

Handbuch der thermischen Behaglichkeit – Sommerlicher Kühlbetrieb –

W. Richter

**Forschung
Projekt F 2071**

**Forschung
Projekt F 2071**

W. Richter

**Handbuch der thermischen Behaglichkeit
– Sommerlicher Kühlbetrieb –**

Dortmund/Berlin/Dresden 2007

Diese Veröffentlichung ist der Abschlussbericht zum Projekt „Entwicklung eines Handbuchs zur optimalen Beeinflussung der klimatischen Bedingungen in Arbeitsräumen unter sommerlichen Bedingungen“ - Projekt F 2071 - im Auftrag der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei dem Autor.

Autor: Prof. Dr.-Ing. habil. Wolfgang Richter

Unter Mitarbeit von:

Dr.-Ing. Ralf Gritzki, Dipl.-Ing. Ingo Müller,
Dr.-Ing. Alf Perschk, Dr.-Ing. Markus Rösler,
Dr.-Ing. Klaus Windisch

Technische Universität Dresden
Institut für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung
01062 Dresden
Telefon: 0351 46332901
Telefax: 0351 46337888

Herausgeber: Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin
Friedrich-Henkel-Weg 1-25, 44149 Dortmund
Telefon: 0231 9071-0
Telefax: 0231 9071-2454
E-Mail: poststelle@buaa.bund.de
Internet: www.buaa.de

Berlin:
Nöldnerstr. 40-42, 10317 Berlin
Telefon: 030 51548-0
Telefax: 030 51548-4170

Dresden:
Proschhübelstr. 8, 01099 Dresden
Telefon: 0351 5639-50
Telefax: 0351 5639-5210

Alle Rechte einschließlich der fotomechanischen Wiedergabe und des auszugsweisen Nachdrucks vorbehalten.
Aus Gründen des Umweltschutzes wurde diese Schrift auf Recyclingpapier gedruckt.

ISBN 978-3-88261-068-0

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Kurzreferat	6
Abstract	7
Résumé	8
1 Einleitung	9
2 Thermische Behaglichkeit	13
2.1 Einführung	13
2.2 Globales thermisches Behaglichkeitskriterium	14
2.2.1 Allgemeines	14
2.2.2 Die FANGER - Gleichung (PMV - Maßstab)	15
2.2.3 Die operative Temperatur (Empfindungstemperatur)	19
2.3 Lokale thermische Behaglichkeitskriterien	21
2.3.1 Zugluftrisiko	21
2.3.2 Strahlungsasymmetrie	23
2.3.3 Zulässige Oberflächentemperatur des Fußbodens	25
2.3.4 Vertikaler Raumlufttemperaturgradient	25
2.3.5 Schwülegrenze	26
2.4 Bewertungskategorien, Gesamtbewertung	26
2.5 Thermische Behaglichkeit bei instationären Umgebungs- bedingungen	28
3 Berechnungsalgorithmus	29
3.1 Vorbemerkungen	29
3.2 Simulationsprogramm	30
3.3 Modellbildung	31
3.4 Berechnungsablauf	32

4	Randbedingungen	34
4.1	Raummodell	34
4.2	Anlagentechnik	38
4.2.1	Flächenkühlung	38
4.2.2	Luftkühlung	38
4.2.3	Kombinierte Verfahren (Quelllüftung und Kühldecke)	39
4.3	Thermische Lasten, Raumtemperaturen	41
4.3.1	Wetterdaten, Raumorientierung, Zeitpunkt der Auswertung	41
4.3.2	Innere thermische Lasten	45
4.3.3	Raumtemperaturen	51
4.3.4	Temperaturen benachbarter Räume	52
5	Bewertung der thermischen Behaglichkeit	56
5.1	Vergleich zusammenfassender Behaglichkeitskriterien	56
5.2	Zum Einfluss der direkten Solareinstrahlung	59
5.3	Annahmen zur globalen thermischen Behaglichkeit	59
5.3.1	PMV - Verteilung, PPD	59
5.3.2	Operative Temperatur	61
5.4	Annahmen zu lokalen Behaglichkeitskriterien	62
5.4.1	Zugluftrisiko	62
5.4.2	Maximale Strahlungsasymmetrie	62
5.4.3	Vertikaler Raumlufthemperaturgradient	63
5.4.4	Fußbodenoberflächentemperatur	64
6	Übersicht der Untersuchungsvarianten	65
7	Erläuterung der grafischen Darstellungen zur thermischen Behaglichkeit	68
8	Auswertung, Analyse	73
9	Zusammenfassung	106

Literaturverzeichnis	109
Autoren	109
Normen, Richtlinien	111
Verzeichnis der Formelzeichen und Indizes	112
Formelzeichen	112
Indizes	113
Danksagung	114
Anhang - Zusammenstellung der Ergebnisse	115

Handbuch der thermischen Behaglichkeit

- Sommerlicher Kühlbetrieb -

Kurzreferat

Das vorliegende Handbuch soll als Entscheidungshilfe bei der Auswahl bau- und anlagentechnischer Maßnahmen für Bürogebäude sowie vergleichbarer Raumkategorien dienen. Als Anwender kommen Bauherren, Architekten, Fachplaner der Technischen Gebäudeausrüstung, Bauphysiker, Hygieniker, Arbeitsschutzexperten, Vermieter und Mieter, aber auch an Fragestellungen der thermischen Behaglichkeit arbeitende Wissenschaftler in Betracht.

Im ersten Abschnitt werden die Grundlagen der thermischen Behaglichkeit und die dem Handbuch zu Grunde gelegten Behaglichkeitskriterien erläutert. Daran schließen sich Ausführungen zum Behaglichkeitsalgorithmus und den damit im Zusammenhang stehenden Randbedingungen an. Den Hauptanteil des Handbuches bilden grafische Darstellungen zur thermischen Behaglichkeit für die verschiedensten bau- und anlagentechnischen Varianten. Eine vergleichende Analyse soll dem Leser die Anwendung der erreichten Ergebnisse erleichtern.

Schlagwörter:

Thermische Behaglichkeit, Planungswerkzeug, Raumkühlung, Lüftungsanlage, Raumluftströmung, Raumlufttemperatur, Raumluftgeschwindigkeit, Zugluftrisiko, Oberflächentemperatur, Strahlungsasymmetrie, operative Temperatur

Manual of Thermal Comfort

- Summer Cooling Mode -

Abstract

This manual is a decision tool to help choose structural measures and make decisions regarding building energy systems for office buildings and comparable room categories. This guide is meant for buildings owners, architects, HVAC engineers, structural physics specialists, hygienists, industrial safety engineers, landlords and tenants, but also scientists with an interest in thermal comfort.

In a first part, the author describes the fundamentals of thermal comfort and the comfort criteria that form the basis of the manual. Subsequently, details are given concerning the calculation algorithm and the related boundary conditions. The major part of the book contains diagrams illustrating thermal comfort for the most various structures and installations. A comparative analysis will help the reader to apply the presented results.

Key words:

thermal comfort, design tool, cooling system, ventilation system, indoor air flow, indoor air temperature, indoor air velocity, draught risk, surface temperature, radiant temperature asymmetry, operative temperature

Manuel sur le Confort Thermique

- Climatisation Estivale -

Résumé

Dans le but d'aider à la prise de décisions et au choix des mesures appropriées, le présent manuel se propose de fournir des outils techniques pour la construction et l'équipement technique de bâtiments administratifs et d'espaces similaires. Le manuel s'adresse aux maîtres d'ouvrage, architectes, ingénieurs et concepteurs spécialisés dans l'équipement technique du bâtiment, physiciens de construction, hygiénistes et experts en sécurité sur les lieux de travail, bailleurs et locataires, de même qu'aux scientifiques travaillant sur des questions du confort thermique.

Dans le premier paragraphe, l'auteur décrit les principes et les critères du confort thermique qui sont à la base du présent manuel. Par la suite, l'auteur développe en détail l'algorithme de calcul et, en rapport avec cela, les conditions aux limites et des contraintes. La partie essentielle du manuel présente des graphiques illustrant le confort thermique pour les versions les plus diverses de construction et d'équipement technique. Une analyse comparative doit faciliter au lecteur l'utilisation des résultats atteints.

Mots clés:

Equipement, Confort thermique, Outils de planification, réfrigération de locaux, Système d'aération, Ecoulement de l'air intérieur, Température de l'air intérieur, Vitesse de l'air intérieur, Risque de courant d'air, Température surfacique, Asymétrie de rayonnement thermique, Température opératoire

1 Einleitung

Anlagen zur Raumkühlung werden installiert, um die thermische Behaglichkeit in Bürogebäuden sowie vergleichbaren Raumkategorien wie Aufenthalts- und Arbeitsräumen zu sichern. Es ist daher nicht verwunderlich, dass man bereits sehr frühzeitig Überlegungen dahingehend angestellt hat, wie dieses Komfortkriterium quantifiziert werden könnte. Über viele Jahre hinweg galt die

operative Temperatur (Empfindungstemperatur)

als ausreichender Maßstab, der allerdings den Einfluss der Raumluftrömung nur unzureichend berücksichtigt. Erst mit den Untersuchungen von FANGER liegen uns umfassende Berechnungsgleichungen zur Beurteilung der thermischen Behaglichkeit vor, die mittlerweile in die relevante Norm

DIN EN 7730

eingeflossen sind.

Für den Anwender besteht allerdings das Problem, dass er mit Hilfe der üblichen Planungsunterlagen und -werkzeuge keine Möglichkeit hat, für den von ihm bearbeiteten Fall die jeweils zu erwartenden vorliegenden Behaglichkeitsverhältnisse zu prüfen, um gegebenenfalls Änderungen an der Bau- und Anlagentechnik vornehmen zu können. Insbesondere eine Einschätzung der sich einstellenden Raumluftrömung als wesentlichste Einflussgröße für das Behaglichkeitskriterium „Zugluftrisiko“ bleibt somit auf wenige wissenschaftliche Institutionen und Anlagenhersteller beschränkt.

Diese unbefriedigende Situation hat sich auch in neuerer Zeit nicht verbessert. Inwieweit verringert sich die thermische Behaglichkeit mit zunehmendem Fensterflächenanteil? Besitzen wir einen „Freiheitsgrad“ bei der Auswahl oder Anordnung anlagentechnischer Komponenten? Diese und andere in der Fachwelt strittigen Fragen bedürfen einer eindeutigen Klärung, da zunehmend die thermische Behaglichkeit insbesondere unter sommerlichen Bedingungen als eine entscheidende Größe zur Beeinflussung der Arbeitsproduktivität begriffen wird.

In der zurückliegenden Zeit hat es mehrfach Versuche gegeben, die Ergebnisse von FANGER (1970) für verschiedene Anwendungsfälle praxisnah aufzubereiten und

damit dem oben beschriebenen Dilemma zu begegnen. Diese Arbeiten basieren auf rechnerischen Simulationsverfahren, da nur auf diese Weise genau definierte Randbedingungen auch bei einer größeren Variantenzahl sichergestellt werden können.¹ In erster Linie ist hierbei die Arbeit von RICHTER (2003) zu nennen, die – wie bisher weitestgehend üblich – auf die Verhältnisse in der Heizperiode eingeht. Dennoch bildet diese Untersuchung ein gewisses Vorbild zur vorliegenden Monografie. Der grundsätzliche Aufbau ist analog, ausgewählte Abschnitte des beschreibenden Teils werden bei Berücksichtigung der spezifischen sommerlichen Verhältnisse übernommen bzw. aktualisiert. Ein sehr guter Vergleich ist in diesem Zusammenhang mit RICHTER (2006) möglich.

Im vorliegenden Handbuch werden allen an den Fragen der thermischen Behaglichkeit interessierten Anwendern, also Bauherren, Architekten, Fachplanern der Technischen Gebäudeausrüstung, Bauphysikern, Hygienikern, Arbeitsschutzexperten, Vermietern und Mietern, aber auch an diesem Problemkreis arbeitenden Wissenschaftlern umfassende Angaben zu den entscheidenden Größen

- operative Temperatur (einschließlich „Grenz“ - Geschwindigkeiten),
- PMV (predicted mean vote),
- PPD (predicted percentage of dissatisfied),
- Lufttemperaturverlauf über der Höhe,
- Strahlungsasymmetrie,
- Zugluftrisiko

sowie weitere Angaben zu Luftgeschwindigkeitsverläufen und Oberflächentemperaturen zur Verfügung gestellt. Als wichtige Parameter dienen sowohl bautechnische Größen wie Verschattungsmöglichkeit und Fensterflächenanteil als auch anlagentechnische Eigenschaften wie Kühlsystem oder auch Anordnung und Ausführung von Komponenten im Raum.

Gebäude mit natürlichen Kühlverfahren – z. B. der Nachtlüftung – werden hier nicht berücksichtigt, da die angegebenen Komfortwerte nach pr EN 15251 sich stark von den hier zu Grunde gelegten FANGER-Werten unterscheiden.

¹ Unabhängig davon sind die Untersuchungen von LEBRUN (1979), SZERMAN (1986), MAYER (1989), SCHLAPMANN (1998), OLESEN (1998), GLÜCK (2001), HEINZ (2003) oder auch DORER (2002) zu nennen, die ausgewählten Problemstellungen auf analytischem bzw. messtechnischem Weg begegnen.

Das Handbuch enthält innerhalb der einführenden Abschnitte neben den notwendigen Erläuterungen zur thermischen Behaglichkeit auch alle Angaben

- zum Berechnungsmodell,
- zur Auswahl der wichtigsten Randbedingungen und
- zur Aufbereitung der Ergebnisse.

Im Interesse mehr praktisch orientierter Leser wird auf die Darstellung mathematischer Zusammenhänge weitestgehend verzichtet. Eine Ausnahme bildet Abschnitt 2 „Thermische Behaglichkeit“, um Verständnis für die dem Handbuch zu Grunde liegenden Kenngrößen zu wecken. Stärker interessierte Leser werden auf die angegebene Literatur verwiesen.

Verständlicherweise würden sich die Autoren der Untersuchung über eine möglichst umfangreiche Verwendung in der täglichen Praxis freuen, da die Ergebnisse gleichermaßen für Büros, Wohnungen, Hotelräume, Krankenzimmer usw. zutreffen. Auf die eingeschränkte Extrapolationsmöglichkeit für Räume mit anderem Aktivitätsgrad (Werkstätten, Verkaufseinrichtungen usw.) wird hingewiesen. Eine Anwendungsgrenze ergibt sich bei größeren Abweichungen vom verwendeten Raummodell.

In der vorliegenden Arbeit werden zwar instationäre Randbedingungen (Wetterdaten) angenommen, die Auswertung zur thermischen Behaglichkeit bezieht sich aber dann auf den quasistationären Zustand. Dies bildet eine wichtige Voraussetzung für die Anwendung der Bewertungsgleichungen von FANGER. Vereinfacht kann man diesen Zusammenhang mit dem Begriff

stationäre thermische Behaglichkeit

umschreiben. Für die Bewertung der thermischen Behaglichkeit unter instationären Bedingungen fehlen derzeit noch belastbare Unterlagen.

In analoger Weise ist zu beachten, dass ein deutlicher Unterschied zwischen den Angaben zur thermischen Behaglichkeit und denen zur Raumluftqualität bestehen kann. Beispielsweise schützen gute Temperaturverhältnisse nicht vor problematischen Schadstoffverteilungen und -konzentrationen im Raum, die sich als Folge einer unzureichenden Raumdurchspülung einstellen.

Weiterhin ist zu erwähnen, dass aus den vorliegenden Unterlagen keine vorschnellen Rückschlüsse auf das energetische Verhalten der betreffenden anlagentechnischen Lösung gezogen werden können. Zwar lassen sich bestimmte Phänomene wie die Lufttemperaturverteilung über der Höhe hervorragend erkennen; quantitative Schlussfolgerungen im Hinblick auf den Energiebedarf sind jedoch nicht zulässig, da Speicherungs- und Entspeicherungsvorgänge nur bedingt feststellbar sind.

- geringste thermoregulatorische ³ Aufwendungen des Organismus zur Aufrechterhaltung der konstanten Körperkerntemperatur,
- anstrengungslose, unspürbare Wärmeabgabe und
- subjektive Empfindung des Wohlbehagens, das heißt neutrale Klimabewertung (nicht als warm oder kühl empfundene Umgebung).

Diese Bedingungen müssen einerseits für den Gesamtenergiehaushalt erfüllt sein (**globales** thermisches Behaglichkeitskriterium) und dürfen darüber hinaus nicht bei einzelnen Körperregionen verletzt werden (**lokale** thermische Behaglichkeitskriterien).

2.2 Globales thermisches Behaglichkeitskriterium

2.2.1 Allgemeines

Unter globaler thermischer Behaglichkeit versteht man die Erfüllung der Gesamtwärmebilanz des menschlichen Körpers bei geringsten thermoregulatorischen Belastungen des Organismus. Die Sicherung der globalen thermischen Behaglichkeit ist eine

notwendige, aber nicht hinreichende Bedingung

für das Wohlbehagen des Menschen, weil die im stationären Zustand erfüllte Gesamtwärmebilanz (ausgehend von der mittleren behaglichen Hauttemperatur) keine Aussagen zur lokalen Wärmestromdichte an unterschiedlichen Bereichen der menschlichen Oberfläche zulässt.⁴

Lange bevor die Ergebnisse umfangreicher und vielseitiger Klimakammerexperimente mit Variation aller zu erwartender relevanter Einflussgrößen vorlagen, waren nur Erfahrungswerte zur optimalen Raumtemperatur, zulässigen Raumlufffeuchte sowie -geschwindigkeit die einzigen ingenieurtechnisch nutzbaren Kriterien zur Einhaltung

³ Hierunter werden alle Maßnahmen des Körpers zur geregelten Wärmeentwicklung verstanden. Man unterscheidet in:

a) chemische Thermoregulation (Stoffwechsel),

b) physikalische Thermoregulation (Hautdurchblutung, Schweißabsonderung usw.).

⁴ Die globale thermische Behaglichkeit kann nur in solchen Räumen als hinreichend betrachtet werden, in denen keine spürbaren lokalen Unterschiede bei der „Entwärmung“ (Wärmeabgabe) des Körpers auftreten (z. B. keine unangenehme Zugluft im Nackenbereich).

der thermischen Behaglichkeit. Solche Erfahrungswerte existierten für die am häufigsten vorkommenden Raumkategorien. Stillschweigend wurden dabei durchschnittliche

- Bekleidungsgeohnheiten bzw. -notwendigkeiten und
- körperlichen Belastungen (Aktivität des Menschen)

vorausgesetzt.

Erst die gezielte Analyse aller möglichen Einflussgrößen führte zur Quantifizierung und mathematischen Beschreibung der für die globale thermische Behaglichkeit relevanten Größen

- Aktivität des Menschen (Bruttoenergieumsatz),
- Kleidung des Menschen (äquivalenter Wärmeleitwiderstand) und
- Raumklima (Lufttemperatur, mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung, Luftgeschwindigkeit, Luftfeuchte).

2.2.2 Die FANGER - Gleichung (PMV - Maßstab)

Im Rahmen von Klimakammerexperimenten wurden mit einer großen Zahl von Versuchspersonen die grundlegenden biophysikalischen Bedingungen gefunden, die bei globaler thermischer Behaglichkeit gleichzeitig eingehalten sein müssen (FANGER (1970)):

- Gleichheit von Wärmeentwicklung mit der Summe der Wärmeabgabeströme (durch die relevanten Prozesse Atmung (A), unspürbare (D) und spürbare (V) Verdunstung, Konvektion (K), Strahlung (S))

$$\dot{q}_M = (1 - \eta_M) \dot{q}_{Br} \equiv \sum \dot{q}_{ab} = \dot{q}_A + \dot{q}_D + \dot{q}_V + \dot{q}_K + \dot{q}_S$$

\dot{q}_M in W/m^2	spezifische Gesamtwärmeentwicklung des Menschen (bezogen auf die Oberfläche des nackten Menschen $A_{M,n}$)
\dot{q}_{Br} in W/m^2	spezifischer Bruttoenergieumsatz (abhängig von der Belastung des Menschen \equiv Aktivität)
η_M	Wirkungsgrad des Menschen
$\sum \dot{q}_{ab}$ in W/m^2	Summe der spezifischen Wärmeabgabeströme.

- Einhaltung der von der Gesamtwärmeentwicklung abhängigen behaglichen mittleren Hauttemperatur

$$\vartheta_{H,b} = 35,7 \text{ °C} - 0,0275 \text{ m}^2 \text{ K/W} \cdot \dot{q}_M$$

$\vartheta_{H,b}$ in °C behagliche mittlere Hauttemperatur des Menschen.

- Vorhandensein einer von der Gesamtwärmeentwicklung abhängigen behaglichen Wärmeabgabe durch spürbare Schweißverdunstung (sensible Transpiration)

$$\dot{q}_{V,b} = 0,42 (\dot{q}_M - 58 \text{ W/m}^2)$$

$\dot{q}_{V,b}$ in W/m² behagliche spezifische Wärmeabgabe durch Schweißverdunstung.

Unter Zugrundelegung dieser Bedingungen konnte ein Gleichungssystem - FANGER - Gleichung - für die globale thermische Behaglichkeit formuliert werden (FANGER (1970), DIN EN 7730):

$$\dot{q}_M - \dot{q}_A - \dot{q}_D - \dot{q}_V = \dot{q}_{KI} = \dot{q}_K + \dot{q}_S$$

mit
$$\dot{q}_{KI} = \left(\frac{\lambda}{\delta} \right)_{KI} (\vartheta_H - \vartheta_M)$$

$$\dot{q}_K = \alpha_K f_{KI} (\vartheta_M - \vartheta_L)$$

$$\dot{q}_S = \alpha_S f_S f_{KI} (\vartheta_M - \vartheta_S)$$

\dot{q}_{KI} in W/m² spezifischer Wärmestrom infolge Wärmeleitung (Kleidung)

$(\delta/\lambda)_{KI}$ in m²K/W äquivalenter Wärmeleitwiderstand der Bekleidung

α_K in W/(m² K) Wärmeübergangskoeffizient infolge Konvektion

α_S in W/(m² K) Wärmeübergangskoeffizient infolge Strahlung

ϑ_H in °C mittlere Hauttemperatur des Menschen

ϑ_M in °C mittlere Oberflächentemperatur des bekleideten Menschen

ϑ_L in °C mittlere Lufttemperatur in der Umgebung des Menschen

ϑ_S in °C mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung

$f_{KI} = A_M / A_{M,n}$ Bekleidungsflächenfaktor (Flächenvergrößerung infolge der Bekleidung A_M gegenüber der Oberfläche des nackten Menschen $A_{M,n}$)

$f_S = A_S / A_M$ Strahlungsflächenfaktor (nicht die gesamte Oberfläche des Menschen ist strahlungswirksam).

Aus diesem Gleichungssystem lassen sich behagliche Wertekombinationen für die relevanten Einflussgrößen berechnen (Tab. 2.1).

Tab. 2.1 Übersicht der relevanten Einflussgrößen

Einflussgröße	Charakterisierung durch
Aktivität	$\dot{q}_{Br}; \eta_M$
Kleidung	$(\delta/\lambda)_{KI}; f_{KI}^5$
Raumklima	$\vartheta_L; \vartheta_S; w_L; p_D^6$

Aus der Differenz zwischen realer aktivitätsbedingter Wärmeabgabe \dot{q}_M und der bei den vorliegenden raumklimatischen und bekleidungsphysiologischen Verhältnissen bestimmaren behaglichen Wärmeabgabe (nach FANGER - Gleichung) $\sum \dot{q}_{ab,b}$

$$\Delta \dot{q}_b = \dot{q}_M - \sum \dot{q}_{ab,b}$$

lässt sich die mittlere subjektive Klimabewertung der Raumnutzer (**Predicted Mean Vote**), der sogenannte

PMV - Wert

berechnen:

$$PMV = \Delta \dot{q}_b (e^{-0,036 \dot{q}_M} + 0,028).$$

Der PMV - Wert ist der dimensionsfreie Maßstab der thermischen Empfindung der Raumnutzer und entsprechend einem Vorschlag der ASHRAE ⁷ wie folgt skaliert (Tab. 2.2):

⁵ δ in m Schichtstärke; λ in W/(m K) Wärmeleitkoeffizient

⁶ w_L in m/s Luftgeschwindigkeit; p_D in Pa Wasserdampfpartialdruck

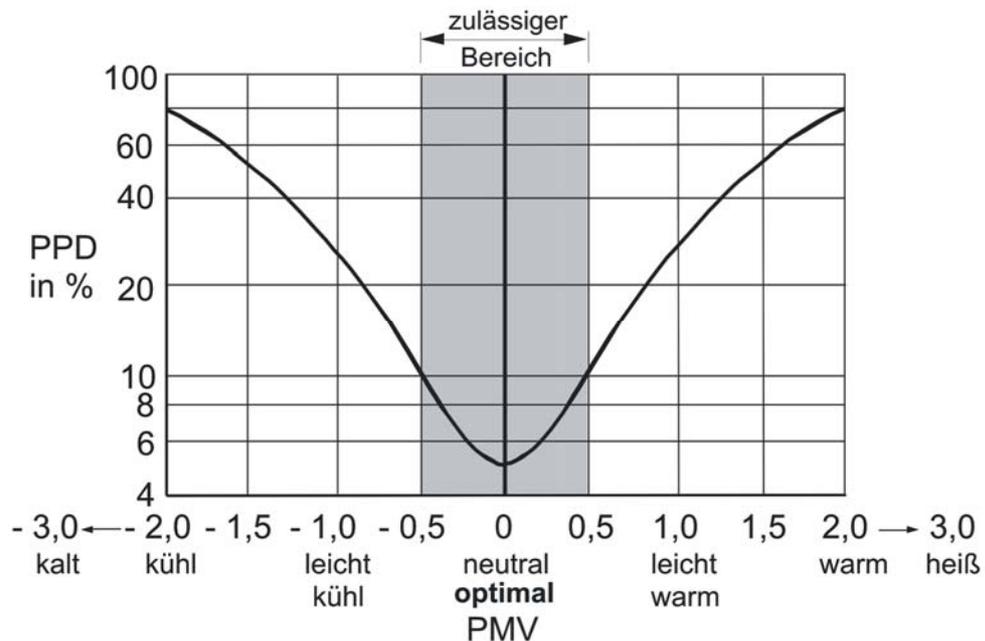
⁷ American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

Tab. 2.2 Zuordnung der thermischen Empfindungen zum PMV - Wert

PMV	Empfindung
- 3	kalt
- 2	kühl
- 1	erträglich (leicht) kühl
0	neutral (thermisch behaglich)
1	erträglich (leicht) warm
2	warm
3	heiß

Aus PMV kann schließlich der zu erwartende Prozentsatz von allen Raumnutzern (**Predicted Percentage of Dissatisfied**) - **PPD - Wert** - bestimmt werden, der die mit den herrschenden raumklimatischen Verhältnissen nicht zufriedenen Personen quantifiziert:

$$\text{PPD} = 100 - 95 \exp(-0,03353 \text{ PMV}^4 - 0,2179 \text{ PMV}^2).$$

**Abb. 2.2** Vorausgesagter Prozentsatz der mit dem Raumklima unzufriedenen Raumnutzer (PPD) in Abhängigkeit von der vorhergesagten mittleren Klimabeurteilung (PMV) durch alle Raumnutzer

Bemerkenswert ist dabei, dass auf Grund der individuellen Unterschiede der thermischen Empfindlichkeit auch bei $PMV = 0$ mindestens 5 % der Raumnutzer mit dem Raumklima nicht zufrieden sind. Darüber hinaus steigt der Prozentsatz unzufriedener Personen mit zunehmender Abweichung von $PMV = 0$ (Abb. 2.2).

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass der Einfluss der Luftfeuchte auf das Wärmeempfinden gering ist und somit für den hier behandelten Anwendungsbereich vernachlässigt werden kann. Die thermische Empfindung einer um 10 % höheren relativen Luftfeuchte entspricht nur einem Anstieg der im nachfolgenden Abschnitt vorgestellten operativen Temperatur von 0,3 K.

Mit der vorstehend beschriebenen Methode lassen sich sowohl optimale Wertekombinationen für Aktivität, Kleidung und Raumklima als auch bei Vorgabe eines zu erwartenden Prozentsatzes unzufriedener Raumnutzer zulässige Abweichungen vom optimalen Raumklima berechnen. Die ermittelten Grenzwerte sind Grundlage zeitgemäßer, für gemäßigte Umgebungsklimata zutreffende Normen, die raumklimatische Forderungen für verschiedene Raumnutzungskategorien enthalten (DIN EN 7730).⁸ Sie gelten für gesunde Personen, Abweichungen können bei älteren oder kranken Personen festgestellt werden (niedrigere Stoffwechselrate und beeinträchtigte Thermoregulation). Außerdem existieren ethnische und national geografische Abweichungen bei nicht klimatisierten Räumen.

2.2.3 Die operative Temperatur (Empfindungstemperatur)

Die Lösung der FANGER - Gleichung zeigt bezüglich des Raumklimas ($\vartheta_L; \vartheta_S; w_L; p_D$), dass die relative Luftfeuchtigkeit nur einen geringen Einfluss auf die thermische Behaglichkeit besitzt. Vernachlässigt man darüber hinaus weitgehend die Wirkung der Luftgeschwindigkeit, so lässt sich das Raumklima näherungsweise

⁸ Dieses heute allgemein anerkannte Verfahren spiegelt nur den gegenwärtigen Erkenntnisstand wider. Gleichzeitig liefert es die Methode, bei der Festlegung lokaler Behaglichkeitskriterien in gleicher Weise vorzugehen. Alle zum Teil in der Fachliteratur schon angemeldeten Zweifel (MAYER (1998)) können nur durch weitere umfangreiche Klimakammerexperimente mit ähnlich hohen Zahlen von Versuchspersonen analysiert werden, um möglicherweise die Aussagekraft zu verbessern. Gleichzeitig bietet diese Art der Klimabewertung die Chance, bisher noch unerforschte Fragen (zeitliche und räumliche Klimamonotonie u. Ä.) zu beantworten. Solange dazu keine aktuellen Erkenntnisse vorliegen, erfolgt die Klimabewertung nach DIN EN 7730 und für den Beharrungszustand.

durch die beiden Werte Lufttemperatur ϑ_L und Strahlungstemperatur der Umgebung ϑ_s in Form der leicht fassbaren und messbaren Größe „operative Temperatur“ ϑ_{op} beschreiben:

$$\vartheta_{op} \approx \frac{\vartheta_L + \vartheta_s}{2} \equiv \vartheta_E \equiv \vartheta_i^9$$

ϑ_E in °C Empfindungstemperatur

ϑ_i in °C Raumtemperatur.

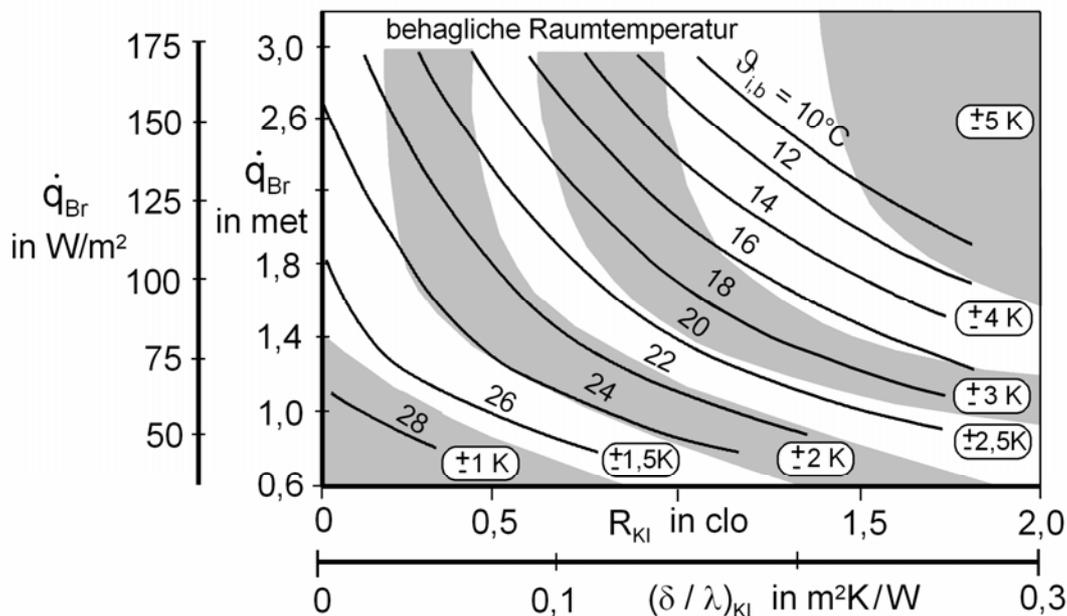


Abb. 2.3 Behagliche Raumtemperatur $\vartheta_{i,b}$ in Abhängigkeit von Aktivität \dot{q}_{Br} und äquivalentem Wärmeleitwiderstand der Kleidung (R_{Kl} bzw. $(\delta/\lambda)_{Kl}$) sowie zulässige Abweichungen bei $-0,5 \leq PMV \leq +0,5$ (ausgewähltes Beispiel für $PPD \leq 10\%$) als unterschiedlich markierte (weiß/grau) Flächen^{10,11}

⁹ In der einschlägigen Fachliteratur werden für die vom Menschen empfundene Temperatur sowohl unterschiedliche Bezeichnungen als auch abweichende Symbole verwendet: Operative Temperatur (ϑ_o bzw. ϑ_{op}); Empfindungstemperatur (ϑ_e bzw. ϑ_E); Raumtemperatur (ϑ_R bzw. ϑ_i). In der vorliegenden Untersuchung werden je nach Problemstellung ϑ_{op} und ϑ_i verwendet.

¹⁰ met (metabolische Rate) ist der in der Physiologie verwendete Zählungsmaßstab für den Bruttoenergieumsatz des Menschen (beim ruhigen entspannten Sitzen beträgt dieser 1 met; das entspricht $\dot{q}_{Br} = 58 W/m^2$).

¹¹ clo (clothed unit = Bekleidungseinheit) ist der in der Bekleidungstechnik häufig verwendete Zählmaßstab für den Wärmedämmwiderstand der Kleidung (die normale Bürokleidung hat $R_{Kl} = 1$ clo; das entspricht in SI - Einheiten einem äquivalenten Wärmeleitwiderstand von $(\delta/\lambda)_{Kl} = 0,155 m^2 K/W$).

Gleichzeitig kann man der operativen Temperatur - ausgehend von $PMV = 0$ - behagliche Sollwerte

$$\vartheta_{op,b} = \vartheta_{E,b} = \vartheta_{i,b} = f \text{ (Aktivität; Kleidung)}$$

zuordnen (Abb. 2.3). In neueren Normungswerken wird unter Berücksichtigung des Zugluftrisikos eine Ergänzung zur operativen Temperatur in Form einer maximalen mittleren Luftgeschwindigkeit vorgenommen (Abschnitt 5.3.2).

2.3 Lokale thermische Behaglichkeitskriterien

PMV bzw. PPD bilden Maßstäbe für das thermische Behaglichkeitsempfinden des Gesamtkörpers. Entsprechend den Ausführungen in den vorangegangenen Abschnitten existieren noch weitere einzuhaltende, zusätzliche lokale Kriterien, die zu große Unterschiede der lokalen Wärmestromdichte an der Oberfläche des Menschen verhindern sollen (DIN EN 7730).

Unter Berücksichtigung sämtlicher Grenzwerte lassen sich für nahezu alle praktischen Gegebenheiten thermisch optimale, aber auch erträgliche (höherer PPD - Wert) Innenraumklimata bestimmen.¹²

2.3.1 Zugluftrisiko

Dieses Kriterium wird zur Begrenzung einer zu hohen konvektiven Wärmeabgabe der zugluftempfindlichen Körperbereiche (Nacken, Fußgelenke) angewendet. In Abhängigkeit von Lufttemperatur, Luftgeschwindigkeit, Turbulenzgrad und Aktivität gibt das Zugluftrisiko DR (**D**raught **R**ating oder **D**raft **R**isk) den Prozentsatz der Raumnutzer an, die über unbehagliche Zugserscheinungen klagen:

$$DR = (\vartheta_M^* - \vartheta_L) (w_L - 0,05)^{0,6223} (3,14 + 0,37 w_L Tu)$$

DR in % vorausgesagter Prozentsatz unangenehme Zugluft empfindender Raumnutzer

¹² Erfahrungsgemäß gehört zur Gruppe der unzufriedenen Raumnutzer bei allen Kriterien meist derselbe Personenkreis mit überdurchschnittlicher Klimaempfindsamkeit. Aus diesem Grunde dürfen die Prozentsätze Unzufriedener nicht addiert werden.

- $\vartheta_M^* = 34 \text{ °C}$ charakteristische Oberflächentemperatur der für Zugluft empfindlichen Körperpartien bei \dot{q}_{Br} und $(\delta/\lambda)_{KI}$
- ϑ_L in $^{\circ}\text{C}$ mittlere Lufttemperatur in der Umgebung des Menschen
- w_L in m/s mittlere Luftgeschwindigkeit in der Umgebung des Menschen
(bei $w_L < 0,05 \text{ m/s}$ ist $w_L = 0,05 \text{ m/s}$ einzusetzen)
- Tu in % Turbulenzgrad der Raumluchtströmung.

Daraus lassen sich maximal zulässige Luftgeschwindigkeiten sowohl für den Winter als auch für den Sommerbetrieb bestimmen; eine Vorstellung vermittelt Abb. 2.4. Einschränkend sei vermerkt, dass obige Gleichung in erster Linie für leichte, im Wesentlichen sitzende Tätigkeiten zutrifft. Bei höheren Aktivitätsgraden ist erwartungsgemäß die Zugluftbeeinträchtigung geringer.

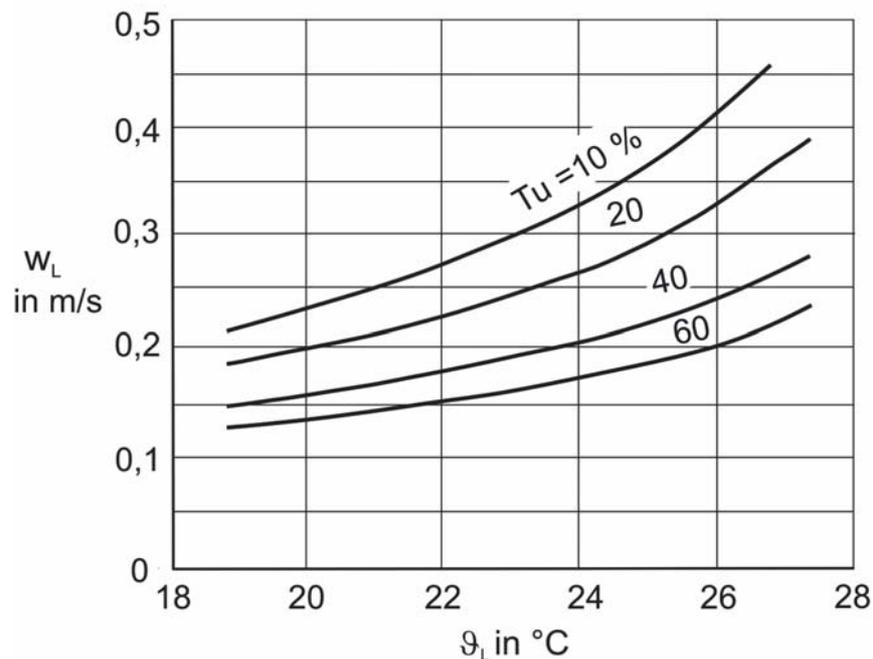


Abb. 2.4 Zulässige mittlere Raumluchtgeschwindigkeit in der Aufenthaltszone bei einem Zugluftrisiko von $DR = 20 \%$ in Abhängigkeit von Lufttemperatur und Turbulenzgrad nach DIN EN 7730
 Voraussetzungen: $\dot{q}_{Br} = 58 \text{ W/m}^2$ ($\hat{=} 1 \text{ met}$); $PMV = 0$;
 $(\delta/\lambda)_{KI} = 0,124 \text{ m}^2\text{K/W}$ ($\hat{=} 0,8 \text{ clo}$)

2.3.2 Strahlungsasymmetrie

Die Strahlungsasymmetrie $\Delta\vartheta_S$ ist ein Maß für die Unterschiede der örtlichen Verteilung der Strahlungswärmeabgabe. Diese kommen zustande, wenn im Raum stark von der mittleren Strahlungstemperatur der Umgebung ϑ_S abweichende einzelne Oberflächentemperaturen auftreten:

$$\vartheta_S \approx \frac{\sum \vartheta_{S,j} A_j}{\sum A_j}$$

$\vartheta_{S,j}$ in °C mittlere raumseitige Oberflächentemperatur der Fläche A_j

A_j in m² Einzelfläche, mit der der Mensch im Strahlungsaustausch steht.

Charakterisiert wird diese Ungleichförmigkeit durch den Unterschied $\Delta\vartheta_S$ der Strahlungstemperaturen der zwei Halbräume, in die man sich einen Gesamtraum aufgeteilt denken kann. Für praktische Berechnungen ist die Aufteilung in deckenparallele und wandparallele Halbräume (Abb. 2.5) ausreichend.

$$\Delta\vartheta_S = \vartheta_{S,\text{Halbraum1}} - \vartheta_{S,\text{Halbraum2}}$$

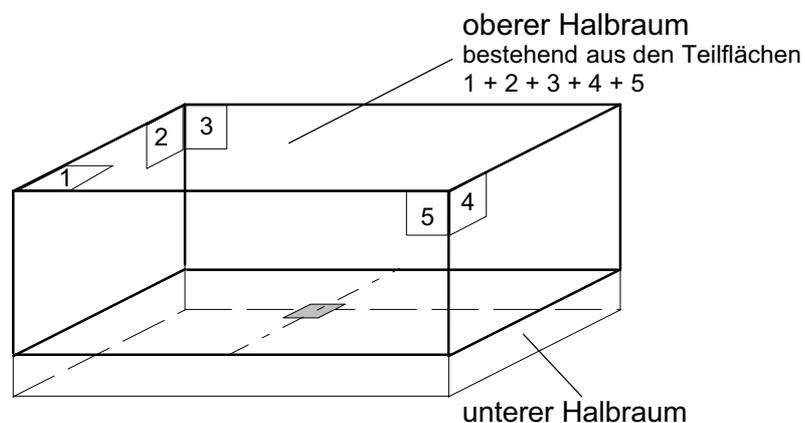


Abb. 2.5 Skizze zur Verdeutlichung der Halbraum - Strahlungstemperaturen bezogen auf ein horizontales Flächenelement

Zur Bestimmung der Halbraumtemperaturen werden in der Literatur unterschiedliche Modelle verwendet. Nach DIN EN 7730 werden sie auf ein senkrechtes bzw. waagrechtes Flächenelement bezogen, andere gehen hingegen vom Kugelelement (Punktmodell) aus. Dementsprechend sind die angegebenen zulässigen Maximal-

werte (Grenzwerte) der Strahlungsasymmetrie unterschiedlich. In GLÜCK (1994) erfolgt der Versuch, die zum Teil widersprüchlichen Messergebnisse durch die Bezugnahme auf ein Würfelement in Einklang zu bringen.

So lange noch keine weiterreichenden empirischen Untersuchungsergebnisse vorliegen, werden das in der grundlegenden Norm DIN EN 7730 verwendete Modell und die dafür formulierten Grenzwerte verwendet. Auf die Festlegungen von Grenzwerten für die Strahlungsasymmetrie wird in Abschnitt 5.4.2 eingegangen.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass die Strahlungsasymmetrie insbesondere bei großen Außenwänden und -türen mit niedrigen oder hohen inneren Oberflächentemperaturen sowie bei großen Heiz- oder Kühlflächen im Raum (z. B. Deckenheizung, Deckenkühlung) zu prüfen ist. Über die einzuhaltenden Grenzwerte liegen bisher nur wenige Ergebnisse aus Klimakammeruntersuchungen mit relativ kleiner Zahl von Versuchspersonen vor. Am bekanntesten ist die Zusammenfassung gemäß Abb. 2.6.

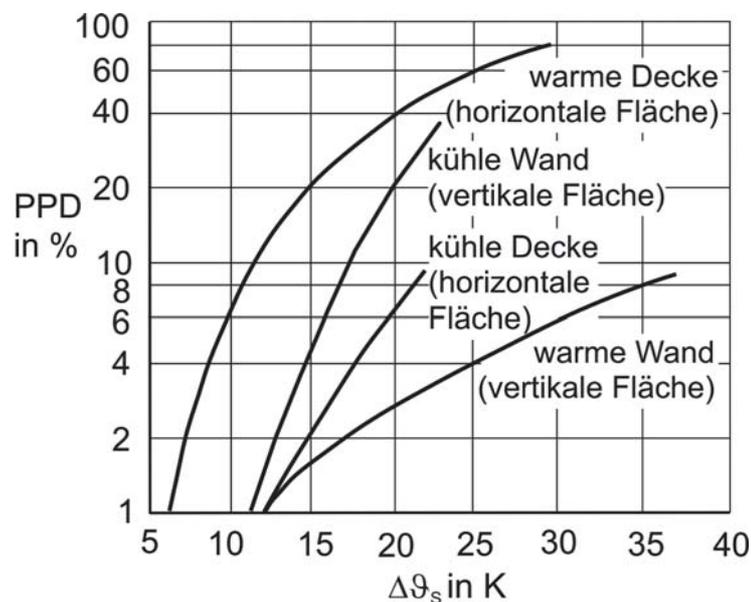


Abb. 2.6 Vorausgesagter Prozentsatz unzufriedener Raumnutzer PPD infolge Strahlungsasymmetrie nach FANGER (1985).
Voraussetzungen: leichte sitzende Tätigkeit, normale Innenraum-
bekleidung, PMV = 0

2.3.3 Zulässige Oberflächentemperatur des Fußbodens

Das Kriterium „zulässige Oberflächentemperatur des Fußbodens“ soll Unterkühlungen bzw. unangenehme Schwitzvorgänge an den Füßen vermeiden. Abb. 2.7 vermittelt eine Vorstellung über den Zufriedenheitsgrad von Raumnutzern unter bestimmten Voraussetzungen.¹³ Darüber hinaus werden in DIN 4725/Blatt 3 Angaben über die maximal zulässigen Oberflächentemperaturen bei Fußbodenheizungen gemacht.

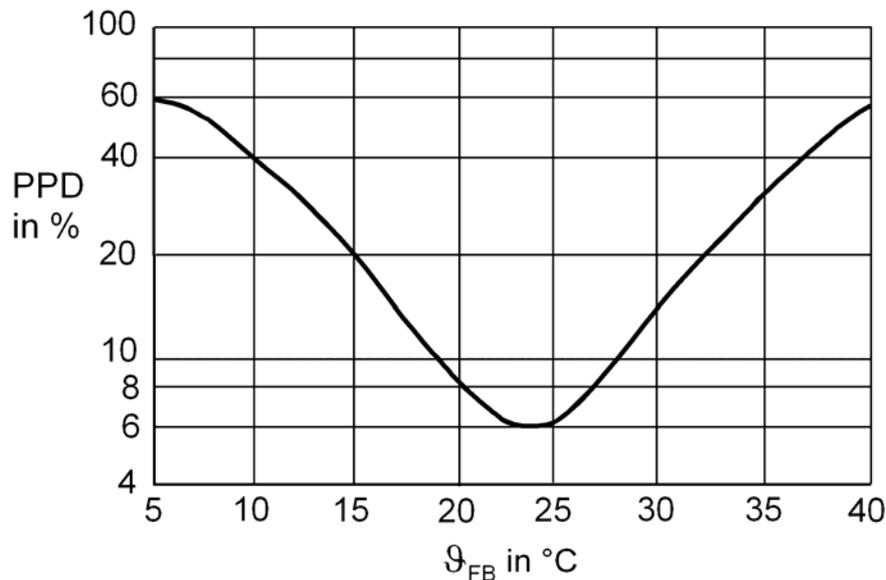


Abb. 2.7 Vorausgesagter Prozentsatz der mit der mittleren Fußbodentemperatur ϑ_{FB} nicht zufriedenen Raumnutzer bei PMV = 0 und leichter Fußbekleidung (Socken, Hausschuhe) nach OLESEN (1977)

2.3.4 Vertikaler Raumlufttemperaturgradient

Die Begrenzung zu großer Unterschiede der lokalen konvektiven Wärmestromdichte zwischen Kopf (beim sitzenden Menschen in 1,1 m Höhe über dem Fußboden) und Fußgelenken (0,1 m Höhe) erfolgt durch Festlegung eines maximal zulässigen Lufttemperaturunterschiedes $\vartheta_{L,vert}$ (Abb. 2.8).¹⁴

¹³ Die Werte gelten für stehende bzw. sitzende Personen sowie näherungsweise auch für auf dem Fußboden sitzende bzw. liegende Personen.

¹⁴ Diese Angaben gelten nur für ansteigende Temperaturen, abfallende Temperaturen werden weit weniger als unbehaglich empfunden.

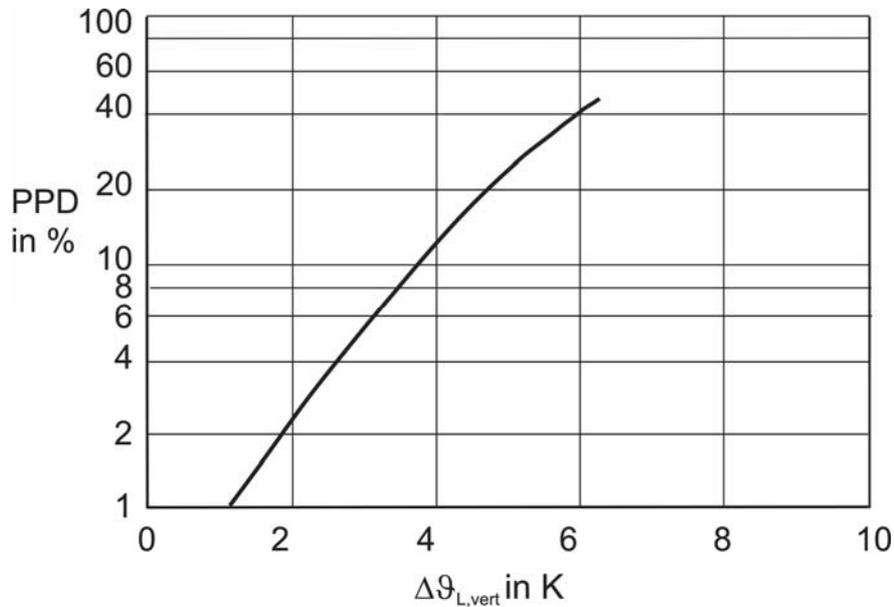


Abb. 2.8 Vorausgesagter Prozentsatz unzufriedener Raumnutzer PPD infolge vertikaler Lufttemperaturunterschiede - bezogen auf ansteigende Temperaturen nach DIN EN 7730

2.3.5 Schwülegrenze

Dieses Kriterium bezieht sich auf die Begrenzung des maximal zulässigen Wassergehaltes der Raumluft (bzw. des Wasserdampfpartialdruckes p_D), so dass keine spürbare Behinderung der feuchten Wärmeabgabe (spürbare und unspürbare Verdunstung bzw. Atmung - vgl. Abschnitt 2.2.2) auftreten kann. Die Anwendung der Schwülegrenze ist in den Fällen angeraten, bei denen mit hohen nutzungsbedingten Feuchtelasten zu rechnen ist (Wäschereien, Hallenbäder usw.).

2.4 Bewertungskategorien, Gesamtbewertung

In DIN EN 7730 wird eine Bewertung der einzelnen Komfortkriterien in sogenannte Umgebungskategorien vorgenommen (Tab. 2.3), pr EN 15251 gibt darüber hinaus noch eine Kategorie D an. (In Diskussion befindet sich die Angabe in Form von I, II und III). Die hier weiterhin verwendete 95 %-Begrenzungsregel findet im vorliegen-

den Handbuch keine Anwendung, da die Ergebnisse im Raum ortsabhängig zur Verfügung stehen und kein repräsentativer Wert gebildet wird.

Tab. 2.3 Zuordnung von Umgebungskategorie und Erwartungsniveau

Kategorie	Erwartungsniveau
A	hoch
B	mittel
C	gemäßigt
(D)	–

Die Gesamtbewertung der thermischen Behaglichkeit eines Raumes erfordert die Berücksichtigung globaler **und** lokaler Kriterien. Einen Schritt in diese Richtung geht DIN EN 7730, indem die operative Temperatur ϑ_{op} mit Angaben zu entsprechenden Grenzwertigkeiten $w_{L,max,mittl}$ gekoppelt wird. Eine optimale Darstellungsmöglichkeit ergibt sich aus der rechnerischen Kombination sämtlicher globaler und lokaler Behaglichkeitskriterien

- PMV bzw. PPD,
- vertikaler Lufttemperaturverlauf,
- maximale Strahlungsasymmetrie und
- Zugluftrisiko

in Form der

summativen thermischen Behaglichkeit.

Dabei geht man davon aus, dass sich die Gesamtbewertung eines Raumes bzw. einer Raumzone aus einem Vergleich der jeweiligen Teilbewertungen ergibt, wobei grundsätzlich verschiedene Wichtungen möglich sind (Abschnitt 5.1).

2.5 Thermische Behaglichkeit bei instationären Umgebungsbedingungen

Die in den vorangegangenen Abschnitten vorgestellten Behaglichkeitsbedingungen basieren auf der Annahme stationärer Verhältnisse. Daraus leitet sich die Frage nach der Anwendung auf instationäre Verhältnisse ab, wie sie beispielsweise als Folge von Regelungsvorgängen oder intermittierender Betriebsweisen auftreten. Nach DIN EN 7730 gelten zusammengefasst die Angaben nach Abb. 2.9.

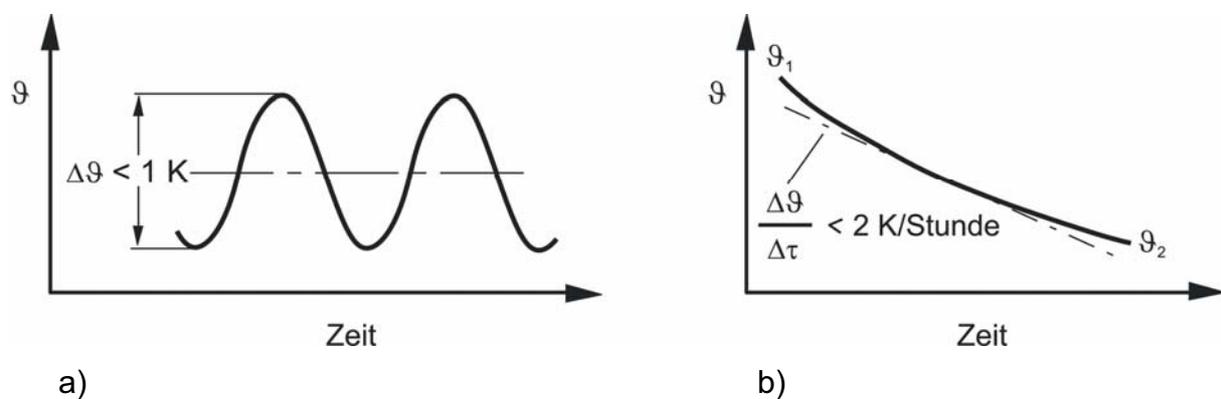


Abb. 2.9 Grenzwerte für noch zu vernachlässigende Temperaturänderungen in Hinblick auf die thermische Behaglichkeit
 a) Temperaturzyklus
 b) Temperaturdrifts bzw. -gefälle

Bei sehr raschen Temperaturänderungen („Sprungfunktionen“) steht auch die Frage, inwieweit die operative Temperatur – und damit das Zusammenwirken von Konvektion und Strahlung – empfunden wird. Laut Norm gilt, dass „größere“ Änderungen spürbar sind. Andererseits werden solche plötzlichen starken Änderungen vielfach durch den Raumnutzer selbst ausgelöst (z. B. Fensterlüftung) und die damit verbundene kurzzeitige Beeinträchtigung der thermischen Behaglichkeit sogar als Maßstab für den gewollten Effekt in Kauf genommen.

Eine Langzeitbewertung nach unterschiedlichen Herangehensweisen ist pr EN 15251 zu entnehmen.

3 Berechnungsalgorithmus

3.1 Vorbemerkungen

Sämtliche Ergebnisse des vorliegenden Handbuches werden mit Hilfe der rechnerischen Simulation ermittelt. Im Gegensatz zu entsprechenden messtechnischen Untersuchungen lassen sich

- kostengünstig eine Vielzahl an Variantenrechnungen durchführen,
- beliebige Randbedingungen exakt vorgeben und zeitunabhängig auch einhalten,
- grundsätzlich von Dritten Vergleichsrechnungen durchführen,
- zu späteren Zeitpunkten Ergänzungsrechnungen unter völlig vergleichbaren Bedingungen anstellen und
- Fehleranalysen auch im Nachhinein bis ins Detail durchführen.

Allerdings wird mit Recht auf die oftmals negativen Erfahrungen mit Simulationsprogrammen hingewiesen. Die erfolgreiche Anwendung derartiger Werkzeuge ist dementsprechend an eine Reihe von Bedingungen geknüpft, zu denen u. a. gehören:

- Verwendung grundsätzlich geeigneter und ausreichend validierter Simulationsprogramme mit speziellen Anwendungsfunktionen,
- umfangreiche Erfahrungen des betreffenden Bearbeiters sowie genaue Kenntnis der speziellen Modelle und Algorithmen,
- sorgfältige Definition und Auswahl der verwendeten Randbedingungen (einschließlich Einschwingvorgang und Ergebnisstabilität),
- ausreichende Möglichkeiten zur Erprobung und Fehleranalyse (Wirtschaftlichkeitsproblematik der Untersuchungen) und
- kritische Analyse der Ergebnisse, nach Möglichkeit Vergleich mit anderen Autoren einschließlich Berücksichtigung messtechnischer Untersuchungen.

Geht man davon aus, dass die Aussagen des vorliegenden Handbuches zu den Kriterien der thermischen Behaglichkeit auf Grund

- der Reduzierung auf eine bestimmte Raumgeometrie sowie Fenster- und Türanordnung,

- des Verzichts auf die Anordnung von Mobiliar und
- fehlender Berücksichtigung von Störeffekten wie Personenbewegungen und Türöffnungsvorgängen

nur grundsätzlicher Natur sein können, so werden auch eventuell kritische Äußerungen zum verwendeten Berechnungsmodell ¹⁵ relativiert. Nur durch die Annahme eines möglichst verallgemeinerungsfähigen Raum- und Anlagenmodells lassen sich die Ergebnisse auch auf andere Anwendungsfälle mit praktisch ausreichender Genauigkeit extrapolieren.

3.2 Simulationsprogramm

Das verwendete Programm in Form eines Softwarepaketes berücksichtigt die thermische Gebäudesimulation, die Anlagentechnik und die Strömungsberechnung. Die Programmteile, die üblicherweise eigenständig benutzt werden, sind in der vorliegenden Version miteinander gekoppelt und können somit die Wechselwirkungen der physikalischen Phänomene nachbilden.

Das verwendete Strömungssimulationsprogramm „ParallelINS“ ist eine Gemeinschaftsentwicklung des Institutes für Angewandte und Numerische Mathematik der Universität Göttingen, des Institutes für Luft- und Raumfahrttechnik der TU Dresden und des Institutes für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung der TU Dresden.

Die eingesetzte Diskretisierung entspricht einer speziellen Finite Elemente Methode (FEM) für konvektionsdominante Probleme mit speziellen Stabilisierungsmechanismen. Zur Turbulenzmodellierung wird ein $k - \epsilon$ - Modell verwendet. Auf der Basis spezieller Grenzschichtberechnungen erfolgt eine deutlich verbesserte Beschreibung der Strömungs- und Wärmeübergangsvorgänge zwischen der Luftströmung und der Wand.

¹⁵ Vgl. Diskussion zu den Anwendungsgrenzen von $k - \epsilon$ - Modellen.

Die für die Raumluftrömung benötigten Randbedingungen werden durch eine direkte und beidseitige Kopplung mit dem Mehrzonenmodell TRNSYS¹⁶ ermittelt. Nur so ist es möglich, alle relevanten Austauschprozesse der Raumluftrömung mit den Umfassungsflächen (z. B. Strahlung, Konvektion) und der Anlagentechnik (z. B. Reglersignal, Wirkung Kühlflächen) in hinreichender Form zu modellieren. Eingehende Informationen zum verwendeten Berechnungsalgorithmus können PERSCHK (2001) sowie GRITZKI (2001) entnommen werden.

3.3 Modellbildung

Alle Berechnungsalgorithmen laufen grundsätzlich in einem geometrischen Modell ab. Das Strömungsberechnungsprogramm ermöglicht die Verwendung eines unstrukturierten Gittermodells. Zwecks Bestimmung der Oberflächentemperaturen im Gebäudesimulationsprogramm erfolgt eine Diskretisierung der Umschließungsflächen entsprechend Abb. 3.1. Beide Gitterstrukturen sind durch Interpolationsmechanismen zur Datenübertragung miteinander verbunden.

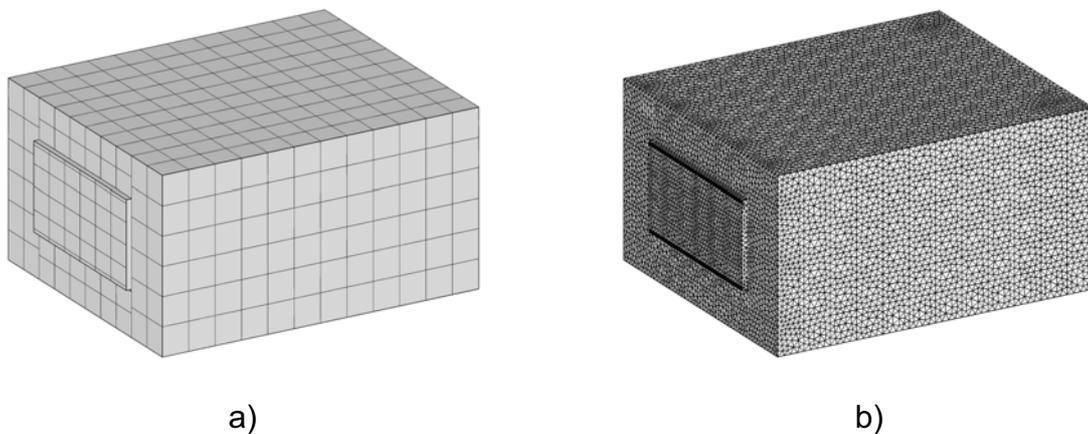


Abb. 3.1 Darstellung der Gitterstrukturen
a) Diskretisierung der Umschließungsflächen
b) Unstrukturiertes Gittermodell des Raumes

¹⁶ Eigenständige Weiterentwicklung basierend auf der TRNSYS - Version 14.1.

Weiterhin wird eine Optimierung des geometrischen Modells unter Berücksichtigung der Einflüsse von Fensterlaibung, Fensterbrett, Kühlfläche sowie Zu- und Abluftöffnungen durchgeführt. Darüber hinaus sind zu nennen:

- Testung verschiedenster interner Parametereinflüsse in Hinblick auf Ergebnisgenauigkeit, Gitterunabhängigkeit und wirtschaftliche Rechenzeit,
- Testung der Anlagenregelung für Luft- und Flächenkühlung (z. B. Reglerwahl, Sensorpositionierung),
- detaillierte Berechnung der Einstrahlzahlen einschließlich Verschattung für Gebäudesimulation und thermische Behaglichkeit,
- dynamisches Modell zur Solarstrahlungs - Verfolgung,
- Testung verschiedener Modelle zur Bestimmung der Strahlungsasymmetrie und
- Entwicklung eines speziellen Programms zur Ermittlung der Behaglichkeitskriterien.

3.4 Berechnungsablauf

Jede Simulation beginnt mit einer Einschwingphase mittels thermischer Gebäudesimulation, in der keine detaillierte Berechnung der Raumluftrömung stattfindet. Diese Einschwingphase orientiert sich an den Anforderungen der VDI 6020/Blatt 1, wobei in der Untersuchung der Starttag 14 Mal wiederholt wird. Anschließend erfolgt ein kontinuierliches Anheben der Außentemperatur über einen Zeitraum von 5 Tagen unter Berücksichtigung bestimmter Randbedingungen, an das sich die Kopplung von Gebäudesimulation und Simulation der Raumluftrömung und damit der eigentliche Berechnungsgang eines mehrstündigen Zeitraumes anschließt (Abb. 3.2). Diesem Zeitraum werden zu repräsentativen Zeitpunkten Daten zur Auswertung entnommen.

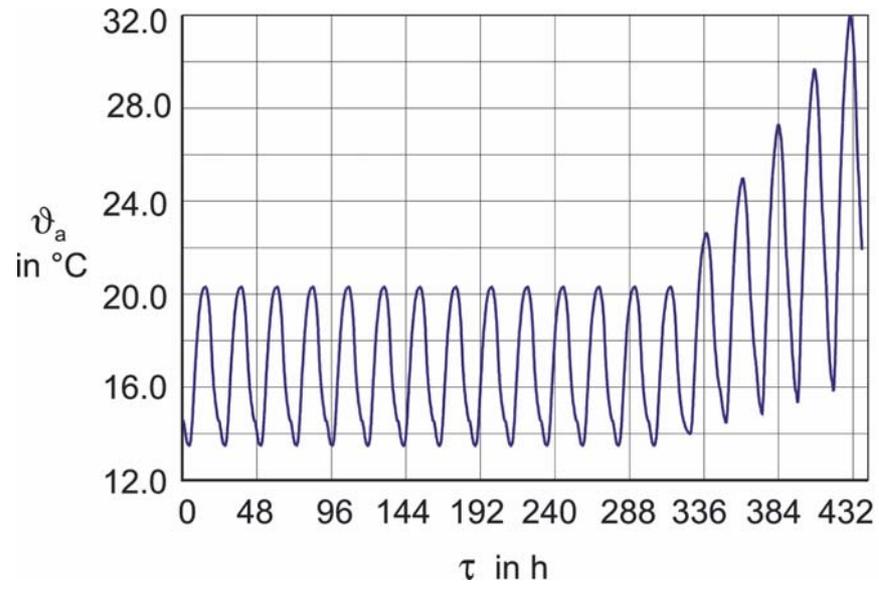


Abb. 3.2 Schematische Darstellung der Einschwingphase

4 Randbedingungen

4.1 Raummodell

Die Untersuchungsergebnisse sollen für möglichst viele Raum- bzw. Gebäudekategorien Anwendung finden können. Daher wird sich auf eine einfache Raumgeometrie mit als typisch für Büroräume angesehene Abmessungen beschränkt. Wichtige Abweichungen von dieser Voraussetzung werden im Rahmen der Untersuchung variiert (Fensterflächenanteil). Anwendungsgrenzen ergeben sich in erster Linie bei den Raumabmessungen (Höhe, Tiefe).¹⁷

Ausbaukomponenten wie abgehängte Decken oder geständerte Fußböden besitzen keinerlei Einfluss, auch die Wirkung von Teppichen usw. kann vernachlässigt werden. Beträchtlichen Einfluss können dagegen Gardinen oder auch Verkleidungen von Kühlgeräten haben. Beide Größen werden bei den Grunduntersuchungen nicht speziell berücksichtigt.

An dieser Stelle sei auf die rechnerische Vernachlässigung des Mobiliars hingewiesen. Im Allgemeinen hat dieses nur einen geringen Einfluss auf die Kriterien der thermischen Behaglichkeit, da

- Schränke, Regale u. Ä. an den Wänden stehen,
- Tische und Stühle unabhängig vom Standort den Strömungsverlauf im Raum kaum stören sowie
- bei Schreibtischen u. Ä. kein allgemeiner Standort angegeben werden kann.

In Abb. 4.1 und Tab. 4.1 sind die geometrischen Daten des Raumes, die bauphysikalischen Kennwerte der Außenwand sowie der konstruktive Aufbau der Umfassungsflächen zusammenfassend dargestellt.

¹⁷ Auf deutlich höhere Räume sind die Ergebnisse der Untersuchung nur eingeschränkt anwendbar (vielfach kommen auch andere Kühlverfahren zur Anwendung). Breitere Räume weisen keine Unterschiede auf, wenn die Zuordnung Außenwand - Fensterflächenanteil - Anlage vergleichbar ist. Die Aussagen treffen ebenfalls auf tiefere Räume zu.

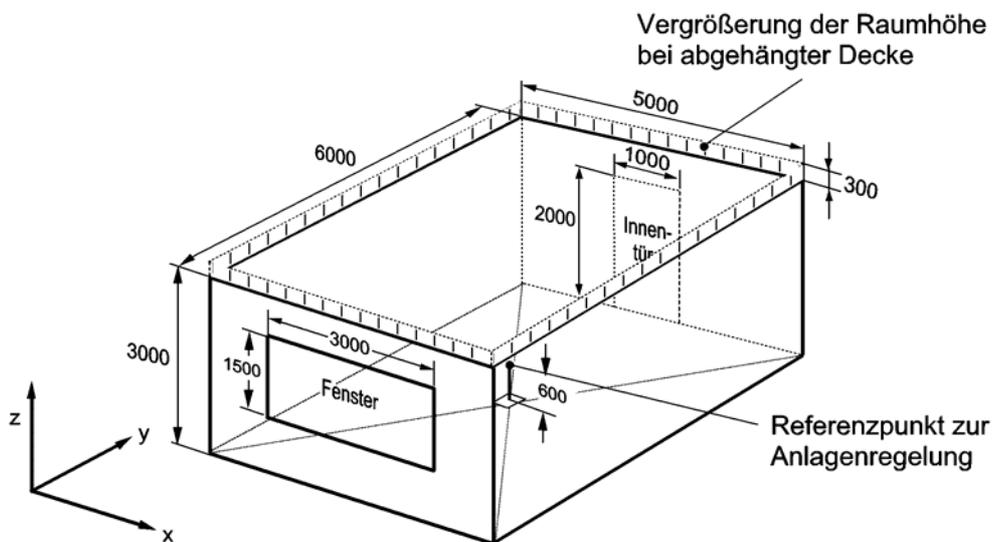


Abb. 4.1 Raummodell-Variante mit einem Fensterflächenanteil von 30 %. Im Fall der abgehängten Deckenkonstruktion bleibt die lichte Raumhöhe erhalten.

Tab. 4.1 Konstruktiver Aufbau der Umfassungsflächen

Bauelement	Baumaterial	Wärmedurchgangskoeffizient
Außenwand, schwer	Hochlochziegel (36 cm)	$k = 0,45 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ – NEH
		$k = 1,53 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ – Altbau
Außenwand, leicht	Gasbeton	$k = 0,45 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Innenwände, schwer	Hochlochziegel (24 cm)	$k = 1,04 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Innenwände, leicht	Gipskarton, Mineralwolle	$k = 0,62 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Fußboden/Decke, schwer	Beton	$k = 0,76 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Fußboden/Decke, leicht (geständert/abgehängt)	Leichtbaukonstruktion	$k = 0,15 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Fenster		$k = 1,40 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ – NEH
		$k = 4,66 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ – Altbau

Der relativ geringe Einfluss des Wärmeschutzniveaus kann Abb. 4.2 entnommen werden, ansonsten wird bei den Varianten stets ein sehr guter Wärmeschutz der Außenwand vorausgesetzt.

Erfahrungsgemäß hat die thermische Speicherfähigkeit des Raumes auf das Betriebsverhalten der Anlage oder auch auf den Energiebedarf große Auswirkungen. Die thermische Behaglichkeit wird davon eingeschränkt berührt, da hierbei nur die rasch reagierenden oberflächennahen Schichten der Umfassungsflächen Wirkung zeigen. Die Untersuchung basiert daher auf der Annahme einer mittelschweren Bauweise.

Im Rahmen der Untersuchung wird der Fensterflächenanteil zwischen 30 % und 100 % variiert. Der geringere Wert berücksichtigt insbesondere die Verhältnisse im Gebäudebestand.

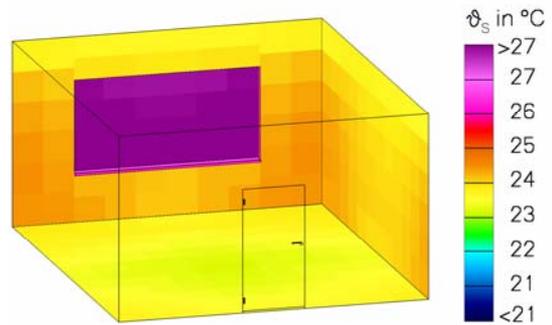
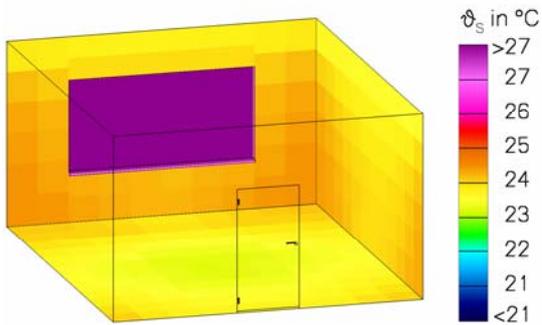
Fensterkonstruktion, Glasart sowie Verschattung haben maßgeblichen Einfluss auf die Kühllast und damit die thermische Behaglichkeit. Aus Aufwandsgründen kann auf die Vielzahl an möglichen Lösungen bzw. Kombinationen nicht eingegangen werden. Entsprechend Tab. 4.2 erfolgt die Annahme von typischen Grenz- und Mittelwerten, zwischen denen nach Bedarf zu interpolieren ist (unter Voraussetzung einer effektiven Wirkung des Sonnenschutzes wird üblicherweise der Einfluss der direkten Strahlung nicht berücksichtigt).

Tab. 4.2 Annahmen zur Verschattungswirkung

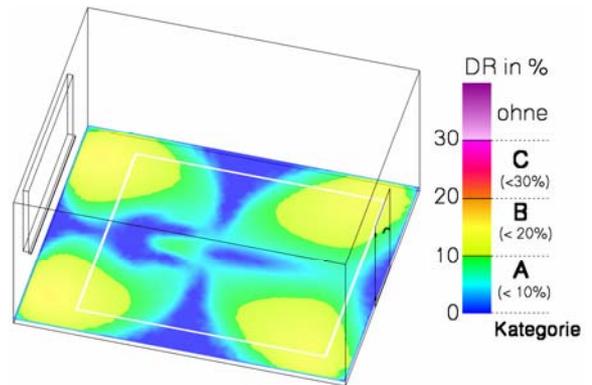
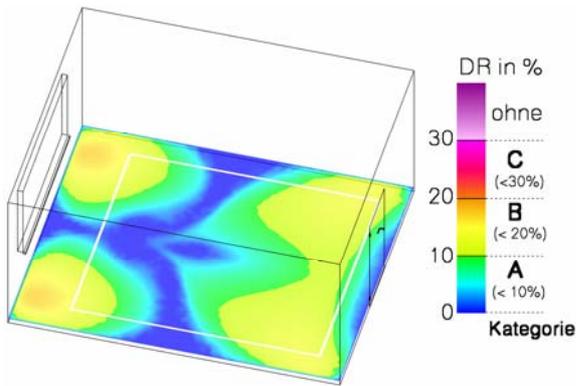
Verschattung	Direkte Strahlung	Diffuse Strahlung
Ohne Verschattung	100 %	100 %
Außenjalousie bzw. analoge Glasqualität	25 %	50 %
Feste Außenverschattung	–	100 %

Altbau (FK 39)

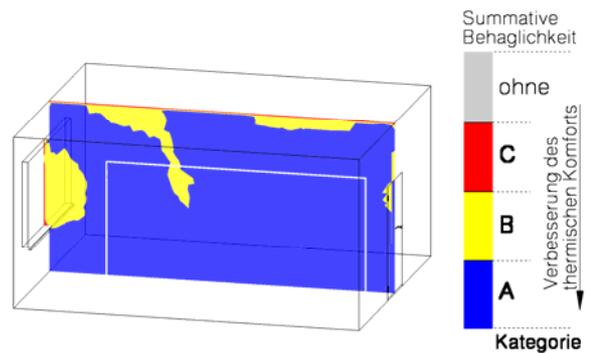
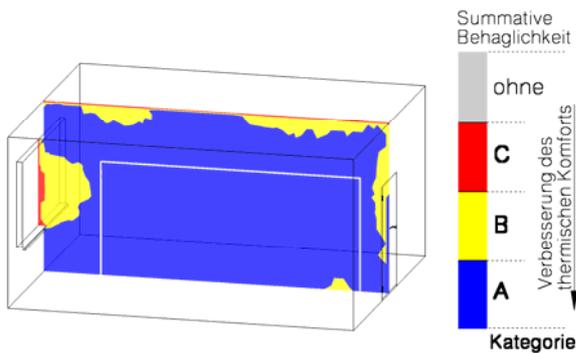
Niedrigenergiehaus (FK 1)



Oberflächentemperaturen



Zugluftisiko DR in einer horizontalen Ebene von 0,1 m Höhe



Summative thermische Behaglichkeit

Abb. 4.2 Einfluss des Wärmeschutzniveaus (ausgewählte Beispiele)

4.2 Anlagentechnik

Bei den Untersuchungen werden vereinfachende Näherungen in Hinblick auf die Anlagentechnik getroffen, wenn diese auf die Aussagen zur thermischen Behaglichkeit einen geringfügigen Einfluss haben:

- Die Auslegung der Anlagen orientiert sich an den Angaben des Abschnittes 4.3.
- Es erfolgt keine Berücksichtigung von Maßnahmen zur Vorkühlung, z. B. Nachtlüftung.
- Die notwendige Kühlleistung wird verzögerungsfrei bereitgestellt.
- Die maximale Regelabweichung am Referenzpunkt beträgt 0,5 K.

4.2.1 Flächenkühlung

Speziell bei der Flächenkühlung gelten die folgenden Annahmen:

- Die Kühlflächen haben jeweils eine einheitliche Oberflächentemperatur.
- Die Leistungsregelung erfolgt über eine Anpassung der Oberflächentemperatur ohne Berücksichtigung eventueller Taupunktunterschreitungen.
- Der Berechnungsalgorithmus ermöglicht die praxisnahe Bestimmung der (internen) Wärmeübergangskoeffizienten für Konvektion und Strahlung; damit entfällt die bisher übliche, problematische Vorgabe des Verhältnisses von Strahlung und Konvektion bei der Wärmeübergabe an Kühl- und Umfassungsflächen.
- Strahlungs - Kühldecken mit einer Deckenteilbelegung werden oberhalb der beiden Wärmequellen angeordnet.
- Bei der Konvektions - Kühldecke werden vereinfachende Annahmen in Hinblick auf die Deckenausbildung gemacht.

4.2.2 Luftkühlung

Bei der Quelllüftung erfolgt die Zuluft einströmung über zwei an beiden Außenwandkanten angeordnete Luftauslässe mit einem freien Querschnitt von $A = 1,0 \times 0,5 \text{ m}^2$,

wobei die Auslässe vertikal und horizontal installiert sein können. Die Mischlüftung unterscheidet zwischen

- Drallauslässen im Deckenbereich,
- Zuluftgerät (Fassadengerät) mit Luftauslass im Fußbodenbereich und
- Induktionsgerät an der Außenwand (Abb. 4.3).

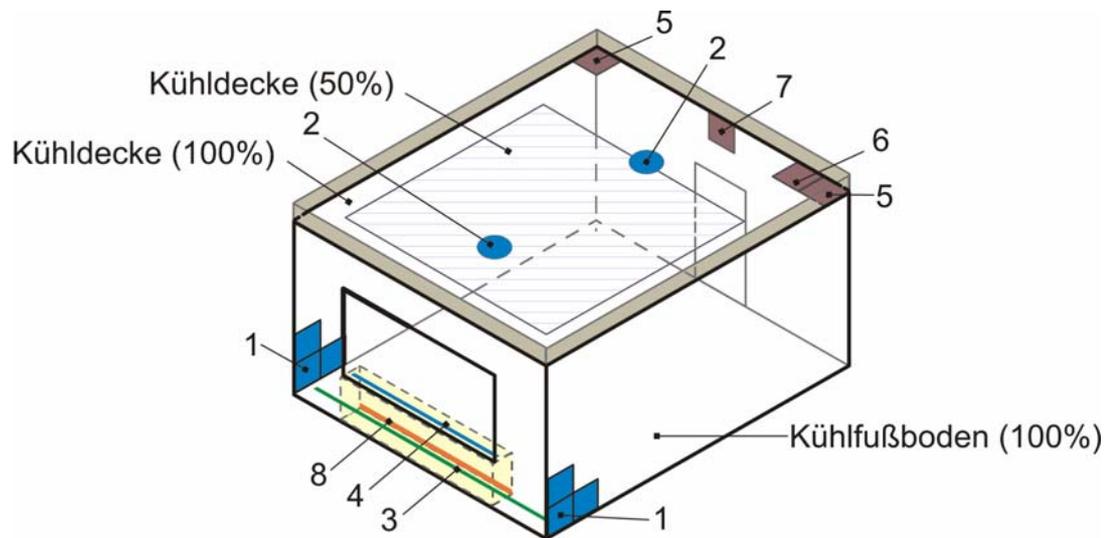


Abb. 4.3 Anordnung der Zu- und Abluftöffnungen sowie Kühlflächen im Raum

Zuluft

- 1 Quellauslass (2 Varianten)
- 2 Drallauslass
- 3 Fußbodenauslass (Fass. - Gerät)
- 4 Auslass Indukt. - Gerät

Abluft/Umluft

- 5 Mischlüftung (Drallauslass)
- 6 Quellauslass
- 7 Indukt. - Gerät (Abluft),
Fass. - Gerät (Abluft)
- 8 Indukt. - Gerät (Umluft)

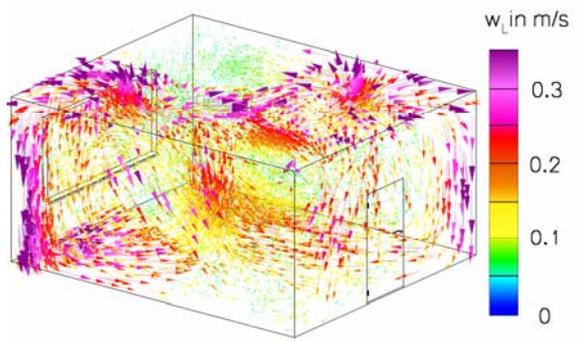
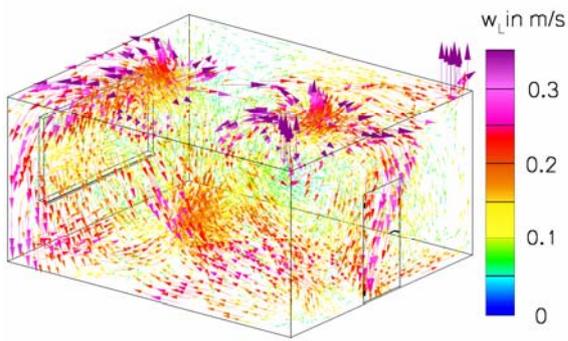
In Anbetracht der vielfältigen Bauformen von Drallauslässen können insbesondere deren Ergebnisse nur Näherungen darstellen. Abb. 4.4 zeigt den Einfluss der Anordnung im Raum. Die Abluft wird anlagenspezifisch über Öffnungen oberhalb der Tür oder im Deckenbereich geführt. Die Anlagenregelung erfolgt über die Zulufttemperatur.

4.2.3 Kombinierte Verfahren (Quellauslassung und Kühldecke)

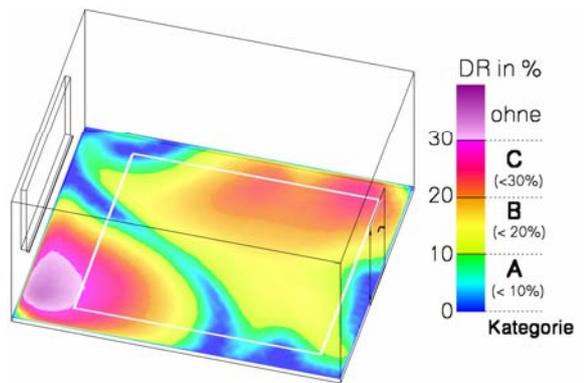
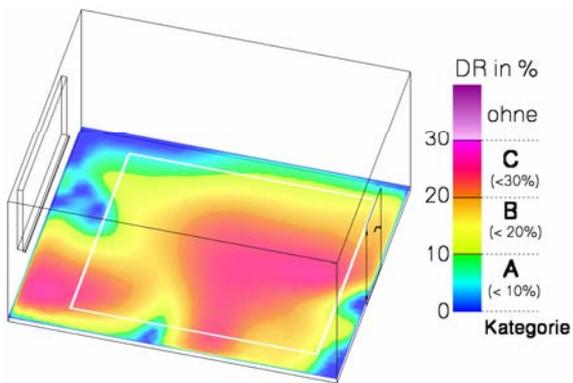
Luft- und Flächenkühlung weisen unterschiedliche Leistungsverhältnisse auf. Die Anlagenregelung basiert auf der Priorität der Zulufttemperatur.

Mittige Anordnung (LK 7)

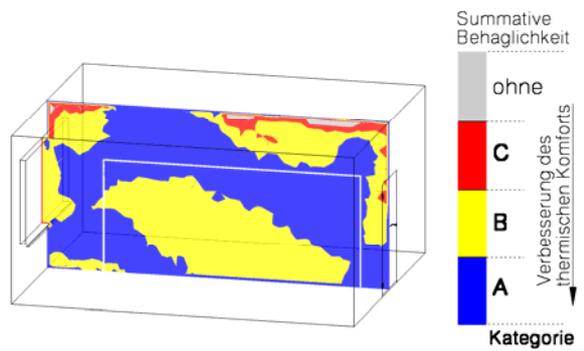
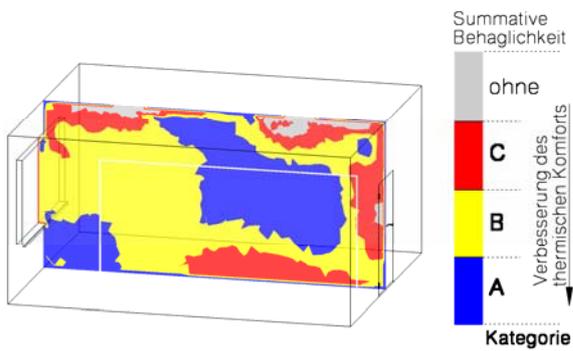
Außermittige Anordnung (LK 9)



Räumlicher Strömungsverlauf



Zugluftisiko DR in einer horizontalen Ebene von 0,1 m Höhe



Summative thermische Behaglichkeit

Abb. 4.4 Einfluss der Luftauslass - Anordnung (ausgewählte Beispiele mit Deckendrallauslass)

4.3 Thermische Lasten, Raumtemperaturen

4.3.1 Wetterdaten, Raumorientierung, Zeitpunkt der Auswertung

Als äußere thermische Lasten werden nach VDI 2078 die Werte der Kühllastzone 3 für den 23. Juli verwendet. Gegenüber der gleichfalls häufig auftretenden Kühllastzone 2 sind hierbei ungünstigere Werte gegeben. Allerdings zeigen Vergleichsrechnungen, dass der Einfluss der außenklimatischen Bedingungen im Hinblick auf die thermische Behaglichkeit – im Gegensatz zum Energiebedarf – gering ist (Abb. 4.5). Daher wird im Rahmen der Untersuchung auf weitere Vergleichsrechnungen unter Berücksichtigung der Kühllastzonen 1, 2 und 4 verzichtet.

Erfahrungsgemäß gilt, dass unter Berücksichtigung von Außentemperaturverlauf und insbesondere Sonnenstand die problematischsten thermischen Verhältnisse bei einer Orientierung des Raumes nach WEST bzw. SÜD/WEST auftreten. Die weitere Auswertung erfolgt daher für die Raumorientierung WEST, obwohl bei der thermischen Behaglichkeit diese Tendenz nur schwach ausgeprägt ist (Abb. 4.6).

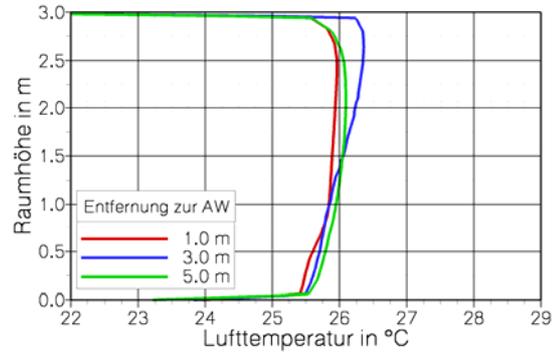
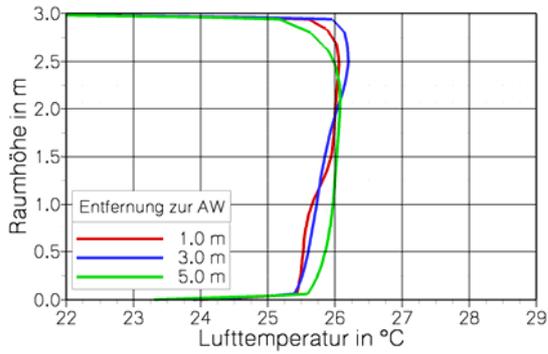
Dementsprechend erfolgt generell die Auswertung der instationären Simulationsrechnungen für den späten Nachmittag (16 Uhr). Ein Vergleich der Ergebnisse für unterschiedliche Zeitpunkte (bei identischer Raumorientierung) ist Abb. 4.7 zu entnehmen. Die Abweichungen sind offensichtlich vernachlässigbar.

Sehr kritische, allerdings nicht so typische thermische Verhältnisse sind auch bei anderen Randbedingungen denkbar, z. B. bei Annahme eines großen Außenlufteintrages.

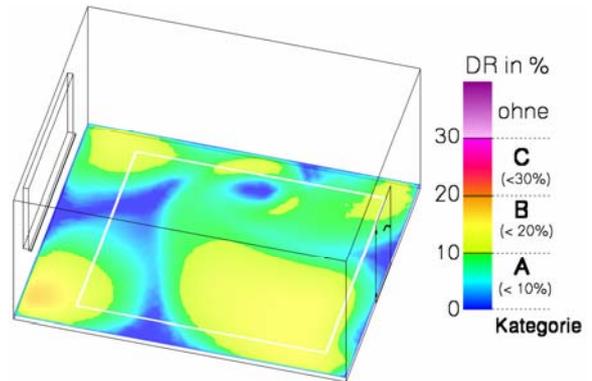
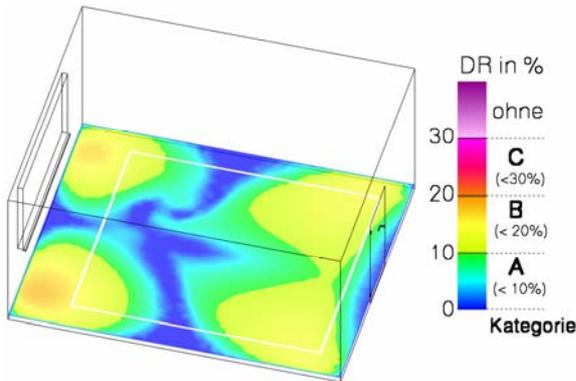
In diesem Zusammenhang sei auf die Wirkung der so genannten Himmelstemperatur verwiesen. Üblicherweise setzt man diese an klaren Tagen mit etwa 20 K unterhalb der Umgebungstemperatur an, so dass deren Wirkung letztlich vernachlässigbar ist.

Klimazone 3 - normale Außenlufttemperaturen (FK 3)

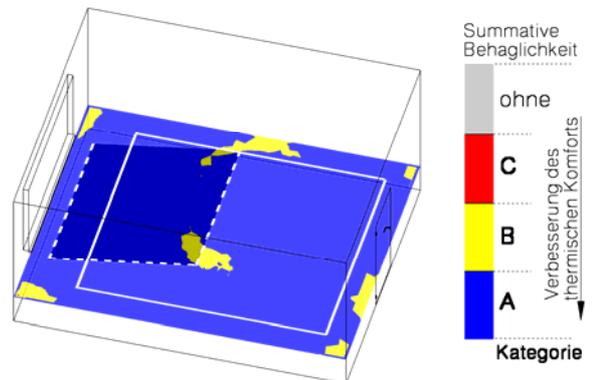
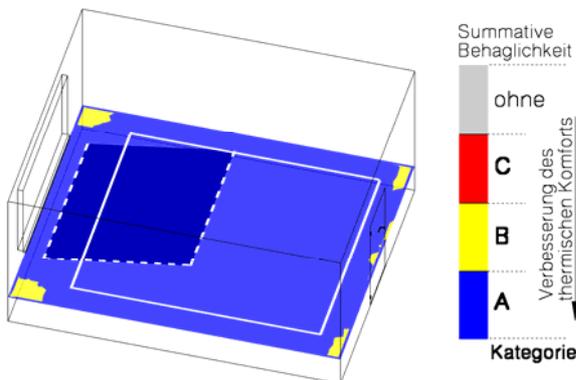
Klimazone 3 - extreme Außenlufttemperaturen (FK 53)



Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



Zugluftisiko DR in einer horizontalen Ebene von 0,1 m Höhe

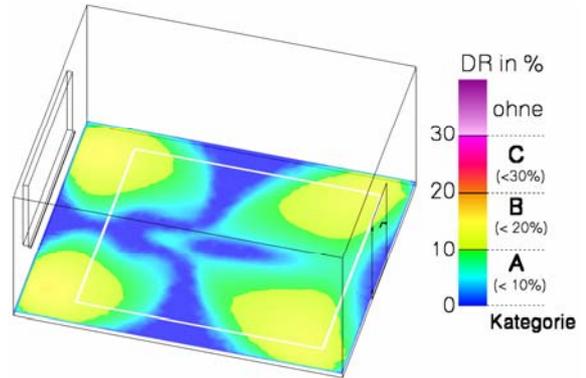
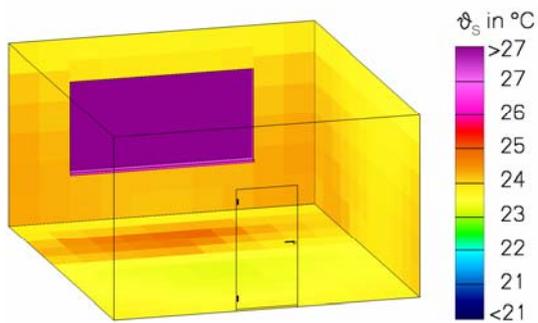


Summative thermische Behaglichkeit

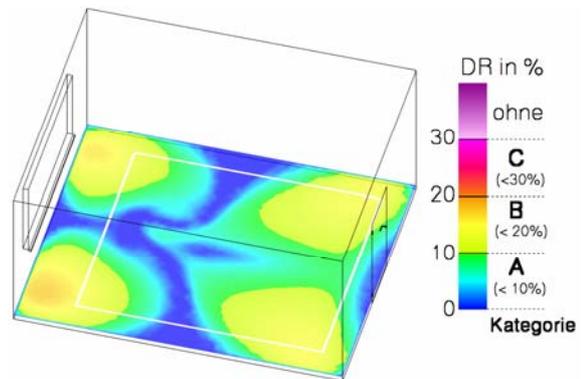
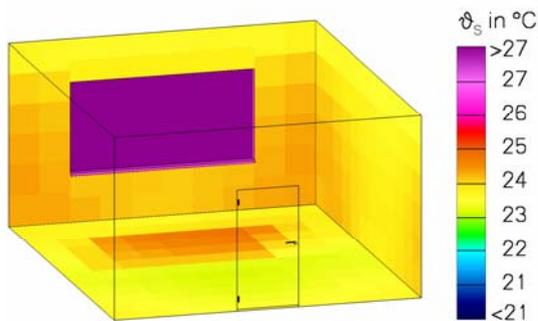
Abb. 4.5 Einfluss der Außenklimabedingungen (ausgewählte Beispiele)

Oberflächentemperaturen

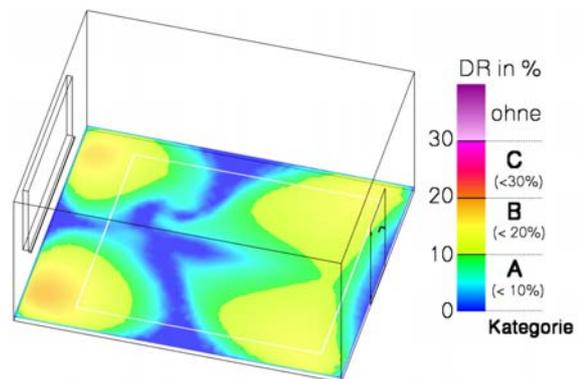
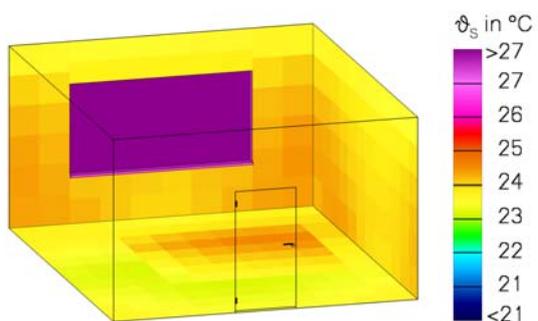
Zugluftrisiko



Raumorientierung nach Süd (ca. 12 Uhr)



Raumorientierung nach Süd / West (14 Uhr)

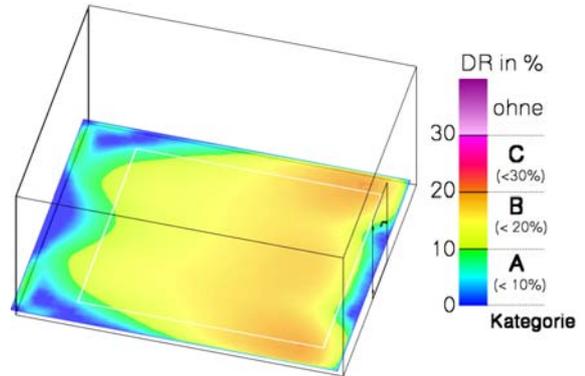
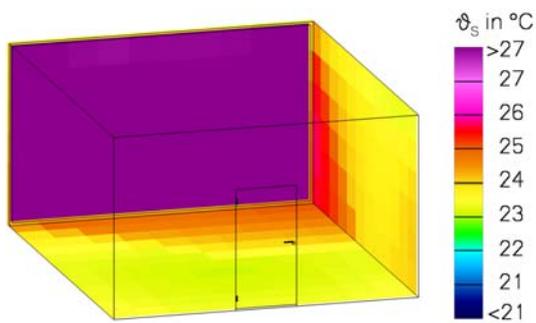


Raumorientierung nach West (16 Uhr)

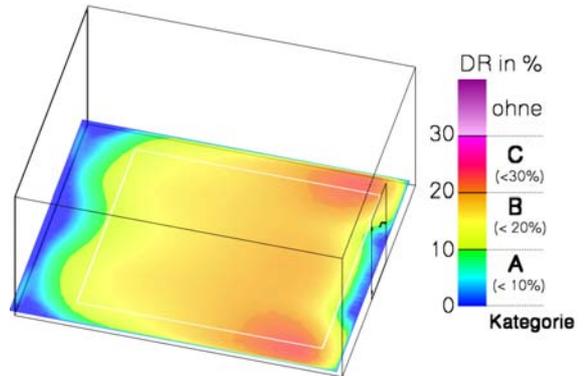
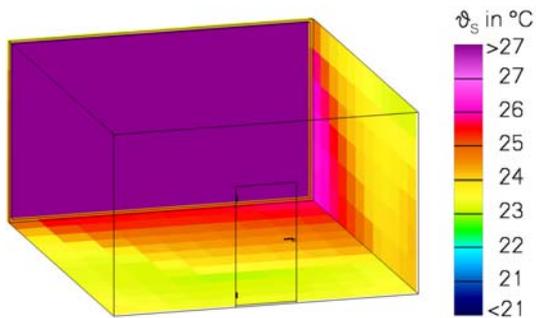
Abb. 4.6 Einfluss der Raumorientierung (ausgewählte Beispiele)

Oberflächentemperaturen

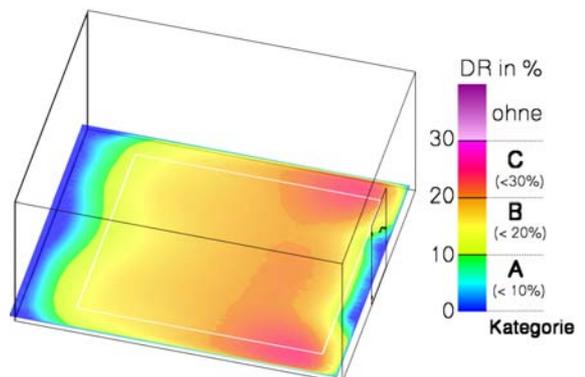
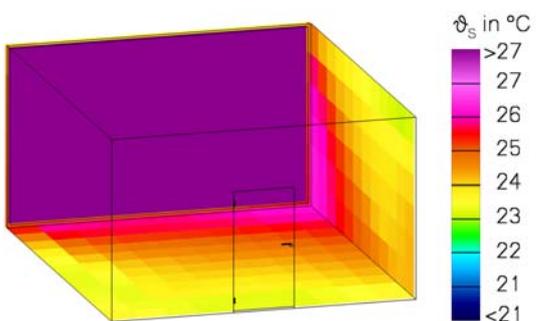
Zugluftrisiko



Auswertungszeitpunkt 14 Uhr



Auswertungszeitpunkt 15 Uhr



Auswertungszeitpunkt 16 Uhr

Abb. 4.7 Einfluss des Auswertungszeitraumes
(ausgewähltes Beispiel für Raumorientierung nach West - FK 13)

4.3.2 Innere thermische Lasten

Als innere Wärmequellen kommen Menschen, Beleuchtung und technische Ausstattung (Computer usw.) in Betracht. Bei den Lastannahmen wird sich an schweizerischen Angaben (SWKI - Richtlinie 95 - 3) orientiert. Danach gelten bei Vorgabe von zwei (Büro-)Arbeitsplätzen mit relativ hoher Belastung die in Tab. 4.3 für den Arbeitszeitraum 7 - 18 Uhr angegebenen Werte. In einigen Fällen (z. B. Quelllüftung) werden geringere Lasten angenommen.

Tab. 4.3 Annahmen zu den inneren thermischen Lasten

Wärmequelle	Spezif. Last in W/m^2		Absolute Last in W		Annahmen zur Wärmeabgabe
	gering	hoch	gering	hoch	
Personen	3	5	90	150	50 % Strahlung, 50 % Konvektion (ohne geometrische Zuordnung)
Beleuchtung	5	7	150	210	50 % Strahlung, 50 % Konvektion (ohne geometrische Zuordnung)
Technische Ausstattung	10	13	300	390	100 % Konvektion (mit geometrischer Zuordnung - vgl. Abb. 4.8)
Gesamt	18	25	540	750	

Die technische Ausstattung wird näherungsweise in Form von zwei fiktiven, allerdings thermisch wirksamen Zylindern modelliert, die aber keine strömungstechnischen Hindernisse bilden. Da erfahrungsgemäß die Anordnung der Wärmequellen im

Raum großen Einfluss auf die Raumströmungsverhältnisse und damit die thermische Behaglichkeit aufweist, wird in der Untersuchung von zwei unterschiedlichen Anordnungsvarianten nach Abb. 4.8 ausgegangen. Die Auswirkungen auf die thermische Behaglichkeit können erheblich sein (Abb. 4.9). Dies gilt im verstärkten Maße bei Annahme einer flächigen Wärmequelle im Bereich des Fußbodens¹⁸ (Abb. 4.10). Eine Vorstellung zum Einfluss der Wärmequellenintensität vermittelt Abb. 4.11.

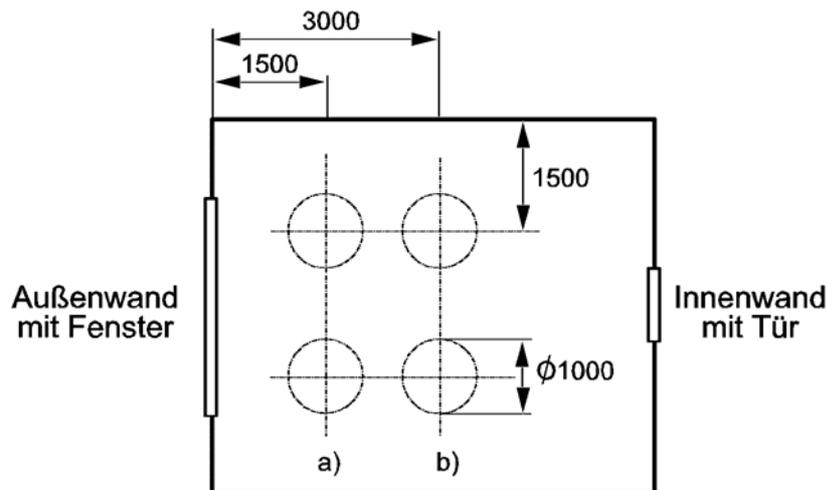


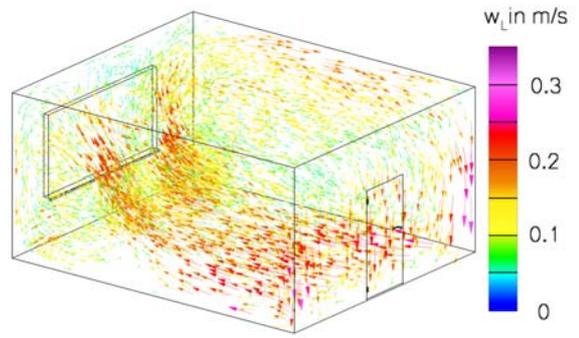
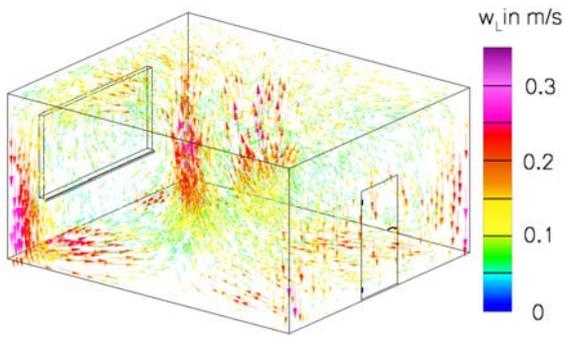
Abb. 4.8 Anordnung der fiktiven, thermisch wirksamen Wärmequellen in Form von je zwei zylinderförmigen Körpern (Höhe 800 mm, Abstand zum Fußboden 400 mm)
a) Anordnung in Außenwand-Nähe
b) Anordnung in Raummitte (Hauptvariante)

Bekleidung und Aktivitätsgrad des Menschen haben ebenfalls einen spürbaren Einfluss auf die sich einstellenden Verhältnisse der thermischen Behaglichkeit. Während unter den sommerlichen Bedingungen nahezu durchweg von einer leichten Bekleidung ausgegangen werden kann, bestehen beim Aktivitätsgrad größere Abweichungen. Die vorliegende Untersuchung basiert auf der Annahme einer sitzenden Tätigkeit mit einem Energieumsatz von 70 W/m^2 (1,2 met), wie er für Büroarbeiten typisch ist. Abb. 4.12 zeigt die großen Unterschiede, wenn man demgegenüber von einer stehenden, leichten Tätigkeit beispielsweise für Laborarbeiten mit 93 W/m^2 (1,6 met) ausgeht, aber identische Solltemperaturen im Referenzpunkt der Regelung vorausgesetzt werden.

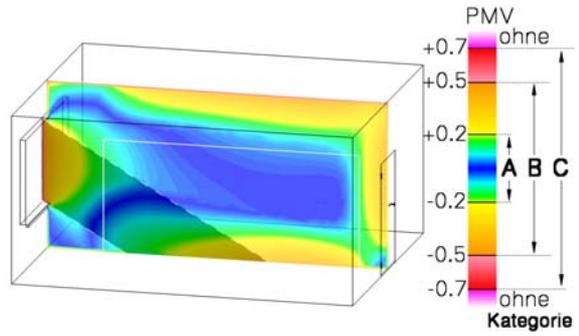
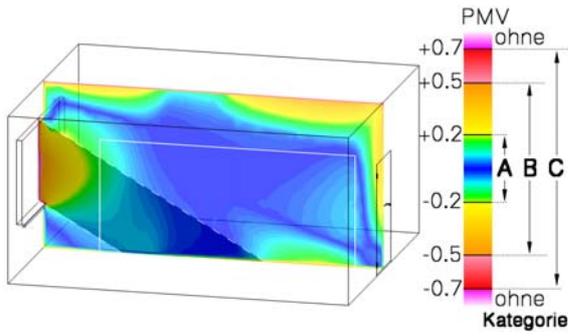
¹⁸ Bei Annahme gleicher thermischer Lasten.

WQ in Raummitte (FK 3)

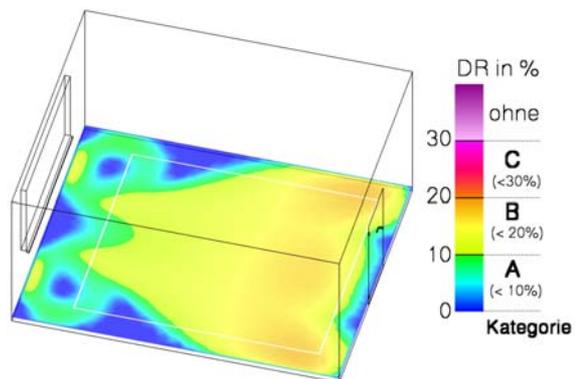
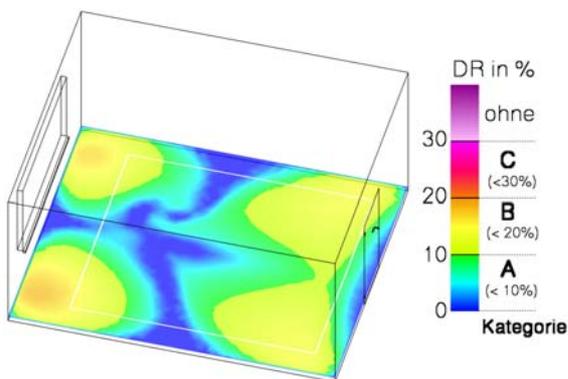
WQ in Außenwandnähe (FK 8)



Räumlicher Strömungsverlauf



Mittlere Klimabewertung PMV

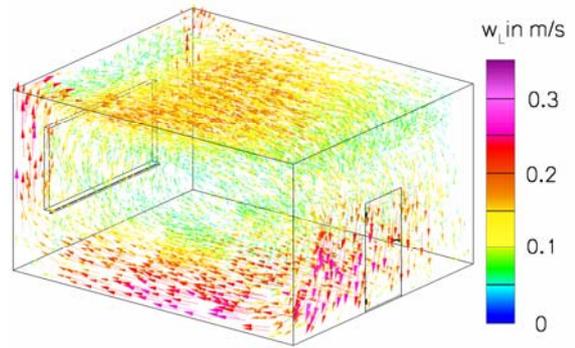
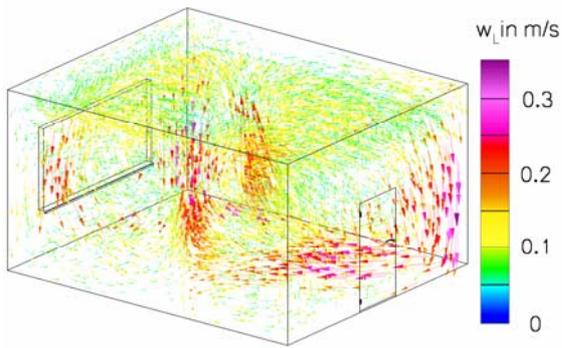


Zugluftisiko DR

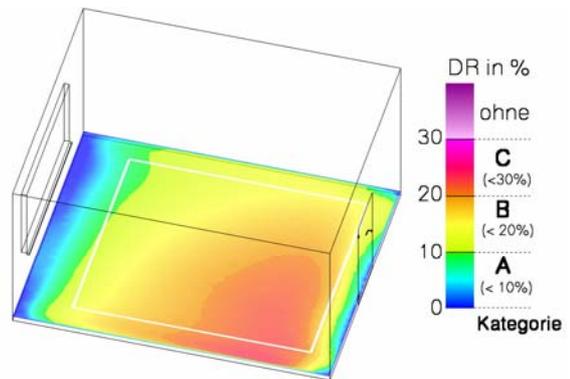
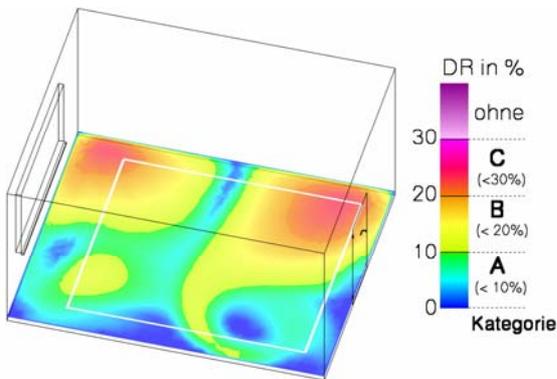
Abb. 4.9 Einfluss der Wärmequellenanordnung im Raum (ausgewählte Beispiele)

Zylinderförmige WQ (FK 35)

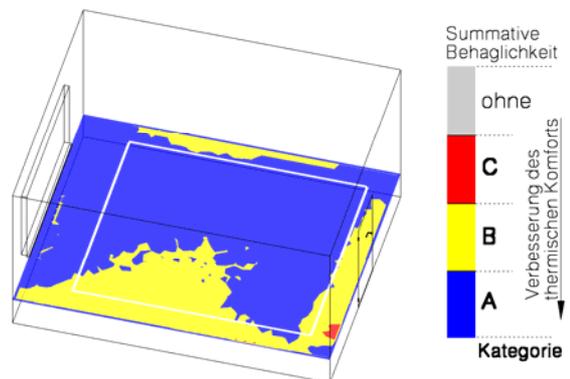
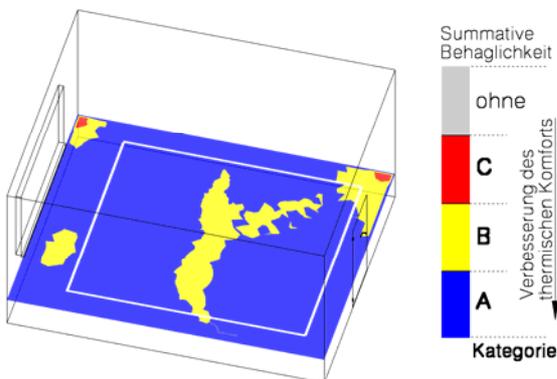
Flächige WQ (FK 38)



Räumlicher Strömungsverlauf



Zugluftisiko DR in einer horizontalen Ebene von 0,1 m Höhe

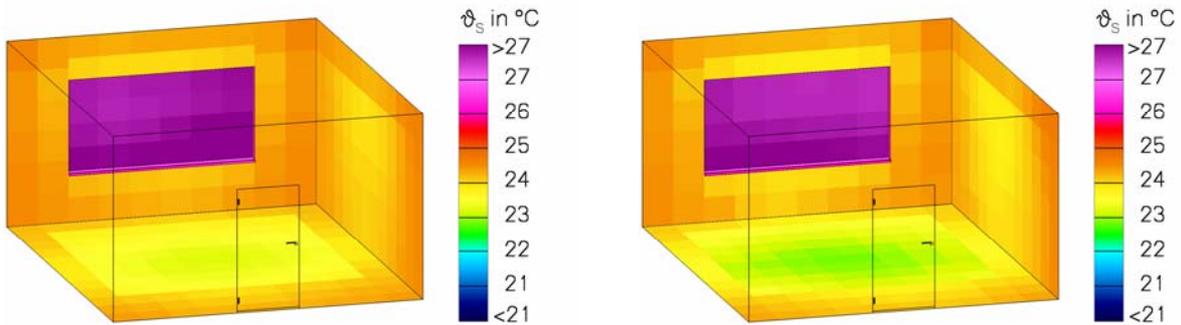


Summative thermische Behaglichkeit in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe

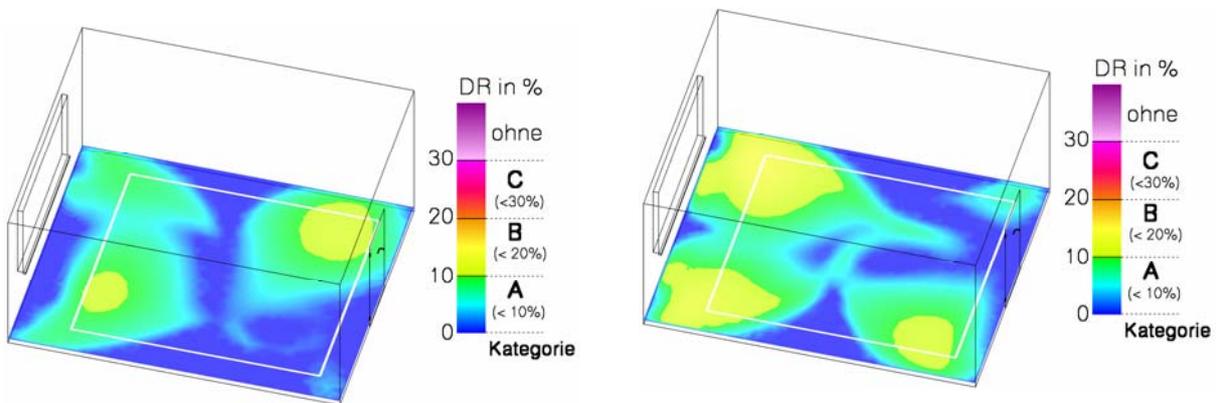
Abb. 4.10 Einfluss der Wärmequellenausbildung im Raum (ausgewählte Beispiele)

$\dot{q}_{\text{innen}} = 18 \text{ W/m}^2$ (FK 25)

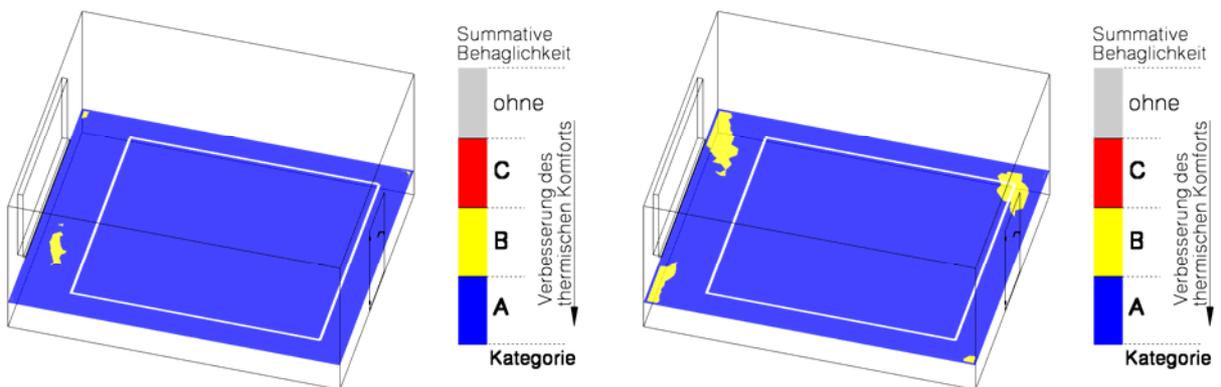
$\dot{q}_{\text{innen}} = 25 \text{ W/m}^2$ (FK 21)



Oberflächentemperaturen



Zugluftisiko DR in einer horizontalen Ebene von 0,1 m Höhe

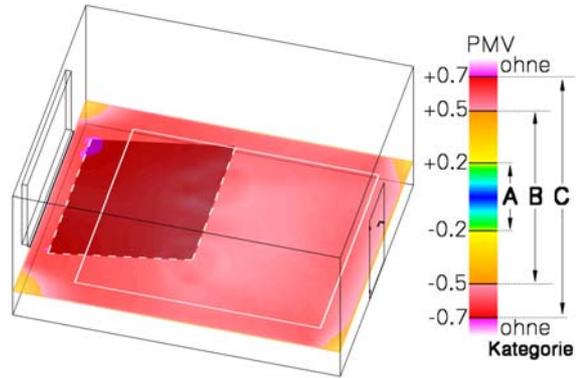
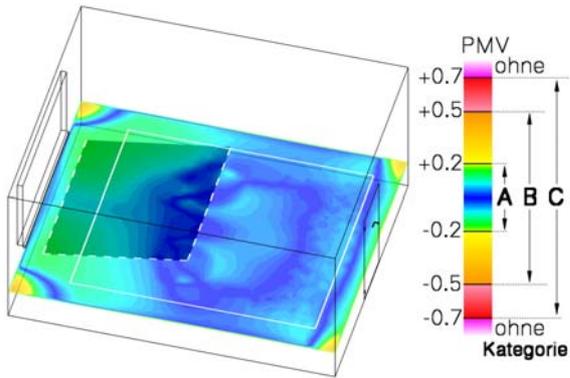


Summative thermische Behaglichkeit

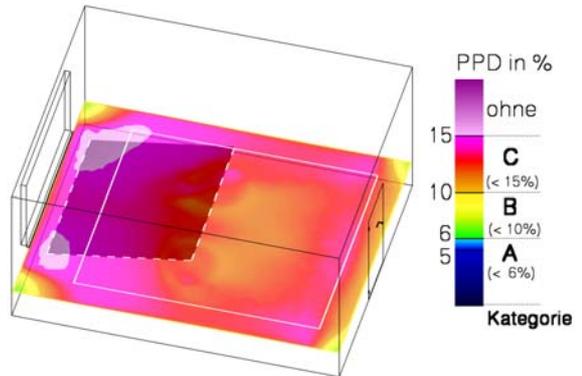
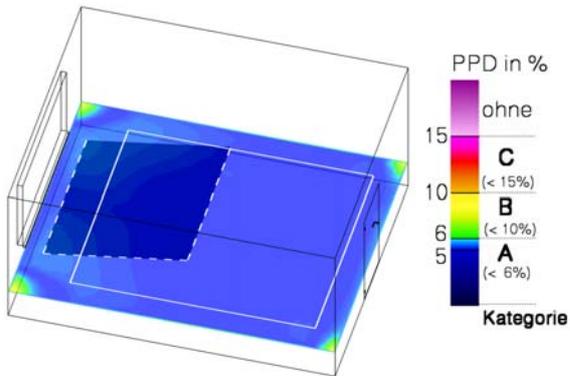
Abb. 4.11 Einfluss der Wärmequellenintensität (ausgewählte Beispiele für die Kühldecke)

Aktivitätsgrad 70 W/m² (FK 3)

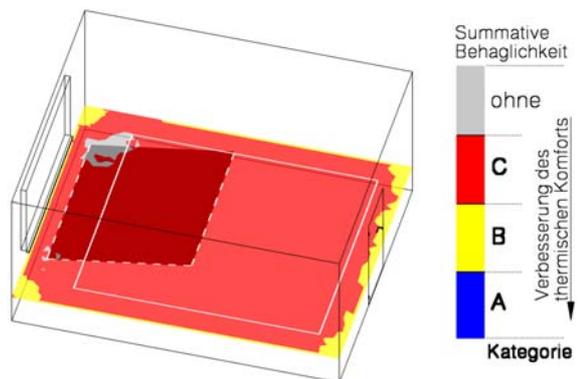
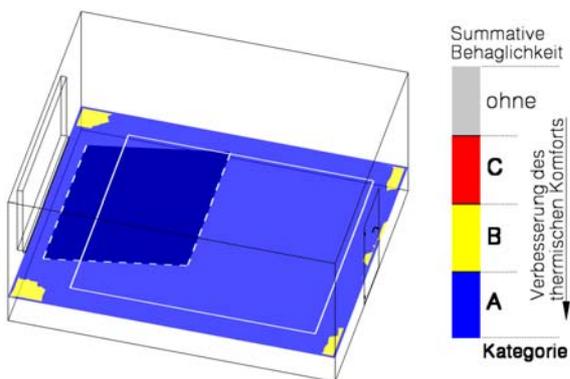
Aktivitätsgrad 93 W/m² (FK 34)



Mittlere Klimabewertung PMV



Prozentsatz der Unzufriedenen PPD



Summative thermische Behaglichkeit

Abb. 4.12 Einfluss des Aktivitätsgrades bei Annahme identischer Solltemperaturen im Referenzpunkt der Regelung (ausgewählte Beispiele)

4.3.3 Raumtemperaturen

Das optimale Raumklima ist durch die Sicherung der globalen thermischen Behaglichkeit ($PMV \rightarrow 0$) und minimale lokale Abweichungen (Asymmetrien) gekennzeichnet. Wie in Abschnitt 2 ausgeführt, bilden die Größen

- Raumlufttemperatur ϑ_L ,
- Strahlungstemperatur der Umgebung ϑ_S (d. h. Oberflächentemperatur aller Raumumfassungs- und Kühlflächen),
- Luftgeschwindigkeit w_L und
- Wasserdampfpartialdruck p_D

die entscheidenden Raumklimakomponenten. Geht man davon aus, dass

- die Luftfeuchte nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf die thermische Behaglichkeit hat und
- im Rahmen der rechnerischen Simulation die Anlagenregelung mit eingeschränkter Berücksichtigung der Luftgeschwindigkeit erfolgt,

so genügt mit ausreichender, praxisnaher Genauigkeit die Bezugnahme auf ϑ_L und ϑ_S , d. h. auf die in Abschnitt 2.2.3 erläuterte Klimasummengröße „operative Temperatur“

$$\vartheta_{op} \approx 0,5 (\vartheta_L + \vartheta_S) \approx \vartheta_i .$$

Auf Grund der verschiedenen bau- und anlagentechnischen Einflussgrößen ist der optimale Behaglichkeitszustand natürlich nicht im gesamten Raum zu erwarten. Zweckmäßigerweise definiert man daher einen Raumbezugspunkt (und damit die Position des Raumtemperaturfühlers), von dem aus im Rahmen der Simulation die Anlagenregelung vorgenommen wird (so genannter Raumnutzer mit „langem Arm“).¹⁹ Als sinnvoll wird entsprechend Abb. 4.1 ein Referenzpunkt in 0,6 m Höhe²⁰ über dem Fußboden und die zentrale Anordnung zwischen allen Begrenzungswänden angesehen.

Die Bezugnahme auf die Raummitte bedingt mittlere thermische Verhältnisse mit den geringsten Abweichungen in anderen Raumbereichen (vgl. auch LEBRUN (1979)).

¹⁹ Damit sollen auch die Anordnungsdifferenzen zwischen verschiedenen Reglerpositionen im Raum - bei entsprechender Berücksichtigung des zu erwartenden Nutzerverhaltens - umgangen werden.

²⁰ Die Höhenangabe resultiert aus der thermischen Schwerpunktangabe des sitzenden Menschen.

Mit zunehmendem Wärmeschutz verliert dieser Parameter immer mehr an Bedeutung. Eine Ausnahme bilden beispielsweise Raumkühlungsverfahren mit großen Lufttemperaturgradienten (Abb. 4.13).

Für den hier vorausgesetzten Aktivitätsgrad (Büro usw.) bildet nach Tab. 5.5

$$\vartheta_{\text{op}} = 24,5 \text{ °C} \pm 1,0 \text{ K}$$

die günstigste Komfortkategorie und wird dementsprechend als Sollwert für den Referenzpunkt festgelegt. Aus regelungstechnischen Gründen wird die angegebene Abweichung zugelassen.

Im Gegensatz zu den äußeren Witterungsbedingungen besitzt die Festlegung der Raumtemperatur im Referenzpunkt einen großen Einfluss auf die thermische Behaglichkeit. Abb. 4.14 zeigt die Ergebnisse für die angenommenen Raumtemperaturen $\vartheta_{\text{op}} = 24,5 \text{ °C}$, 26 °C und 27 °C ²¹.

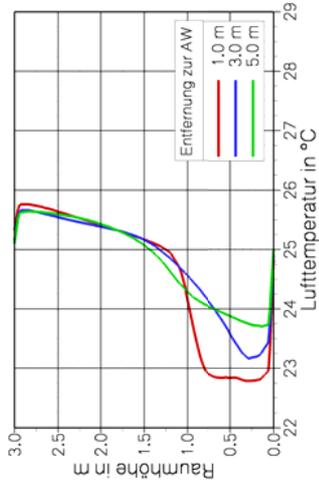
Die ungünstigeren Verhältnisse bei den höheren Temperaturen korrespondieren mit niedrigeren energetischen Aufwendungen. Aus diesem Grunde werden in der pr EN 15251 gegenüber Tab. 5.5 höhere Werte als Auslegungsbasis für die Anlage zugelassen.

4.3.4 Temperaturen benachbarter Räume

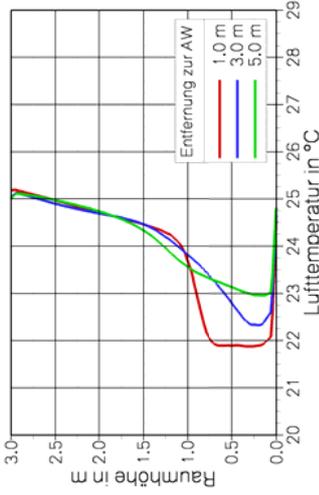
Die Festlegung der Temperatur der Nachbarräume hat Einfluss auf die Wärmeströme über die Raumbegrenzungsflächen und damit auf die Aussagen zur thermischen Behaglichkeit. Eine verallgemeinerungsfähige Festlegung ist insofern schwierig, da die unterschiedlichsten Verhältnisse anzutreffen sind (z. B. abweichende Raumtemperaturen bzw. Kühlsysteme).

²¹ Der Wert $\vartheta_{\text{op}} = 27 \text{ °C}$ ergibt sich aus den Angaben von DIN EN 7730 für die Kategorie C mit $\vartheta_{\text{op}} = 24,5 \pm 2,5 \text{ °C}$.

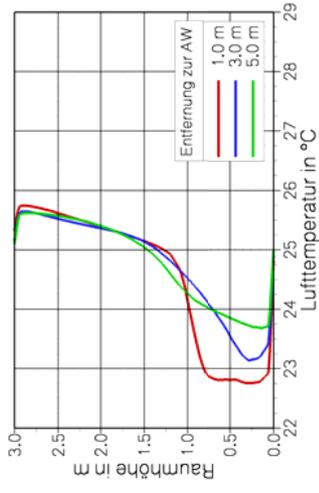
Zentrale Lage (0,6m Höhe) (LK 2)



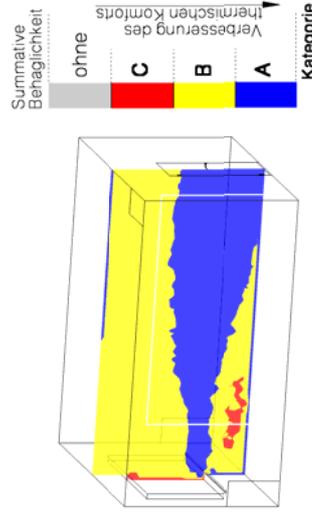
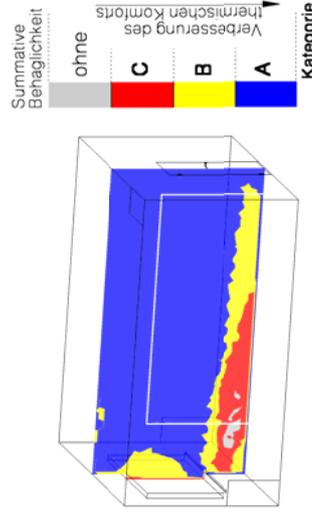
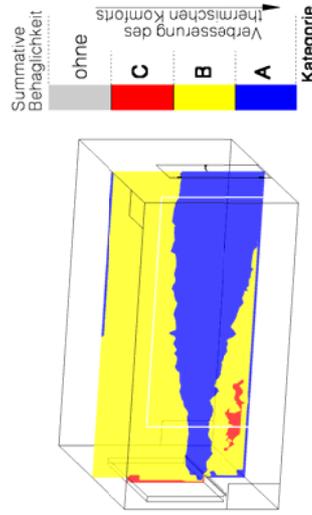
Zentrale Lage (1,1m Höhe) (LK 5)



Lage in Nähe IW (LK 6)



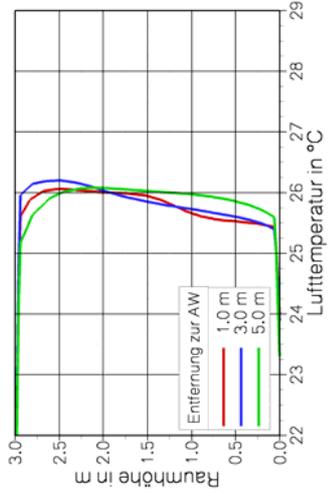
Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



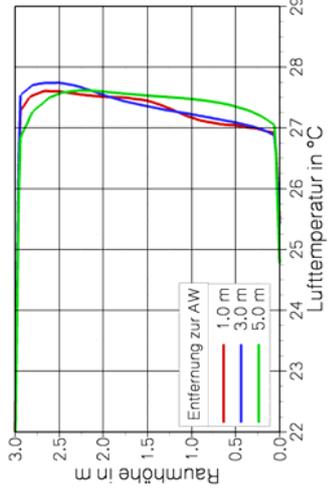
Summative thermische Behaglichkeit

Abb. 4.13 Einfluss der Lage des Referenzpunktes zur Regelung im Raum (ausgewähltes Beispiel - Quelllüftung)

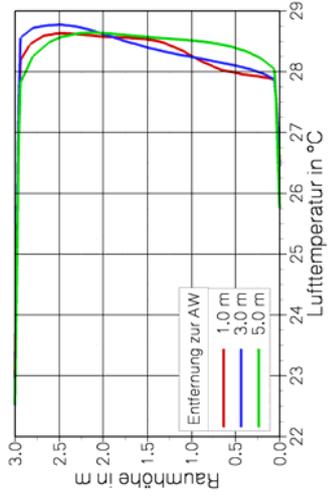
$\vartheta_{op} = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (FK 3)



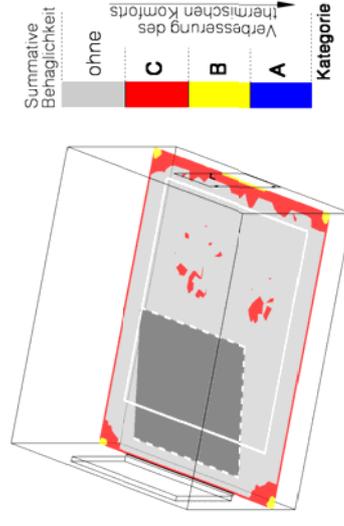
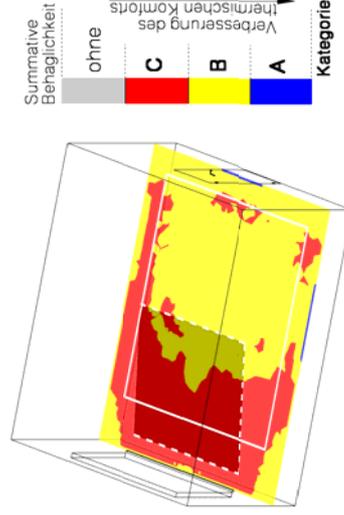
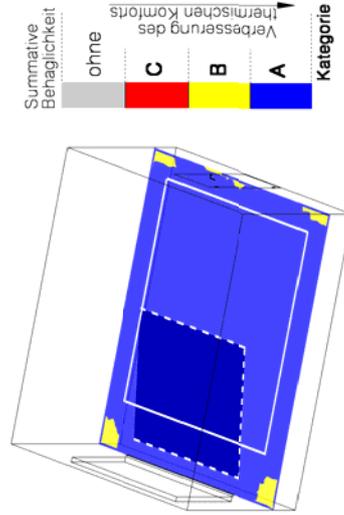
$\vartheta_{op} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ (FK 50)



$\vartheta_{op} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ (FK 16)



Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



Summative thermische Behaglichkeit in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe

Abb. 4.14 Einfluss der Solltemperatur im Referenzpunkt

Aus diesem Grunde hat man bei messtechnischen Untersuchungen stets versucht, eine im Mittel übereinstimmende Temperatur vorzugeben. Auch rechnerische Untersuchungen haben vergleichbare Festlegungen getroffen. Damit werden aber die realen Bedingungen der Praxis nur eingeschränkt berücksichtigt, da es in den Nachbarräumen - in Analogie zum untersuchten Raum - ausgeprägte Lufttemperaturprofile mit entsprechenden Oberflächentemperaturen gibt.

In der vorliegenden Untersuchung wird deshalb von einer „Spiegelung“ der jeweiligen Anlage in den Nachbarräumen ausgegangen, wodurch unerwünschte Wärmeströme vermieden und letztlich adiabate Bedingungen in Begrenzungswänden zu den seitlichen Nachbarräumen gegeben sind. Bei den darunter und darüber liegenden Räumen wird eine weitergehende Kompensation durch eine zusätzliche Anpassung der jeweiligen Wärmeübergangsverhältnisse erreicht. Damit können sich im Vergleich zu anderen Autoren Abweichungen, beispielsweise bei den Deckentemperaturen, ergeben.

5 Bewertung der thermischen Behaglichkeit

5.1 Vergleich zusammenfassender Behaglichkeitskriterien

Im Rahmen der wärmephysiologischen Bewertung der Varianten erfolgt sowohl die Berechnung der globalen thermischen Behaglichkeit als auch der relevanten lokalen Behaglichkeitskriterien. Die Behaglichkeitsanalyse wird auf der Basis der nachstehenden Festlegungen durchgeführt, wobei die sogenannte Umgebungskategorien A, B und C eine Klassifizierung des thermischen Komforts ermöglichen.

Abb. 5.1 erlaubt einen unmittelbaren Vergleich der in den Abschnitten 2.2 und 2.4 beschriebenen globalen Kriterien. Die operative Temperatur berücksichtigt die Luftgeschwindigkeit offensichtlich nur ungenügend. Die Kombination mit einer Grenzgeschwindigkeit nach DIN EN 7730 bringt einen recht guten Erkenntniszuwachs in der grafischen Darstellung. Die summative thermische Behaglichkeit nach Abschnitt 2.4 weist eine optimale Aussagekraft auf, da die Daten aller thermischen Behaglichkeitskriterien einfließen (Abb. 5.2). Die hier verwendete sogenannte konservative Betrachtung berücksichtigt dabei die jeweils ungünstigsten Werte entsprechend der Darstellung in Tab. 5.1.

Tab. 5.1 Bildung der summativen thermischen Behaglichkeit auf der Basis der Umgebungskategorien A, B und C nach DIN EN 7730 - Beispiel -

Kriterium	Kategorie		Kombination	Kategorie
PMV, PPD	A		Summative Behaglichkeit	C
Max. Strahlungsasymmetrie	B			
Vert. Lufttemper. - Gradient	A			
Zugluftrisiko	C			

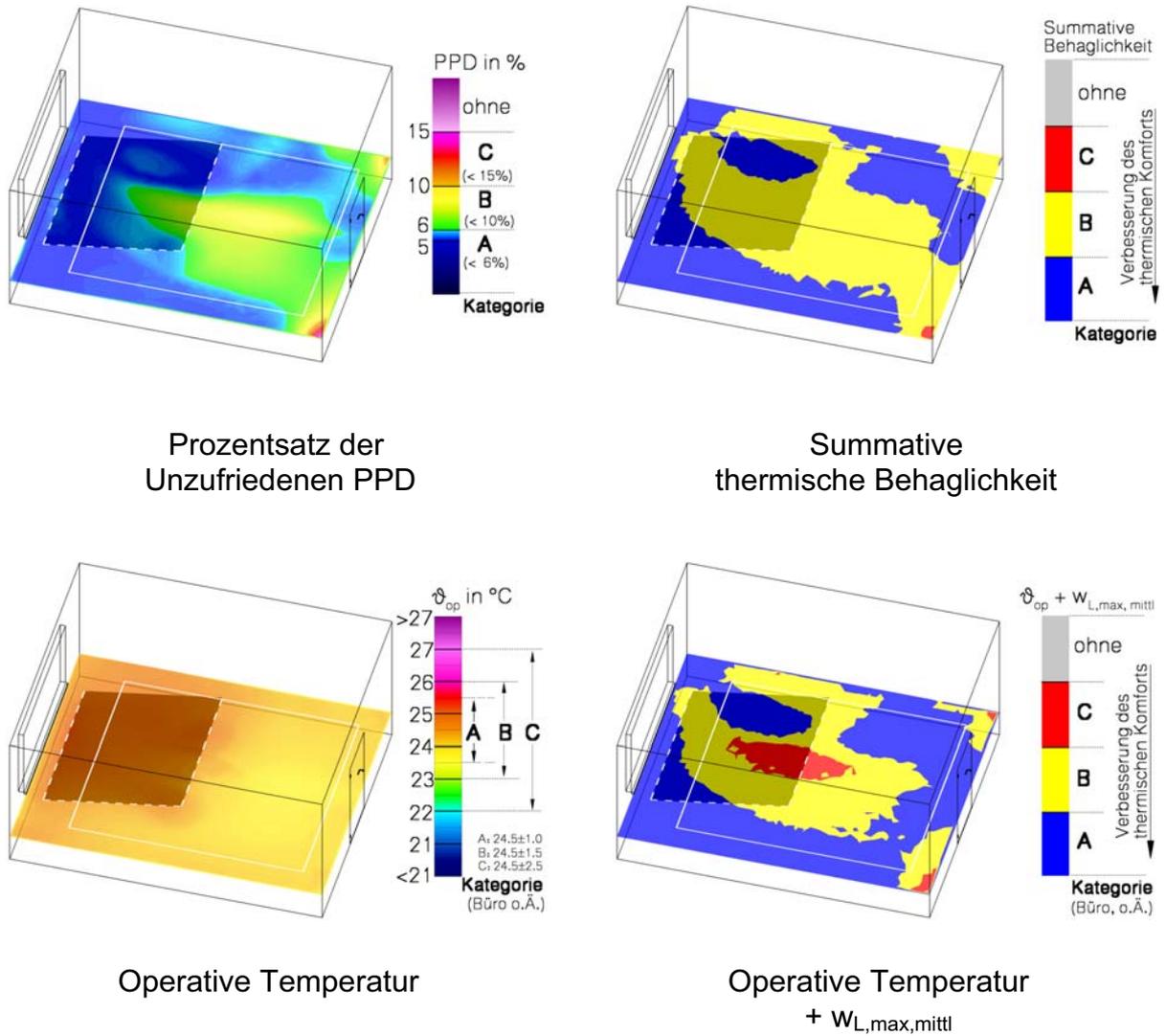


Abb. 5.1 Vergleich verschiedener globaler und kombinierter Behaglichkeitskriterien (ausgewähltes Beispiel - FK 2)

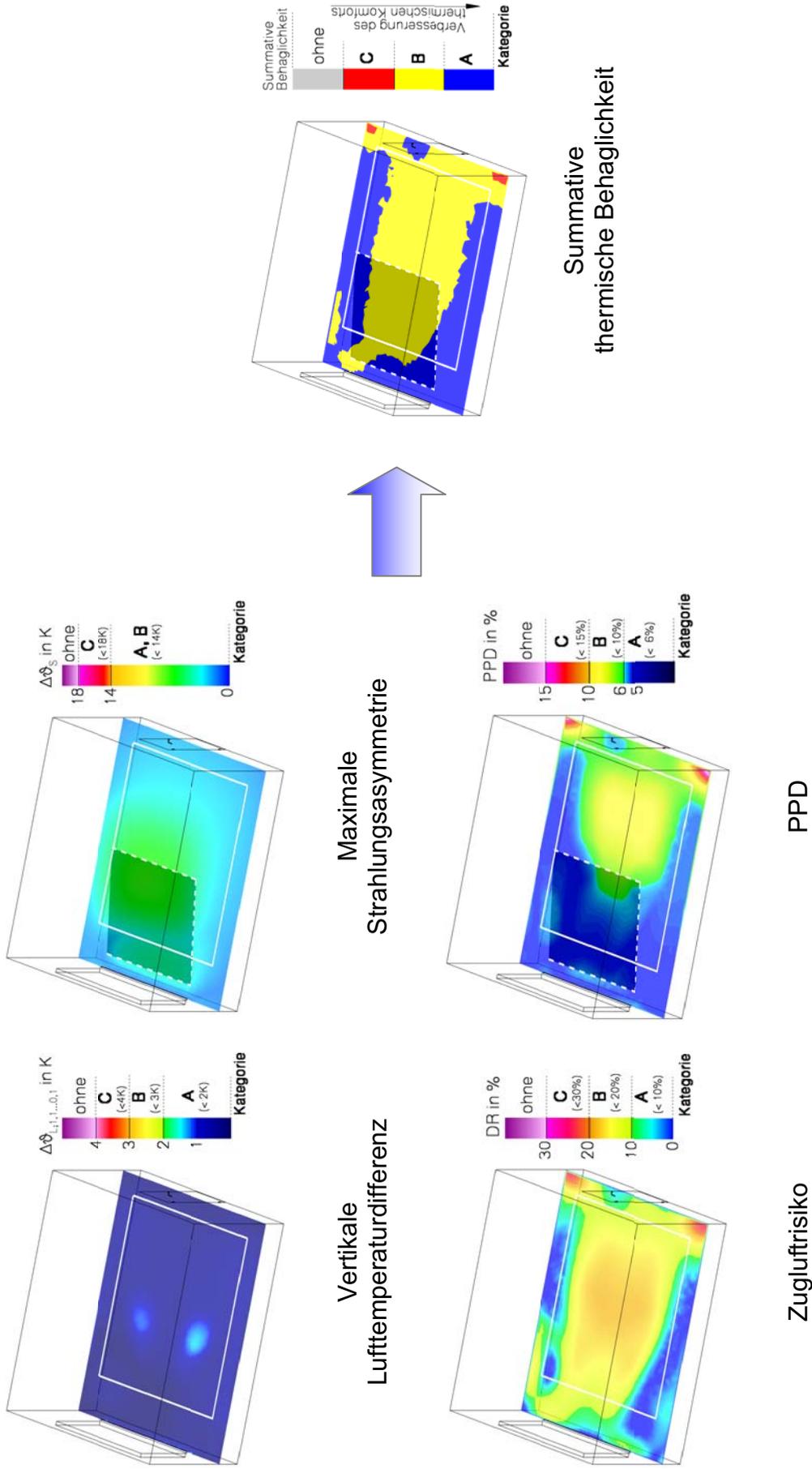


Abb. 5.2 Beispiel zur Bildung der summativen thermischen Behaglichkeit in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe (Flächenkühlung)

5.2 Zum Einfluss der direkten Solareinstrahlung

Die Behaglichkeitskriterien PMV bzw. PPD, Strahlungsasymmetrie, summative thermische Behaglichkeit und operative Temperatur berücksichtigen unmittelbar den (langwelligen) Strahlungseinfluss der Umfassungsflächen einschließlich der Fensteroberfläche. Darüber hinaus wird noch der direkte (kurzwellige) Solarstrahlungseinfluss wirksam, der einerseits zur Erwärmung der betroffenen Raumboflächen führt, aber andererseits auch den Menschen unmittelbar trifft und somit die Behaglichkeitsverhältnisse beeinflusst.

Dieser letztere Effekt wird aus modelltechnischen Gründen nicht erfasst, da – in Analogie zum Mobiliar – aus Verallgemeinerungs- und Aufwandsgründen auf eine körperhafte Darstellung des Menschen verzichtet wird. Diese Festlegung wird mit dem Nachteil erkaufte, dass der Mensch – bei Vorhandensein einer solaren Direktstrahlung – höhere Oberflächentemperaturen und damit abweichende Behaglichkeitsverhältnisse empfindet als aus den Maßstabsangaben ableitbar ist.

Gewissermaßen als Korrektur erfolgt in den Bildern mit Strahlungseinfluss eine besondere Markierung des Bereiches mit unmittelbarem Solarstrahlungseinfluss.²²

5.3 Annahmen zur globalen thermischen Behaglichkeit

5.3.1 PMV - Verteilung, PPD

Die Auswertung der FANGER - Gleichung (Abschnitt 2.2.2) erfolgt entsprechend DIN EN 7730 für die Werte nach Tab. 5.2.

²² In der Praxis führt diese Festlegung nur zu bedingten Aussageeinschränkungen, da der Nutzer unter den hier im Allg. vorausgesetzten hochsommerlichen Randbedingungen den betreffenden Aufenthaltsbereich im Raum meiden oder Sonnenschutzmaßnahmen ergreifen würde. Üblicherweise wird daher bei derartigen Untersuchungen der mögliche Einfluss der direkten Solareinstrahlung nicht berücksichtigt.

Tab. 5.2 Wertvorgaben für FANGER - Gleichung

Größe	Symbol	Vorgabe
Aktivität	\dot{q}_{Br}	70 W/m ² ($\hat{=} 1,2 \text{ met}$) ²³ (entspricht bei einer Körperoberfläche von 1,8 m ² ca. 130 W)
Wirkungsgrad	η_M	0
Sommerliche Kleidung	$(\delta/\lambda)_{KI}$	0,08 m ² K/W ($\hat{=} 0,50 \text{ clo}$)
Wasserdampf-partialdruck	p_D	1537 Pa (entspricht $\varphi_L = 50 \%$ bei $\vartheta_L = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Alle übrigen zur Bestimmung von PMV benötigten raumklimatischen Parameter

$$\vartheta_L, \vartheta_S, w_L$$

werden aus den Ergebnissen der Simulationsrechnungen gewonnen. Dabei wird die mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung (einschließlich Kühlfläche) unter Annahme des Punktmodells für den Menschen bestimmt. Als thermisch behaglich gelten die Werte nach Tab. 5.3.

Tab. 5.3 Anforderungen von PMV bzw. PPD an die Umgebungskategorien A, B und C nach DIN EN 7730

Kategorie	PMV	PPD
A	$- 0,2 < \text{PMV} < + 0,2$	$< 6 \%$
B	$- 0,5 < \text{PMV} < + 0,5$	$< 10 \%$
C	$- 0,7 < \text{PMV} < + 0,7$	$< 15 \%$

²³ In Variante FK 34 wird alternativ ein Aktivitätsgrad von 93 W/m² ($\hat{=} 1,6 \text{ met}$) vorausgesetzt.

5.3.2 Operative Temperatur

Neben den PMV - bzw. PPD - Werten wird außerdem die Verteilung der operativen Temperatur (Empfindungstemperatur) auf Basis der Gleichung

$$\vartheta_{op} = a \vartheta_L + (1 - a) \vartheta_S$$

bestimmt, wobei für a die in Tab. 5.4 angegebenen Werte verwendet werden. GLÜCK (2006) empfiehlt eine davon abweichende Bewertung der Konvektions- und Strahlungsanteile.

Tab. 5.4 Korrekturfaktor a nach DIN EN 7730

w_L in m/s	< 0,2	0,2 ... 0,6	0,6 ... 1,0
a	0,5	0,6	0,7

Nach DIN EN 7730 erfolgt die Zuordnung zu den Umgebungskategorien entsprechend Tab. 5.5.

Tab. 5.5 Zuordnung von Umgebungskategorie und operativer Temperatur mit Angabe der jeweils maximalen mittleren Luftgeschwindigkeit (für Einzelbüro, Konferenzraum usw.)

Kategorie	Operative Temperatur	Max. mittlere Luftgeschwindigkeit
A	24,5 ± 1,0 °C	0,12 m/s
B	24,5 ± 1,5 °C	0,19 m/s
C	24,5 ± 2,5 °C	0,24 m/s

In pr EN 15251 werden hierzu andere Werte angegeben. Es handelt sich jedoch um energetisch günstigere und damit wirtschaftlichere Auslegungswerte für die Anlagentechnik. Aus diesem Grunde wird eine Abweichung vom thermisch optimalen Zustand in Kauf genommen.

5.4 Annahmen zu lokalen Behaglichkeitskriterien

5.4.1 Zugluftrisiko

Dieses Kriterium gilt als erfüllt, wenn in Abhängigkeit der Umgebungskategorie die örtliche Luftgeschwindigkeit unter Beachtung von lokaler Lufttemperatur und lokalem Turbulenzgrad die Grenzwerte nach Tab. 5.6 nicht überschreitet (vgl. Abb. 2.4).

Tab. 5.6 Zugluftrisiko DR für die Umgebungskategorien nach DIN EN 7730

Kategorie	Prozentsatz an Unzufriedenen auf Grund von Zugluft (DR)
A	< 10 %
B	< 20 %
C	< 30 %

5.4.2 Maximale Strahlungsasymmetrie

Auf der Basis von Abb. 2.6 empfiehlt DIN EN 7730 die in Tab. 5.7 zusammengestellten Werte zur Anwendung.

Tab. 5.7 Maximale Strahlungsasymmetrie für die Umgebungskategorien

Kategorie	Maximale Strahlungsasymmetrie in K			
	Warme Decke	Kühle Wand	Kühle Decke	Warme Wand
A	< 5	< 10	< 14	< 23
B	< 5	< 10	< 14	< 23
C	< 7	< 13	< 18	< 35

Die Bestimmung der Werte ist allerdings nicht unumstritten. Insbesondere sind neben den Fragen zur zweckmäßigsten Modellwahl für den Menschen (Flächenelement, Punkt- oder Kugelelement, Würfelement) auch die Probleme positiver bzw. negativer Strahlungsasymmetrie (z. B. Deckenheizung/Deckenkühlung) noch nicht endgültig geklärt.²⁴

Aus diesen Überlegungen erfolgt die Bewertung der Strahlungsasymmetrie in DIN EN 7730 gemäß Abb. 2.6 bei Voraussetzung eines ebenen Flächenelementes unter Berücksichtigung sicherer Grenzwerte (PPD < 1 %).²⁵

5.4.3 Vertikaler Raumlufthtemperaturgradient

Entsprechende Grenzwerte für die drei Umgebungskategorien sind in DIN EN 7730 enthalten (Tab. 5.8).

Tab. 5.8 Vertikaler Lufttemperaturunterschied zwischen Kopf und Fußgelenken (1,1 m und 0,1 m über dem Fußboden) für die Umgebungskategorien

Kategorie	Vertikaler Lufttemperaturunterschied
A	< 2 °C
B	< 3 °C
C	< 4 °C

²⁴ Entsprechend DIN EN 7730 soll hier keine Unterscheidung zwischen der Wirkung höher temperierter Flächen (z. B. Heizkörper) und niedrig temperierter Flächen (z. B. Kühldecken) gemacht werden.

²⁵ Im Gegensatz zum besser geeigneten Punktmodell für den Gesamtraum (vgl. Ausführungen in Abschnitt „PMV“) empfiehlt sich für die Bestimmung der Strahlungsasymmetrie über die Definition von zwei Halbräumen (vgl. Abschnitt 2.3.2) die Verwendung des Flächenelementes.

5.4.4 Fußbodenoberflächentemperatur

Die zulässige Oberflächentemperatur bei Fußbodenheizungen bzw. -kühlungen ist Tab. 5.9 zu entnehmen. Für verstärkte Randzonen (außerhalb Aufenthaltszone) gilt in der Heizperiode ein Wert von maximal 34 °C.

Tab. 5.9 Fußbodentemperaturbereich für die Umgebungskategorien

Kategorie	Oberflächentemperatur des Fußbodens
A	19 bis 29 °C
B	19 bis 29 °C
C	17 bis 31 °C

6 Übersicht der Untersuchungsvarianten

Der begrenzte Umfang des Handbuches zwingt zur entsprechenden Auswahl aus der Vielzahl der tatsächlich untersuchten bau- und anlagentechnischen Varianten. Diese Auswahl orientiert sich dabei an den praktischen Erfordernissen.

Eine Übersicht der im Rahmen des Handbuches vorgestellten Varianten ist den Tab. 6.1 und 6.2 zu entnehmen. Deren Hauptstrukturierung basiert auf den relevanten bau- und anlagentechnischen Größen sowie Nutzungsbedingungen. Die in den Tabellen angeführten Variantenkennzeichnungen (Nummerierungen) finden durchgehend – einschließlich späterer Bildbezüge – Verwendung.

Der Anhang enthält die Untersuchungsergebnisse in grafischer Form.

Tab. 6.1 Variantenübersicht - Flächenkühlung (FK)

Anlagentechnische Größen		Bautechnische Größen, innere Wärmequellen											
		30 % Fensterflächenanteil						100 % Fensterflächenanteil					
		Ohne Verschattung			Verschattung			Ohne Verschattung			Verschattung		
Bauf orm	Spezifizierung	Außenjalousie		Feste Außenversch.		Innere Wärmequellen in W / m ²		Außenjalousie		Feste Außenversch.		Innere Wärmequellen in W / m ²	
		18	25	18	25	18	25	18	25	18	25	18	25
Strahlungs-Kühldecke	Basisfall FK	FK 15	FK 3		FK 1	FK 12		FK 5		FK 4			
	50 % Flächenbelegung	FK 24	FK 20	FK 25	FK 21		FK 26		FK 27				
	WQ in Nähe AW		FK 8		FK 6			FK 13					
	WQ in Nähe IW				FK 7								
	Leichte Bauweise	FK 11		FK 10	FK 9			FK 32					
	Nutzeraktivität: 93 W/m ²			FK 34									
Konvektions-Kühldecke	t _{op,Soil} = 26 °C (Ref.-Punkt)			FK 50									
	27 °C (Ref.-Punkt)			FK 16									
Kühlfußboden	Altbau				FK 39								
	Höhere Außenlufttemperatur			FK 53									
	Basisfall FK	FK 37		FK 36	FK 35	FK 41		FK 43					
Kühlwand	Flächige WQ				FK 38								
	Basisfall FK	FK 51	FK 28	FK 22	FK 23	FK 40		FK 30		FK 31			
	Basisfall FK	FK 46		FK 45	FK 44					FK 47			

1. Basisfall FK: 100 % Flächenbelegung; WQ in Raummittle; mittelschwere Bauweise; Nutzeraktivität 70 W/m²; t_{op,Soil} = 24,5 °C
2. Alle anderen Varianten weisen gegenüber dem Basisfall eine Spezifizierung auf
3. Erläuterung der Abkürzungen: WQ - Wärmequelle, AW - Außenwand, IW - Innenwand

Tab. 6.2 Variantenübersicht - Luftkühlung / Kombinierte Verfahren (LK / KK)

Anlagentechnische Größen		Bautechnische Größen, innere Wärmequellen											
		30 % Fensterflächenanteil					100 % Fensterflächenanteil						
Bauf orm	Spezifizierung	Ohne		Außenjalousie		Feste Außenversch.		Ohne		Außenjalousie		Feste Außenversch.	
		18/25	18	25	18	25	18	25	18	25	18	25	
Quelllüftung	Basisfall LK / QL	LK 12	LK 11										
	Luftwechsel $n = 4 \text{ h}^{-1}$												
	Luftwechsel $n = 8 \text{ h}^{-1}$		LK 1										
	Ref. - Pkt. - Höhe 1,1 m; Luftwechsel $n = 8 \text{ h}^{-1}$												
	Ref. - Pkt. in Nähe IW; Luftwechsel $n = 8 \text{ h}^{-1}$												
	Leichte Bauweise												
	Luftauslässe in horizontaler Anordnung												
	Basisfall LK / DA												LK 17
	$d_{LA} = 0,30 \text{ m}$												
	LA außermittig												
Mischlüftung / Drallausslass	LA außermittig; Luftwechsel $n = 8 \text{ h}^{-1}$												
	Flächige WQ												
	Zuluftgerät + Überström- element ($n = 10 \text{ h}^{-1}$)												LK 26
	Luftwechsel $n = 10 \text{ h}^{-1}$												
	Leistungsverhältnis KD / QL = 1 / 1	KK 4										KK 1	KK 5
	KD / QL = 4 / 1												

1. Basisfall LK / QL: 2 LA an den AW - Ecken; Luftwechsel $n = 6 \text{ h}^{-1}$; sonstige Angaben wie Basisfall FK

2. Basisfall LK / DA: 2 LA an Decke in mittlerer Anordnung; $d_{LA} = 0,50 \text{ m}$; Luftwechsel $n = 6 \text{ h}^{-1}$; sonstige Angaben wie Basisfall FK

3. Alle anderen Varianten analog Basisfall LK

4. Erläuterung der Abkürzungen: WQ - Wärmequelle; IW - Innenwand; QL - Quelllüftung; DA - Drallausslass; LA - Luftauslass; KD - Kühldecke

7 Erläuterung der grafischen Darstellungen zur thermischen Behaglichkeit

a) Als Ergebnis sind für die untersuchten Varianten folgende grafischen Darstellungen vorhanden, im Einzelfall erfolgen Modifikationen:

- Lufttemperaturverteilung in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf bei unterschiedlicher Entfernung zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- vertikale Lufttemperaturdifferenz $\Delta\vartheta_L$ zwischen Kopf (1,1 m Höhe) und Fußgelenk (0,1 m Höhe) zugeordnet einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe,
- Oberflächentemperaturen ϑ_s für Außenwand, Fußboden und eine Innenwand,
- maximale Strahlungsasymmetrie $\Delta\vartheta_s$ in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- maximale Strahlungsasymmetrie $\Delta\vartheta_s$ in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe,
- räumlicher Strömungsverlauf mit Angabe der Luftgeschwindigkeit (Maßstab),
- Strömungsverlauf mit Angabe der Luftgeschwindigkeit (Maßstab) in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- Zugluftrisiko DR in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- Zugluftrisiko DR in einer horizontalen Ebene von 0,1 m Höhe,
- gekoppelte Betrachtung von operativer Temperatur ϑ_{op} und maximaler mittlerer Luftgeschwindigkeit in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- gekoppelte Betrachtung von operativer Temperatur ϑ_{op} und maximaler mittlerer Luftgeschwindigkeit in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe,

- mittlere Klimabewertung PMV in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- mittlere Klimabewertung PMV in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe,
- Prozentsatz der Unzufriedenen PPD in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- Prozentsatz der Unzufriedenen PPD in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe,
- summative thermische Behaglichkeit (Überlagerung aller globalen und lokalen Behaglichkeitskriterien außer der vertikalen Lufttemperaturdifferenz $\Delta\vartheta_L$) in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Außenwand ($x = 2,5 \text{ m}$),
- summative thermische Behaglichkeit (Überlagerung aller globalen und lokalen Behaglichkeitskriterien) in einer horizontalen Ebene von 0,6 m Höhe.

b) Zur Maßstabswahl:

- Für die Behaglichkeitskriterien

$$\text{PMV, PPD, } \Delta\vartheta_{L_{1,1\dots,0,1}}, \text{ DR und } \Delta\vartheta_S$$

nimmt der Maßstab Bezug auf die Komfortkriterien A, B und C nach DIN EN 7730. Zustandspunkte außerhalb dieses Bereiches werden stets durch einen violetten Farbton gekennzeichnet.

- Bei den Temperaturangaben (ϑ_L , ϑ_S und ϑ_{op}) wird sich an den maßgeblichen Temperaturverhältnissen innerhalb des Raumes orientiert. Damit verbunden ist eine sehr feine Farbskalierung für den Wertebereich

$$21 \text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 27 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Dies wird mit dem Nachteil erkaufte, dass Temperaturangaben außerhalb dieser Maßstabstabelle farblich nicht zu unterscheiden sind (Beispiele: Oberflächentemperaturen von Fenstern und Kühlflächen).

- Im Fall der zusammenfassenden Betrachtungen
 - summative thermische Behaglichkeit (Überlagerung von globalen und lokalen Kriterien) und

- operative Temperatur mit Luftgeschwindigkeitsgrenzen erfolgt eine schematische Gliederung entsprechend DIN EN 7730 mit Angabe des grau gekennzeichneten Bereiches D (nach pr EN 15251) außerhalb A, B und C sowie klaren Trennlinien zwischen den Bereichen. Diese einfache, plakative Darstellung ist besonders für eher unerfahrene Anwender wie Architekten, Bauherren, Nutzer usw. geeignet.
- c) Die Simulationsrechnungen liefern Ergebnisse für ϑ_L , ϑ_S und w_L für jeden Punkt des Raumes und können zur Bestimmung der thermischen Behaglichkeit genutzt werden. Definitionsgemäß gelten allerdings die Normwerte zur thermischen Behaglichkeit nur für die Ebenen in 0,6 m bzw. 1,1 m Höhe (thermische Schwerpunkte des sitzenden bzw. stehenden Menschen). Geht man jedoch davon aus, dass Hersteller, Anlagenplaner usw. ein Interesse an den thermischen Verhältnissen außerhalb der Bezugsflächen haben, so gewinnen alternative grafische Darstellungen an Bedeutung. Dementsprechend erfolgt die Wiedergabe der Ergebnisse in verschiedenen horizontalen und vertikalen Ebenen.
- d) Eine Vorstellung über die Strömungsverhältnisse liefern die räumlichen Geschwindigkeitsvektoren, wobei die Färbung entsprechend Maßstab die Größe der Geschwindigkeit angibt. Aus Übersichtsgründen wird auf die Darstellung von $w_L \geq 0,4$ m/s verzichtet, dennoch kommt es teilweise noch zu einer Überlappung an den Raumbegrenzungsflächen. Auf Grund der räumlichen Überlagerung und auch der vielfach sehr geringen Luftgeschwindigkeiten sind keine genaueren Analysen möglich. Daher erfolgt eine ergänzende flächenhafte Darstellung zum Strömungsverlauf.
- e) Sämtliche Ergebnisse liegen in dreidimensionaler Form vor. Sieht man vom Raumströmungsverlauf ab, so finden aus Definitions- und Übersichtsgründen stets Schnittdarstellungen Anwendung, wobei sich der Blickwinkel auf den Modellraum aus den jeweils günstigsten Betrachtungsweisen ergibt (Abb. 7.1).

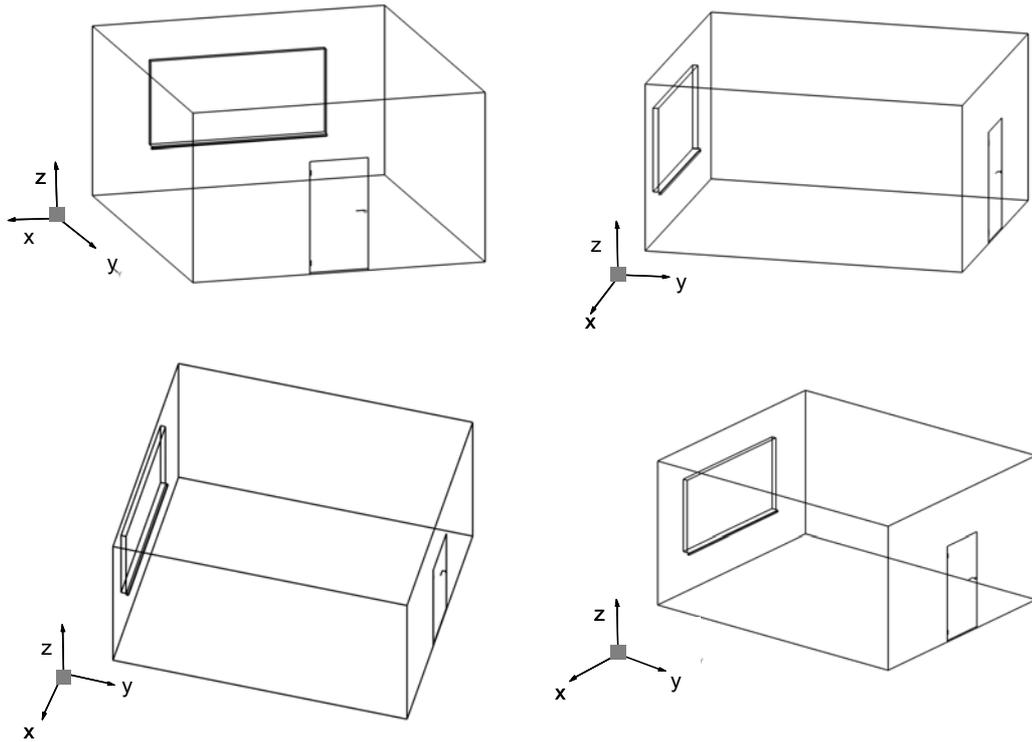


Abb. 7.1 Mögliche Blickwinkel auf den Modellraum

- f) Mit den Vorgaben zur Aufenthaltszone nach EN 13779 (Abb. 7.2) lassen sich die dargestellten Ergebnisse vielfach positiver interpretieren, d. h. das Überschreiten bestimmter Kriterien der thermischen Behaglichkeit außerhalb der Aufenthaltszone ist aus rein praktischer Sicht unerheblich (alle relevanten Abbildungen enthalten daher Angaben zu den Grenzen der Aufenthaltszone).

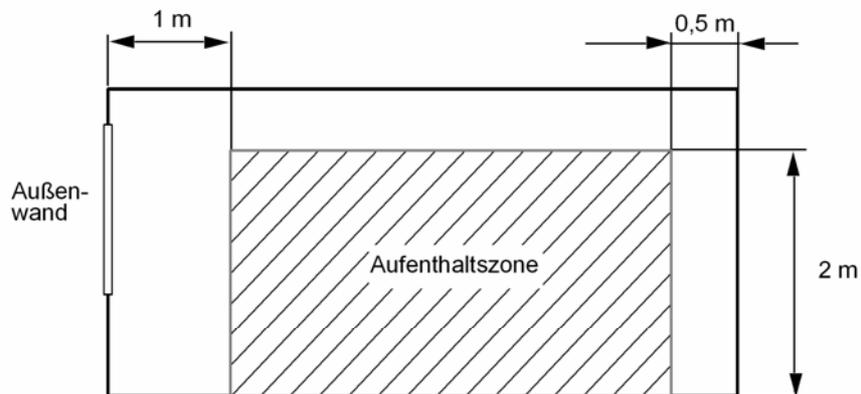


Abb. 7.2 Raummodell mit Angaben zur Aufenthaltszone
(für sämtliche Innenwände gilt ein Abstand von 0,5 m)

- g) In Abschnitt 5.2 wird auf den Effekt der direkten Solarstrahlung eingegangen. Abb. 7.3 zeigt die markierte Fläche, in der die Maßstabsangaben für PMV, PPD, $\Delta\vartheta_s$, ϑ_{op} und die summativ thermische Behaglichkeit nur eingeschränkt Anwendung finden können. In Abhängigkeit des Sonnenstandes (Uhrzeit) und der Verschattungswirkung ergeben sich erwartungsgemäß unterschiedliche Angaben je untersuchter Variante. In der Anlage werden die davon betroffenen grafischen Darstellungen durch einen ergänzenden Text besonders hervorgehoben.

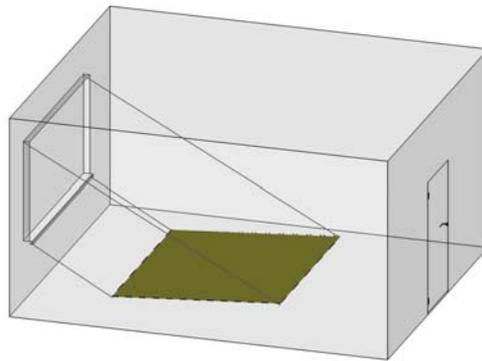


Abb. 7.3 Markierter Bereich mit eingeschränkter Gültigkeit der Behaglichkeitsaussagen infolge direkter Solareinstrahlung

8 Auswertung, Analyse

Im Gegensatz zu winterlichen Verhältnissen lassen sich im sommerlichen Kühlfall wesentlich kritischere Einschränkungen bei der thermischen Behaglichkeit nachweisen. Selbstverständlich besitzen z. B. die menschliche Aktivität oder auch die Raumorientierung großen Einfluss, können aber beim Gebäudeentwurf bzw. bei der Anlagenplanung nur bedingt Berücksichtigung finden. Weitere Größen wie Wärmeschutzniveau, Wärmequellenausbildung, Anordnung von Luftauslässen, Festlegung zum Referenzpunkt sowie Auswertungszeitpunkt werden in Abschnitt 4 angesprochen.

Die Auswertung konzentriert sich daher auf die Einflussgrößen

- Bauschwere,
- Verschattung,
- Fensterflächenanteil und
- Kühlsystem (einschließlich relevanter Parameter).

Die Ergebnisse zeigen, dass

- die thermische Behaglichkeit grundsätzlich auch im sommerlichen Kühlfall mit höchster Qualität (Kategorie A) und innerhalb der gesamten Aufenthaltszone realisiert werden kann,
- wesentlich stärker als im winterlichen Heizfall PMV/PPD sowie das vertikale Lufttemperaturprofil zu beachten sind (und daher im Gegensatz zu RICHTER (2003) umfassend Berücksichtigung findet),
- es keine durchweg optimalen Lösungen gibt, da beispielsweise bei der Flächenkühlung die Lüftungskomponente fehlt.

Nachstehend erfolgt eine Analyse der wärmephysiologischen Verhältnisse unter Berücksichtigung der o. g. relevanten Einflussgrößen. Die dazugehörigen Abbildungen sind den Seiten 78 bis 105 zu entnehmen.

a) Bauschwere (Abb. 8.1 bis 8.3)

Die Bauschwere hat im Allgemeinen eher untergeordneten Einfluss auf die thermische Behaglichkeit, da offensichtlich nur die rasch reagierenden oberflächennahen Schichten der Umfassungsflächen an den Wärmeübertragungsvorgängen beteiligt sind. Bei Berücksichtigung ungünstiger Bedingungen wie große Fensterflächen oder auch geringe Verschattungswirkungen lassen sich deutliche Unterschiede feststellen.

Fazit: Die verbleibenden Differenzen zwischen leichter und mittelschwerer/schwerer Baumasse führen zu der Schlussfolgerung, dass leichte Bauweise die ungünstigeren wärmephysiologischen Verhältnisse bedingen.

b) Verschattung (Abb. 8.4 und 8.5)

Die Verschattungswirkung bildet unter Voraussetzung einer entsprechenden Raumorientierung eine der entscheidenden Größen für die thermische Behaglichkeit. Bei unzureichenden Maßnahmen ist selbst das Einhalten auch weniger anspruchsvoller wärmephysiologischer Kriterien nicht oder nur bedingt möglich. Hohe Fensterflächenanteile verstärken diesen Effekt. Kühlverfahren mit geringen Kompensationsmöglichkeiten der Solareinstrahlung im Bereich des Fußbodens und der (unteren) Seitenwände wirken sich ebenfalls ungünstig aus (z. B. bestimmte Verfahren der Luftkühlung).

Fazit: Ausreichende Verschattungsmaßnahmen bilden die mit Abstand wichtigste Voraussetzung für einen erfolgreichen Einsatz von Raumkühlungsverfahren.

c) Fensterflächenanteil (Abb. 8.6 und 8.7)

Der Fensterflächenanteil kann großen Einfluss auf die thermische Behaglichkeit haben. Entscheidend ist auch hier wieder die Situation der Verschattungseinrichtung.

Fazit: Bei Annahme sehr guter Verschattungseinrichtungen besteht ein gewisser „Freiheitsgrad“ bei der Festlegung der Fenstergröße.

d) Flächenkühlverfahren (Abb. 8.8)

Die mögliche Anordnung von Kühlflächen im Decken-, Wand- und Fußbodenbereich weist keine größeren Unterschiede bei der thermischen Behaglichkeit auf. Grundsätzlich gilt, dass der Kühlfußboden Vorteile beim Zugluftrisiko, die Kühldecke Vorteile beim vertikalen Lufttemperaturverlauf aufweist. Die entscheidende summative thermische Behaglichkeit zeigt letztendlich die günstigeren Verhältnisse bei der Kühldecke, die Kühlwand nimmt erwartungsgemäß eine Zwischenstellung ein.

Fazit: Bei freier Entscheidungsmöglichkeit sollte (Strahlungs-)Deckenkühl-systemen der Vorzug gegeben werden.

e) Konstruktive Ausführung von Kühldecken (Abb. 8.9)

Die zwischen 50 und 100 % variierten Belegungen von Strahlungs-Kühldecken zeigen keine spürbaren wärmephysiologischen Differenzen. Konvektions-Kühldecken weisen ein höheres Zugluftrisiko auf, ihr Vorteil liegt erfahrungsgemäß in einer größeren thermischen Belastungsfähigkeit.

Fazit: Falls es die thermische Belastungssituation zulässt, sollte der Strahlungs-Kühldecke der Vorzug gegeben werden.

f) Vergleich zwischen ausgewählten Raumkühlverfahren (Abb. 8.10)

Formal sind Flächenkühlverfahren den Luftkühlverfahren in Hinblick auf die thermische Behaglichkeit überlegen. Dies zeigt sich beim hier gewählten Vergleich zwischen Kühldecke und Quelllüftung sehr deutlich. Da aber Flächenkühlverfahren keinerlei Lüfterneuerung aufweisen, ist der Systemvergleich – von den reinen Kühlverfahren abgesehen – nicht sinnvoll.

Fazit: Bei einer Entscheidung zwischen Flächen- und Luftkühlung sollte man in erster Linie von funktionellen Bewertungskriterien ausgehen.

g) Leistungsverhältnisse von kombinierten Kühlverfahren (Abb. 8.11)

Durch die Kombination von Kühldecke und Quelllüftung werden die Vorteile beider Verfahren genutzt, insbesondere wird der Einsatzbereich der Quelllüftung erweitert. Im hier untersuchten Spektrum der Leistungsverhältnisse Kühldecke/Quelllüftung von ca. 1:1 und 4:1 lassen sich keine gravierenden Differenzen feststellen, d. h. die Quelllüftung dominiert die thermische Behaglichkeit.

Fazit: Offensichtlich weisen Luft- gegenüber Flächenkühlverfahren eine wesentliche prägendere Eigenschaft in Hinblick auf die thermische Behaglichkeit auf.

h) Luftwechsel bei der Quelllüftung (Abb. 8.12)

Bei Voraussetzung einer konstanten Kühlleistung führen höhere Luftvolumenströme zu niedrigeren Temperaturdifferenzen zwischen Zu- und Raumluft. Damit verbunden sind offensichtlich mit zunehmendem Luftwechsel geringere vertikale Lufttemperaturdifferenzen, aber ein höheres Zugluftrisiko. Die resultierende Bewertung der summativen thermischen Behaglichkeit weist letztlich den höheren Luftwechsel als günstigere Lösung aus.

Fazit: Sowohl aus hygienischen als auch aus wärmephysiologischen Gründen sollte bei der Quelllüftung eine Auslegung mit größeren Außenluftvolumenströmen erfolgen.

i) Luftauslass-Anordnung bei der Quelllüftung (Abb. 8.13)

Die Anordnung des Luftauslasses kann vertikal oder horizontal orientiert erfolgen. Damit verbunden ist eine Auswirkung auf die Ausbildung des Luftaustrittsprofils und dementsprechend auf die kritische Zone im unmittelbaren Umfeld des Luftauslasses. Die Ergebnisse zeigen, dass zwar die praktischen Erfahrungen dahingehend bestätigt werden, dass das Zugluftrisiko bei horizontaler Orientierung geringer ist. Andererseits ergeben sich aber höhere Werte beim vertikalen Lufttemperaturgradienten. Die entscheidende summative Behaglichkeit begünstigt – wenn auch geringfügig – die vertikale Orientierung.

Fazit: Insbesondere bei Anordnung der Luftauslässe innerhalb der Aufenthaltszone sollte man die vertikale Orientierung bevorzugen.

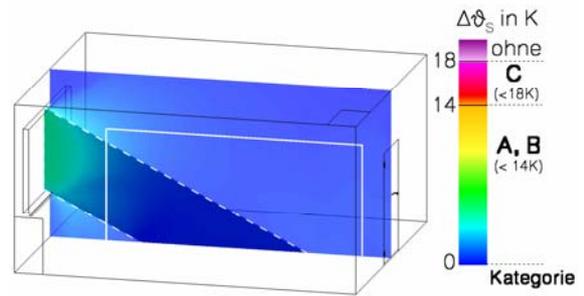
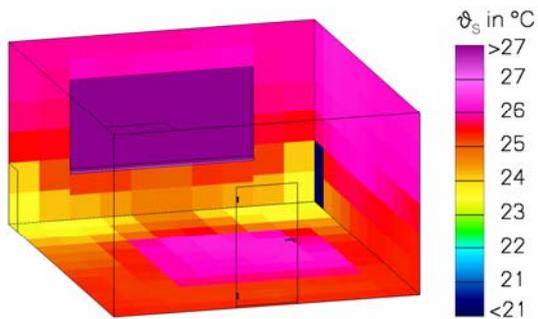
j) Vergleich zwischen Luftkühlverfahren (Abb. 8.14)

Im vorliegenden Fall werden Dralllüftung (mit Luftauslass im Deckenbereich), Brüstungs-Induktionsgerät und Fassadengerät (mit reiner Zulufffunktion) miteinander verglichen. Obwohl die verwendeten Randbedingungen nicht ganz übereinstimmen, beim Fassadengerät wird ein Fensterflächenanteil von 100 % vorausgesetzt, außerdem hat die Dralllüftung einen geringeren Luftwechsel, lassen sich doch Tendenzen ablesen. Danach weisen Fassadengeräte der hier verwendeten Bauart vergleichsweise große vertikale Lufttemperaturgradienten auf. Das Zugluftrisiko ist dagegen günstiger, zumindest bei einer Betrachtung der vertikalen Verteilung. Auch die summative thermische Behaglichkeit bevorteilt das Fassadengerät, das hier vorausgesetzte Induktionsgerät führt offensichtlich zu den größten Beeinträchtigungen.

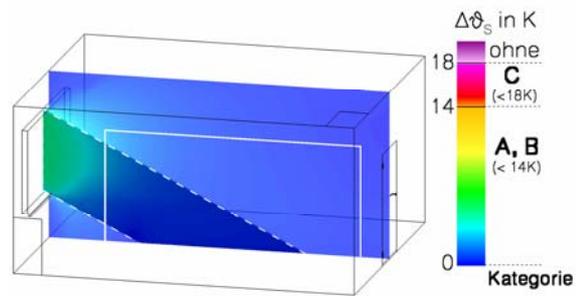
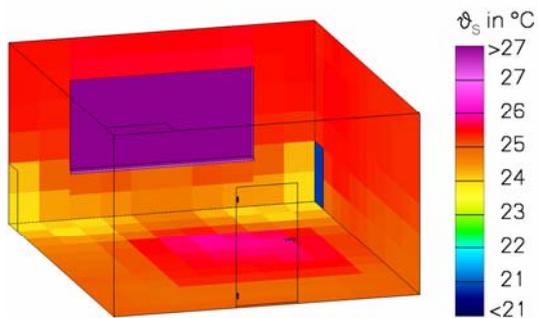
Fazit: Auswahl, Auslegung und Anordnung von Komponenten zur Luftkühlung beeinflussen entscheidend die thermische Behaglichkeit im Raum. Auf Grund der Lüfterneuerung sind „ideale“ Verhältnisse nicht erreichbar, wichtig ist eine möglichst rasche Mischung mit der Raumluft und damit ein schneller Abbau der Temperatur- und Geschwindigkeitsdifferenzen.

Oberflächentemperaturen

Max. Strahlungsasymmetrie



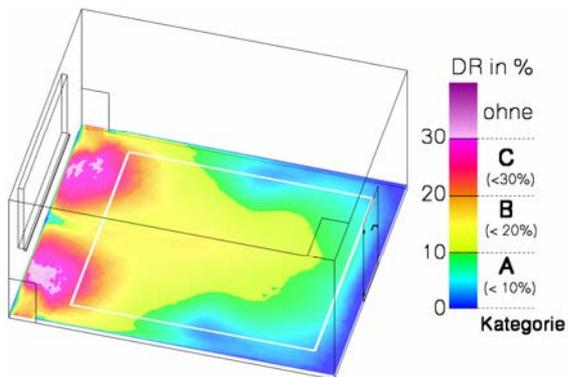
Leichte Bauweise - LK 15



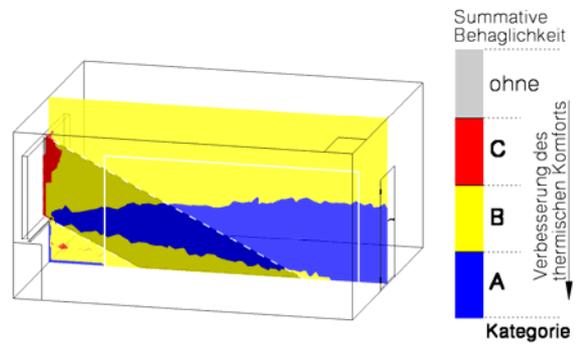
Mittelschwere Bauweise - LK 11

Abb. 8.1a Einfluss der Bauschwere
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

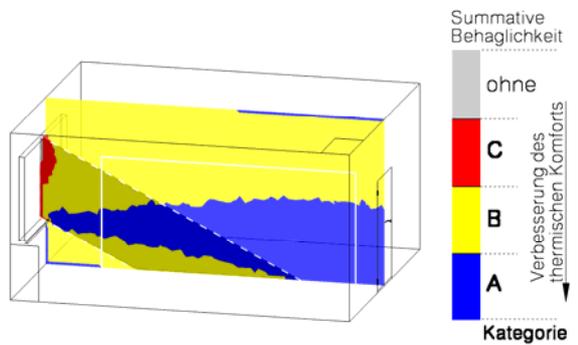
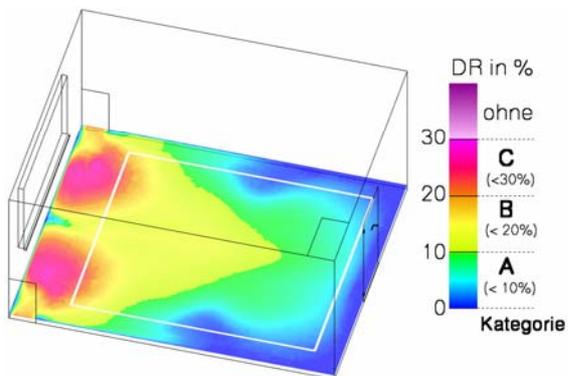
Zugluftrisiko



Summative thermische Behaglichkeit



Leichte Bauweise - LK 15

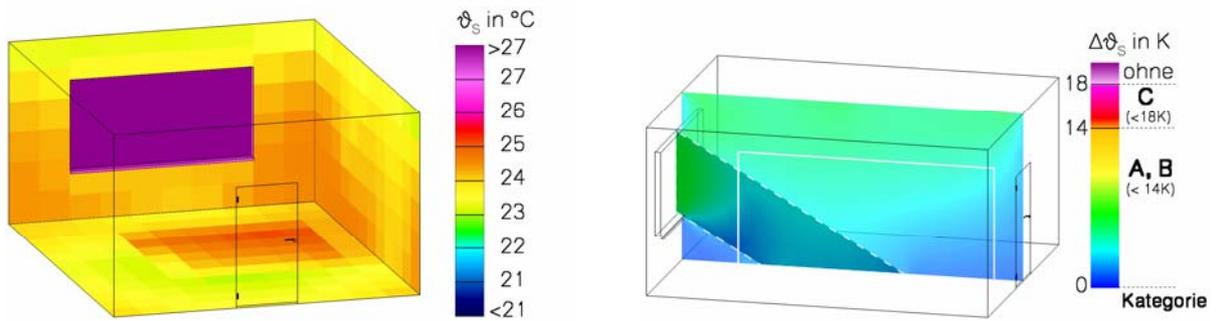


Mittelschwere Bauweise - LK 11

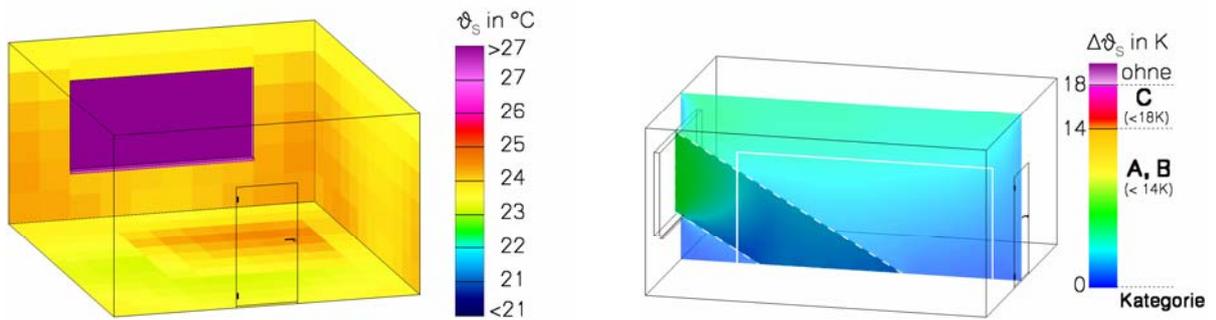
Abb. 8.1b Einfluss der Bauschwere
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

Oberflächentemperaturen

Max. Strahlungsasymmetrie



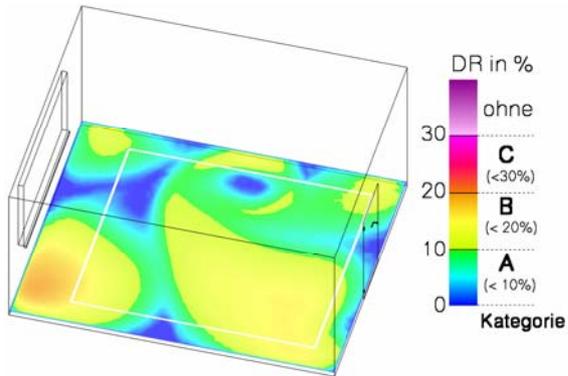
Leichte Bauweise - FK 10



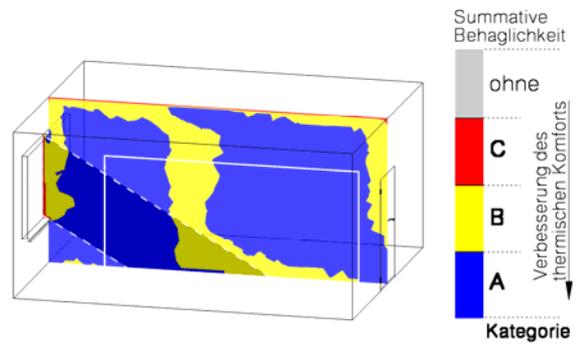
Mittelschwere Bauweise - FK 3

Abb. 8.2a Einfluss der Bauschwere
 - Kühldecke; 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

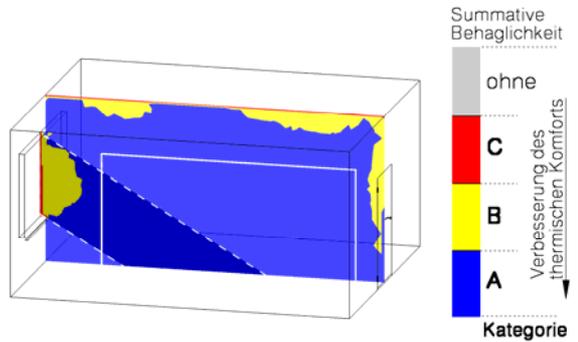
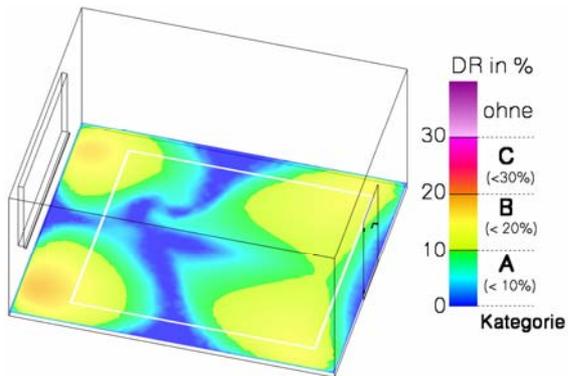
Zugluftrisiko



Summative thermische Behaglichkeit



Leichte Bauweise - FK 10

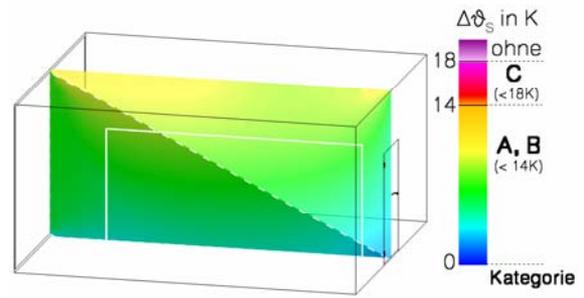
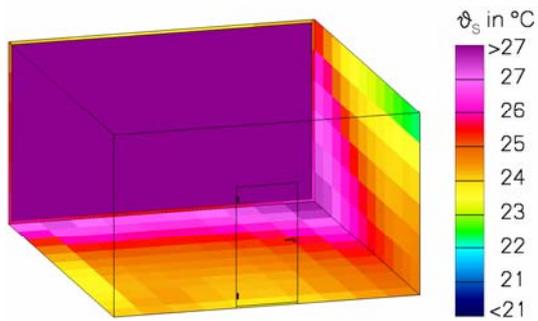


Mittelschwere Bauweise - FK 3

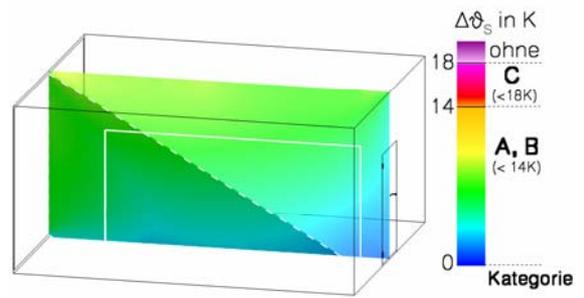
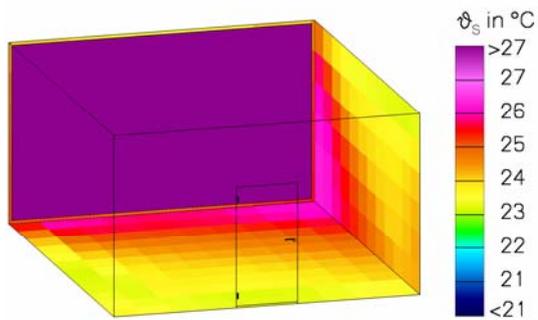
Abb. 8.2b Einfluss der Bauschwere
- Kühldecke; 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

Oberflächentemperaturen

Max. Strahlungsasymmetrie



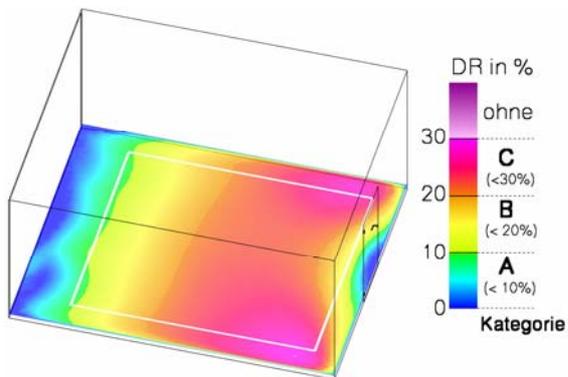
Leichte Bauweise - FK 32



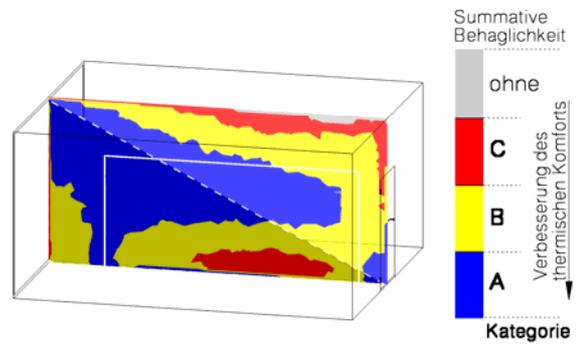
Mittelschwere Bauweise - FK 5

Abb. 8.3a Einfluss der Bauschwere
- Kühldecke; 100 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

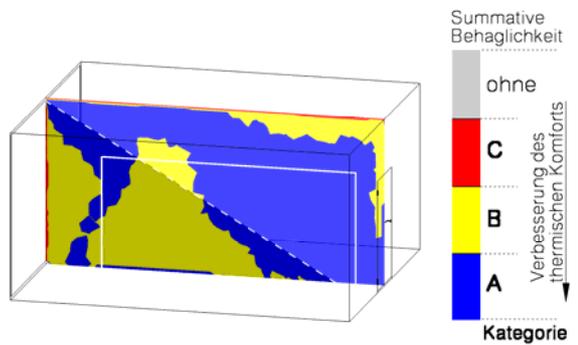
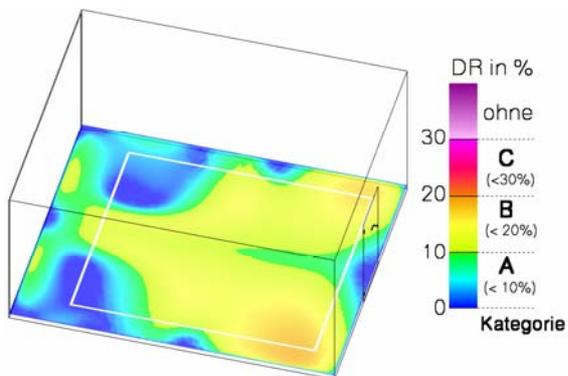
Zuglufttrisiko



Summative thermische Behaglichkeit



Leichte Bauweise - FK 32

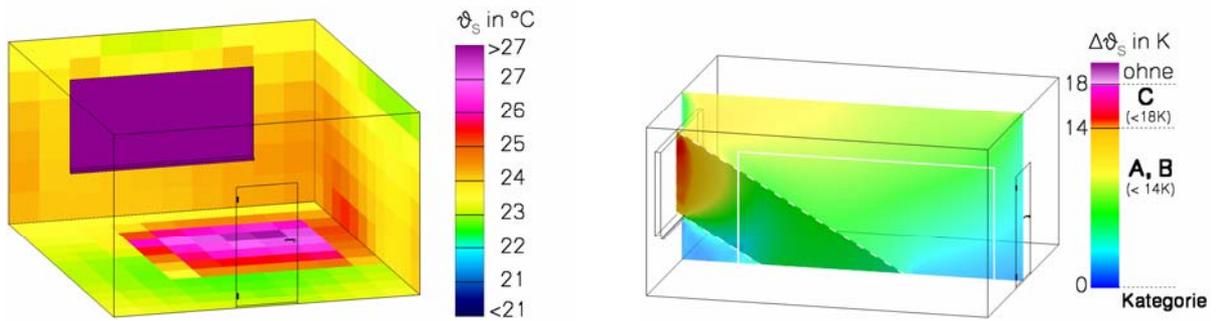


Mittelschwere Bauweise - FK 5

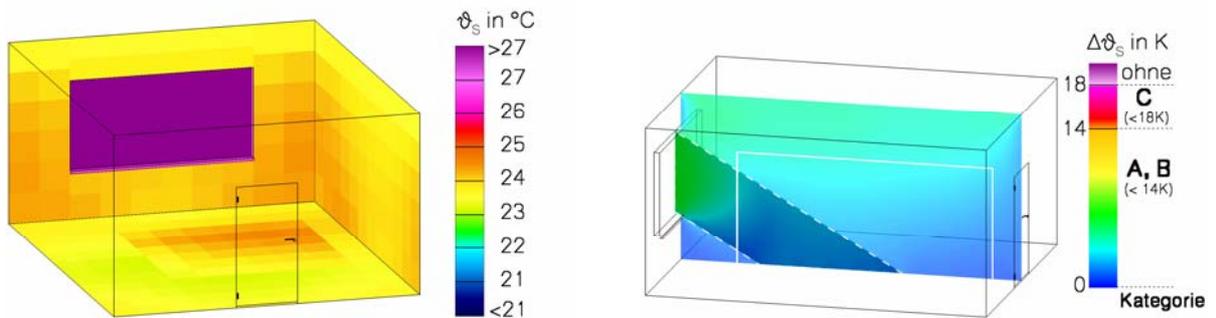
Abb. 8.3b Einfluss der Bauschwere
- Kühldecke; 100 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

Oberflächentemperaturen

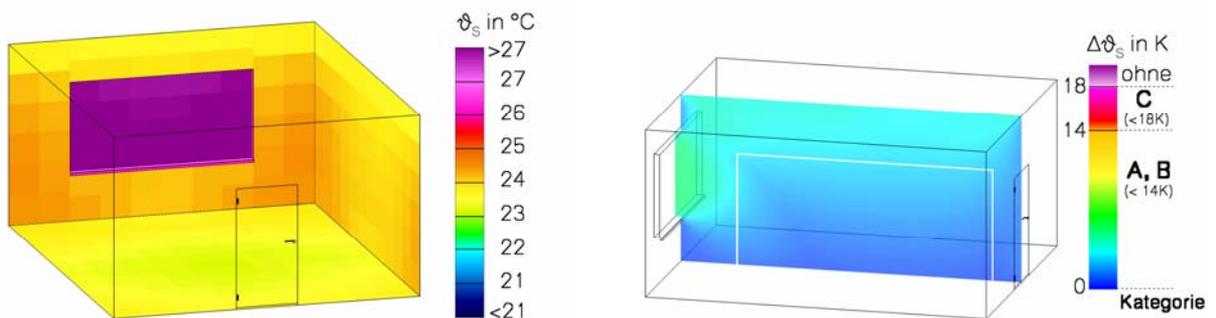
Max. Strahlungsasymmetrie



Ohne Verschattung - FK 2



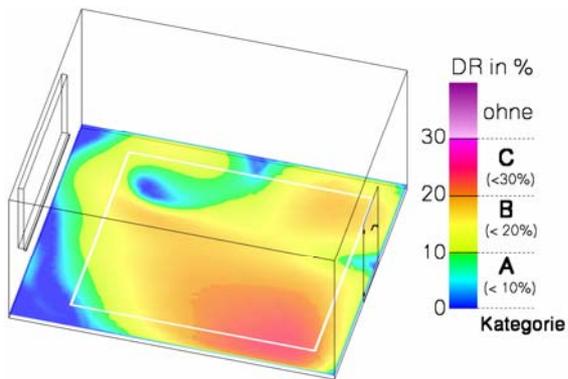
Außenjalousie - FK 3



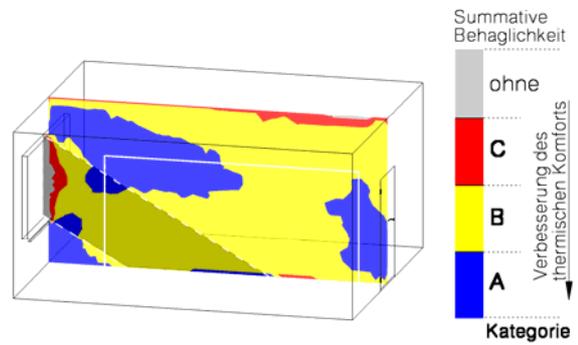
Feste Außenverschattung - FK 1

Abb. 8.4a Einfluss der Verschattung
 - Kühldecke; 30 % Fensterflächenanteil; mittelschwere Bauweise -

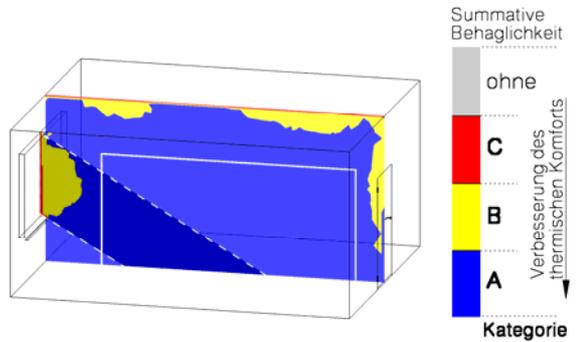
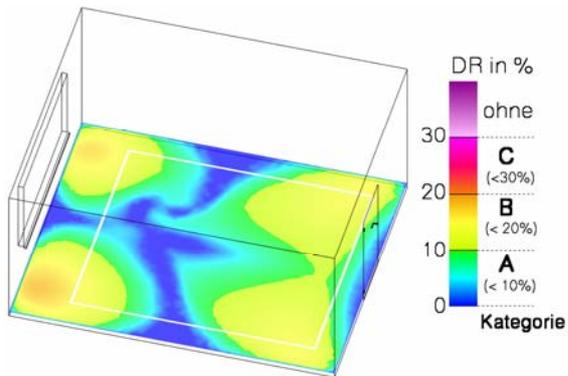
Zugluftrisiko



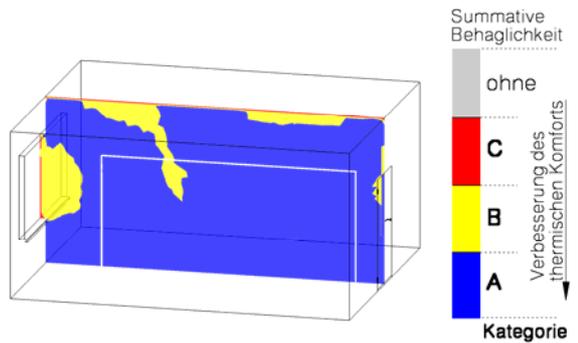
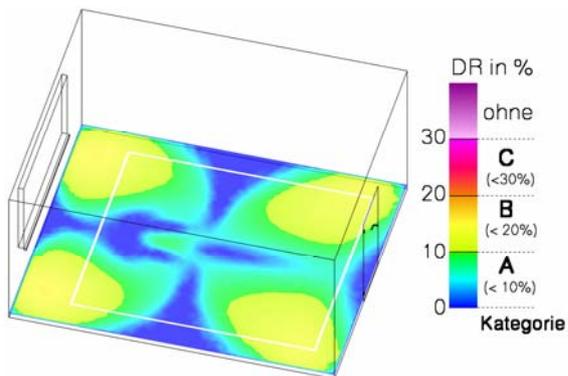
Summative thermische Behaglichkeit



Ohne Verschattung - FK 2



Außenjalousie - FK 3

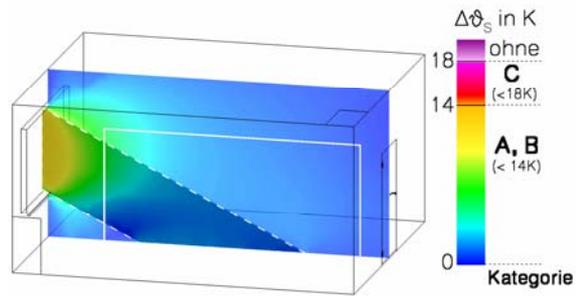
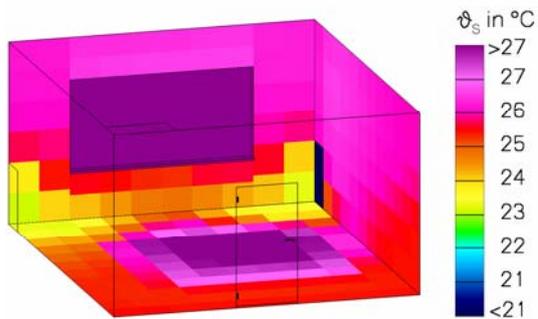


Feste Außenverschattung - FK 1

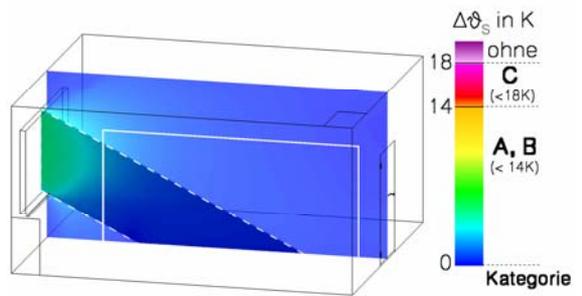
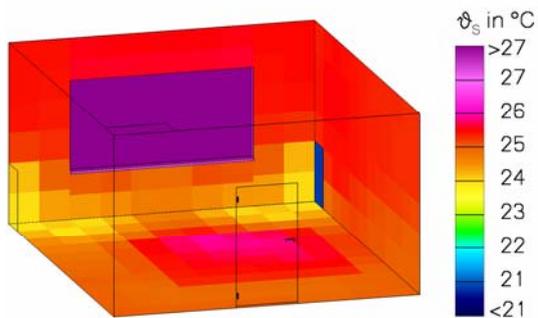
Abb. 8.4b Einfluss der Verschattung
- Kühldecke; 30 % Fensterflächenanteil; mittelschwere Bauweise -

Oberflächentemperaturen

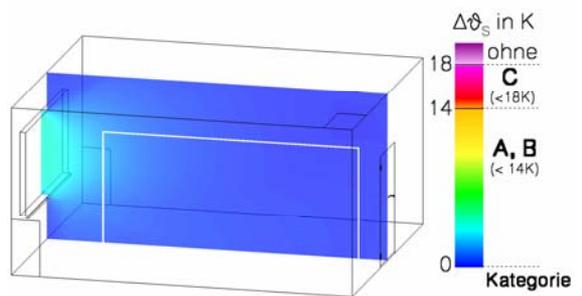
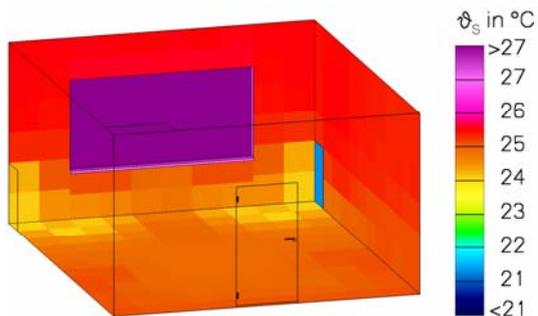
Max. Strahlungsasymmetrie



Ohne Verschattung - LK 12



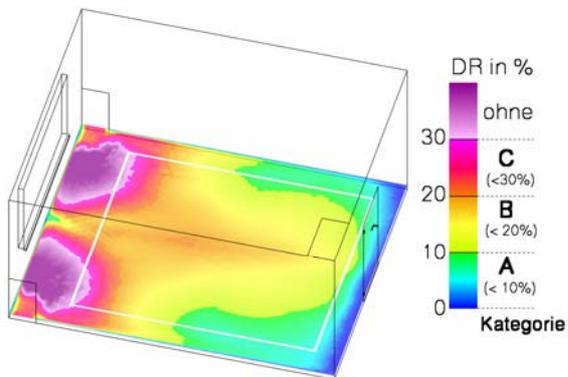
Außenjalousie - LK 11



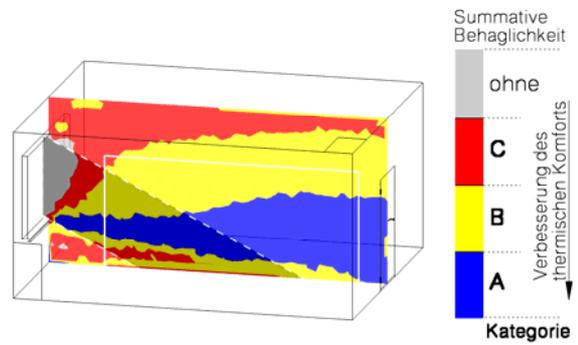
Feste Außenverschattung - LK 3

Abb. 8.5a Einfluss der Verschattung
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; mittelschwere Bauweise -

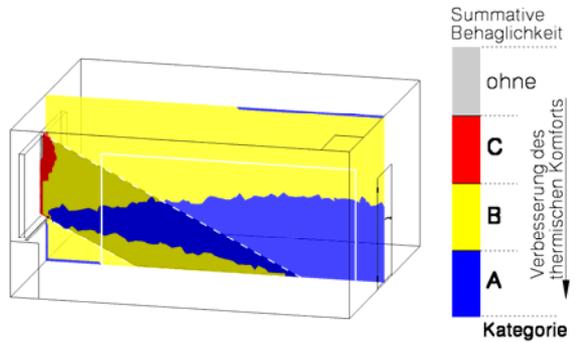
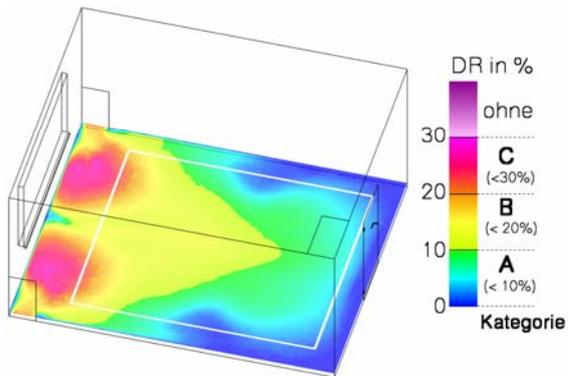
Zugluftrisiko



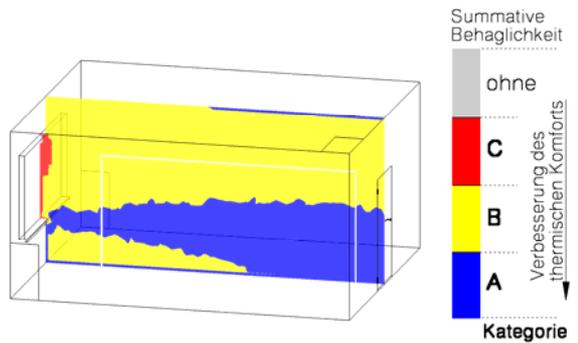
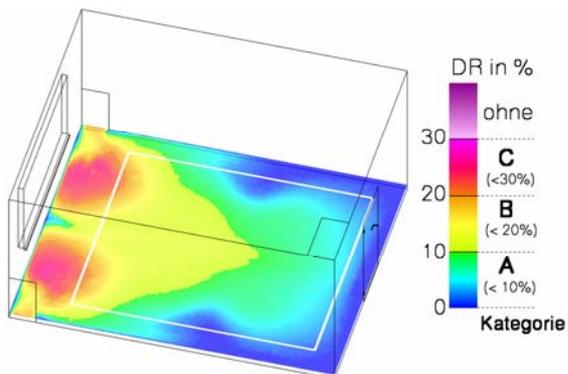
Summative thermische Behaglichkeit



Ohne Verschattung - LK 12



Außenjalousie - LK 11

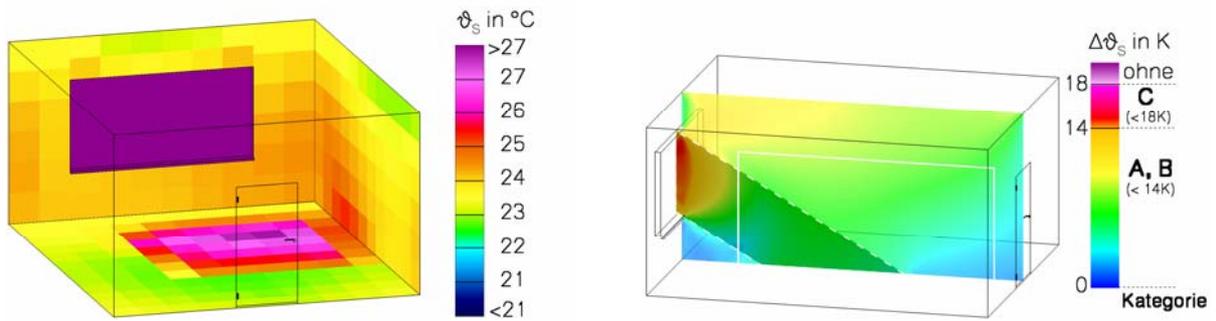


Feste Außenverschattung - LK 3

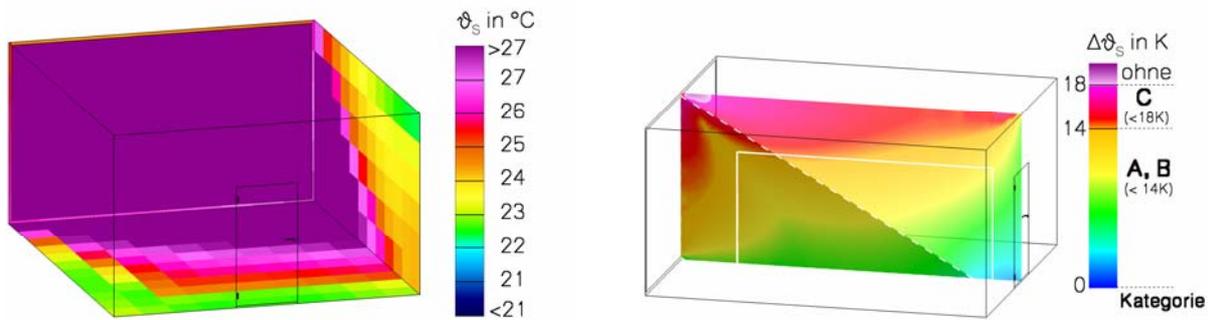
Abb. 8.5b Einfluss der Verschattung
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; mittelschwere Bauweise -

Oberflächentemperaturen

Max. Strahlungsasymmetrie



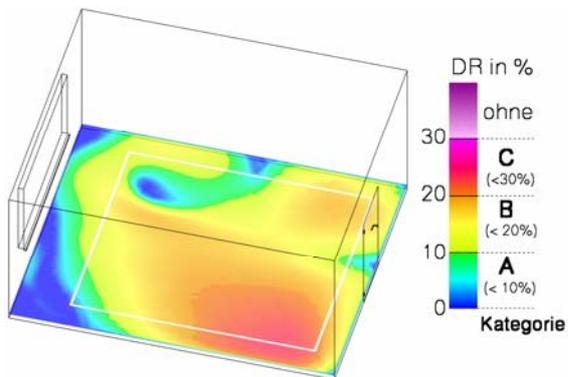
30 % Fensterflächenanteil - FK 2



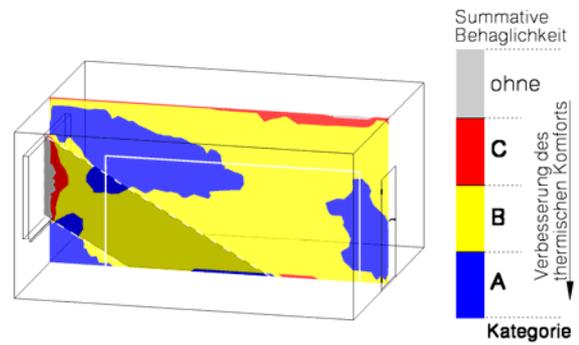
100 % Fensterflächenanteil - FK 12

Abb. 8.6a Einfluss des Fensterflächenanteils
- Kühldecke; mittelschwere Bauweise; ohne Verschattung -

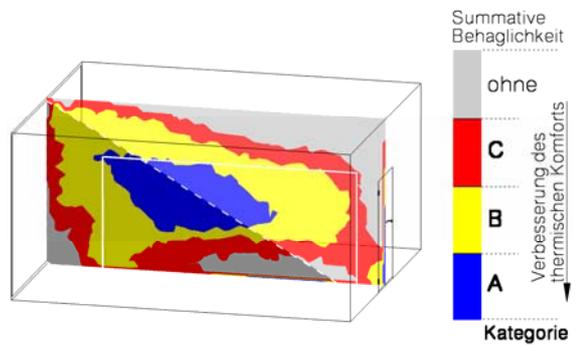
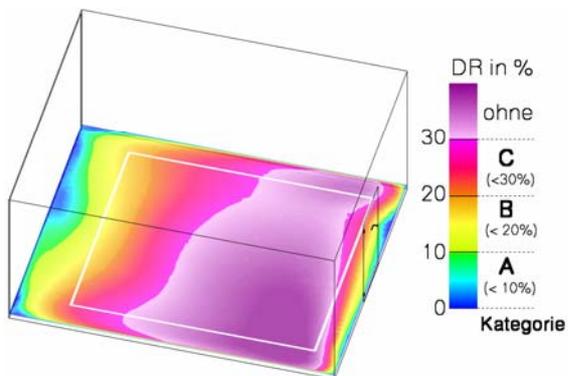
Zugluftrisiko



Summative thermische Behaglichkeit



30 % Fensterflächenanteil - FK 2

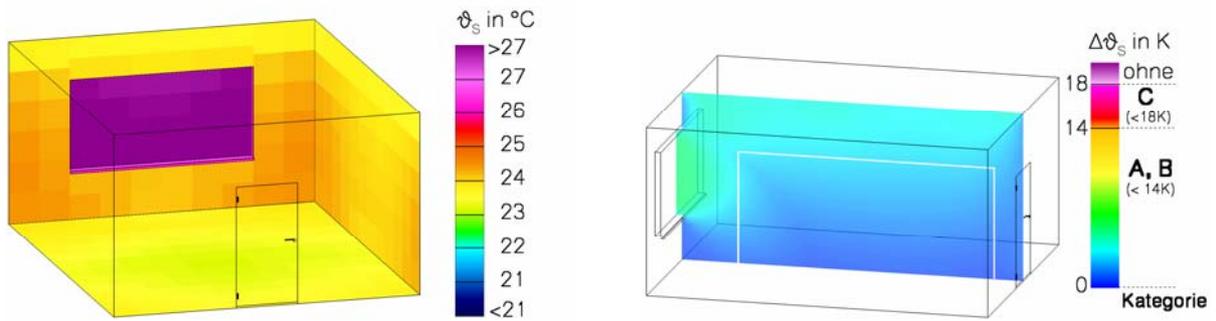


100 % Fensterflächenanteil - FK 12

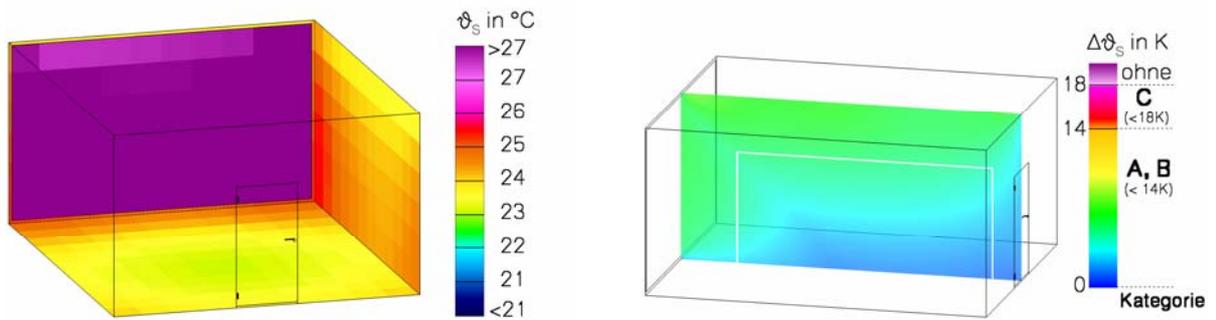
Abb. 8.6b Einfluss des Fensterflächenanteils
- Kühldecke; mittelschwere Bauweise; ohne Verschattung -

Oberflächentemperaturen

Max. Strahlungsasymmetrie



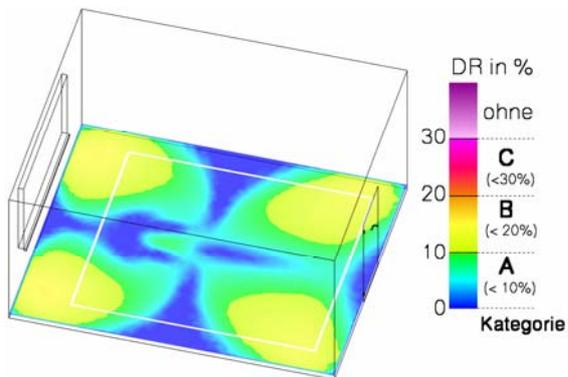
30 % Fensterflächenanteil - FK 1



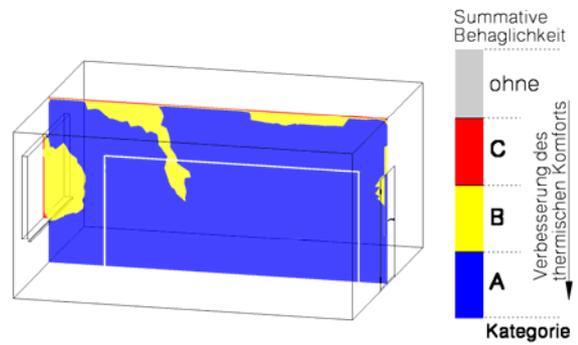
100 % Fensterflächenanteil - FK 4

Abb. 8.7a Einfluss des Fensterflächenanteils
 - Kühldecke; mittelschwere Bauweise; feste Außenverschattung -

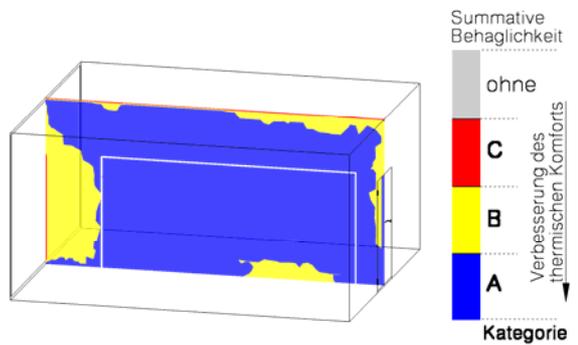
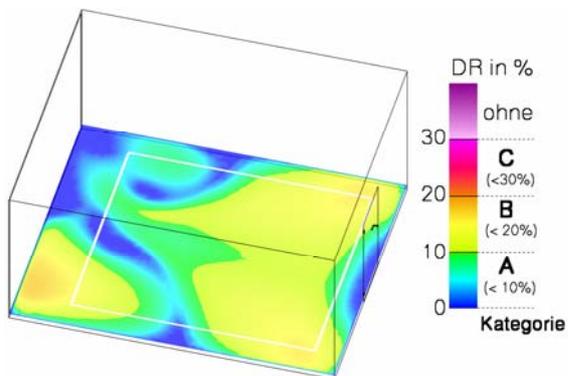
Zugluftrisiko



Summative thermische Behaglichkeit



30 % Fensterflächenanteil - FK 1

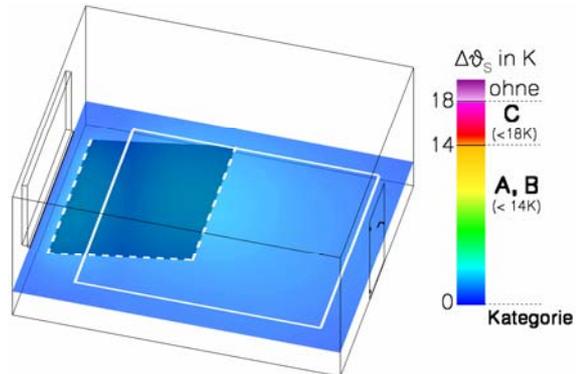
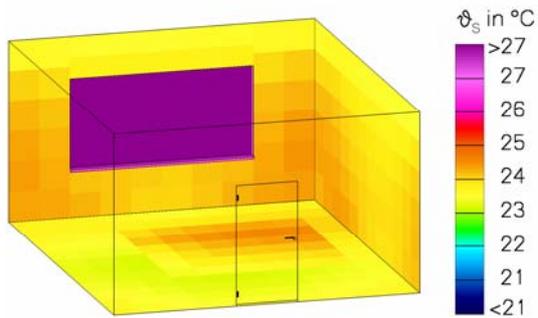


100 % Fensterflächenanteil - FK 4

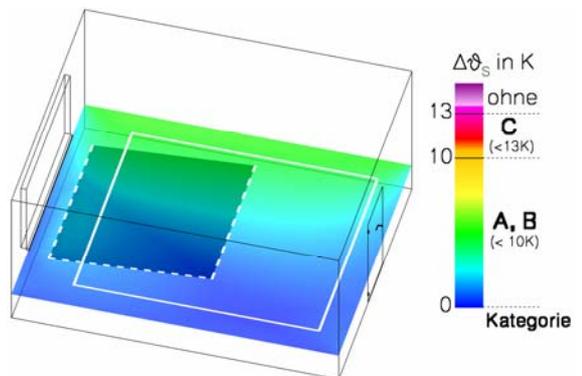
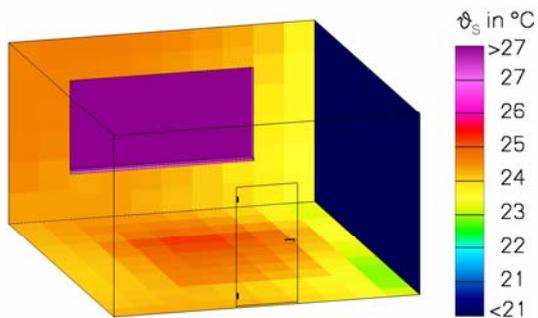
Abb. 8.7b Einfluss des Fensterflächenanteils
- Kühldecke; mittelschwere Bauweise; feste Außenverschattung -

Oberflächentemperaturen

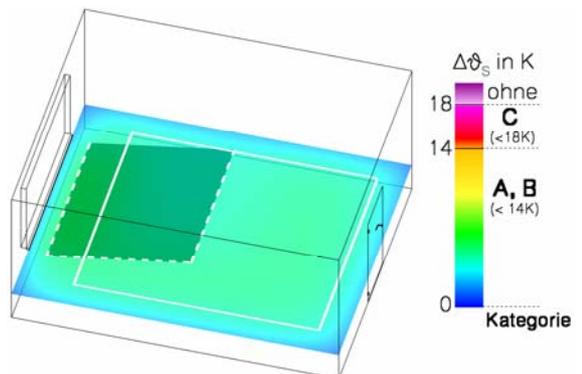
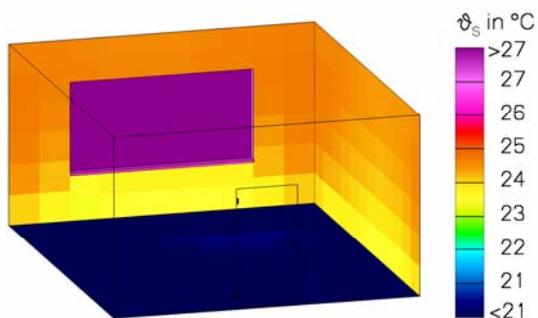
Max. Strahlungsasymmetrie



Strahlungs - Kühldecke (100 % Deckenbelegung) - FK 3



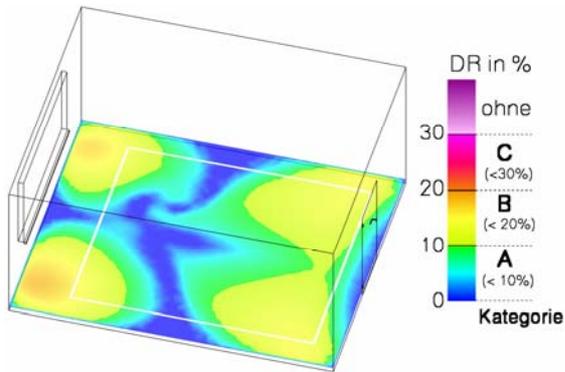
Kühlwand - FK 45



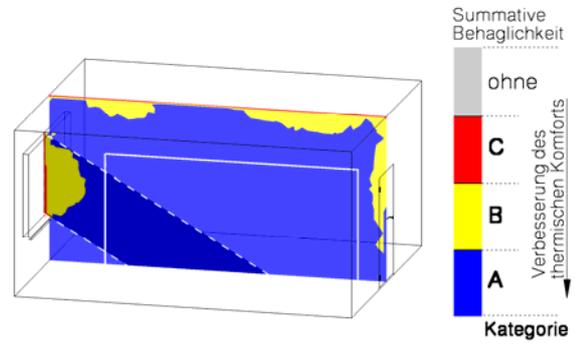
Kühlfußboden - FK 22

Abb. 8.8a Vergleich verschiedener Flächenkühlverfahren
- 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

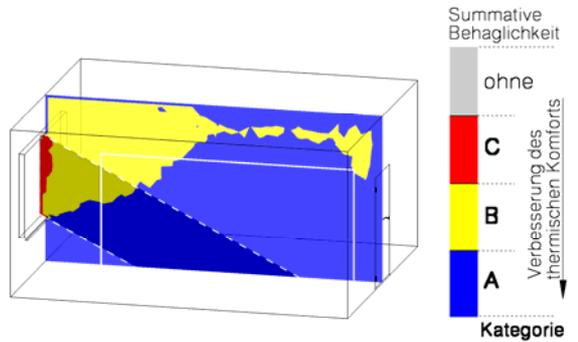
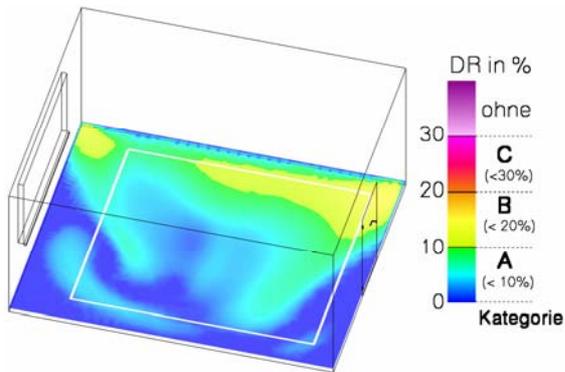
Zugluftrisiko



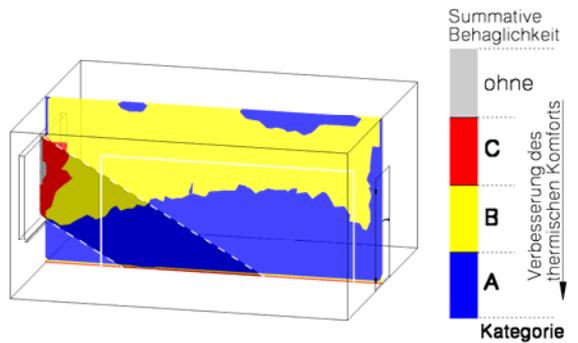
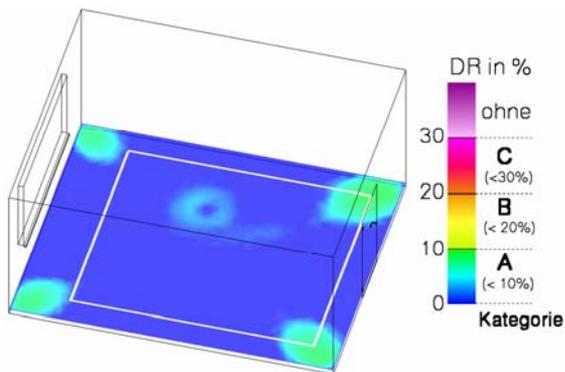
Summative thermische Behaglichkeit



Strahlungs - Kühldecke (100 % Deckenbelegung) - FK 3



Kühlwand - FK 45

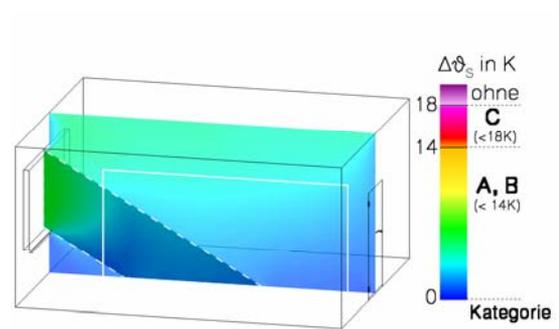
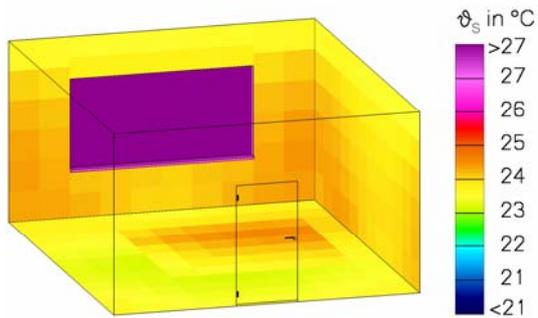


Kühlfußboden - FK 22

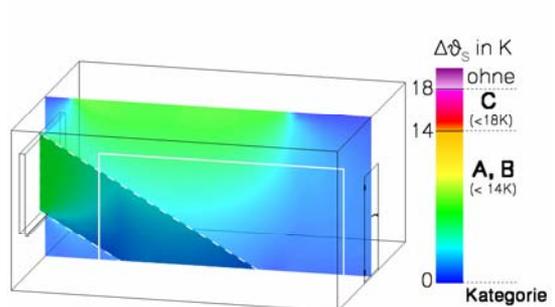
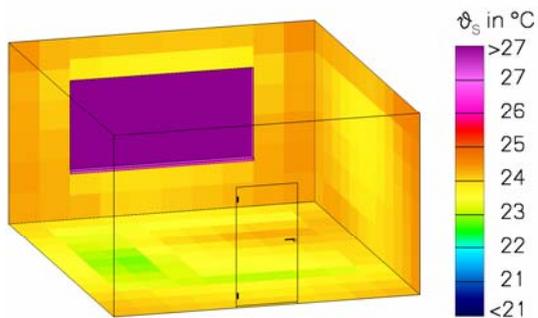
Abb. 8.8b Vergleich verschiedener Flächenkühlverfahren - 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

Oberflächentemperaturen

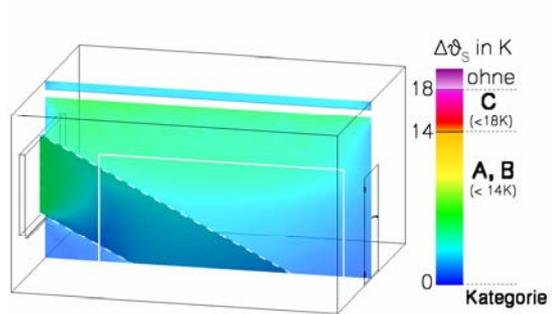
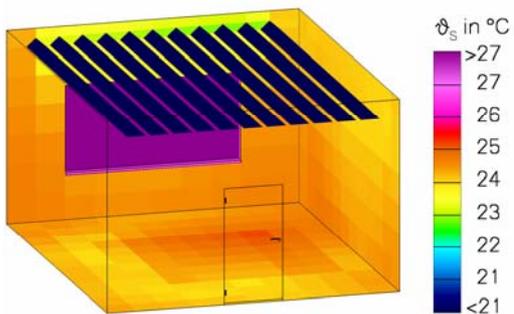
Max. Strahlungsasymmetrie



Strahlungs - Kühldecke (100 % Deckenbelegung) - FK 3



Strahlungs - Kühldecke (50 % Deckenbelegung) - FK 20

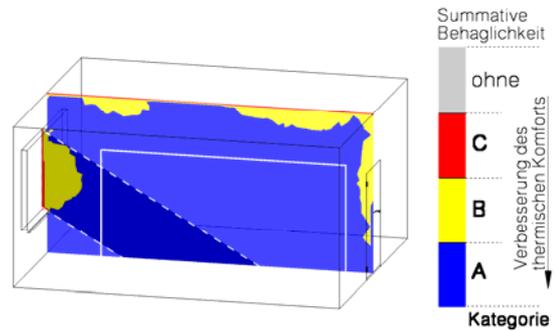
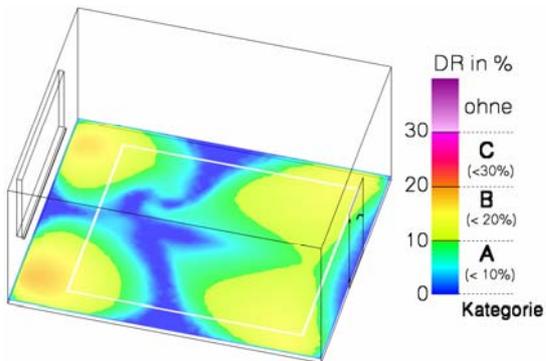


Konvektions - Kühldecke (100 % Deckenbelegung) - FK 36

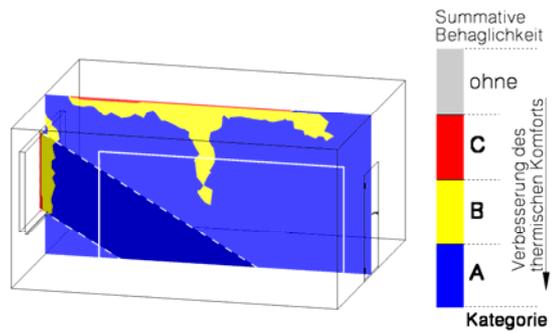
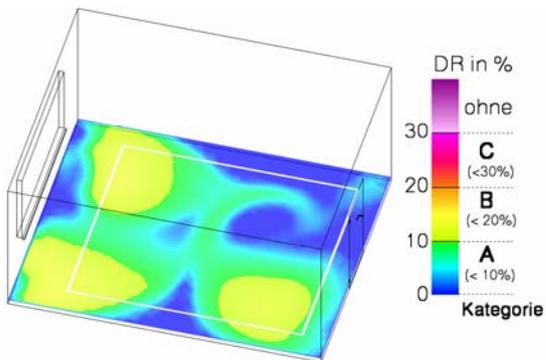
Abb. 8.9a Vergleich verschiedener Kühldecken
- 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

Zugluftrisiko

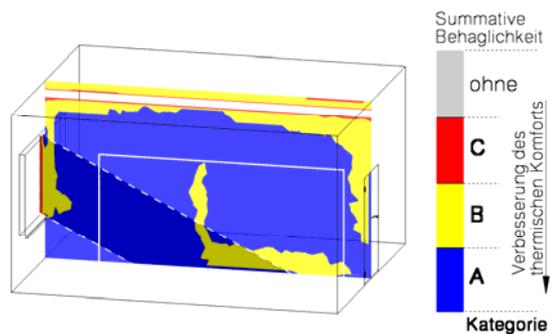
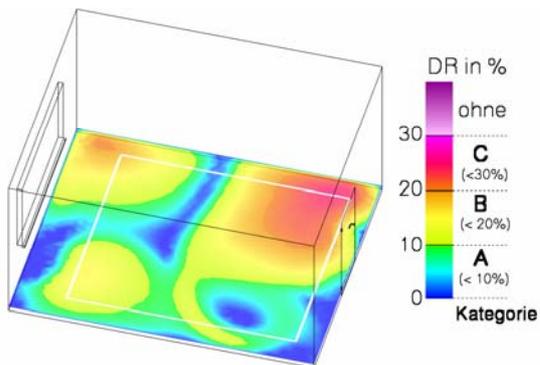
Summative thermische Behaglichkeit



Strahlungs - Kühldecke (100 % Deckenbelegung) - FK 3



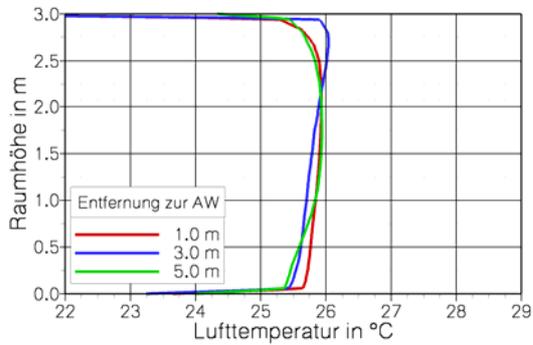
Strahlungs - Kühldecke (50 % Deckenbelegung) - FK 20



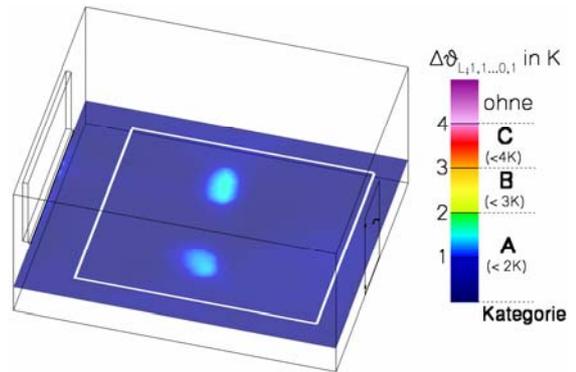
Konvektions - Kühldecke (100 % Deckenbelegung) - FK 36

Abb. 8.9b Vergleich verschiedener Kühldecken
- 30 % Fensterflächenanteil; Außenjalousie -

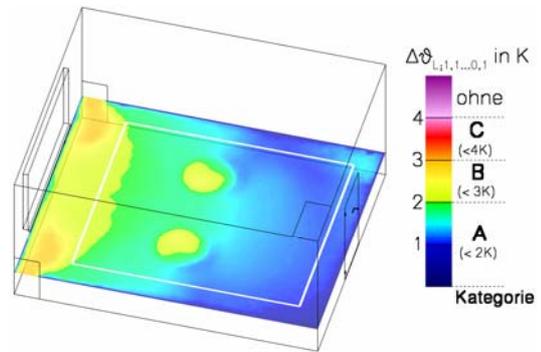
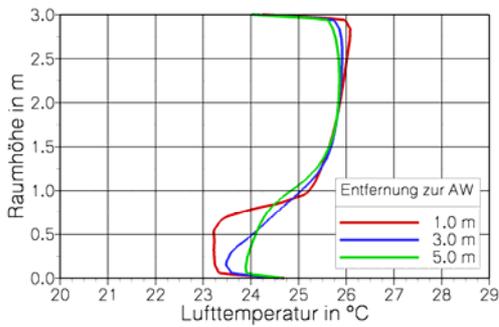
Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



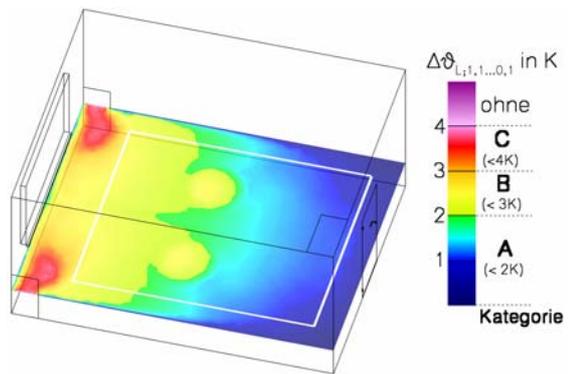
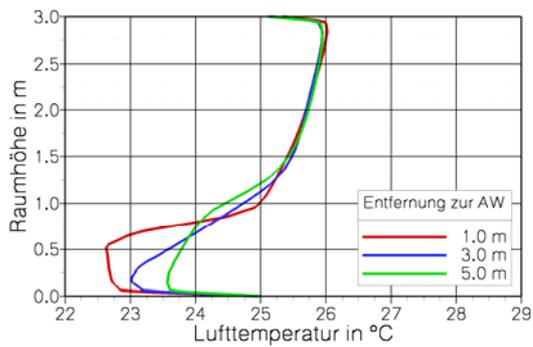
Vertikale Lufttemperaturdifferenz



Strahlungs - Kühldecke (50 % Deckenbelegung) - FK 25



Kombiniertes Verfahren - KK 2

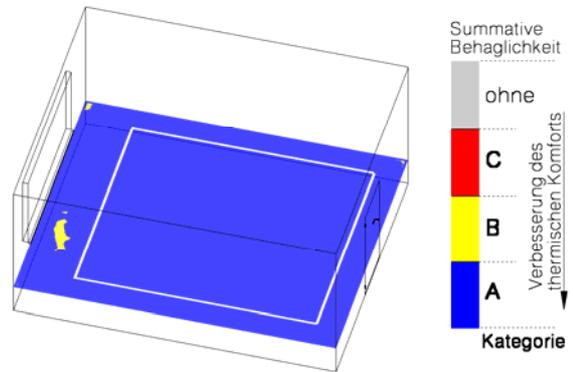
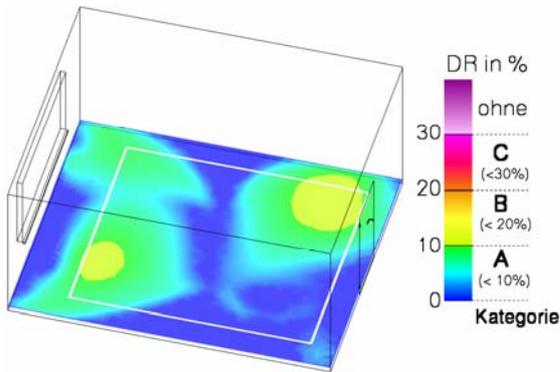


Quelllüftung - LK 3

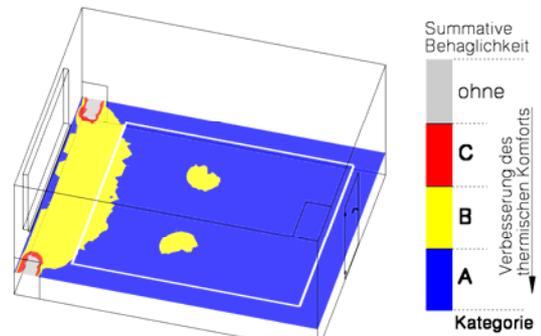
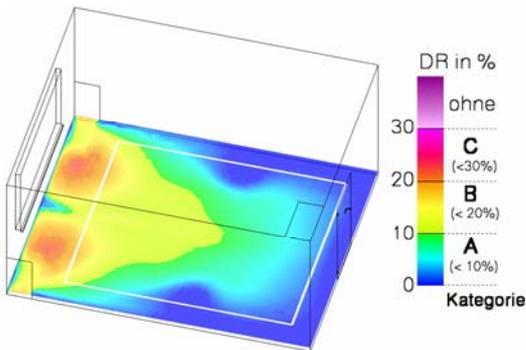
Abb. 8.10a Vergleich verschiedener Raumkühlverfahren
 - 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

Zuglufttrisiko

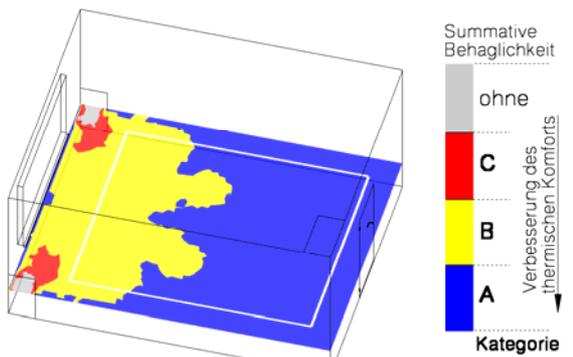
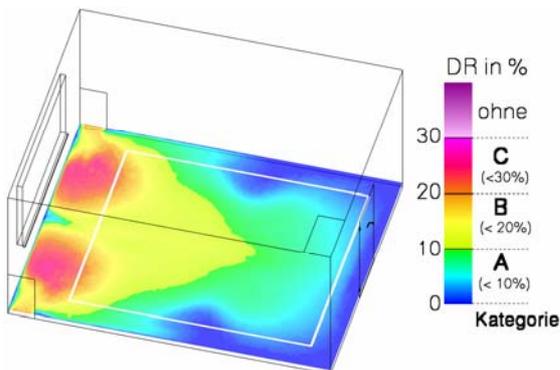
Summative thermische Behaglichkeit



Strahlungs - Kühldecke (50 % Deckenbelegung) - FK 25



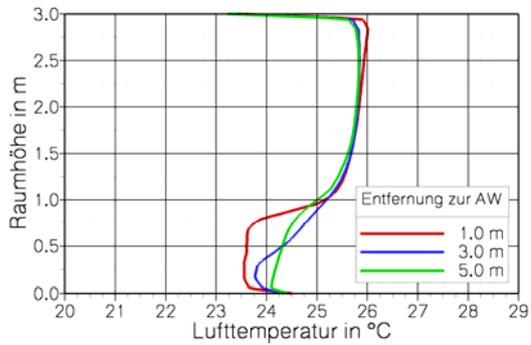
Kombiniertes Verfahren - KK 2



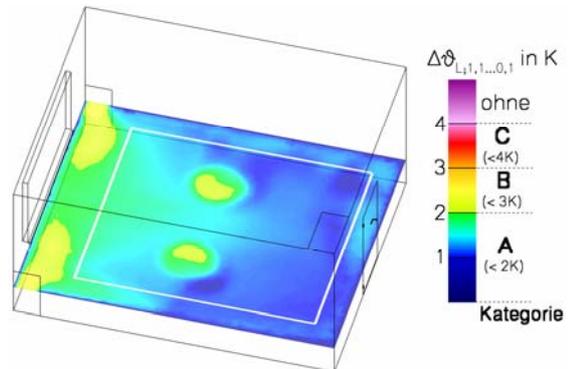
Quelllüftung - LK 3

Abb. 8.10b Vergleich verschiedener Raumkühlverfahren
 - 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

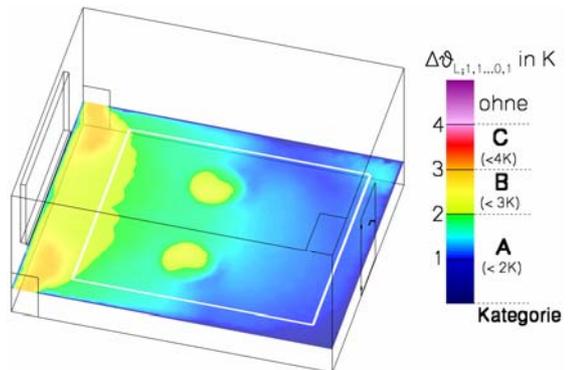
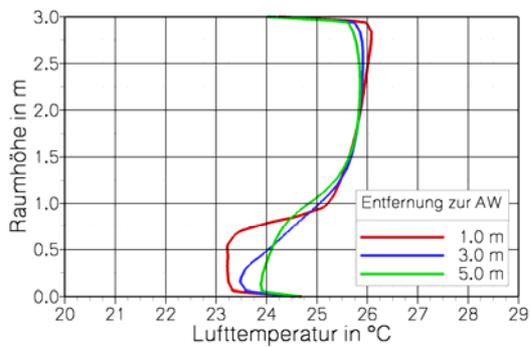
Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



Vertikale Lufttemperaturdifferenz



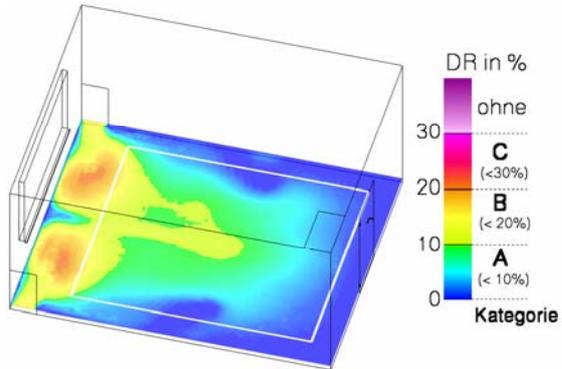
Leistungsverhältnis Kühldecke/Quelllüftung ca. 4:1 - KK 7



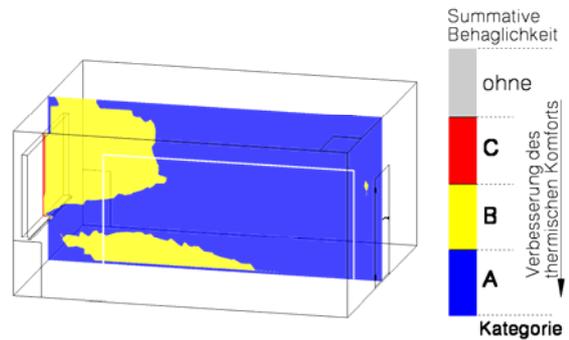
Leistungsverhältnis Kühldecke/Quelllüftung ca. 1:1 - KK 2

Abb. 8.11a Einfluss des Leistungsverhältnisses bei kombinierten Verfahren
- 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

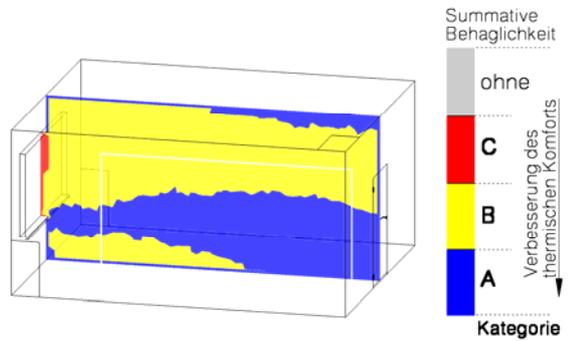
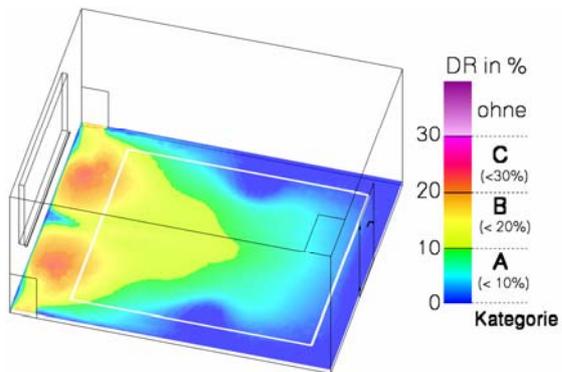
Zugluftrisiko



Summative thermische Behaglichkeit



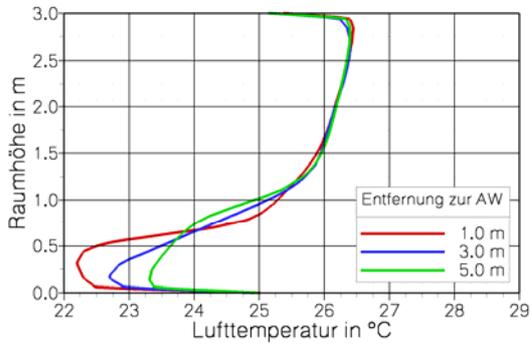
Leistungsverhältnis Kühldecke/Quelllüftung ca. 4:1 - KK 7



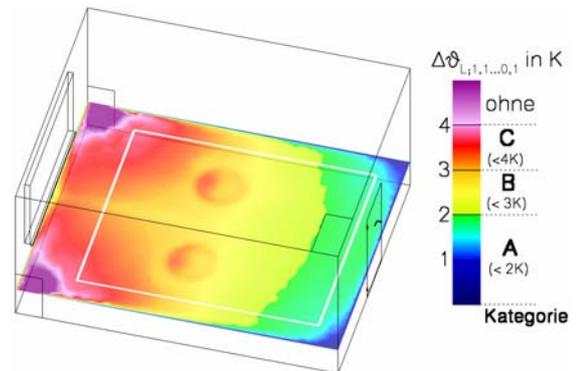
Leistungsverhältnis Kühldecke/Quelllüftung ca. 1:1 - KK 2

Abb. 8.11b Einfluss des Leistungsverhältnisses bei kombinierten Verfahren - 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

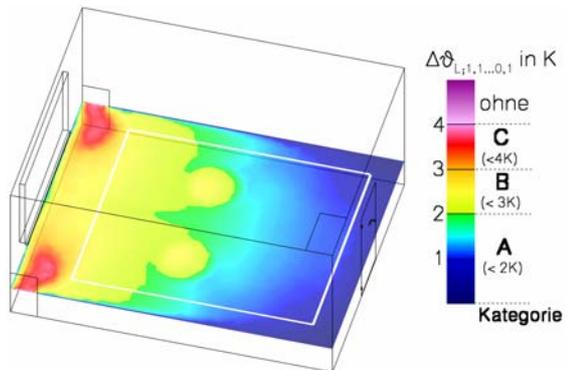
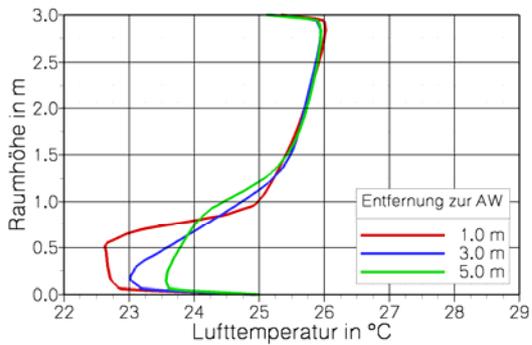
Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



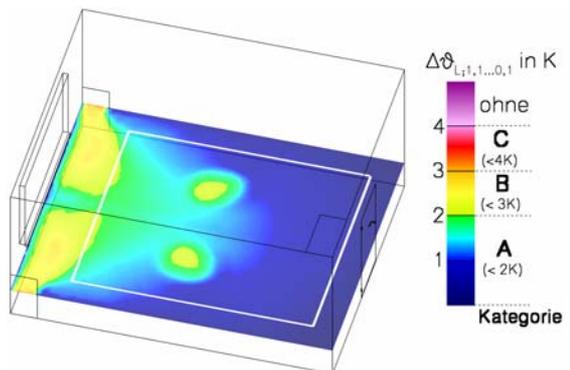
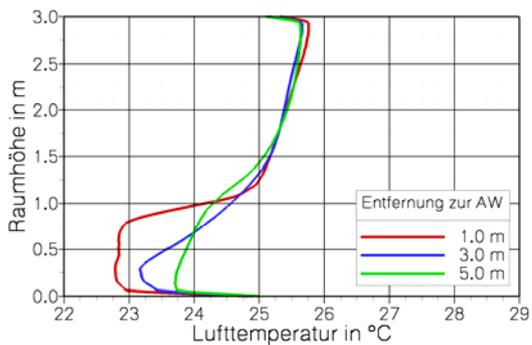
Vertikale Lufttemperaturdifferenz



Luftwechsel $n = 4 \text{ h}^{-1}$ - LK 4



Luftwechsel $n = 6 \text{ h}^{-1}$ - LK 3



Luftwechsel $n = 8 \text{ h}^{-1}$ - LK 2

Abb. 8.12a Einfluss des Luftwechsels
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

Zugluftrisiko

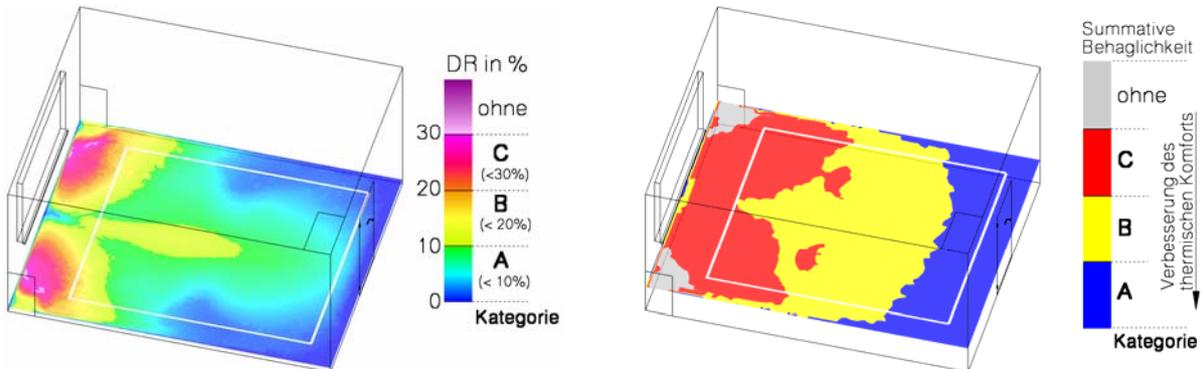
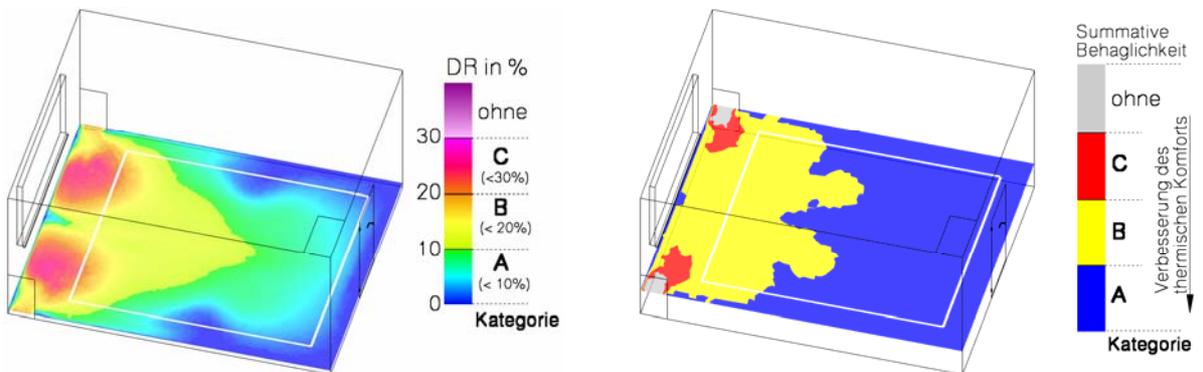
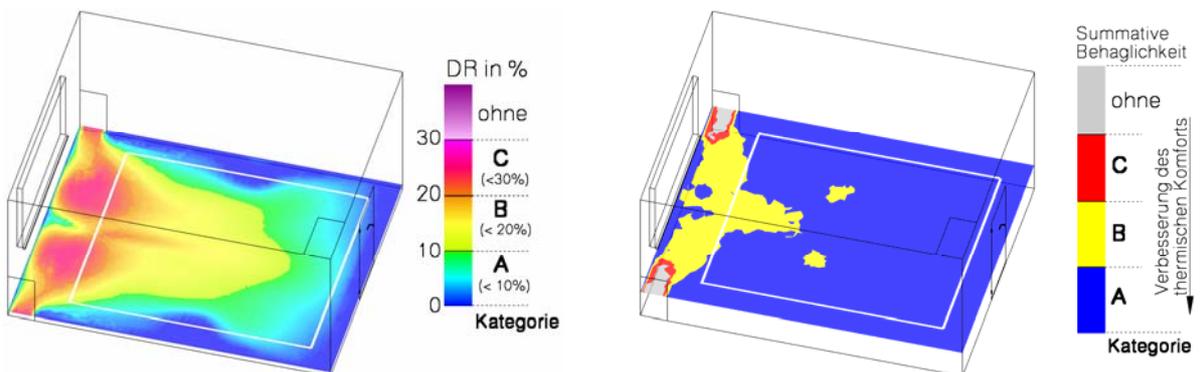
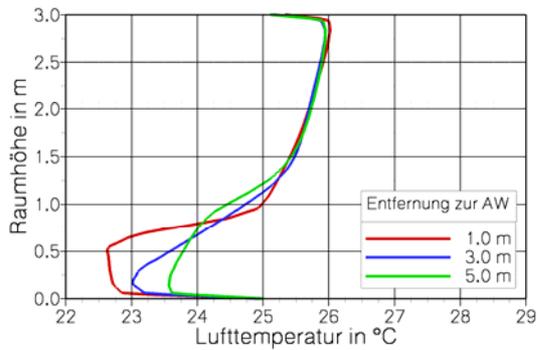
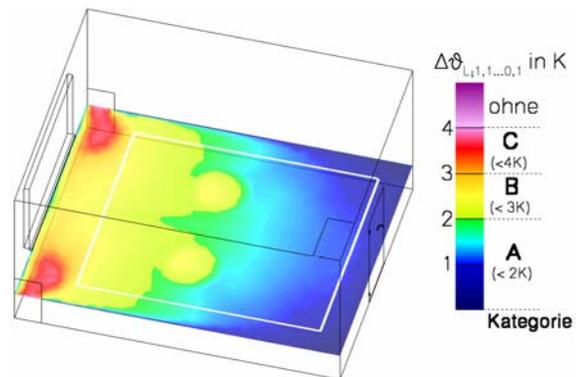
Summative
thermische BehaglichkeitLuftwechsel $n = 4 \text{ h}^{-1}$ - LK 4Luftwechsel $n = 6 \text{ h}^{-1}$ - LK 3Luftwechsel $n = 8 \text{ h}^{-1}$ - LK 2

Abb. 8.12b Einfluss des Luftwechsels
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

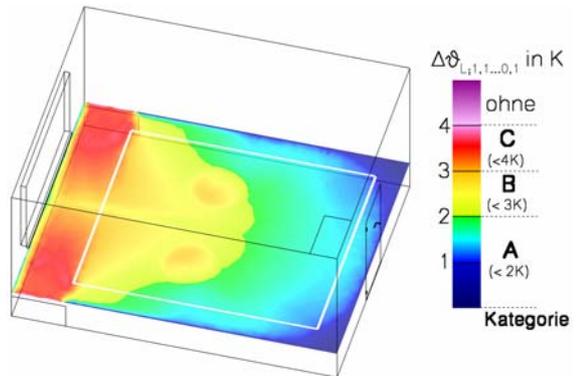
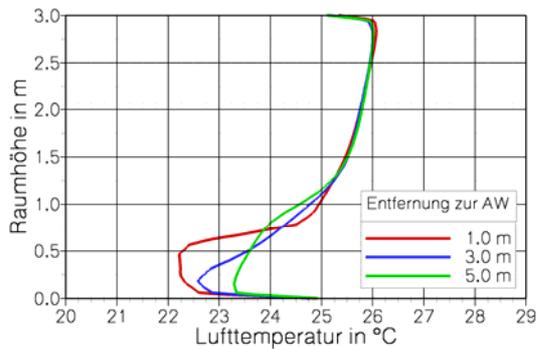
Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



Vertikale Lufttemperaturdifferenz



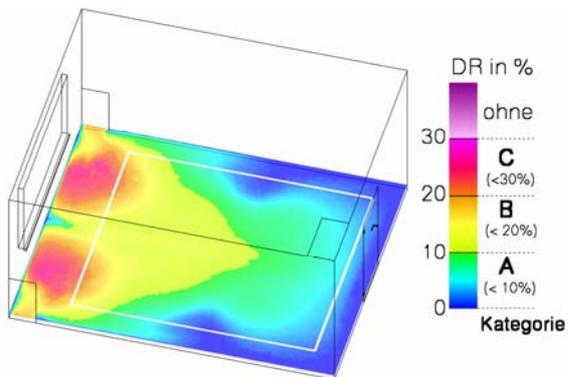
Luftauslass in vertikaler Anordnung - LK 3



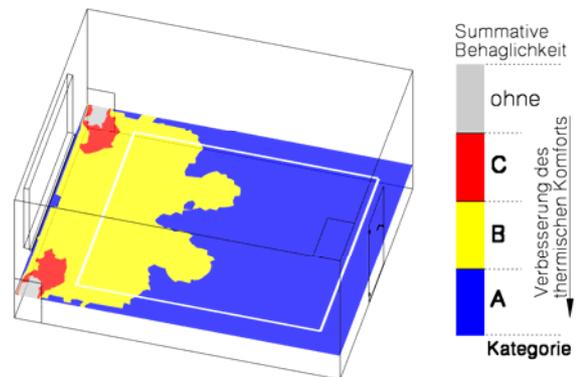
Luftauslass in horizontaler Anordnung - LK 19

Abb. 8.13a Einfluss der Luftauslass - Anordnung
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

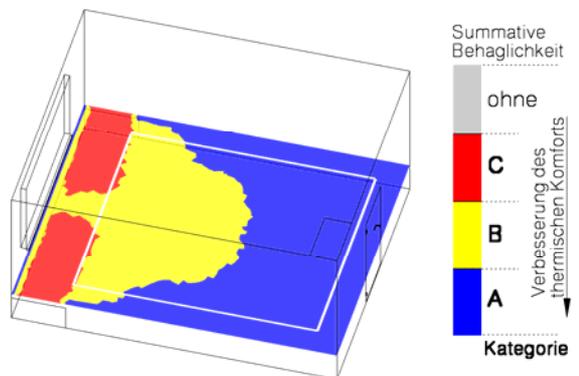
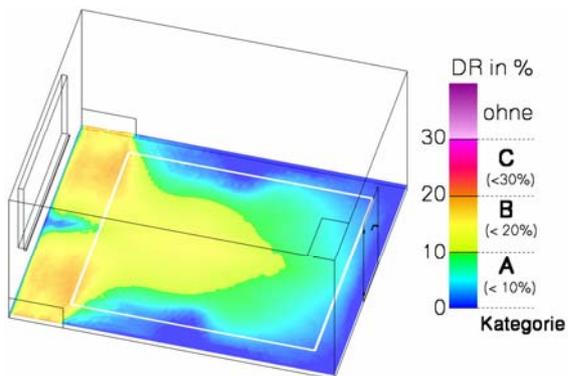
Zuglufttrisiko



Summative thermische Behaglichkeit



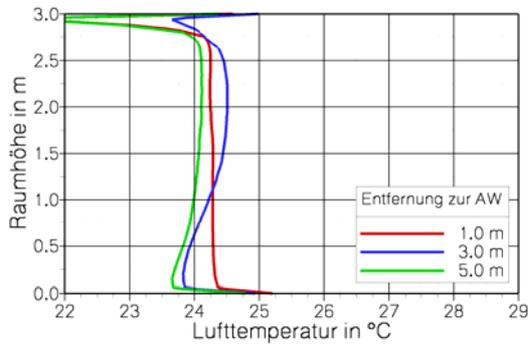
Luftauslass in vertikaler Anordnung - LK 3



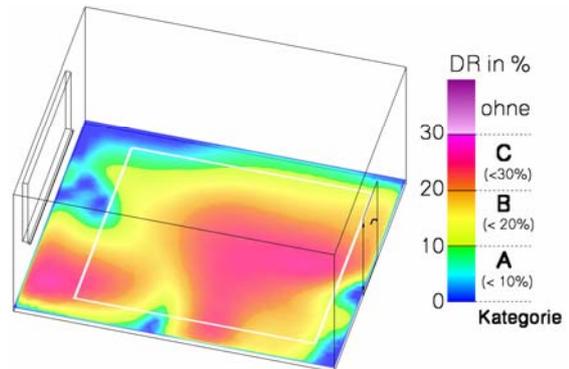
Luftauslass in horizontaler Anordnung - LK 19

Abb. 8.13b Einfluss der Luftauslass - Anordnung
- Quelllüftung; 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

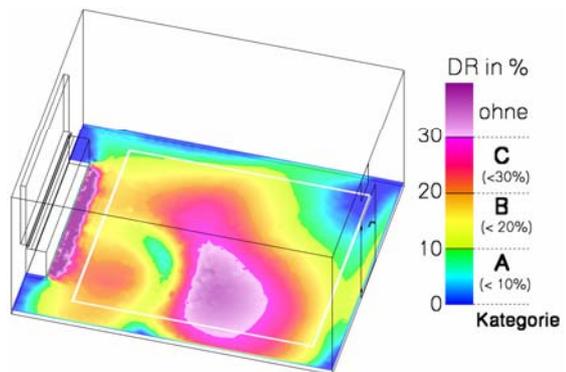
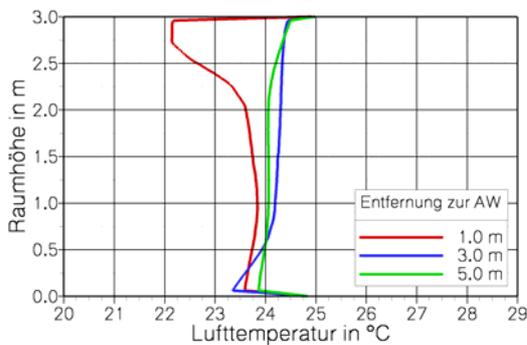
Höhenabhängiger Lufttemperaturverlauf



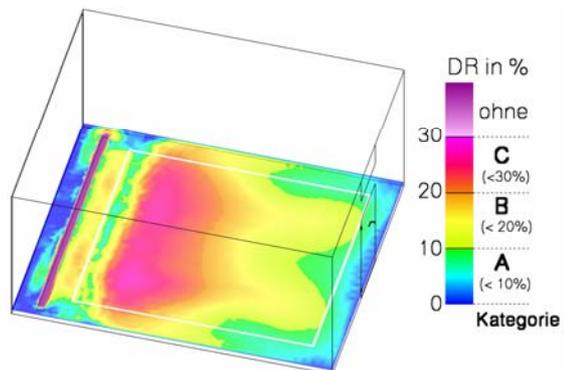
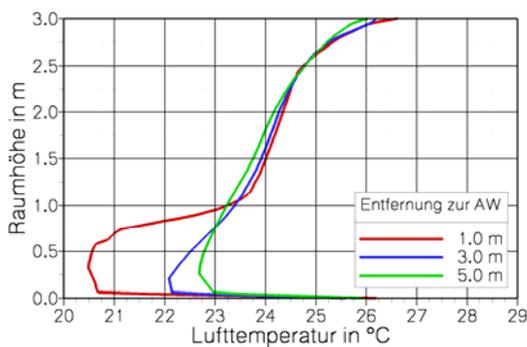
Zugluftrisiko



Drallauslass - LK 7



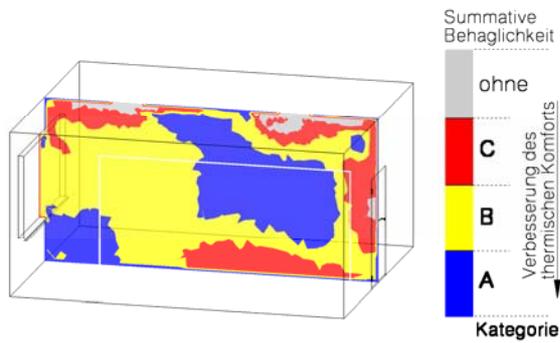
Induktionsgerät - LK 22



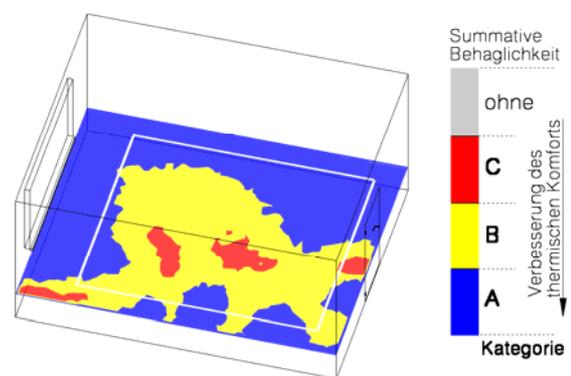
Fassadengerät - LK 26

Abb. 8.14a Vergleich verschiedener Mischlüftungsverfahren (bei teilweise differierenden Randbedingungen) - 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

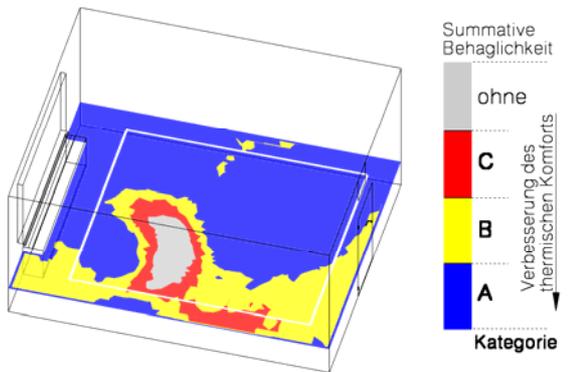
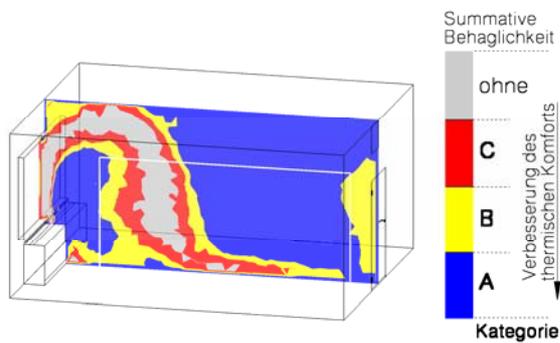
Summative thermische Behaglichkeit



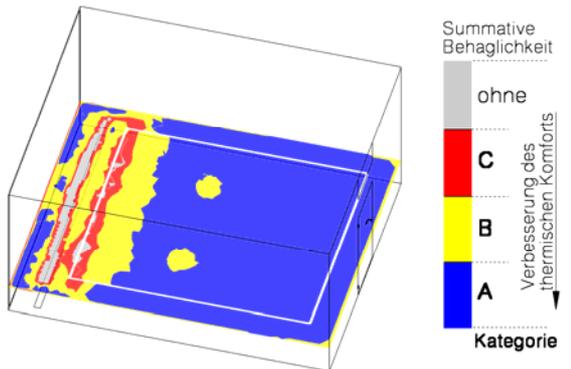
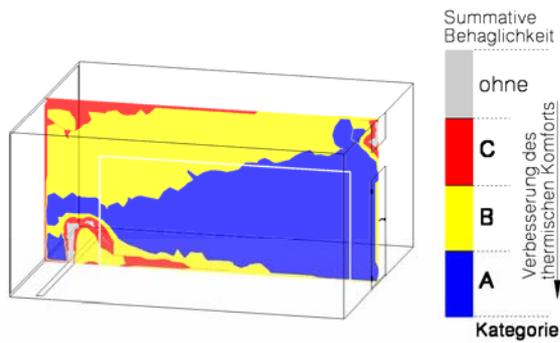
Summative thermische Behaglichkeit



Drallauslass - LK 7



Induktionsgerät - LK 22



Fassadengerät - LK 26

Abb. 8.14b Vergleich verschiedener Mischlüftungsverfahren (bei teilweise differierenden Randbedingungen) - 30 % Fensterflächenanteil; feste Außenverschattung -

9 Zusammenfassung

Mit dem vorliegenden Handbuch wird der Versuch unternommen, die wärmephysiologischen Verhältnisse unter sommerlichen Bedingungen in Hinblick auf verschiedene Raumkühlungsverfahren zu quantifizieren. Basis bildet dabei DIN EN 7730 unter Berücksichtigung der Bewertung nach Kategorie A, B und C. Diese Darstellungsweise ermöglicht eine sehr einfache und praxisnahe Anwendung für Bauherren, Mieter, Architekten und natürlich Fachplaner. In Zukunft werden derartige Grafiken aus den Planungsunterlagen nicht mehr wegzudenken sein.

Dieser anvisierten problemlosen Nutzungsmöglichkeit kommt die Einführung der sogenannten

summativen thermischen Behaglichkeit

entgegen, die sämtliche globalen und lokalen Behaglichkeitskriterien PMV/PPD, Strahlungsasymmetrie, Zugluftrisiko und vertikaler Lufttemperaturgradient in geeigneter Weise kombiniert.

Die Ermittlung der Ergebnisse erfolgt auf der Basis der sogenannten gekoppelten Simulation, bei der die Raumluftrömung, das thermische Verhalten der Umfassungsflächen, die Außenbedingungen sowie das Betriebsverhalten der Anlagentechnik Eingang finden. Gegenüber RICHTER (2003) müssen allerdings deutlich mehr Einflussgrößen (z. B. Bauschwere, Verschattung, innere Wärmequellen, Auswertzeitpunkt) in die Simulation einfließen. Als Konsequenz ergibt sich ein wesentlich höherer Berechnungsaufwand.

Die Wiedergabe der Ergebnisse berücksichtigt neben den genannten Behaglichkeitskriterien – in verschiedenen Darstellungsebenen – die operative Temperatur ohne/mit Grenzgeschwindigkeit, Luft- und Oberflächentemperaturen sowie die Luftgeschwindigkeit.

Eine Anlagenauslegung ist auf Grund der beschränkten Variantenzahl nicht oder nur bedingt möglich.

Aus der Analyse der Ergebnisse lässt sich eine Reihe von Schlussfolgerungen ziehen:

- Gegenüber dem winterlichen Heizbetrieb weist der sommerliche Kühlbetrieb im Allgemeinen wesentlich größere Differenzen in Hinblick auf die thermische Behaglichkeit auf.
- Dementsprechend müssen größere bau- bzw. anlagentechnische Anstrengungen unternommen werden, um eine ausreichende thermische Behaglichkeit innerhalb der Aufenthaltszone erreichen zu können.
- Auch zeigt sich, dass im Gegensatz zum Heizbetrieb bestimmte globale und lokale Kriterien (z. B. PMV und vertikaler Lufttemperaturgradient) stärkere Bedeutung aufweisen.
- Von den schwerpunktmäßig untersuchten, praktisch relevanten Einflussgrößen
 - Bauschwere,
 - Verschattung,
 - Fensterflächenanteil und
 - Raumkühlsystem

kommt aus bauseitiger Sicht der Verschattung die mit Abstand größte Bedeutung zu. Bei einer ausreichenden Verschattung haben Bauschwere und Fensterflächenanteil eher untergeordnete Bedeutung.

- Ebenso haben Wärmeschutzniveau und Außenklimabedingungen keinen überragenden Einfluss.
- Grundsätzlich führen Flächen- gegenüber Luftkühlsystemen zu eindeutig günstigeren wärmephysiologischen Verhältnissen. Da aber letztere mit dem hygienisch relevanten Lüftungsvorgang verbunden sind, ist ein Vergleich nicht zielführend.
- Bei den Flächenkühlverfahren erweisen sich die strahlungsintensiven Ausführungen als die problemloseren Anlagen. Die Anordnung des Systems im Raum weist nur untergeordneten Einfluss auf, Deckensysteme haben leichte Vorteile.

- Bei der Quelllüftung lässt sich der Einfluss der Luftauslass-Anordnung sowie von Lufteintrittstemperatur und Volumenstrom (Eintrittsgeschwindigkeit) nachweisen. Hier sollte in Übereinstimmung mit den praktischen Erfahrungen ein höherer Luftwechsel einer größeren Temperaturdifferenz vorgezogen werden. Bei Berücksichtigung sämtlicher Kriterien der thermischen Behaglichkeit in Form der summarischen Bewertung weist die vertikale Anordnung des Luftauslasses leichte Vorteile auf.
- Luftkühlverfahren in Form von Mischlüftungssystemen existieren in den vielfältigsten Formen. Von den hier untersuchten Varianten
 - Dralllüftung (Luftauslass im Deckenbereich)
 - Brüstungs-Induktionsgerät
 - Fassadengerät (mit reiner Zulufffunktion)

führt das Fassadengerät summarisch zu den günstigeren Behaglichkeitswerten. Diese Aussage kann aber bei geeigneter Auswahl, Auslegung oder auch Anordnung der alternativen Systemkomponenten relativiert werden.

Literaturverzeichnis

Autoren

Dorer, V.; Pfeiffer, A. u. a.: Energieeffiziente und bedarfsgerechte Abluftsysteme mit Abwärmenutzung (ENABL). EMPA Energiesysteme/Haustechnik, Zürcher Hochschule Winterthur u. a., Forschungsbericht 2002

Fanger, P. O.: Thermal Comfort - Analysis and Application in Environmental Engineering. Copenhagen: Danish Technical Press 1970

Fanger, P. O.; Ipsen, B. M.; Langkilde, G.; Olesen, B. W. u. a.: Comfort Limits of Asymmetric Thermal Radiation. Energy and Buildings (1985), 8, 225 - 236

Gritzki, R.: Bestimmung der Effektivität nutzerbedingter Fensterlüftung mittels numerischer Simulationsverfahren. Diss., TU Dresden, Osnabrück: Der Andere Verlag 2001

Glück, B.: Zulässige Strahlungstemperatur - Asymmetrie. Gl 115 (1994), 6, 285 - 344

Glück, B.: Luftheizung oder wasserbeaufschlagte Flächenheizung in Gebäuden mit niedrigem Heizwärmebedarf? Gl 122(2001), 4, 179 - 188

Glück, B.: Ein Vorschlag zur verbesserten Darstellung und Messung der operativen Raumtemperatur. Gl 127 (2006), 2, 76 - 82

Heinz, E.; Markfort, D. u. a.: Untersuchung der kontrollierten Außenluftführung über Außenwand - Luftdurchlässe unter besonderer Berücksichtigung der thermischen Behaglichkeit in Wohnräumen. IEMB Berlin, Forschungsbericht 2003

Lebrun, J.; Marret, D.: Thermal Comfort and Energy Consumption in Winter Conditions - Continuation of the Experimental Study. ASHRAE Trans. 85, II (1979)

Mayer, E.: Ist die bisherige Zuordnung von PMV und PPD noch richtig? KI Luft- und Kältetechnik 34 (1998), 12, 575 - 577

Mayer, E.: Thermische Behaglichkeit in Räumen - Neue Bewertungs- und Messmöglichkeiten. GI 110 (1989), 1, 35 - 43

Olesen, B. W.: Thermal Comfort Requirements of Floors. Proc. of the meeting of Communications B1, B2, E1 of the IIR; Belgrade (1977),4, 301 - 313

Olesen, B. W.: Heizsysteme - Komfort und Energieverbrauch. 20. Velta Kongress 1998, Tagungsband, 93 - 106

Perschke, A.; Rösler, M. u. a.: Simulationsprogramm für NEH. TU Dresden 2001. (Forschungsbericht. BMWI - Verbundprojekt: Building Energy Analysis Tools, Solarbau, TK2)

Richter, W.: Handbuch der thermischen Behaglichkeit - Heizperiode. Bremerhafen: Wirtschaftsverlag NW 2003 (Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin: Forschung, Fb 991)

Richter, W. u. a.: Thermische Behaglichkeit unter sommerlichen Bedingungen bei Berücksichtigung verschiedener Raumkühlungsverfahren . TU Dresden 2006 (BBR-Forschungsbericht)

Schlapmann, D.: Auswirkungen unterschiedlicher Heizsysteme auf Temperatur und Strömung im Raum. Heizungsjournal (1998), 3, 52 - 59

Normen, Richtlinien

- EnEV 2004:** Energieeinsparverordnung
- DIN 4108:** Wärmeschutz im Hochbau
- DIN 4725/Blatt 3:** Warmwasser - Fußbodenheizung; Heizleistung und Auslegung.
Mai 1992
- DIN EN 7730:** Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD - Indexes und der lokalen thermischen Behaglichkeit. März 2006
- DIN EN 13779:** Lüftung von Nichtwohngebäuden - Allgemeine Grundlagen und Anforderungen an Lüftungs- und Klimaanlage. Mai 2005
- pr EN 15251:** Bewertungskriterien für den Innenraum einschließlich Temperatur, Raumluftqualität, Licht und Lärm. Mai 2005
- VDI 2078:** Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume bei Raumkühlung über gekühlte Raumumschließungsflächen. Februar 2003
- VDI 6020/Blatt 1:** Anforderungen an Rechenverfahren zur Gebäude- und Anlagensimulation - Gebäudesimulation. Mai 2001
- SWK-Richtlinie
95 - 3:** Jährlicher Energiebedarf von Lüftungstechnischen Anlagen.
Juli 1998

Verzeichnis der Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen

a	-	Korrekturfaktor
A,B,C	-	Umgebungskategorien (Bewertungsmaßstäbe) nach DIN EN 7730
A	m ²	Fläche
DR	%	Draft Risk bzw. Draught Rating - Zugluftrisiko
f	-	Faktor
k	W/(m ² K)	Wärmedurchgangskoeffizient
n	h ⁻¹	Luftwechsel
PMV	-	vorausgesagtes mittleres Votum
PPD	%	vorausgesagter Prozentsatz Unzufriedener
p	Pa	Druck
q̇	W/m ²	Wärmestromdichte
R	clo	äquivalenter Wärmeleitwiderstand (Kleidung)
Tu	%	Turbulenzgrad
w	m/s	Geschwindigkeit
x, y, z	-	Koordinaten
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
Δ	-	Differenz
δ	m	Schichtstärke (Kleidung)
η	-	Wirkungsgrad
θ	°C, K	Temperatur
λ	W/(m K)	Wärmeleitkoeffizient
φ	%	relative Feuchte
τ	h	Zeit

Indizes

A	Atmung
AW	Außenwand
a	außen
ab	Abgabe
b	behaftlich
Br	Brutto
D	Dampf, Verdunstung (unspürbar)
E	Empfindung
FB	Fußboden
H	Haut
i, innen	innen, Raum
j	laufender Zähler
K	Konvektion
Kl	Kleidung
L	Luft
M	Mensch
m, mittl	Mittel
max	maximal
n	nackt
op	operativ
soll	Sollwert
S	Strahlung, Oberfläche
V	Verdunstung (spürbar)
vert	vertikal
1,1...0,1	Höhendifferenz in m

Danksagung

Das Bearbeitungsteam der Technischen Universität Dresden, Institut für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung

Herr Dr.-Ing. Ralf Gritzki (Berechnungsalgorithmus),

Herr Dipl.-Ing. Ingo Müller (komplette Berechnung),

Herr Dr.-Ing. Alf Perschk (Berechnungsalgorithmus),

Herr Dr.-Ing. Markus Rösler (Berechnungsalgorithmus),

Herr Dr.-Ing. Klaus Windisch (Grundlagen der thermischen Behaglichkeit),

Frau Heide Deck (Schreibarbeiten) und

Frau Monika Hesse (Bildbearbeitung)

sowie der Unterzeichner möchten der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin für die freundliche Unterstützung und konstruktive Zusammenarbeit herzlich danken.

Prof. Dr.-Ing. habil. W. Richter

Dresden, im Oktober 2006

Anhang - Zusammenstellung der Ergebnisse

Der Anhang wird aufgrund seiner Größe als separate Datei auf der Internetseite der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (BAuA)

– www.baua.de – zum Heruntergeladen angeboten.