

Modellierung der Raumlufttemperatur bei Quelllüftung und Flächenkühlung

In den letzten Jahren wurden zur Raumklimatisierung zunehmend Quelllüftungs- und Flächenkühlsysteme eingesetzt. Der ingenieurmäßigen Planung und Beurteilung dieser Systeme sind möglichst einfache, aber ausreichend genaue Berechnungsalgorithmen bereitzustellen. Sie bilden auch die Voraussetzung für die Durchführung von Computersimulationen, mit denen erste Erfahrungen ohne den Bau von Prototypen gesammelt werden können. In den einschlägigen Normen und Richtlinien finden sich derzeit nur wenige Hinweise auf Berechnungsmöglichkeiten für die neuen Kühlsysteme. Speziell zur Problematik des vertikalen Lufttemperaturverlaufes wird in diesem Beitrag ein anhand von Meßwerten verifiziertes Modell vorgestellt, welches die genannten Anforderungen erfüllt.

Einleitung

Ein Problem beim Einsatz einer Quelllüftung ist der vertikale Lufttemperaturanstieg im Raum. Einerseits kann bei hohen Temperaturunterschieden der erforderliche Zuluftvolumenstrom kleiner ausgelegt werden, andererseits können diese Unterschiede zu Befindlichkeitsstörungen führen. Um hier eine Optimierung durchzuführen, sind möglichst einfache Algorithmen zu entwickeln. Numerische Strömungssimulationen mittels CFD-Techniken oder experimentelle Untersuchungen sind im normalen Planungsprozess wirtschaftlich kaum vertretbar.

Im Rahmen eines Forschungsprojektes¹ sollen u.a. zu dieser Frage qualitative und quantitative Aussagen getroffen werden [1]. Das Projekt wird von mehreren Verbundpartnern durchgeführt und gliedert sich in die Aufnahme von Meßdaten, Aufstellung eines Rechenmodells und Computersimulation über ein Betriebsjahr auf.

Im wassergekühlten Prüfraum des Hermann-Rietschel-Institutes der TU-Berlin wurden die Lufttemperaturen in je 8 Höhen an 5 Meßsäulen und die Oberflächentemperaturen der Wände gemessen. Die Zuluftzufuhr erstreckt sich über die gesamte Ostwand in Fußbodennähe. Die Abluft wurde im oberen Bereich an der gegenüberliegenden Wand entnommen. Zur Realisierung einer Flächenkühlung kann einer Wand eine bestimmte Temperatur aufgeprägt werden. Handelt es sich dabei um die Decke, sind die Meßergebnisse mit einer geschlossenen Kühldecke vergleichbar. Die übrigen Wände sind jeweils nicht wasserdurchflossen und können wegen ihrer Wärmedämmung als weitgehend adiabat betrachtet werden.

Die folgende Untersuchung wird für ein stationäres und ein instationäres Modell durchgeführt.

Stationärer Verlauf der Raumlufttemperatur

Die bisher durchgeführten Messungen haben qualitativ gezeigt, daß die Wandoberflächentemperaturen einen erheblichen Einfluß auf die Raumluftströmung ausüben. Außerdem wurde festgestellt, daß die Partikelverteilung nicht in Relation zur Temperaturverteilung steht (s. *Krühne* [2]). D.h., Aussagen über die Behaglichkeit müssen getrennt für die Thermik und für die Luftqualität vorgenommen werden.

Bild 1 und *2* zeigen einige Meßergebnisse für den Fall reiner Quelllüftung und in Kombination

¹gefördert vom Bundesministerium für Forschung und Technologie. Verbundvorhaben „Menschengerechte Raumklimatisierung durch Quelllüftung und Flächenkühlung“, Förderkennzeichen 01 HK 170 8

mit einer Kühldecke. Die durch eine Kühldecke bewirkte Auskühlung der Umfassungswände führt zu einem Luftabfall in Wandnähe. Hierdurch wird eine Raumwalze angetrieben, die letztlich zu den Verhältnissen einer Mischungsströmung mit ortsunabhängigen Lufttemperaturen führt.

Zur Berechnung der Lufttemperatur in verschiedenen Raumhöhen bei Quellluftsystemen wird von verschiedenen Autoren (*Mundt [4], Sandberg et al. [5]*) ein linearer Anstieg der Temperatur mit der Höhe angenommen. An einzelnen markanten Knotenpunkten werden Wärmebilanzen aufgestellt, welche auch den Wärmefluß durch die Umfassungsstruktur beinhalten.

Für eine stärkere konvektive Belastung des Raumes läßt *Bild 1* erkennen, daß der Temperaturanstieg eher einen exponentiellen Charakter aufweist. Das typische Erscheinungsbild des Temperaturverlaufes legt die Vermutung nahe, daß die Quelllüftung mit dem Modell der Verdrängungsströmung behandelt werden kann.

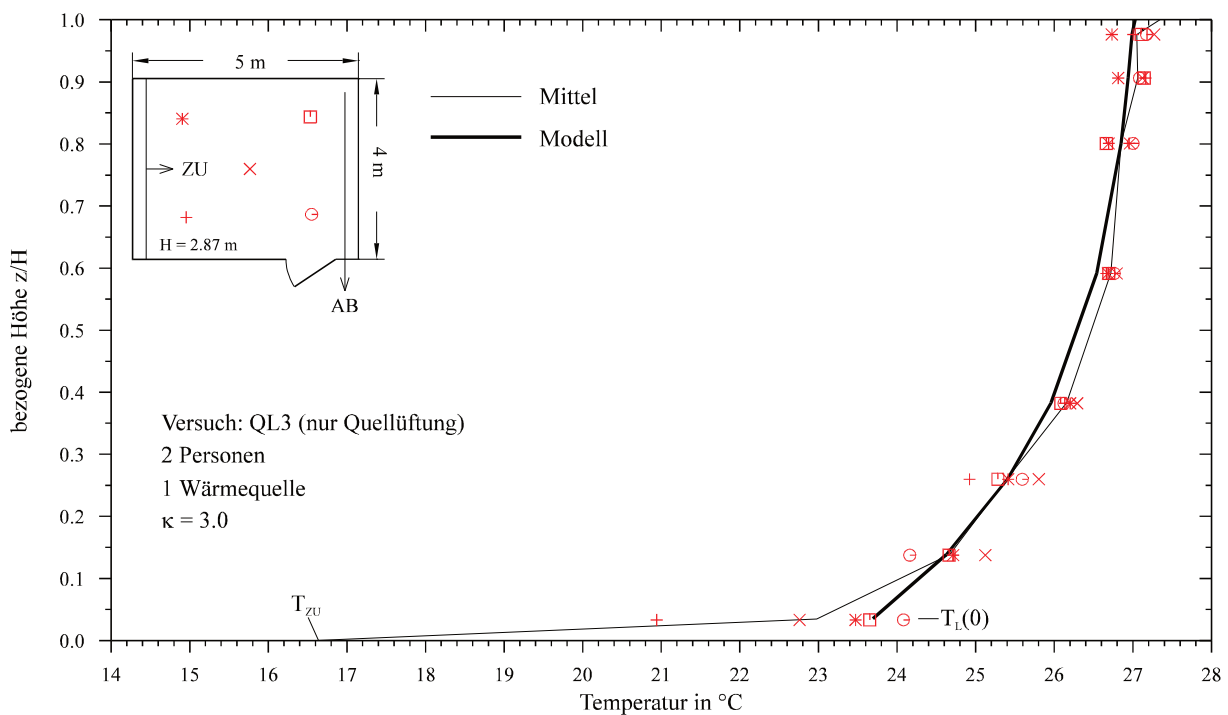


Bild 1 : Lufttemperaturen im Raum mit Quelllüftung, Belastung $29 \text{ W/m}^2 \text{ FB-Fl.}$

Bei der reinen Verdrängungsströmung (Kolbenströmung) strebt die Lufttemperatur einem Endwert zu, bei dem kein konvektiver Austausch mit den Begrenzungsflächen mehr erfolgt. Dieser Endwert wird durch die Oberflächentemperaturen der Wände bestimmt wird.

Für die Eintrittstemperatur in die Kolbenströmung ist eine weitere Hypothese notwendig, die hier rein intuitiv aufgestellt wird. Im Falle einer stärkeren Durchmischung würde die Eintrittstemperatur der Mischlufttemperatur entsprechen (vgl. *Bild 2*). Die Vermutung liegt daher nahe, daß sich die Eintrittstemperatur aus einer konvektiven Bilanz für alle Wärmeübertragungsflächen im Raum ergibt. Ist im Raum eine Kühldecke wirksam, geht sie in die Bilanz mit einem negativen Beitrag ein.

Ausgangspunkt der folgenden Betrachtung ist daher eine ideale Mischungsströmung mit einer überlagerten Kolbenströmung. Da nur die Oberflächentemperaturen maßgeblich das Strö-

mungsbild beeinflussen, wird ihre Kenntnis vorausgesetzt. Betrachtungen zum Wärmefluß durch die Wände sind somit nicht notwendig. Für die Ermittlung der Oberflächentemperaturen existieren ohnehin mehrere unterschiedliche Modelle.

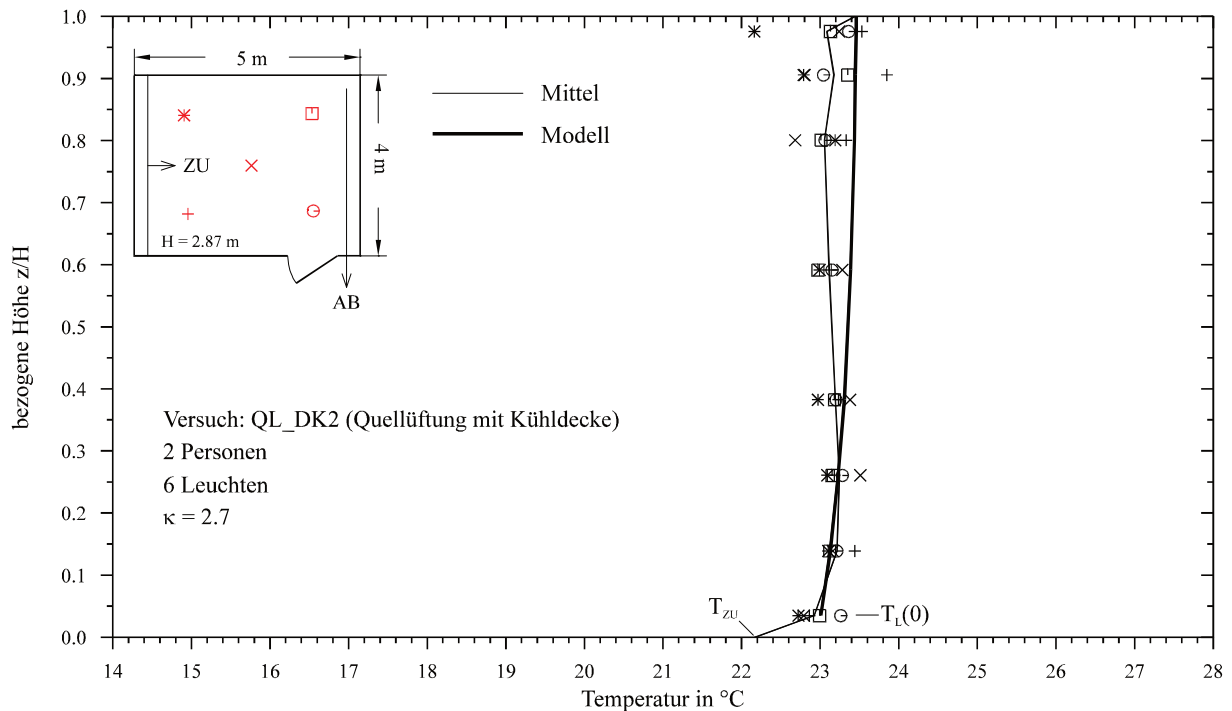


Bild 2: Lufttemperaturen im Raum mit Quelllüftung und Kühldecke, Belastung 50 W/m²

Theorie der Kolbenströmung

Bild 3 zeigt zur Veranschaulichung des Rechenmodells einen Raum mit Quelllüftung. Im Raum finden sich konvektive Wärmequellen bzw. -senken, zu denen auch die Wandflächen zählen. In Fußbodennähe wird Zuluft mit geringem Impuls der Temperatur T_{ZU} eingeführt. Dies führt zu einer Verdrängung der vorhandenen Raumluft in Richtung der Abluftöffnung. Zusätzliche Wärmequellen im Raum wirken verstärkend auf den Lufttransport. Ist der Volumenstrom der Wärmequellen höher als der Zuluft- bzw. Abluftstrom, muß ein Teil der Luft wieder zurückgeführt werden. Die Temperatur dieser zurückgeführten Luft entspricht einer Mischlufttemperatur, wie sie sich aus einer konvektiven Wärmebilanz über den gesamten Raum ergibt. Sie wird als Eintrittstemperatur der Kolbenströmung $T_L(0)$ in etwa 10 cm Höhe angesehen. Die Austrittstemperatur in der Raumhöhe H $T_L(H)$ entspricht der Ablufttemperatur.

Für den Temperaturverlauf der Raumluft über die Raumhöhe gilt für reine Kolbenströmung die Wärmebilanz

$$(\dot{m}c)_{ZU} H \frac{\partial T_L(z)}{\partial z} = \sum_{i=1}^N \alpha_{Ki} F_i [T_{Oi}(z) - T_L(z)] + \dot{Q}_L(z) \quad (1)$$

$(\dot{m}c)_{ZU}$ Zuluftwert (Zuluftmassenstrom · spez. Wärmekapazität) in W/K

H Raumhöhe in m (abzüglich 10 cm)

z	Höhenkoordinate in m
$T_L(z)$	Raumlufttemperatur in Höhe z
α_K	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2 K)$
F	Fläche für konvektive Wärmeübertragung in m^2
T_O	Oberflächentemperatur in $^{\circ}C$
\dot{Q}_L	aufgeprägte konvektive Leistung in W
Index i	Summationsindex für konvektive Wärmeübertragungsflächen
N	Anzahl aller konvektiven Wärmeübertragungsflächen im Raum

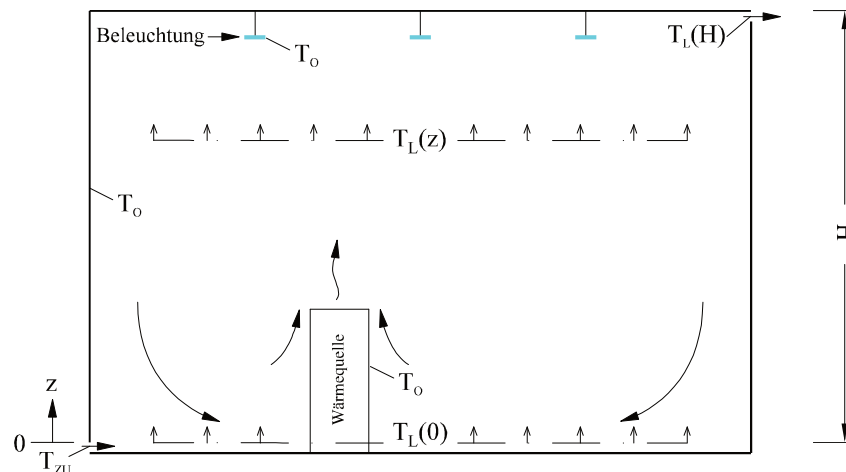


Bild 3 : Modell der Kolbenströmung mit überlagerter Mischungsströmung

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient wird als konstant über die Höhe angenommen. Die aufgeprägte konvektive Leistung ist nur aus formalen Gründen enthalten. Die Gleichung läßt sich mit dem dimensionslosen Kennwert

$$\kappa = \frac{\sum_{i=1}^N (\alpha_K F)_i}{(mc)ZU} \quad (2)$$

und der konvektiven Umgebungstemperatur

$$T_{UK}(z) = \frac{\sum_{i=1}^N [\alpha_K F T_O(z)]_i + \dot{Q}_L(z)}{\sum_{i=1}^N (\alpha_K F)_i} \quad (3)$$

zu

$$\frac{\partial T_L(z)}{\partial z} + \frac{\kappa}{H} T_L(z) = \frac{\kappa}{H} T_{UK}(z)$$

vereinfachen. Der Kennwert κ stellt ein Verhältnis der Verstärkungsfaktoren für die Wärmeentwicklung zur Wärmeabfuhr dar. Die konvektive Umgebungstemperatur kann als eine gewichtete Oberflächentemperatur interpretiert werden.

Als Lösung der Differentialgleichung ergibt sich

$$T_L(z) = T_L(0) e^{-\kappa \frac{z}{H}} + \frac{\kappa}{H} \int_0^z T_{UK}(h) e^{-\kappa \frac{z-h}{H}} dh \quad (4).$$

Zur Berechnung des vorstehenden Faltungsintegrals ist ein funktionaler Verlauf der konvektiven Umgebungstemperatur $T_{UK}(h)$ notwendig. Unter der Annahme, daß T_{UK} zumindest abschnittsweise konstant ist, vereinfacht sich die Lösung erheblich. Der Vergleich mit Meßwerten (Raumhöhe etwa 3 m) zeigte, daß eine ausreichende Genauigkeit auch mit einer ortsunabhängigen konvektiven Umgebungstemperatur erzielbar ist. Die folgenden Ausführungen gehen daher von Mittelwerten für die Oberflächentemperaturen und den konvektiven Leistungen aus. Man erhält damit für den Temperaturverlauf

$$T_L(z) = T_L(0) e^{-\kappa \frac{z}{H}} + T_{UK} \left(1 - e^{-\kappa \frac{z}{H}} \right) \quad (5).$$

An der Stelle $z = H$ entspricht dies der Ablufttemperatur $T_L(H)$. Die Lufteintrittstemperatur folgt aus der stationären konvektiven Wärmebilanz

$$(\dot{m}c)_{ZU} [T_L(H) - T_{ZU}] = \sum_{i=1}^N (\alpha_K F)_i [T_{UK} - T_L(0)] \quad (6)$$

mit *Glg. 5* zu

$$T_L(0) = T_{ZU} \frac{1}{\kappa + e^{-\kappa}} + T_{UK} \left(1 - \frac{1}{\kappa + e^{-\kappa}} \right) \quad (7).$$

Da die Kühllast nach *VDI 2078 [8]* unter der Annahme einer idealen Raumdurchmischung mit vernachlässigbarer Luftspeicherkapazität ermittelt wird, entspricht $T_L(0)$ dem Istwert der Raumlufttemperatur. D.h., *Glg. 7* wird in der Praxis normalerweise nicht benötigt.

Vergleich mit Meßwerten

Bild 1 und *2* geben die Ergebnisse für eine Auswahl umfangreicher meßtechnischer Untersuchungen wieder. Die Darstellung bezieht sich nur auf die im Raum auftretenden Lufttemperaturen und verzichtet auf die sonst übliche zusätzliche Eintragung der Fußboden- und Deckentemperatur. Die in den Ebenen gemittelte Temperatur beginnt an der Stelle $z/H = 0$ mit der Zulufttemperatur und endet an der Stelle $z/H = 1$ mit der Ablufttemperatur.

Die Abweichungen der in den Bildern eingetragenen Kurve für das Rechenmodell von den Meßwerten wies bei allen Variationen ein ähnlich gutes Resultat auf. Bei der reinen Quelllüftung (*Bild 1*) liegen im fußnahen Bereich größere Streuungen vor, welche durch die konstruktive Gestaltung des Zuluftauslasses in der Praxis vermieden werden sollten. Die Differenz zum Mittelwert lag jedoch in allen Fällen unter 1 K. In *Bild 2* ist ein Unterschied zwischen Rechen- und Meßwerten im oberen Raumbereich zu erkennen. Dieser läßt sich auf die stärkere Auskühlung der kühldeckennahen Wandbereiche zurückführen. Trotz

Vernachlässigung des vertikalen Oberflächentemperaturgradienten halten sich die Fehler aber noch in Grenzen.

Bei der Durchführung der Rechnungen hat sich herausgestellt, daß eine derart gute Übereinstimmung nur durch die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zu erzielen war. Dies erforderte jedoch eine iterative Ermittlung.

Für die untersuchten Varianten ergab sich ein Bereich von $\kappa = 2,5$ bis 4.

Thermischer Raumbelastungsgrad

Eine normierte Darstellung für den Temperaturverlauf ist durch den örtlichen thermischen Raumbelastungsgrad $\mu_t(z)$ gegeben (vgl. *Esdorn [5], Laux [6]*)

$$\mu_t(z) = \frac{T_L(z) - T_{ZU}}{T_L(H) - T_{ZU}} = 1 - \frac{e^{-\kappa \frac{z}{H}} - e^{-\kappa}}{\kappa} \quad (8)$$

Einen linearen Verlauf der Raumlufttemperatur über die Höhe erhält man demnach nur für $\kappa \rightarrow 0$, d.h. für einen sehr hohen Zuluftmassenstrom. Für diesen Fall ergibt sich $\mu_t(z) = \frac{z}{H}$. Eine vollständige Raumdurchmischung ($\mu_t(z) = 1$) erhält man bei $\kappa \rightarrow \infty$, d.h. Zuluftmassenstrom gleich Null.

Bild 4 zeigt den normierten Raumlufttemperaturverlauf über die Raumhöhe entsprechend *Glg. 8*. Den höchsten Gradienten erhält man bei einem linearen Temperaturverlauf. Abhängig von der Höhe verringert sich der Gradient mit steigendem κ bei konstanter Differenz zwischen Zu- und Ablufttemperatur. Das bedeutet, die Angabe eines maximalen über die Höhe konstanten Temperaturgradienten als Behaglichkeitskriterium ist nicht sinnvoll (vgl. *[7]*). Stattdessen sollte das Kriterium für eine maximale Differenz formuliert werden, z.B. höchstens 2 K Lufttemperaturunterschied zwischen 0.1 und 1.1 m Raumhöhe.

Der mittlere thermische Raumbelastungsgrad μ_t errechnet sich aus der Integration der *Glg. 8* von $z = 0$ bis H zu

$$\mu_t = \frac{T_L - T_{ZU}}{T_L(H) - T_{ZU}} = \frac{\kappa + 1}{\kappa^2} \left(\kappa + e^{-\kappa} - 1 \right) \quad (9).$$

Dieser ist zusätzlich in *Bild 4* eingetragen. Aus dem Schnittpunkt beider Raumbelastungsgrade läßt sich der Meßort der mittleren Lufttemperatur im Raum ablesen.

Da der Ausgangspunkt einer Berechnung die Mischlufttemperatur $T_L(0)$ ist, kommt dem thermischen Raumbelastungsgrad an der Stelle $z = 0$ $\mu_t(0)$ eine besondere Bedeutung zu. Mit ihm läßt sich auch ein Vergleich zwischen dem Quellluft- und Mischluftsystem durchführen.

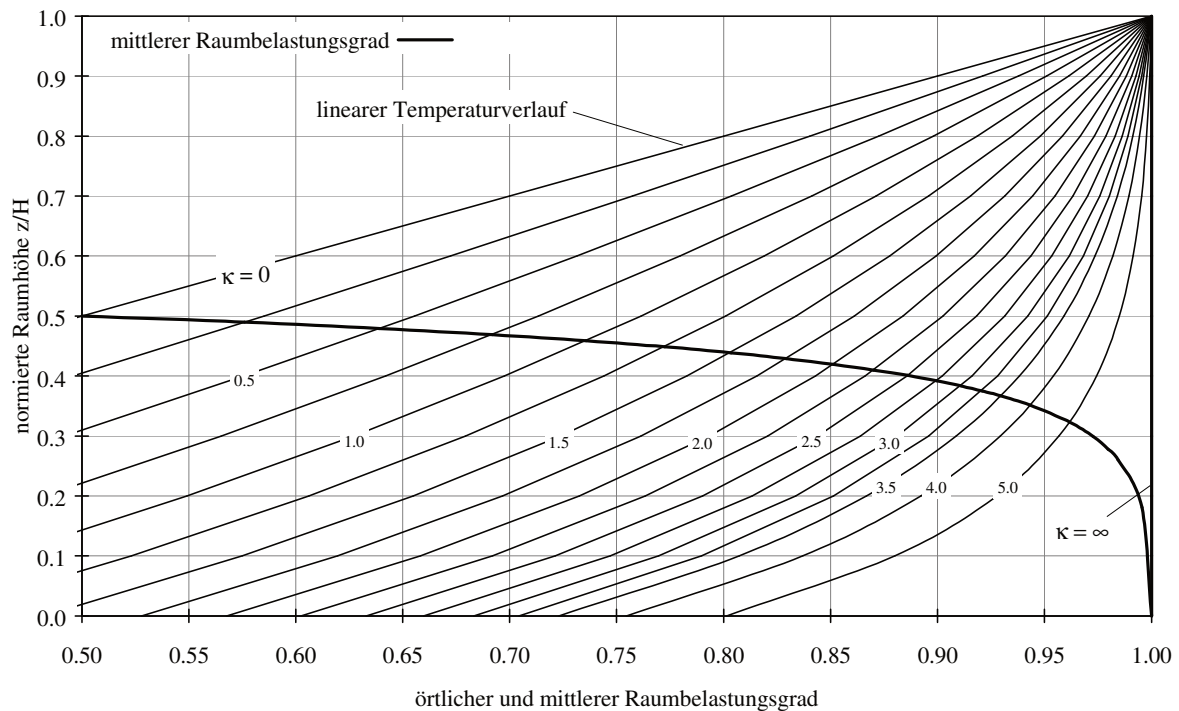


Bild 4: Verlauf des örtlichen und mittleren thermischen Raumbelastungsgrades über die normierte Raumhöhe

Je nach der Forderung „gleiche Zuluftwerte“ oder „gleiche Zulufttemperaturen“ zwischen Quellluftsystem (Qu) und Mischluftsystem (Mi) gibt $\mu_t(0)$ den Zusammenhang

$$\mu_t(0) = \frac{\kappa + e^{-\kappa} - 1}{\kappa} = \begin{cases} \frac{T_L(0) - T_{ZU, Qu}}{T_L(0) - T_{ZU, Mi}} & \text{für } (\dot{m}c)_{ZU, Mi} = (\dot{m}c)_{ZU, Qu} \\ \frac{(\dot{m}c)_{ZU, Qu}}{(\dot{m}c)_{ZU, Mi}} & \text{für } T_{ZU, Mi} = T_{ZU, Qu} \end{cases} \quad (10)$$

wieder.

Volumenstromermittlung bei Quellluftanlagen

Für die Auslegung von Quellluftanlagen zur Lastabfuhr muß der erforderliche Zuluftvolumenstrom (bzw. Zuluftwert) für eine vorgegebene Zulufttemperatur bekannt sein. Im Anschluß an die Berechnung der Kühllast KL (z.B. nach VDI 2078) für eine Ist-Raumlufttemperatur, die der Mischlufttemperatur $T_L(0)$ gleichgesetzt wird, ist die Wärmebilanz

$$KL = \frac{(\dot{m}c)_{ZU}}{\mu_t(0)} [T_L(0) - T_{ZU}] \quad (11)$$

zu erfüllen. Problematisch ist hierbei die Auflösung der nach dem Zuluftwert. Mit der Abkürzung

$$C = \frac{\sum_{i=1}^N (\alpha_K F)_i [T_L(0) - T_{ZU}]}{KL} + 1 \quad (12)$$

wäre κ aus $\kappa = C - e^{-\kappa}$ iterativ zu bestimmen. Eine Reihenentwicklung von $e^{-\kappa}$ für kleine κ führt auf die Näherungsgleichung

$$\kappa = \begin{cases} C - e^{-\sqrt{2(C-1)}} & \text{für } C \leq 2.582 \\ C & \text{für } C > 2.582 \end{cases} \quad (13)$$

Der erforderliche Zuluftvolumenstrom \dot{V}_{ZU} ergibt sich damit zu

$$\dot{V}_{ZU} = \frac{\sum_{i=1}^N (\alpha_K F)_i}{(c_p)_{ZU} \cdot \kappa} \quad (14)$$

$(c_p)_{ZU}$ volumetrische spez. Wärmekapazität der Zuluft in $\text{kJ}/(\text{m}^3 \text{K})$.

Dieser Wert stellt die Vorgabe für die konstruktive Gestaltung des Luftauslasses dar. Anhand von

$$T_L(z) = T_{ZU} + [T_L(0) - T_{ZU}] \frac{\kappa + e^{-\kappa} - e^{-\kappa \frac{z}{H}}}{\kappa + e^{-\kappa} - 1} \quad (15)$$

für einen gewählten Zuluftvolumenstrom kann die Lufttemperatur hinsichtlich der Behaglichkeitsanforderung überprüft werden. Für $T_L(0)$ ist dabei evtl. eine korrigierte Ist-Raumlufttemperaturberechnung bei begrenzter Anlagenleistung (s. *VDI 2078 [8]*) vorzunehmen.

Instationärer Verlauf der Raumlufttemperatur

Bei zeitlich veränderlichen Vorgängen muß *Glg. 1* in instationärer Form geschrieben werden, was zu einer partiellen Differentialgleichung führt. Werden jedoch nur Zeiträume betrachtet, die größer oder gleich der Laufzeit der Luft sind, ist die Lösung der partiellen Differentialgleichung mit *Glg. 5* identisch. Im allgemeinen werden Computersimulationen in Schritten durchgeführt, wobei innerhalb eines Zeitschrittes konstante Eingangsgrößen vorausgesetzt werden. Ist die Laufzeit (Totzeit) der Luft bei der Durchströmung durch den Raum kleiner als die Zeitschrittweite der Simulation, sind die vorstehenden Algorithmen auch bei instationären Vorgängen verwendbar.

Zur Überprüfung dieser Hypothese wurden vom Hermann-Rietschel-Institut Messungen im 5-Minutentakt für sprunghafte Änderungen dreier verschiedener Eingangsgrößen vorgenommen. Die *Bilder 5-7* stellen Meß- und Rechenwerte dieser Versuche gegenüber. Dargestellt sind die Säulenmittelwerte der Raumlufttemperaturen in den Höhen 10 cm, 110 cm und 287 cm (Ablufttemperatur). Um den Verlauf der Meßwerte muß man sich noch einen Streubereich für die örtlichen Abweichungen in einer Ebene vorstellen. Die mittleren Oberflächentemperaturen der

fünf Wärmequellen wurden an zwei mittels Thermographieaufnahmen festgestellten repräsentativen Meßorten aufgenommen.

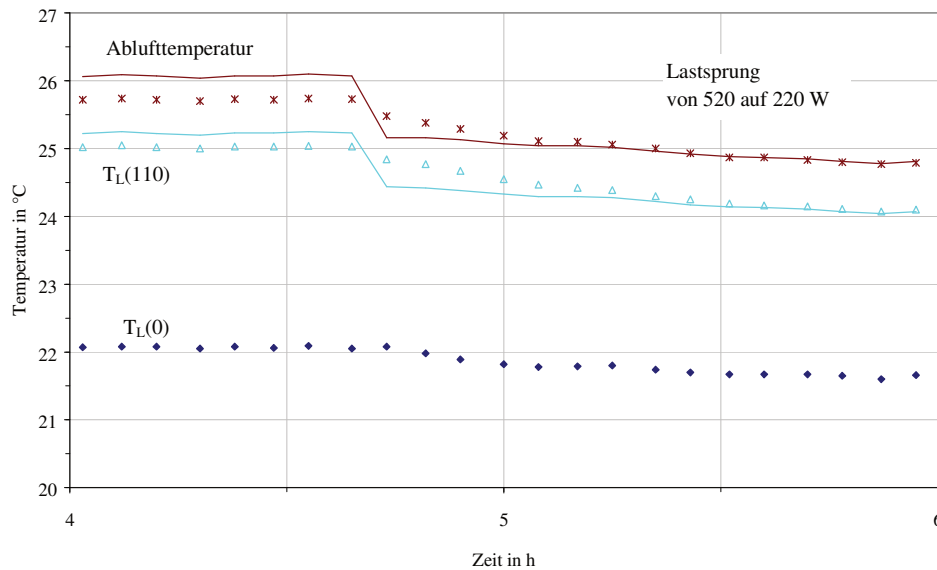


Bild 5: Zeitlicher Verlauf (Ausschnitt) der Raumlufttemperaturen in verschiedenen Höhen für eine Laständerung durch Abschalten von Wärmequellen im Vergleich mit Rechenwerten (durchgezogene Linien)

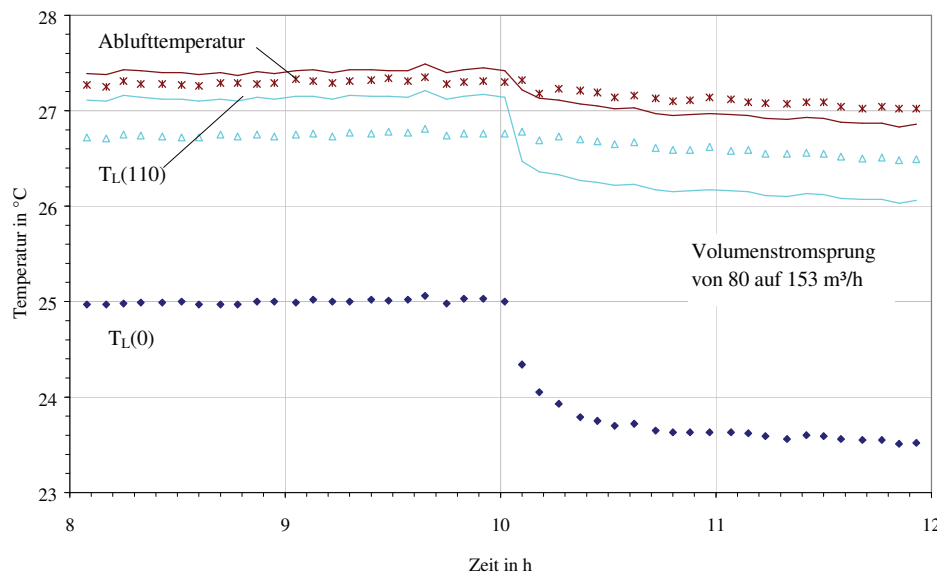


Bild 6: desgleichen für eine sprunghafte Änderung des Zuluftvolumenstromes

Die Auswertung der Messungen zeigte, daß die Wärmebilanz nach *Glg. 6* bei weitem nicht erfüllt wurde. Zur Überprüfung der Mischlufttemperatur wäre der gesamte Meßraum unter Berücksichtigung der Speichereigenschaften zu simulieren. Für die Verifikation der Algorithmen zur Berechnung des vertikalen Lufttemperaturverlaufes (*Glg. 2, 3 und 5*) ist hier die Vorgabe der Mischlufttemperatur im Fußbereich $T_L(0)$ durch den Meßwert ausreichend.

Die durchgeführten Sprungversuche sind nicht im regelungstechnischen Sinne zu verstehen, da sich während der Messung auch die jeweils anderen Eingangsgrößen änderten. Zum Zeitpunkt der größten Veränderung können aber Aussagen über das dynamische Verhalten der Raumlufttemperatur getroffen werden.

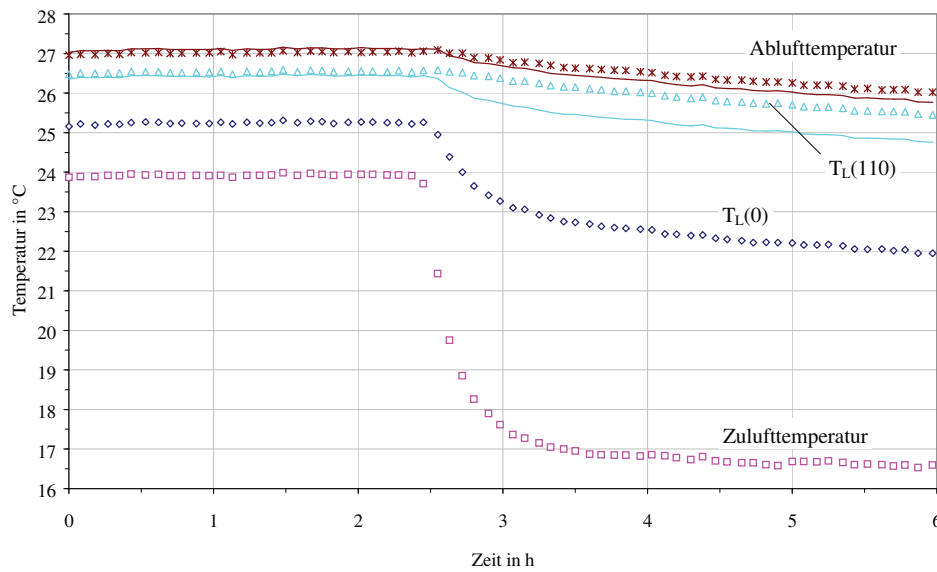


Bild 7: desgleichen für Änderung der Zulufttemperatur

Die Meßwerte in den Bildern zeigen deutlich eine dämpfende Wirkung beim Störungsweg nach oben. Dies läßt sich durch Quervermischungen und durch Speichereffekte erklären. Das stationäre Rechenmodell reagiert erwartungsgemäß sofort auf die Änderungen. Die größten Steigungsdifferenzen sind aber innerhalb einer Stunde abgebaut. Der Fehler in der Lufttemperaturberechnung bleibt unter 1 K.

Zusammenfassung

Die Untersuchungen haben ergeben, daß bei Quellluftsystemen der vertikale Lufttemperaturverlauf einen exponentiellen Anstieg aufweist. Mit einer vereinfachten Modellvorstellung (Kolbenströmung mit überlagerter Mischungsströmung) sind die Lufttemperaturen in beliebigen Höhen sowohl stationär als auch instationär ausreichend genau berechenbar. Das gleiche Modell gilt auch für Quellluftssysteme mit Kühldecken.

Besonders vorteilhaft ist, daß das Modell an die Lufttemperatur im Mischluftzustand anknüpft. Diese Temperatur ergibt sich aus einer konvektiven Wärmebilanz und kann aus den Ergebnissen anderer Modelle entnommen werden. Die vertikale Lufttemperaturberechnung kann daher z.B. auf einer Berechnung nach VDI 2078 aufbauen.

Die Kenntnis über die vertikalen Lufttemperaturen ist die Voraussetzung für die Beurteilung des thermischen Komforts beim Einsatz von Quelluftanlagen. Werden derartige Anlagen auch zur Lastabfuhr vorgesehen, ist die Zuluftstromermittlung in der gezeigten Weise auf den Temperaturverlauf abzustimmen.

In Erweiterung zu den Anforderungen an die *DIN 1946 T2* [7] wird im Verbundprojekt auch ein neues Behaglichkeitsmodell mit Schwerpunkt auf die vertikalen Temperaturunterschiede erarbeitet.

Literatur

- [1] Verbundprojekt „Menschengerechte Raumklimatisierung durch Quelllüftung und Flächenkühlung“. HLH 44 (1993), Nr. 9, S. 547
- [2] Krühne, H.: Einfluß konvektiver Wandströmungen auf die Luftqualität bei Quelllüftung HLH 44 (1993), Nr. 7, S. 432-433
- [3] Mundt, E.: Temperaturgradienter och Konvektionsflöden vid deplacerande Ventilation Königl. Techn. Hochschule Stockholm, März 1991
- [4] Yuguo L.; Sandberg, M.; Fuchs, L. : Vertical Temperature Profiles in Rooms Ventilated by Displacement: Full-Scale Measurement and Nodal Modelling Indoor Air, 2, S. 225-243 (1992)
- [5] Esdorn, H.: Zur einheitlichen Darstellung von Lastgrößen für die Auslegung Raumluftechnischer Anlagen. HLH 30 (1979), Nr. 10, S. 385-387
- [6] Laux, H.: Raumlufverbesserung trotz Luftwechselbegrenzung HLH 39 (1988), Nr. 4, S. 183-192
- [7] DIN 1946 Teil 2 Ausgabe Januar 1994:
Raumluftechnik. Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)
- [8] VDI 2078 Ausgabe Oktober 1994:
Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume (VDI-Kühllastregeln)

Nachtrag Diagramm

Bild 8 zeigt ein Hilfsdiagramm zur graphischen Lösung der Funktion $\kappa = C - e^{-\kappa}$. Für $C > 4$ kann $\kappa = C$ gesetzt werden. Die 2. Näherung nach Glg. 13 eignet sich als Startwert für eine Iteration.

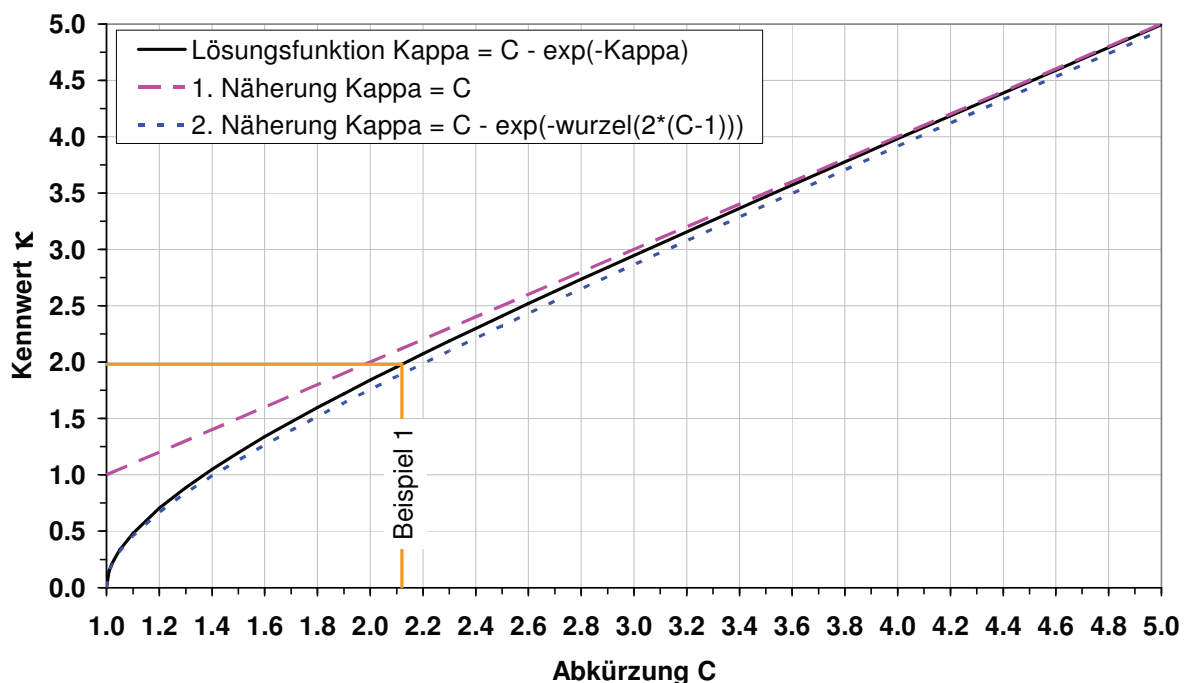


Bild 8: Hilfsdiagramm zur graphischen Volumenstromermittlung bei Quelluftanlagen

Nachtrag Rechenbeispiele

Beispiel 1:

Es ist eine Volumenstromermittlung aufgrund der Kühllast bei Quelluftanlagen (ohne Kühldecke) durchzuführen. Die Anlagen-Kühllast soll der Soll-Kühllast entsprechen.

Ausgangsdaten:

Raumgeometrie	Breite 3,50 m, Tiefe 5,00 m, Höhe 3,00 m
konvektive Wärmeübergangskoeffizienten für vertikale Flächen	$\alpha_K = 2,70 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ (konstant)
für horizontale Flächen	$\alpha_K = 1,67 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ (konstant)
Soll-Kühllast	SKL = 700 W
bei einer Soll-Raumlufttemperatur	$T_L(0) = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ (Mischlufttemperatur)
Zulufttemperatur sollte aus Behaglichkeitsgründen nicht unter $19 \text{ }^\circ\text{C}$ liegen (Empfehlung aus Verbundprojekt ¹)	$T_{ZU} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (gewählt)
volumetrische spez. Wärmekapazität der Zuluft	$(c_p)_{ZU} = 1,2 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \text{ K}) = 0,333 \text{ Wh}/(\text{m}^3 \text{ K})$

Berechnung:

- $\sum \alpha_K F$ für vertikale Flächen = $2,7 [2 \cdot 3,5 \cdot 3 + 2 \cdot 5 \cdot 3] = 137,7 \text{ W/K}$
 $\sum \alpha_K F$ für horizontale Flächen = $1,67 [2 \cdot 5 \cdot 3,5] = 58,5 \text{ W/K}$
für alle Raumflächen gilt $\sum \alpha_K F = 137,7 + 58,5 = \underline{196 \text{ W/K}}$

- Berechnung von κ

Abkürzung C nach Glg. 12 : $C = \frac{196 [24 - 20]}{700} + 1 = 2,12 \quad (\leq 2,582)$

Startwert für κ nach Glg. 13 : $\kappa = 2,12 - e^{-\sqrt{2} (2,12-1)} = 1,896$

Iteration von $\kappa = C - e^{-\kappa}$

2. Näherungswert $\kappa = 2,12 - e^{-1,896} = 1,970$

3. Näherungswert $\kappa = 2,12 - e^{-1,970} = 1,981$

4. Näherungswert $\kappa = 2,12 - e^{-1,981} = 1,982$

Da nur noch geringe Änderung der Näherung, wird $\underline{\kappa = 1,982}$ als Ergebnis betrachtet (vgl. auch Bild 8).

- Zuluftvolumenstrom nach Glg. 14 ($1 + x_{ZU} = 1$ gesetzt) $\dot{V}_{ZU} = \frac{196}{0,333 \cdot 1,982} \cong \underline{300 \text{ m}^3/\text{h}}$

- Vergleich mit Zuluftvolumenstrom einer Mischluftanlage bei gleicher Zulufttemperatur

$$\dot{V}_{ZU, Mi} = \frac{SKL}{(c_p)_{ZU} \cdot [T_L(0) - T_{ZU}]} = \frac{700}{0,333 \cdot (24 - 20)} = 525 \text{ m}^3/\text{h}$$

Die Mischluftanlage müßte 75 % mehr Zuluftvolumenstrom fördern.

- Ablufttemperatur nach *Glg. 15* für $z = H$

$$T_L(H) = T_{ZU} + [T_L(0) - T_{ZU}] \frac{\kappa}{\kappa + e^{-\kappa} - 1} = 20 + [24 - 20] \frac{1,982}{1,982 + e^{-1,982} - 1} = 27 \text{ °C}$$

- Kontrolle der Kühllastabfuhr

$$K = \dot{V}_{ZU} (c_p)_{ZU} [T_L(H) - T_{ZU}] = 300 \cdot 0,333 [27 - 20] = 699 \text{ W } \checkmark$$

- Nach DIN 1946 Teil 2 darf der vertikale Lufttemperaturgradient 2 K/m nicht überschreiten. Zur Überprüfung des Behaglichkeitskriteriums wird die Lufttemperatur in 1,3 m Höhe nach *Glg. 15* berechnet.

$$T_L(1,3 \text{ m}) = 20 + [24 - 20] \frac{1,982 + e^{-1,982} - e^{-1,982 \frac{1,3}{3}}}{1,982 + e^{-1,982} - 1} = 26 \text{ °C}$$

$$\text{Lufttemperaturgradient } \frac{26 - 24}{1,3 - 0,1} = 1,7 \text{ K/m} < 2 \text{ K/m } \checkmark$$

- Berechnung der mittleren Lufttemperatur

Aus *Glg. 9* folgt der mittlere thermische Raumbelastungsgrad zu

$$\mu_t = \frac{1,982 + 1}{1,982^2} \left(1,982 + e^{-1,982} - 1 \right) = 0,85$$

Hieraus ergibt sich die mittlere Lufttemperatur

$$T_L = T_{ZU} + \mu_t [T_L(H) - T_{ZU}] = 20 + 0,85 \cdot (27 - 20) = 26 \text{ °C}$$

Aus *Bild 4* entnimmt man die rel. Meßhöhe für die mittlere Lufttemperatur. Daraus errechnet sich $z = 0,42 \cdot 3,0 = 1,26 \text{ m}$.

Beispiel 2:

Die Quellluftanlage nach Beispiel 1 wird mit dem erforderlichen Zuluftvolumenstrom einer Mischluftanlage (525 m³/h) betrieben. Die Zulufttemperatur wird entsprechend gleicher Kühllastabfuhr angepaßt. Welcher Lufttemperaturgradient ergibt sich für die Höhe 1,3 m?

- Ermittlung von κ gem. *Glg. 2* $\kappa = \frac{\sum_{i=1}^N (\alpha_K F)_i}{\dot{V}_{ZU} (c_p)_{ZU}} = \frac{196}{525 \cdot 0,333} = 1,121$

- Anpassung der Zulufttemperatur bei gleicher Kühllast (SKL = 700 W)

$$\mu_t(0) \text{ nach Glg. 10: } \mu_t(0) = \frac{1,121 + e^{-1,121} - 1}{1,121} = 0,4$$

$$\text{Zulufttemperatur aus Glg. 11: } T_{ZU} = T_L(0) - \frac{\mu_t(0) \text{ SKL}}{\dot{V}_{ZU} (c_p)_{ZU}} = 24 - \frac{0,4 \cdot 700}{525 \cdot 0,333} = 22,4 \text{ °C}$$

- Lufttemperatur in 1,3 m Höhe und Lufttemperaturgradient

$$T_L(1,3 \text{ m}) = 22,4 + [24 - 22,4] \frac{1,121 + e^{-1,121} - e^{-1,121 \frac{1,3}{3}}}{1,121 + e^{-1,121} - 1} = 25,4 \text{ °C}$$

$$\text{Lufttemperaturgradient } \frac{25,4 - 24}{1,3 - 0,1} = \underline{1,2 \text{ K/m}} < 2 \text{ K/m } \checkmark$$

Vergleich mit weiteren Meßwerten von Krühe

