliche wärmephysiologische Empfinden des Menschen beim variantenreichen Einsatz von großflächigen, thermisch aktiven Raumumfassungen und/oder von konvektiv arbeitenden Wärmeübertragerelementen im Aufenthaltsbereich beurteilen zu

Bild 8

Raum (Drahtmodell) mit zwei vollverglassten Außenwänden, neun Interieurwärmequellen (Leistungsangaben in W) und einer Quelllüftung

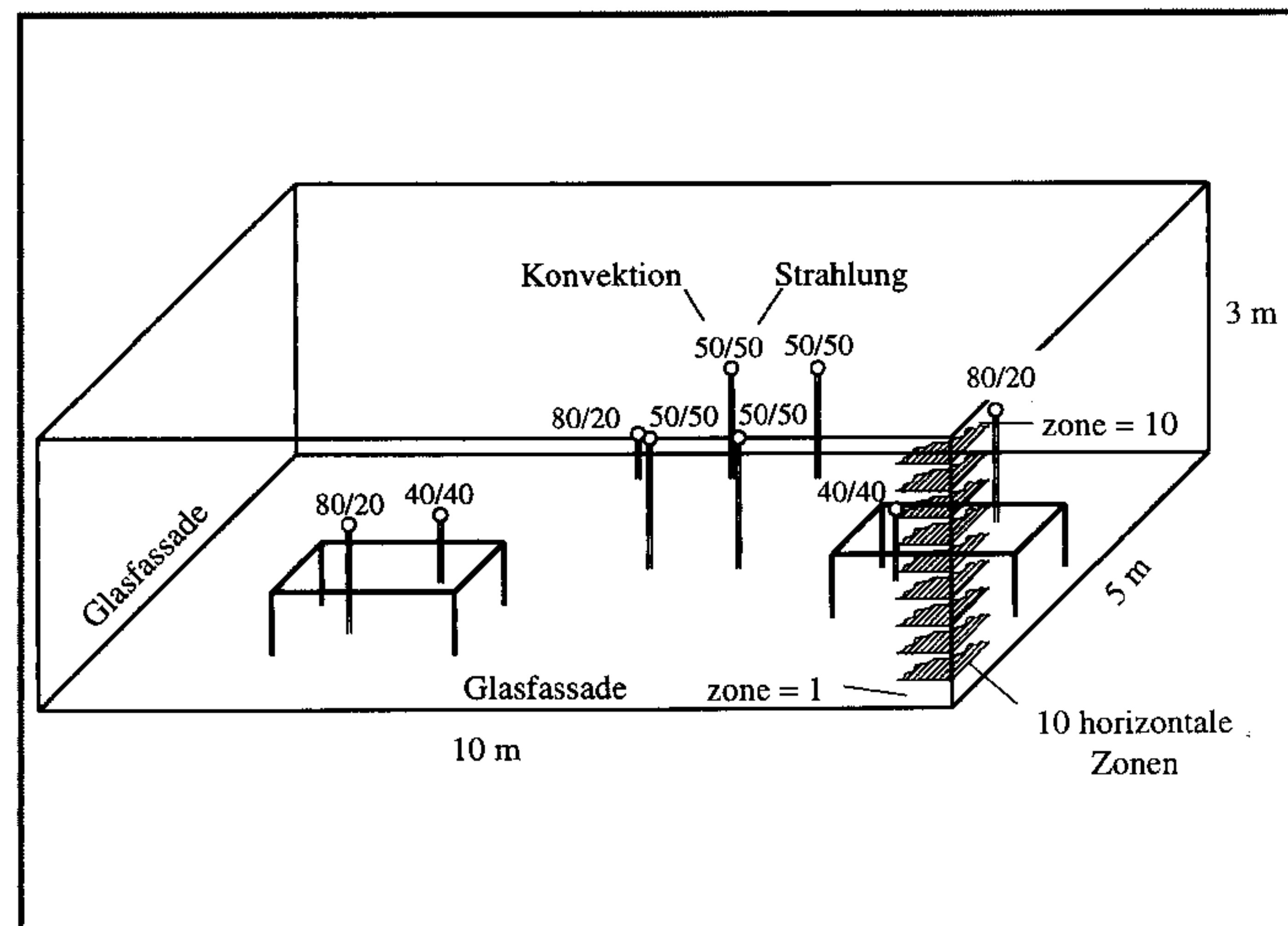


Tabelle 1

Lage, Leistungen und Strahlungsanteile der Interieurquellen

Interieurquelle	$x_{\text{Körper}}$ m	$y_{\text{Körper}}$ m	$z_{\text{Körper}}$ m	$\dot{Q}_{\text{Körper}}$ W	Ant_{rad}
1	3	2,5	0,75	80	0,5
2	8	2,5	0,75	80	0,5
3	2,5	1,5	1,3	100	0,2
4	8,5	3,5	1,3	100	0,2
5	4	4,5	1,2	100	0,2
6	5	4,5	1,2	100	0,5
7	6	4,5	1,2	100	0,5
8	5	3	1,2	100	0,5
9	6	3	1,2	100	0,5

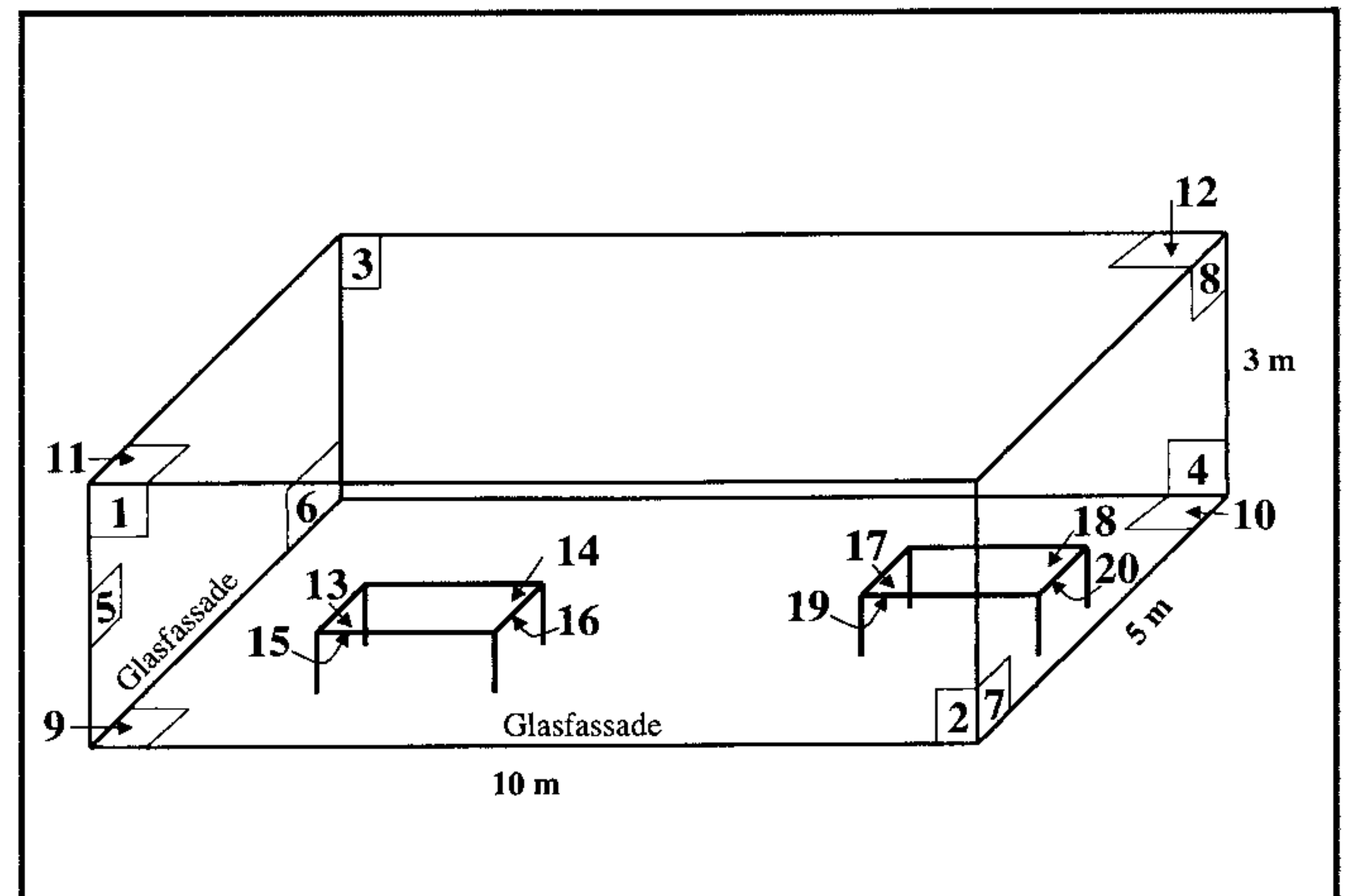


Bild 9

Raum (Drahtmodell) mit zwei Tischen und Nummerierung aller Flächen.

Die Flächen sind in Dreiecke zerlegt. In diesem Fall handelt es sich um rechtwinklige Dreiecke. Die Nummer steht jeweils in einer Ecke des Dreiecks. Die Hypotenusen sind nicht dargestellt

können, sind differenzierte Ergebnisse erforderlich. Relevante Aussagen sind:

- ☐ Lufttemperatur
- ☐ Lufttemperaturgradient
- ☐ Luftgeschwindigkeit
- ☐ Strahlungstemperatur
- ☐ Strahlungstemperatur-Asymmetrie
- ☐ Empfindungstemperatur.

Diese Angaben sollten für den gesamten Aufenthaltsbereich ermittelt werden.

Um derart detaillierte Angaben zu erzielen, wäre ein Simulationsprogramm erforderlich, das die thermodynamischen und strömungsmechanischen Zusammenhänge integriert. Erste Lösungsmodelle existieren zwar [1], der Modellierungsaufwand und die Rechenzeiten gestatten aber keine umfassenden Variantenuntersuchungen.

Andererseits liegen halbempirische Rechenmodelle [4; 6; 7] vor, die Ergebnisse aus gezielten Versuchsreihen von Quellluftsystemen – teilweise kombiniert mit Kühldecken – einbinden. In diesen Modellen finden unterschiedliche Strahlungssituationen im Raum aber keinerlei Beachtung. Eine derartige Berücksichtigung ist beim Einsatz von thermisch aktiven Flächen jedoch unerlässlich. Die komplexe Verbindung zur Empfindungstemperatur wird nicht angegeben.

Weiterhin gibt es zahlreiche, umfassende Raummodelle (z.B. TRNSYS, BLAST, DOE2), die je nach Aufgabenstellung die Temperaturverläufe in Räumen, die Heiz- und Kühllasten und die Last-Jahresenergiesummen ermitteln. Die Nachteile der meisten Modellierungen sind: Annahme einer einheitlichen Lufttemperatur an allen Raumpunkten, keine Wiedergabe der echten Raumgeometrie und des genauen Strahlungsaustausches, keine exakte Ermittlung der Strahlungstemperatur.

Die reinen Strömungssimulationen sind für komplette wärmephysiologi-

sche Betrachtungen ebenfalls ungeeignet, da sie nur die Luftströmungen im Raum bei vorgegebenen Randbedingungen an den Luftdurchlässen und unter Beachtung der Konvektionsströmungen bei vorgegebenen Oberflächentemperaturen untersuchen.

Existierende Rechenmodelle zur Schichtlüftung (VDI 3802) dienen in erster Linie zur Bemessung derartiger Systeme im industriellen Bereich.

Das im Rahmen des Forschungs- und Entwicklungsvorhabens SANIREV, das vom BMBF unter dem Projektträger BEO gefördert wurde, entwickelte Raummodell [2] bietet dagegen eine gute Entwicklungsbasis für eine Kombination von Flächenheiz- bzw. Flächenkühlsystemen und von rein konvektiv arbeitenden Systemen. Es wird anschließend näher betrachtet.

Gleichfalls wird wegen der relativ großen Verbreitung die Quellluft-Modellierung nach [3] – trotz der bereits genannten Nachteile bezüglich ihrer wärmephysiologischen Urteilsfähigkeit – vertiefend untersucht.

Untersuchungsinstrument „Raummodell“

Das Raummodell nach [2] ist als „inneres“ Raummodell zu verstehen. Die ersten Zielstellungen bestehen in der Ermittlung

- ☐ des genauen, geometriebezogenen Strahlungsaustausches
- ☐ der Strahlungstemperatur und ihrer Asymmetrie an jedem Raumpunkt
- ☐ der Konvektionswärmeströme
- ☐ der thermisch verursachten Auf- und Abtriebsströme
- ☐ der vertikalen Luftvolumenströme im Raum
- ☐ des vertikalen Lufttemperaturprofils
- ☐ der Empfindungstemperatur.

Die horizontalen Lufttemperaturverläufe im Raum sind nicht bestimmbar,

da der Luftkubus nur in Bilanzschichten zerlegt wird, die sich über die gesamte Raumgrundfläche erstrecken.

Die erweiterten Zielstellungen berücksichtigen außerdem

- ☐ das wärmetechnische Verhalten der Umfassungen
- ☐ die Eigenschaften der aktiven Komponenten
- ☐ die Besonderheiten der Heizungs- und Lüftungssysteme.

Als Lösungsweg ist ein bausteinförmi-ger Programmaufbau mit einer offenen, erweiterbaren Struktur realisiert worden. Die Bausteine beinhalten unterschiedliche Approximationsstufen von einfachen Näherungen bis hin zu exakten Lösungen. Die Zusammenstellung für den speziellen Anwendungsfall hat problemorientiert zu erfolgen. Derzeit sind Quelllüftungen in guter Näherung modelliert. Das Raummodell wurde um das Modul „Luftkühler im Raum“ ergänzt. Zur Nachbildung von besonderen Luftführungssystemen sind weitere, praxisnahe Ergänzungen in die entsprechenden Module einzubauen.

Die Einhaltung von gewünschten Empfindungstemperaturen ist durch Aktivierung von verschiedenen Iterationsschleifen möglich. So können beispielsweise die Heiz- oder Kühlwasser-

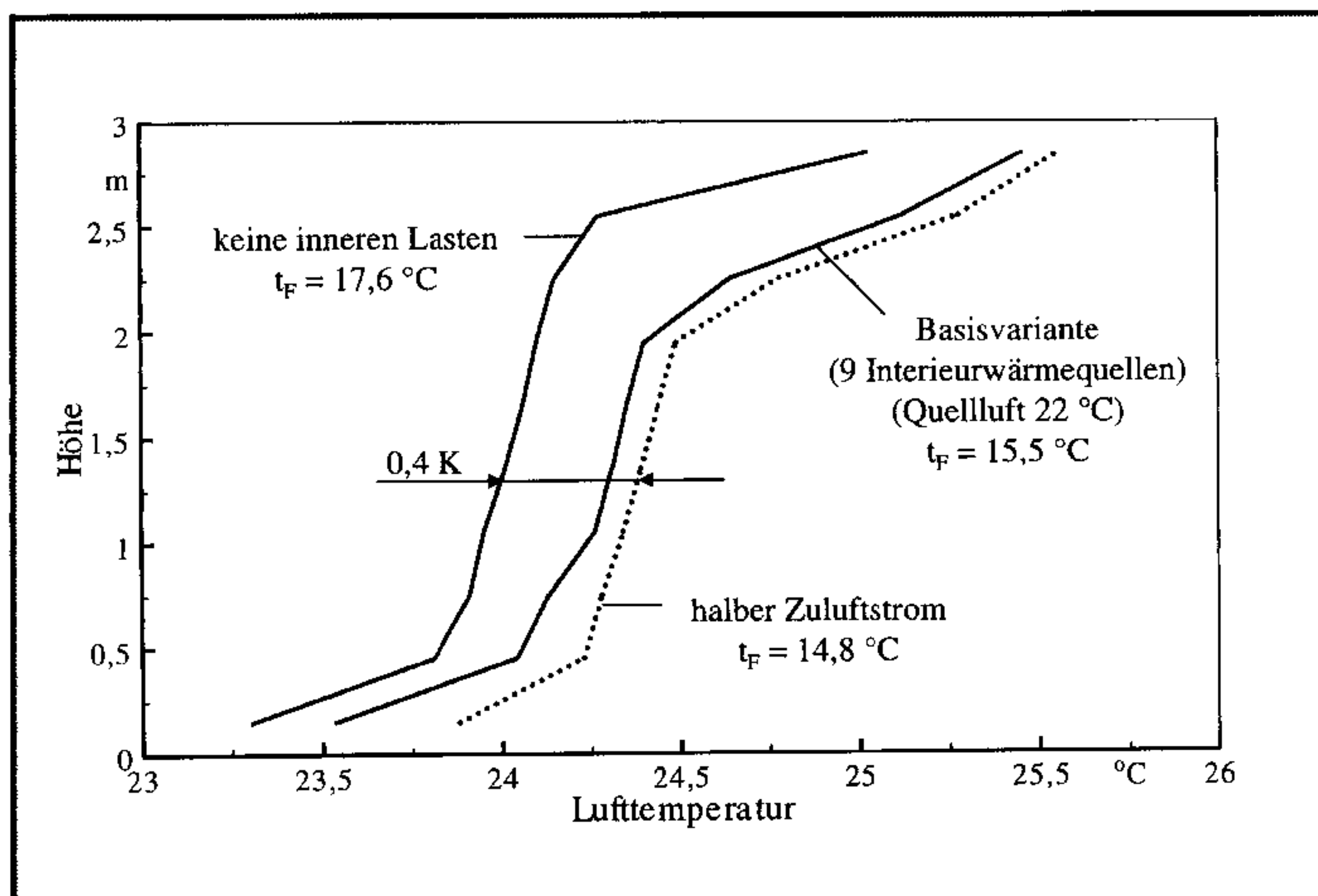


Bild 10

Vertikale Lufttemperaturprofile und erforderliche Kaltwassertemperaturen t_F für verschiedene Berechnungsvarianten (Aufgaben 1 bis 3)

temperatur der aktiven Flächen, die Leistung von im Raum befindlichen Konvektionskörpern usw. angepasst werden.

Das Raummodell erscheint aus den vorgenannten Gründen zur wärmephysiologischen Bewertung der verschiedenartigen, kombinierten Heiz- und Kühlsysteme als geeignet.

Beispiel: Raum mit Kühldecke und Quelllüftung

Der im **Bild 8** dargestellte Raum ist unter sommerlichen Bedingungen zu betrachten. Er hat zwei verschattete Vollglasfassaden, die rechtwinklig zueinander angeordnet sind, sowie eine vollbelegte Kühldecke. Sie bildet zum Raum hin eine geschlossene Fläche. Im Raum befinden sich zwei Arbeitstische und neun Interieurwärmequellen (Menschen, PC's, Bildschirme usw.) die am geometrischen Ort des Wärmeschwerpunktes wärmetechnisch global modelliert werden. Die jeweils zugehörigen Konvektions- und Strahlungswärmeströme werden benannt. Die Verteilung dieser Wärmequellen im Raum ist in **Bild 8** gezeigt, ihre detaillierten Daten finden sich in **Tabelle 1**.

Die Bezeichnung der Flächen geht aus **Bild 9** hervor. Die witterungsbedingte äußere Belastung des Raumes kann durch verschiedene Annahmen im Rechenprogramm Beachtung finden. Die Daten können beispielsweise mittels einer instationären Berechnung mit einem energetischen Simulationspro-

gramm, das die äußere Verschattung u.a.m. berücksichtigt, gewonnen werden. Die Wärmestromdichten an allen passiven, raumseitigen Bauteiloberflächen könnten dann vorgegeben und ein quasistationärer Innenraumzustand detailliert untersucht werden. Im einfachsten Fall wären sie durch eine Handrechnung abschätzbar. Für stationäre Vorgänge nimmt das vorliegende Raummodell die Ermittlung der äußeren Belastung durch Vorgabe der Außentemperaturen, Teilwärmedurchgangskoeffizienten usw. selbsttätig vor. In diesem Beispiel sei von folgenden Vorgaben für die Wärmestromdichten ausgegangen:

Glasflächen $i = 1; 2; 5; 6$	$\dot{q}_{ab,i} = 50,0 \text{ W/m}^2$
Fußboden $i = 9; 10$	$\dot{q}_{ab,i} = 8,5 \text{ W/m}^2$
Innenwände $i = 3; 4; 7; 8$	$\dot{q}_{ab,i} = 8,5 \text{ W/m}^2$

Die Kühldecke, die hier zum Einsatz kommt, hat einen Teilwärmedurchgangskoeffizienten $k_{\text{paneel}} = 20 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Dieser ist von der raumseitigen Oberfläche bis zum Kaltwasser definiert. Die Flächen $i = 11; 12$ sind mit aktiven Elementen belegt.

Die Lüftung als Quelllüftung ausgebildet, arbeitet mit einem Zuluftvolumen-

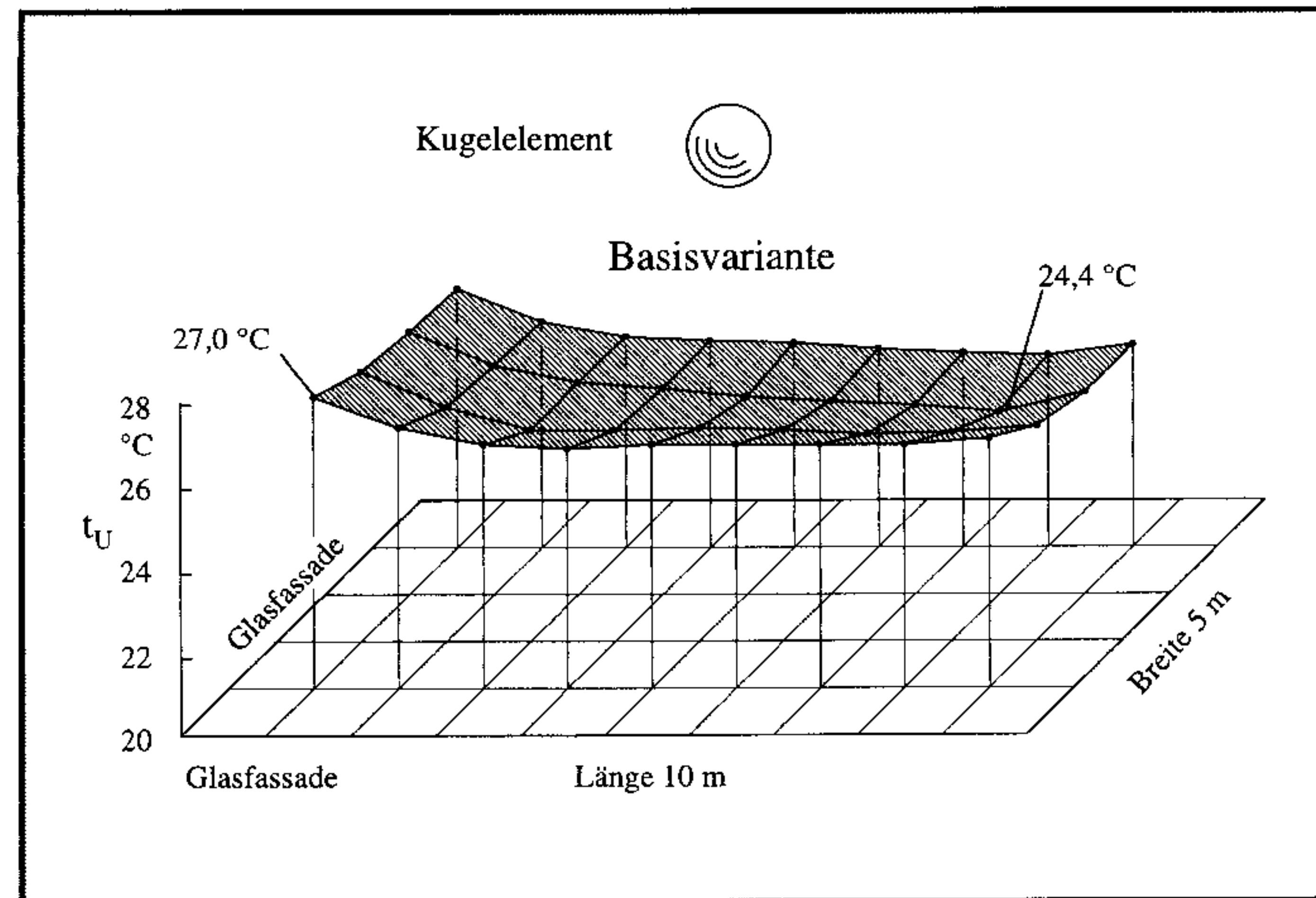


Bild 11

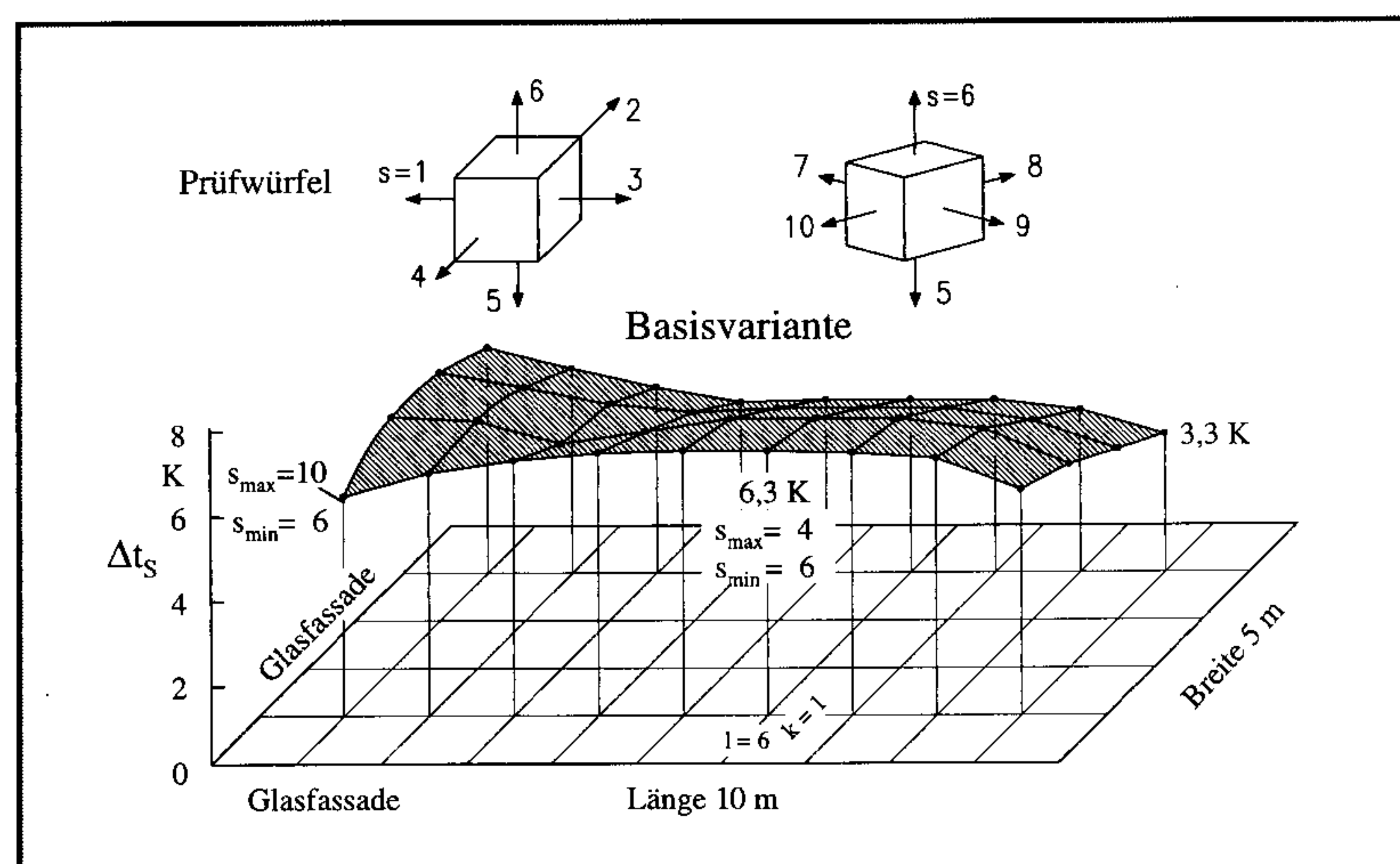
Strahlungstemperaturverteilung t_U bezogen auf ein kugelförmiges Element über dem Raumgrundriss gemäß vorgegebenem Prüfpunktraster in 1, 3 m Höhe

strom von $\dot{V}_{Lzu} = 450 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Zulufttemperatur beträgt $t_{Lzu} = 22 \text{ °C}$.

Die Empfindungstemperatur soll $t_{E,soll} = 25 \text{ °C}$ betragen. Der Istwert ist als arithmetisches Mittel aus dem Maximal- und Minimalwert, der im Aufenthaltsbereich festgestellt wird, zu bilden.

Bild 12

Verteilung der Strahlungstemperatur-Asymmetrie Δt_s (Maximalwerte) bezogen auf zwei Würfelemente über dem Raumgrundriss gemäß vorgegebenem Prüfpunktraster in 1, 3 m Höhe



Aufgaben:

1. Die mittlere Kühlmedientemperatur (Kaltwassertemperatur Fluidtemperatur) t_F in den Kühldeckenbereichen $i = 11$ und $i = 12$ ist so zu bestimmen, dass $t_{E,soll}$ erreicht wird. Von Interesse ist außerdem der sich einstellende vertikale Lufttemperaturverlauf. Er soll mit einem 10-Zonen-Modell ermittelt werden. Weiterhin sind die Verteilungen der Strahlungstemperatur und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie über den Prüfrasterbereich (Aufenthaltsbereich) zu bestimmen und darzustellen. Die Höhe des Prüfrasters beträgt $z_{PRUEF} = 1,3$ m. Die Ergebnisse sollen zum umfassenden Verständnis des Raummodells und zur Darstellung der möglichen, variantenreichen Ausdrücke detailliert wiedergegeben werden.
2. Die erforderliche Kaltwassertemperatur t_F und der vertikale Lufttemperaturverlauf sind für den Fall zu bestimmen, dass nur der halbe Zuflussstrom eingesetzt wird. Die Raumwärmebilanz ist zu veranschaulichen.
3. Die Änderungen bezüglich Kaltwassertemperatur und Lufttemperaturverlauf gegenüber dem ersten Fall sind bei Weglassen der neun Interieurwärmequellen zu ermitteln.

Lösung:

Das Datenblatt mit den komprimierten Eingaben und Ergebnissen ist in **Tabelle 2** wiedergegeben. Die Soll-empfindungstemperatur wird bei einer Kaltwassertemperatur von $15,5^\circ\text{C}$ erreicht. Die Empfindungstemperatur schwankt dabei über den Aufenthaltsbereich (Abstand von den Wänden jeweils 1 m) zwischen $24,4^\circ\text{C}$ und $25,6^\circ\text{C}$. Die Ablufttemperatur beträgt $25,5^\circ\text{C}$.

Der vertikale Lufttemperaturverlauf ist im **Bild 10** aufgezeichnet. Die Verteilung der Strahlungstemperatur und die sich einstellende Strahlungstemperatur-Asymmetrie sind in den **Bildern 11 und 12** dargestellt. Die Strahlungstemperatur ist in der Fassadenecke mit $t_U = 27^\circ\text{C}$ erwartungsgemäß am

höchsten, im hinteren Raumbereich mit $24,4^\circ\text{C}$ am niedrigsten.

Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie schwankt zwischen $\Delta t_s = 3,3$ K und $6,3$ K. Sie liegt im gesamten Bereich innerhalb der zulässigen Grenzen. Nach Bild 7 gelten für Kühldecken als zulässiger Maximalwert 14 K. Der Originalrechnerausdruck gibt auch Aufschluss über die Verursacher. Zwei Standardaussagen sind exemplarisch im Bild 12 eingetragen. In der Fassadenecke erhält die Ele-

mentseite $s = 10$ des Prüfwürfels (sie ist um 45° zu den Glasfassaden gedreht) die höchste Zustrahlung, während die Deckfläche $s = 6$ (durch die Kühldecke beeinflusst) die niedrigste Zustrahlung erfährt. An der Gitterstelle $l = 6; k = 1$ erhält Elementseite $s = 4$ von der warmen Fensterfläche die maximale Zustrahlung, während $s = 6$ weiterhin die niedrigste Zustrahlung erfährt.

Die Ergebnisse der Aufgabe 2 (wärmetechnische Bilanz) für den „halben

Es gibt doch Neues unter der Sonne: Die Klima-Neuheiten von NOVA.

ÖkoLine

NEU: Adiabates Klimatisieren mit ÖkoLine

- Kühlen ohne kostentreibende Kompressionskälte
- Energieeinsparung mittels Wärmerückgewinnung
- kompakt und steckerfertig mit kompletter MSR-Technik

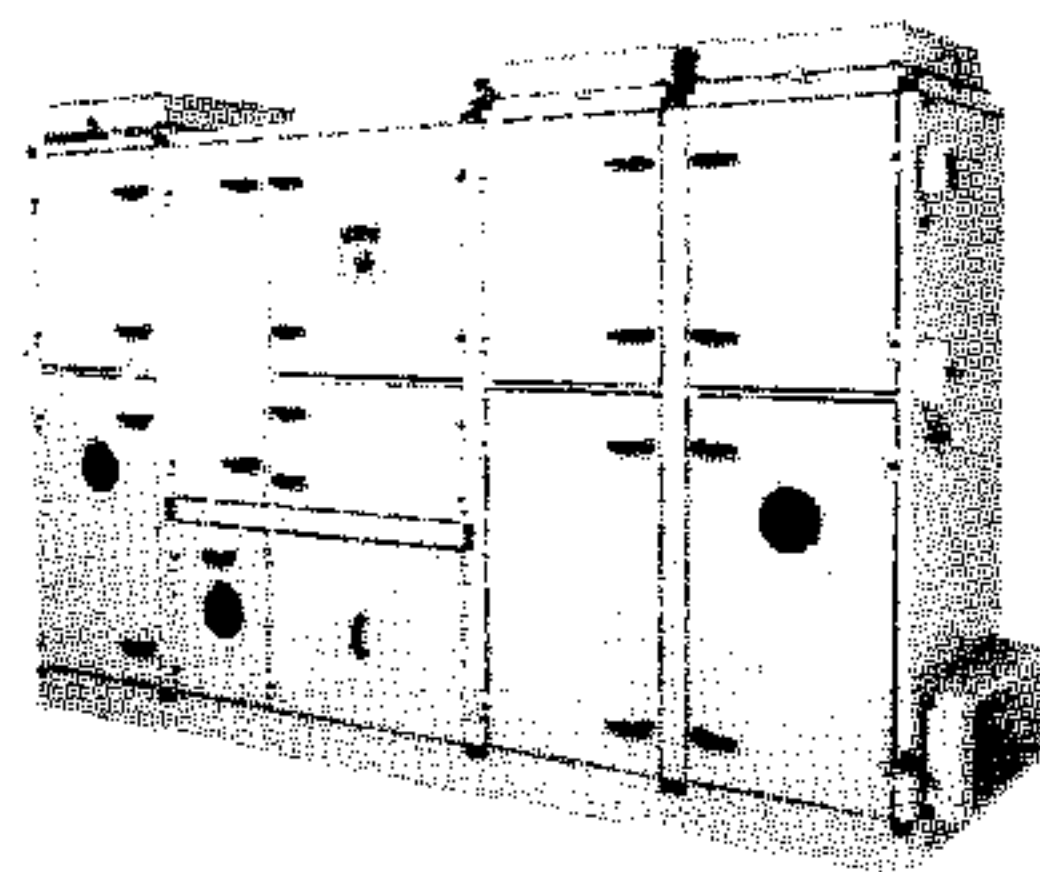
ÖkoLine plus

NEU: ÖkoLine plus – mit dem Plus an Leistung

- integrierte Kälteversorgung für kostenbewußtes Klimatisieren
- Lüftung, Klima, Kälte und Regelung in einer kompakten Einheit

ClinLine

NEU: ClinLine – das Hygiene-Klimasystem mit der vorbildlichen Sicherheit



- mit Wärmerückgewinnung und eingebautem Kompressionskältesystem
- steckerfertig mit kompletter MSR-Technik

*Fordern Sie bitte unser druckfrisches
Prospektmaterial an.
Oder rufen Sie uns an. Wir stehen Ihnen
mit Rat und Tat zur Verfügung.*

NOVA

KLIMAGERÄTE

NOVA Apparate GmbH • Werner-von-Siemens-Straße 4 • D-78166 Donaueschingen
Telefon 07 71 / 803 - 0 • Telefax 07 71 / 803 - 259 • E-mail: info@nova-klima.de

Lasteintrag		Lastabfuhr		Charakteristiken	
$\dot{Q}_{\text{Raum}}$	= 3060 W	$\dot{Q}_{\text{Kühldecke}}$	= 3406 W	$t_{\text{Kaltwasser}}$	= 15,5 °C
$\dot{Q}_{\text{Interieur}}$	= 860 W	$\dot{Q}_{\text{Zuluft}}$	= 524 W	$\dot{V}_{\text{Zuluft}}$	= 450 m³/h
Strahlung	40 %	$\dot{Q}_{\text{Umluft}}$	= 0 W	t_{Zuluft}	= 22 °C
Konvektion	60 %			$\dot{V}_{\text{Umluft}}$	= – m³/h
Summe	= 3920 W	Summe	= 3930 W	t_{Umluft}	= – °C

Temperaturen						Charakteristiken
Zone	$t_{\text{Luft,zoneL}}$ °C	t_{Zuluft} °C	t_{Abluft} °C	$t_{\text{Umluft,zu}}$ °C	$t_{\text{Umluft,ab}}$ °C	Temperaturen in 1,3 m Höhe
10	25,47		25,5			
9	25,13					t_{Luft} = 24,3 °C
8	24,64					t_{Umgebung} = 25,7 °C
7	24,39					$t_{\text{Empfindung}}$ = 25,0 °C
6	24,35					Lufttemperaturgradient zwischen 0,1 m und 1,1 m Höhe (Mittelwert)
5	24,30					
4	24,25					$g_{\text{Lufttemperatur}}$ = 0,9 K/m
3	24,16					maximaler Unterschied der Empfindungstemperatur in 1,3 m Höhe
2	24,03					
1	23,45	22,0				$\Delta t_{\text{Empfindung}}$ = 1,2 K

Strahlungsverhältnisse				(l, k kennzeichnen den Prüfrasterpunkt)			
globale Strahlungstemperatur		Strahlungstemperatur-Asymmetrie		maximal		minimal	
Maximal	minimal						
$t_{U,\text{max}}$ = 29,6 °C	$t_{U,\text{min}}$ = 24,4 °C	$\Delta t_{S,\text{max}}$ = 6,3 K	$\Delta t_{S,\text{min}}$ = 3,3 K				
1 = 1	k = 1	1 = 8	k = 3	1 = 6	k = 1	1 = 9	k = 4

Tabelle 2

Eingaben und Ergebnisse des Beispiels Kühldecke mit Leistungsanpassung und Zuluft

Zuluftstrom“ sind im **Bild 13** zusammengefasst. Trotz tausender Iterationen entsteht nur ein Bilanzfehler von 4 W. Mit besonderem Interesse werden die unterschiedlichen Kühldeckenleistungen trotz gleicher Kaltwassertemperatur festgestellt. Das nahe der Glasfassade liegende Dreieck 11 (siehe Bild 9) gibt eine um 6 % höhere Leistung ab, als das zu den Innenwänden hin orientierte Dreieck 12. Damit ist eine Möglichkeit gegeben, die Leistungen von thermisch aktiven Bauteilen hinsichtlich ihres Einsatzortes zu bewerten. Die vertikale Lufttemperaturverteilung liegt erwartungsgemäß höher als bei vollem Zuluftstrom. Die dennoch verminderte „Kühlleistung“ der Luft wird durch eine niedrigere Kaltwassertemperatur von $t_f = 14,8$ °C kompensiert. Die mittlere Wärmestromdichte, die die Kühldecke aufnimmt, steigt dadurch von 68,1 W/m² auf 72,9 W/m². Der Lufttemperaturverlauf ist im Bild 10 eingetragen.

Im Falle nicht aktivierter Interieurwärmequellen – Aufgabe 3 – ergeben sich ein niedrigerer Lufttemperaturverlauf und eine höhere Kaltwassertemperatur (siehe Bild 10).

Verifikation des Raummodells

Die Überprüfung komplex arbeitender Simulationsprogramme ist grundsätzlich sehr problematisch. Im vorliegenden Fall sind vier Möglichkeiten genutzt worden:

- ☐ wiederholte Überprüfung der Algorithmen
- ☐ Einzeltests der Programmmodule
- ☐ Plausibilitätstests der Ergebnisse
- ☐ Berechnungen für einen Kühldeckenprüfraum und Gegenüberstellung mit Messergebnissen bei sehr guter Übereinstimmung

Untersuchungen zur numerischen Stabilität des Algorithmus verliefen positiv. Der Einfluss veränderter Diskretisierungen – beispielsweise veränderte Zonenzahlen im Mehrzonenmodell – ist bei Räumen üblicher Höhen und Zonenzahlen > 10 gering.

Die Einzigartigen ELEKTRO-LUFTERWÄRMER von ENGELS



Geprüfte Sicherheit

Niederspannungsrichtlinien (93 / 68 / EWG)
EMV-Richtlinien (89 / 336 / EWG, 92 / 31 / EWG)

für HEIZUNG - KLIMA - LÜFTUNG

Funktionsqualität für Kanal-,
Rundrohranschluss und Geräteeinbau
Grosses Lagerprogramm - bis 100 kW

Neuer KATALOG EL 2020 - Bitte kostenlos anfordern.



ENGELS - ELEKTRO - LUFTERWÄRMER
ENGELNORM® - ENGELCANAL®
ENGELCOMPACT® - ENGELVARI-O®
ENGELCONTROL® - Temperaturbegrenzung
ENGELTHERM® - Temperaturregelung
ENGELAIR® - Luftstromüberwachung
ENGELTHYROTEMP® - Regelsystem TRS

KUNO ENGELS Vertriebs-GmbH

Elektrotechnische Fabrik
Postfach 102100 - D-42791 Leichlingen
Telefon 02174 / 7 90 00
Telefax 02174 / 79 00 - 10 / - 17
Internet: www.kunoengels.de
e-Mail: Info@kunoengels.de

**ENGELS LUFTERWÄRMUNG -
die bessere Lösung**



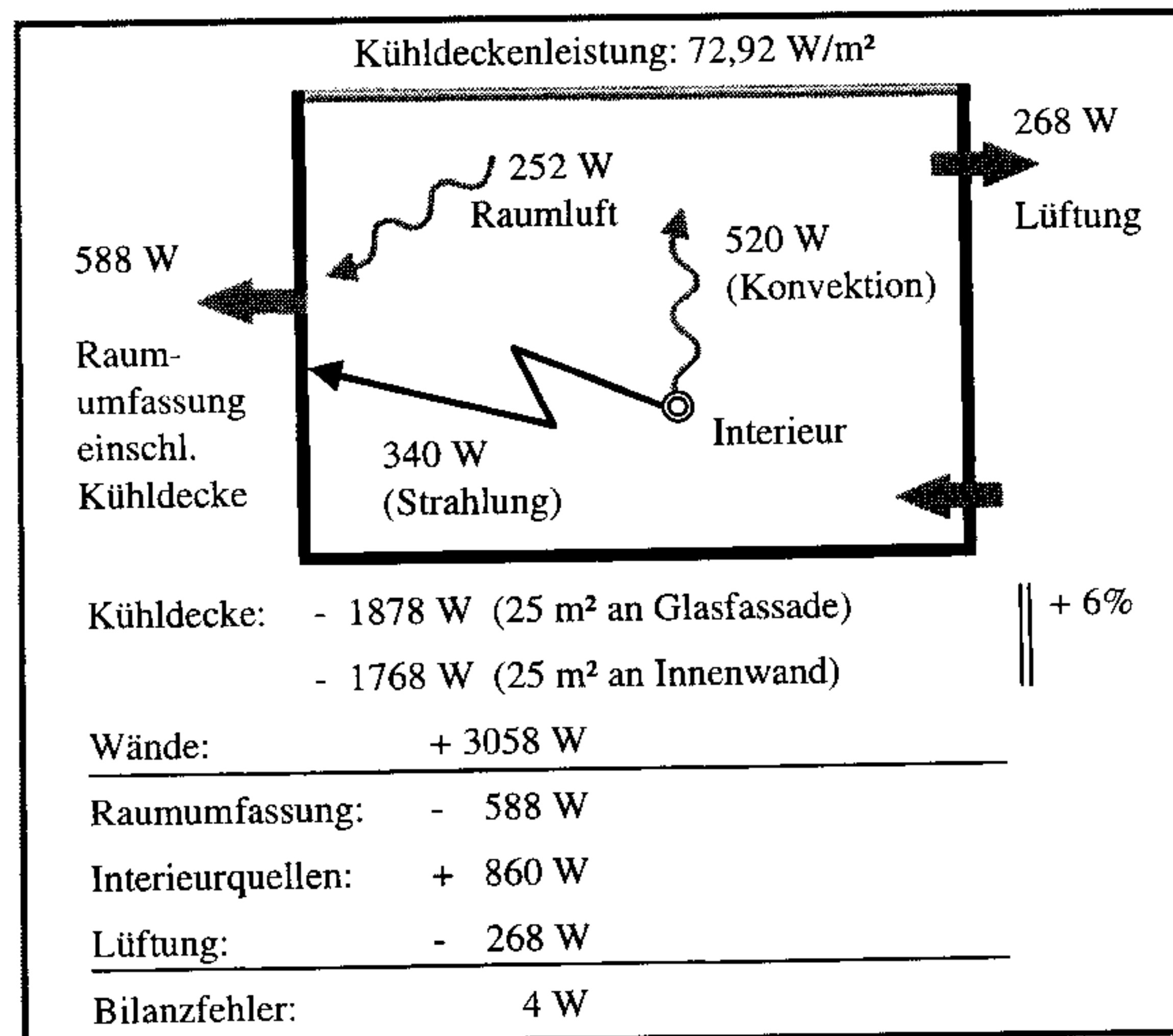


Bild 13

Zusammengefasste Wärmestrombilanzen der Variante „halber Zuluftstrom“

Untersuchungsinstrument „Quellluft-Modellierung“

Zahlreiche experimentelle Untersuchungen und Erfahrungen mit Quellluftsystemen sind in der Literatur umfangreich ausgewertet worden [3; 4; 5; 8]. Aus diesem Fundus entstand ein einfaches, manuelles Berechnungsverfahren [3]. Es wird nachfolgend kurz wiedergegeben und kritisch überprüft.

Die zur Modellierung benötigten Größen sind **Bild 14** zu entnehmen. Zur Charakterisierung der einzelnen Abschnitte des Temperatur-Polygonzuges werden die folgenden Kenngrößen definiert:

Temperaturerhöhung in der Aufenthaltszone im Bereich von 0,1 m bis 1,1 m

$$C = \frac{\Delta t_{AZ}}{\Delta t_{Raum}} = \frac{t_{1,1} - t_{0,1}}{t_{AB} - t_{ZU}} \quad (3)$$

Temperaturerhöhung im Bodenbereich von 0 m bis 0,1 m

$$K = \frac{\Delta t_{0,1}}{\Delta t_{Raum}} = \frac{t_{0,1} - t_{ZU}}{t_{AB} - t_{ZU}} \quad (4)$$

Die charakteristischen Konstanten C und K sind den **Tabellen 3** und **4** zu entnehmen.

Bei der Auslegung von Anlagen ist der maximal zulässige Lufttemperaturgradient (siehe weiter oben) zu beachten. Es gilt $g_{Lt,max} = \Delta t_{AZ,max} = 2 \text{ K}$.

Beispiel

Das im weiter oben betrachtete Beispiel werde erneut untersucht. Der Raum ist hierbei ausschließlich durch eine Quelllüftung zu kühlen. Der Luftvolumenstrom und der vertikale Lufttemperaturverlauf sind zu ermitteln.

Lösung:

Der Wärmeeintrag in den Raum von 3920 W erfolgt durch die Einzelwärmeströme (gerundet):

- Wände 2634 W
- Boden 426 W
- Interieur 860 W

Es werden 66 % des Gesamtwärmestromes in der unteren Raumhälfte eingebracht. Damit folgen: $C \approx 0,33$ (Mittelwert der Angaben für normale und hochbelastete Büroräume) und $K = 0,2$. Der letztere Wert ergibt sich für den Luftvolumenstrom

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c \cdot \Delta t_{Raum}} = \frac{3920}{1,2 \cdot 1,0 \cdot 0,33 \cdot 6} \text{ m}^3/\text{h} \approx 2000 \text{ m}^3/\text{h}$$

bzw. für den flächenbezogenen Luftvolumenstrom

$$\frac{\dot{V}}{A} = \frac{2000}{50} = 40 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

Die Gln. (3) und (4) liefern:

$$\Delta t_{Raum} = \frac{\Delta t_{AZ}}{C} = \frac{2}{0,33} \text{ K} = 6 \text{ K}$$

$$\Delta t_{0,1} = K \cdot \Delta t_{Raum} = 0,2 \cdot 6 \text{ K} = 1,2 \text{ K}$$

Aus diesen Angaben ergibt sich der vertikale Lufttemperaturverlauf bei einer Raumlufttemperatur in 1,1 m Höhe von $t_{1,1} = 24 \text{ °C}$ gemäß **Bild 15**.

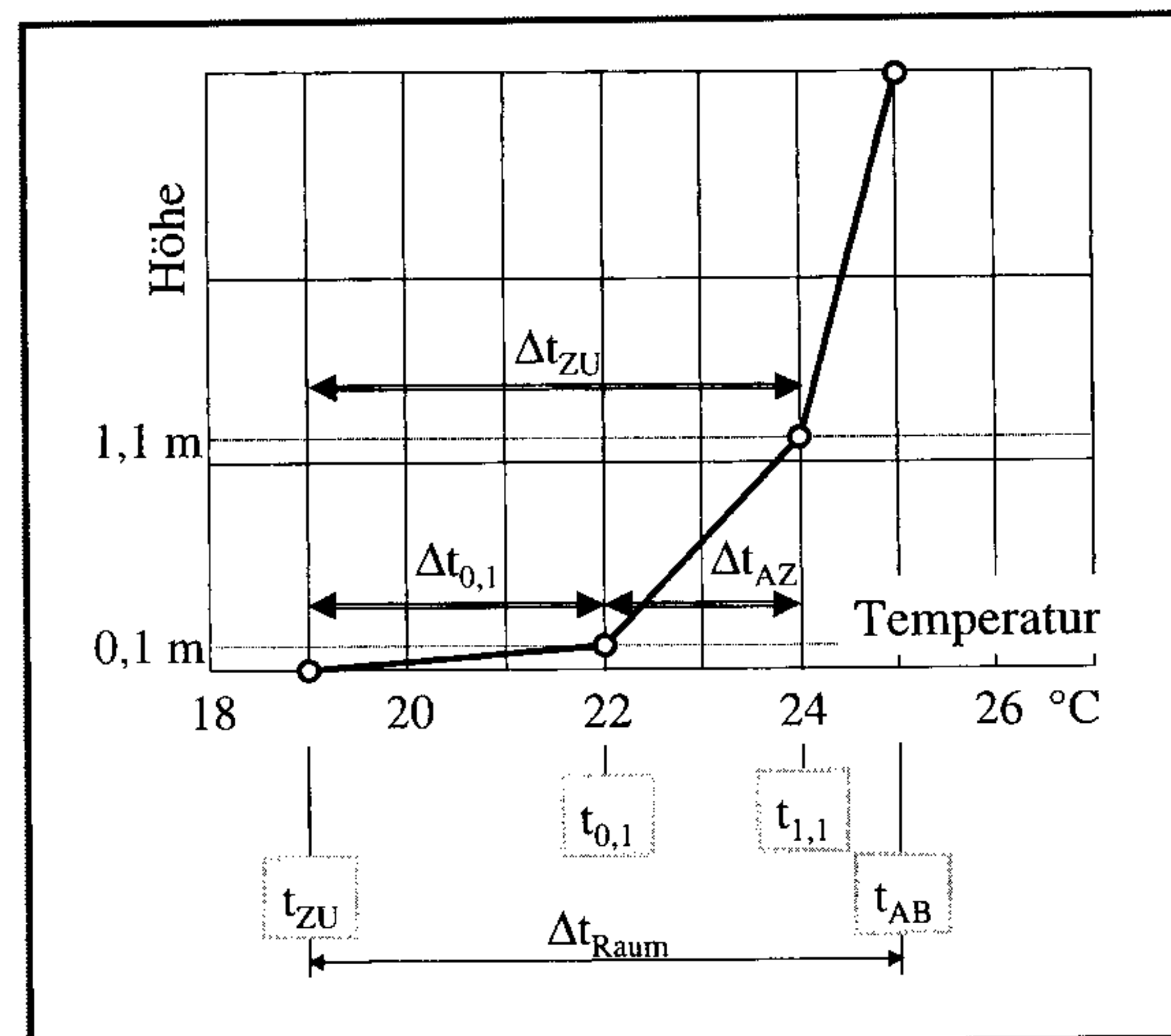


Bild 14

Schematischer Lufttemperaturverlauf über die Höhe des Raumes bei einer Quelllüftung

Verifikation der Quellluft-Modellierung

Auch ohne eine detaillierte Analyse sind folgende Modellierungsschwächen erkennbar:

- Das Modell enthält keine Aussagen zur Empfindungstemperatur (operativen Raumtemperatur). Die Lufttemperatur in 1,1 m Höhe wird frei gewählt und nimmt keinerlei Bezug auf die tatsächlichen, thermischen Verhältnisse im Raum.
- Die Qualität der Wärmequellen bezüglich Konvektions- und Strahlungsanteil bleibt unbeachtet.
- Die Wandtemperaturen werden nicht berücksichtigt. Diese könnten beispielsweise vorgegeben sein, oder aber sie folgen im allgemeinsten Fall aus den jeweils vorliegenden instationären Verhältnissen – im Sonderfall aus dem stationären Gleichgewichtszustand – gemäß den Wärmetransportvorgängen z.B. durch Zustrahlung der Interieurwärmeequellen, infolge der Wärmeleitung in den Bauteilen, durch Wärmeströme von oder zur Raumluft usw.
- Die experimentellen Grundlagen der Modellbildung beruhen offensichtlich auf stark konvektiv wirkenden Wärmequellen. Die in [4; 8] verwendeten Räume (Modellräume im Maßstab 1:1) haben nahezu adiabate, unbeheizte Raumumfassungen. Variiert wird lediglich in geringem Maße der Strahlungsanteil der Interieurwärmeequellen.

Konstante C	prozentuale Kühllast am Boden in %	Raumnutzung und Systeme
0,16	0 ... 20	großer Beleuchtungsanteil an der Decke (Museen, Studios)
0,25	20 ... 60	Büroräume
0,33	60 ... 100	Räume mit Quellluftinduktion
0,40	60 ... 100	Büroräume mit hohen Wärmelasten, kombinierte Kühldeckensysteme, Versammlungsräume

Tabelle 3

Quellluft-Modellierung nach [3]: Konstante C

Tabelle 4

Quellluft-Modellierung nach [3]: Konstante K

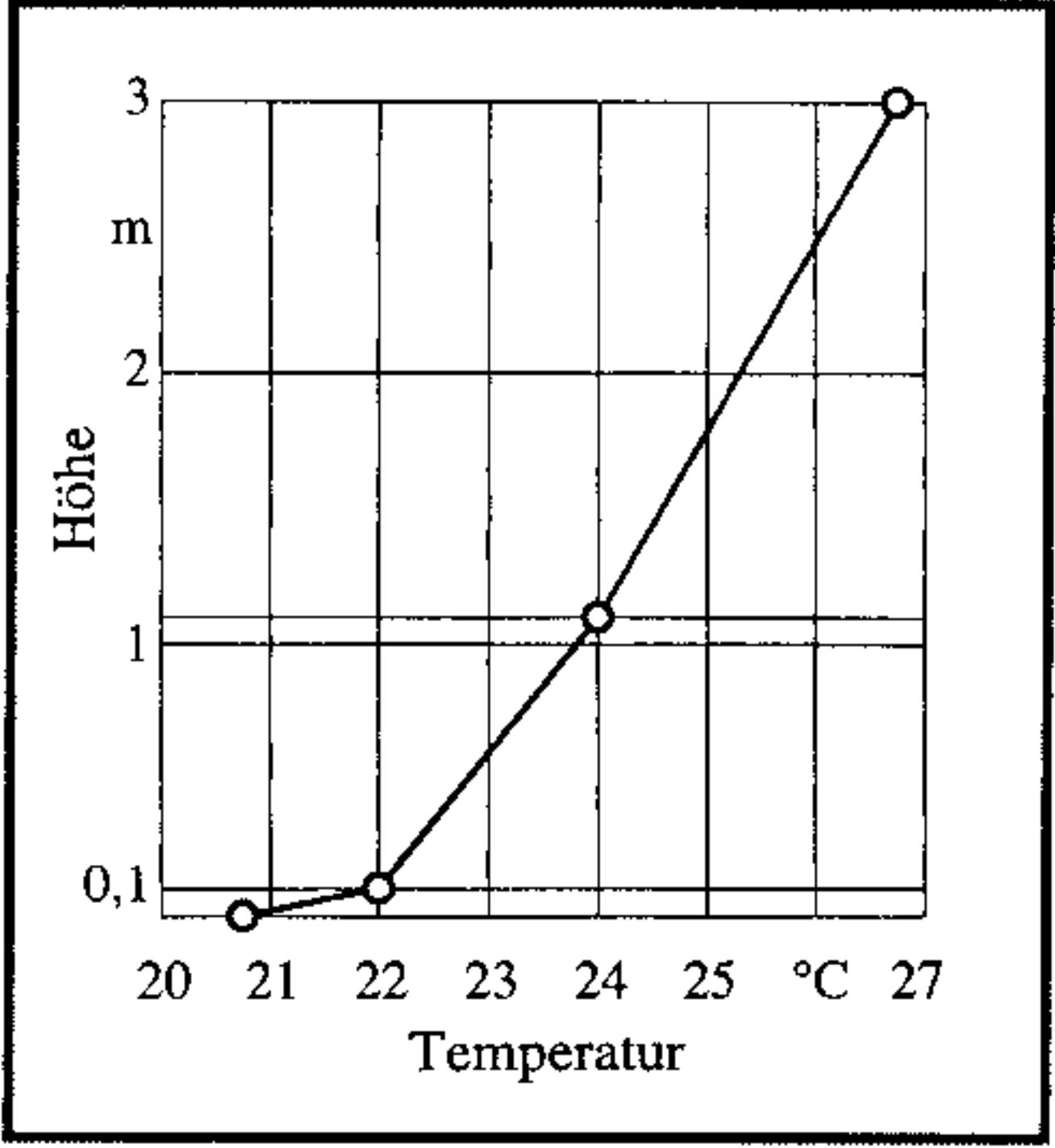


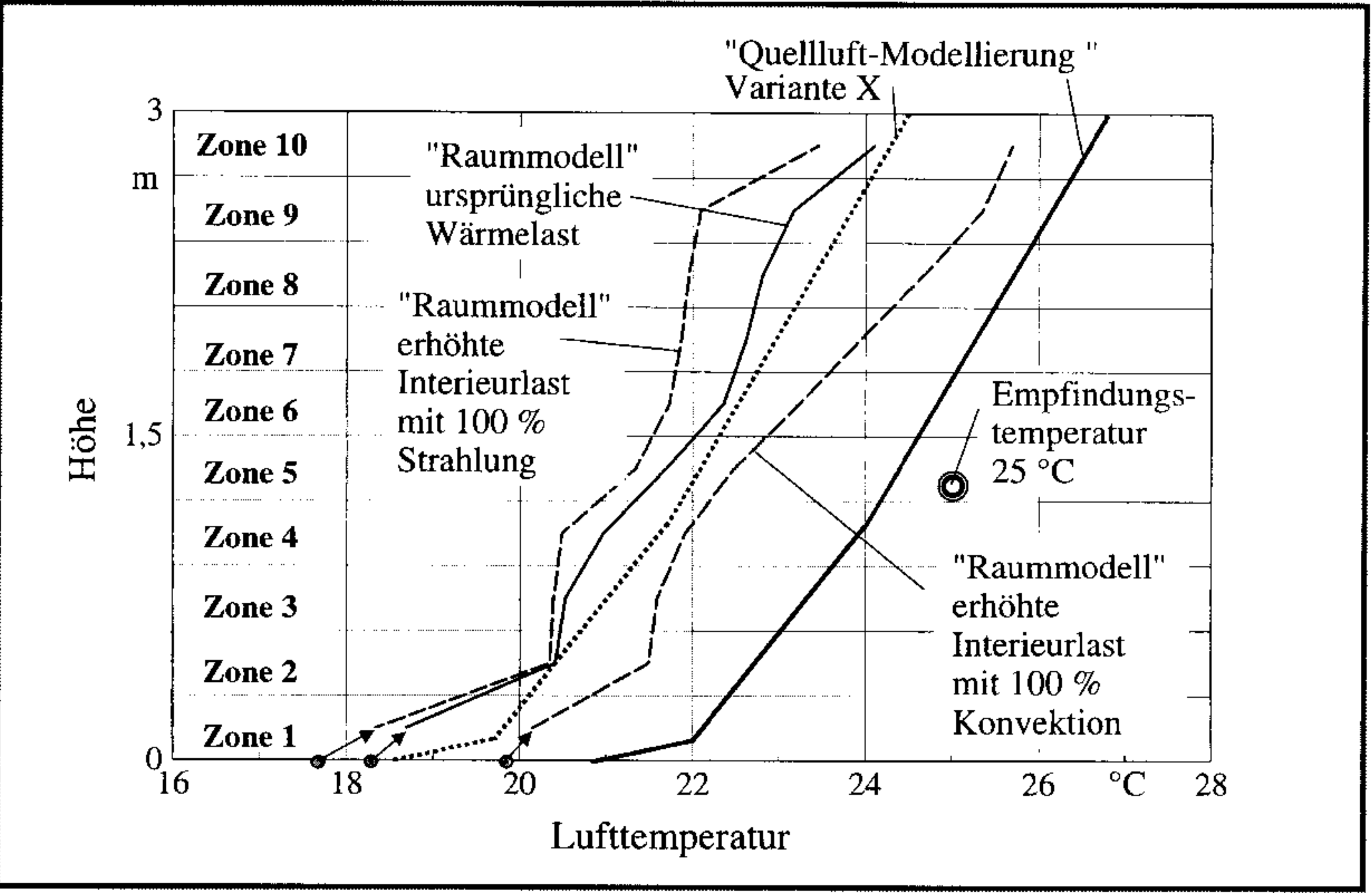
Bild 15

Vertikaler Lufttemperaturverlauf gemäß Beispielrechnung nach der Quellluftmodellierung

Bild 16

Gegenüberstellung der vertikalen Lufttemperaturverläufe nach der Quellluftmodellierung und nach Berechnungen mit dem Raummodell

Konstante K	spezifischer Luftvolumenstrom $m^3/(m^2h)$	Raumnutzung und Systeme
0,50	5 ... 10	Räume mit Mindestaußenluftvolumenstrom
0,33	15 ... 20	Räume mit Quellluftinduktion
0,20	> 25	Versammlungsräume



- Die in den Tabellen vermerkten Konstanten C sowie K sind stark veränderlich und sprungförmig, was auf eine sehr grobe Modellierung hindeutet.
- Im Weiteren wird das im Bild 15 dargestellte Ergebnis verschiedenen Berechnungen mit dem Raummodell gegenübergestellt. Dabei sind folgende Merkmale relevant:
- Die Raumkühlung erfolgt nur durch das Quellluftsystem mit dem Volumenstrom $2000 m^3/h$.

		Variante A	Variante B	Variante C
t_{Luft}	°C	21,6	21,2	22,4
$t_{Umgebung}$	°C	28,4	28,8	27,6
$t_{Empfindung}$	°C	25,0	25,0	25,0
$g_{Lufttemperatur}$	K/m	2,5	2,4	2,0
$\Delta t_{Empfindung}$	K	1,1	0,6	1,0
$t_{U,max}$	°C	29,5	29,4	28,5
$\Delta t_{s,max}$	K	3,6	3,2	3,4

Tabelle 5

Relevante Ergebnisse der Raumkühlung mit Quellluft (Größen analog Tabelle 2)

RAL

Gütezeichen
Raumluftechnische Geräte

RLT Das macht uns stark:

ABB Fläkt Produkte GmbH, AL-KO THERM GMBH Maschinenfabrik, DSD Dillinger Stahlbau GmbH, KLIMATEC Luft- und Klimatechnische Gerätebau GmbH, Holland Heating Deutschland GmbH

Gütegemeinschaft Raumluftechnische Geräte e.V.: Ein Zusammenschluß führender Hersteller raumluftechnischer Geräte.

□ Die Raumluft wird iterativ so angepasst, dass in 1,3 m Höhe stets eine Empfindungstemperatur von 25 °C herrscht.

□ Die gesamte Wärmelast des Raumes bleibt bei allen Berechnungen unverändert. Ihre Verteilung wird jedoch variiert.

Variante A: $\dot{Q}_{\text{Raumumfassungen}} = 3060 \text{ W}$; $\dot{Q}_{\text{Interieur}} = 860 \text{ W}$ (40 % Strahlung)

Variante B: $\dot{Q}_{\text{Raumumfassungen}} = 2200 \text{ W}$; $\dot{Q}_{\text{Interieur}} = 1720 \text{ W}$ (100 % Strahlung)

Variante C: $\dot{Q}_{\text{Raumumfassungen}} = 2200 \text{ W}$; $\dot{Q}_{\text{Interieur}} = 1720 \text{ W}$ (100 % Konvektion).

Die Ergebnisse sind aus **Tabelle 5** und **Bild 16** ersichtlich. Die Ergebnisse zeigen, dass die Quelltüftung bei $t_E = 25 \text{ °C}$ die Grenzwerte $t_{L,\min}$ unterschreitet, $t_{U,\max}$ und $g_{L,\max}$ überschreitet!

Das Bild erhärtet die bereits kritisierten Schwächen der Quelltüftung-Modellierung. Es gelten die folgenden Feststellungen:

□ Die vertikalen Lufttemperaturverläufe nach dem Raummodell werden von der Höhenlage der konvektiven Wärmequellen und ihrer Intensität stark beeinflusst. Da die Interieurwärmequellen zwischen 0,75 m und 1,30 m liegen, ergibt sich in den darüber liegenden Zonen eine verstärkte Zunahme der Lufttemperatur.

□ Die konvektiven Wärmelasten bei der Betrachtung mit dem Raummodell wachsen in der Reihenfolge „100 % Strahlung“, „ursprüngliche Wärmelast“ und „100 % Konvektion“. Folgerichtig steigt auch die Lufttemperatur oberhalb der dritten Zone verstärkt an.

□ Die Lage der Wärmequellen kann beim Quelltüftungmodell lediglich pauschal in der Wahl der Konstanten C berücksichtigt werden. Die Strahlungsanteile der Wärmequellen finden überhaupt keine Beachtung. Dennoch entspricht die Form des vertikalen Temperaturverlaufs

näherungsweise den Verläufen, die aus dem Raummodell folgen.

□ Die gesamte Lufttemperaturdifferenz $\Delta t_{\text{Raum}} = t_{AB} - t_{ZU}$ ist bei allen Varianten natürlich gleich groß, da die Gesamtwärmelast und der Luftvolumenstrom unverändert gelten und die Raumkühlung nur mit Luft erfolgt.

□ Die mit dem Raummodell errechneten Lufttemperaturverläufe gelten stets für eine Empfindungstemperatur von 25 °C. Je höher der Strahlungsanteil der Wärmequellen ist, umso höher ist auch die Umgebungstemperatur und umso niedriger muss die Lufttemperatur liegen. Die Kurvenverläufe rücken deshalb mit zunehmender Strahlung weiter nach links.

□ Dieser sehr wichtige Einfluss wird bei der Quelltüftung-Modellierung nicht berücksichtigt! Die Lage der vertikalen Temperaturkurve ist durch die Vorgabe der Lufttemperatur in 1,1 m Höhe willkürlich und hat keine Aussagekraft für die tatsächliche Größe der Empfindungstemperatur. Die im Bild 16 vorgenommene Verschiebung „Variante X“ verdeutlicht dies.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Quelltüftung-Modellierung für eine umfassende wärmephysiologische Bewertung der Raumverhältnisse nicht geeignet ist. H 122

Literatur

- [1] Fischer, V.: *Gekoppelte numerische Simulation von Raumluftströmung, Raumumschließungskonstruktion und Heizungsanlage*. Diss. TU Dresden, 1997.
- [2] Glück, B.: *Wärmetechnisches Raummodell – Gekoppelte Berechnungen und wärmephysiologische Untersuchungen*. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1997 (ISBN 3-7880-7615-1).
- [3] Guntermann, K. J.: *Quelltüftung – Grundlagen und Auslegungshinweise in Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik*. München: Oldenbourg Verlag 1998 (ISBN 3-486-26215-7).
- [4] Krühne, H.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Quelltüftungströmung*. Diss. TU Berlin, 1995.

- [5] Fitzner, K.: *Quelltüftung und Deckenkühlung*. Gesundheits-Ingenieur (1998) Heft 1, S. 1 - 10.
- [6] Li, Y.; Sandberg, M.; Fuchs, L.: *Vertical Temperature Profiles in Rooms Ventilated by Displacement: Full-Scale Measurement and Nodal Modelling*. Indoor Air, 2, p. 225 - 243 (1992).
- [7] Nadler, N.: *Modellierung der Raumlufttemperatur bei Quelltüftung und Flächenkühlung*. HLH Bd. 46 (1995) Nr. 3, S. 177 - 181.
- [8] Behne, M.: *Temperatur-, Luftgeschwindigkeits- und Konzentrationsverteilungen in Räumen mit Deckenkühlung*. Diss. TU Berlin, 1995.