

Der Einfluß von inneren Wärmequellen auf den Luftdurchsatz und den Lüftungswärmebedarf mehrgeschossiger Wohnbauten

Dr.-Ing. W. RICHTER,
Technische Universität Dresden, Sektion Energieumwandlung, Lehrgebiet Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik
Leiter: Prof. Dr.-Ing. habil. G. KRAFT

Einführung

Der Lüftungswärmebedarf mehrgeschossiger Wohnbauten wird maßgeblich durch den thermischen Auftrieb beeinflusst, der wiederum auf Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außenluft bzw. unterschiedlich beheizter Räume zurückzuführen ist.

Wärmequellen in Form von innenliegenden Küchen und Bädern können ebenfalls einen wesentlichen Einfluß auf die Durchlüftung des Gebäudes ausüben.

Mit Hilfe eines Maschenverfahrens nach [1] können die Strömungsverhältnisse als Funktion der einwirkenden Temperaturen, des Windeinflusses, der Gebäudeabmessungen und evtl. vorhandener mechanischer Be- bzw. Entlüftungseinrichtungen bestimmt werden. Auf dieser Grundlage soll der Lüftungswärmebedarf von mehrgeschossigen Gebäuden in Abhängigkeit der Geschoßanzahlen ermittelt und mit den entsprechenden Werten aus TGL 412-0319 verglichen werden.

Voraussetzung für die Berechnung ist die Kenntnis des Verlaufes der Lufttemperatur in innenliegenden Küchen und Bädern in Abhängigkeit der durchgesetzten Luftmengen, der Wärmezufuhr und der Wärmespeicherung durch die Umfassungskonstruktion, wobei sich diese Untersuchung auf die Küchenlüftung beschränkt.

Die Ergebnisse sind ohne Schwierigkeiten auf andere Räume mit Wärmequellen übertragbar.

Der Lufttemperaturverlauf in innenliegenden Küchen

Nach Bild 1 läßt sich eine Wärmebilanz in folgender Form aufstellen

$$\dot{Q}_{L,e}(\tau) + \dot{Q}_{zu}(\tau) - \dot{Q}_{sp,R}(\tau) - \dot{Q}_{sp,W}(\tau) - \dot{Q}_{L,ab}(\tau) = 0 \quad (1)$$

In Gl. (1) bedeuten

$\dot{Q}_{L,e}(\tau)$,	Zu- und abgeführte Wärmemengen durch ein- und austretende Luftströme
$\dot{Q}_{L,ab}(\tau)$	
$\dot{Q}_{zu}(\tau)$	Wärmezufuhr durch den Kochprozeß
$\dot{Q}_{sp,R}(\tau)$	Wärmespeicherung durch die Raumluft
$\dot{Q}_{sp,W}(\tau)$	Wärmespeicherung durch die Umfassungskonstruktion.

Diese Wärmebilanz wird analog zur Mengenbilanz von innenliegenden Küchen und Bädern nach [2] aufgestellt.

Die beim Niederschlag von Wasserdampf an der Umfassungskonstruktion entstehende Kondensationswärme soll in diesem Zusammenhang unberücksichtigt bleiben.

Mit Einführung der Enthalpie der feuchten Luft $h_L(\tau)$ und unter Beachtung der Festlegungen

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,e}(\tau) &= \dot{m}_{L,ab}(\tau) = \dot{m}_L(\tau) \\ h_L(\tau) &= h_{L,ab}(\tau) \\ \dot{m}_W(\tau) &= \dot{m}_L(\tau) x_L(\tau) \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{sp,R}(\tau) = m_R \frac{dh_L(\tau)}{d\tau}$$

ergibt sich die Beziehung

$$\begin{aligned} \dot{m}_L(\tau) h_{L,e}(\tau) [1 + x_{L,e}(\tau)] - \dot{m}_L(\tau) h_L(\tau) [1 + x_L(\tau)] \\ + \dot{Q}_{zu}(\tau) - \dot{Q}_{sp,W}(\tau) - m_R \frac{dh_L(\tau)}{d\tau} = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

wobei als Symbole

$\dot{m}_L(\tau)$	Mengenstrom — Luft
$x_L(\tau)$	absolute Luftfeuchte
m_R	Luftmenge des Raumes
τ	Zeit
$\dot{m}_W(\tau)$	Mengenstrom — Wasser

verwendet werden. Wird für die Enthalpie der feuchten Luft noch die Beziehung eingeführt (Voraussetzung keine Nebelbildung),

$$h_L(\tau) = c_{p,L} t_L(\tau) + x_L(\tau) [r_o + c_{p,D} t_L(\tau)] \quad (3)$$

mit

$c_{p,L}$	spezifische Wärmekapazität der Luft
$c_{p,D}$	spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfes
r_o	Verdampfungswärme
$t_L(\tau)$	Lufttemperatur

so erhält man eine Differentialgleichung in der Form von

$$\begin{aligned} \dot{m}_L(\tau) [1 + x_{L,e}(\tau)] \{c_{p,L} t_{L,e}(\tau) + x_{L,e}(\tau) [r_o + c_{p,D} t_{L,e}(\tau)]\} + \dot{Q}_{zu}(\tau) - \dot{Q}_{sp,W}(\tau) \\ - \dot{m}_L(\tau) [1 + x_L(\tau)] c_{p,L} t_L(\tau) - \dot{m}_L(\tau) [1 + x_L(\tau)] r_o x_L(\tau) \\ - \dot{m}_L(\tau) [1 + x_L(\tau)] c_{p,D} x_L(\tau) t_L(\tau) - m_R \left\{ c_{p,L} \frac{dt_L(\tau)}{d\tau} \right. \\ \left. + r_o \frac{dx_L(\tau)}{d\tau} + c_{p,D} \left[\frac{dx_L(\tau)}{d\tau} t_L(\tau) + x_L(\tau) \frac{dt_L(\tau)}{d\tau} \right] \right\} = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Der Wärmeübergang zwischen Raumluft und Umfassungskonstruktion soll mit

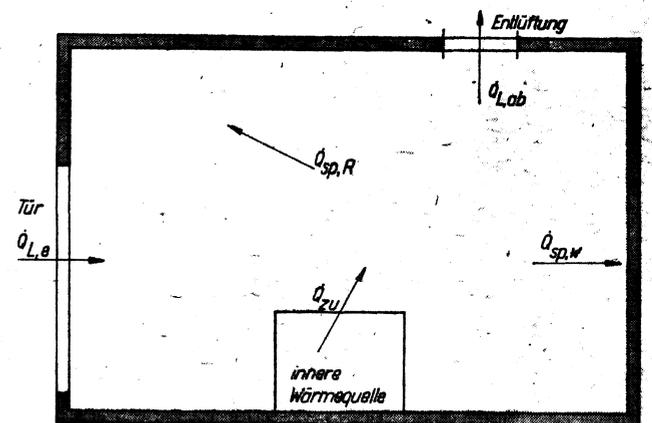
$$\dot{Q}_{sp,W}(\tau) = \alpha_1 F [t_L(\tau) - t_W(\tau)] \quad (5)$$

beschrieben werden, wobei als Symbole

α_1	Wärmeübergangskoeffizient
F	wärmeübertragende Fläche
$t_W(\tau)$	Oberflächentemperatur der wärmeübertragenden Fläche

verwendet werden. Damit entsteht folgende Differentialgleichung

$$\begin{aligned} \dot{m}_L(\tau) [1 + x_{L,e}(\tau)] \{c_{p,L} t_{L,e}(\tau) + x_{L,e}(\tau) [r_o + c_{p,D} t_{L,e}(\tau)]\} + \dot{Q}_{zu}(\tau) - \alpha_1 F [t_L(\tau) - t_W(\tau)] \end{aligned}$$



1 Wärmebilanz einer innenliegenden Küche

$$\begin{aligned}
& -\dot{m}_L(\tau) r_o [1 + x_L(\tau)] x_L(\tau) - m_R r_o \frac{dx_L(\tau)}{d\tau} \\
& - m_R [c_{p,L} + c_{p,D} x_L(\tau)] \frac{dt_L(\tau)}{d\tau} \\
& - \left\{ \dot{m}_L(\tau) [1 + x_L(\tau)] [c_{p,L} + c_{p,D} x_L(\tau)] \right. \\
& \left. + m_R c_{p,D} \frac{dx_L(\tau)}{d\tau} \right\} t_L(\tau) = 0. \quad (6)
\end{aligned}$$

Als Anfangsbedingung gilt

$$t_L(\tau = 0) = t_o. \quad (7)$$

Die in Gl. (6) vorkommenden Stoffwerte sowie andere physikalische Größen können auf Grund der relativ kleinen Temperaturdifferenzen konstant aufgefaßt werden.

Außer den vorzugebenden Eingangsgrößen, wie $x_{L,e}(\tau)$ und $t_{L,e}(\tau)$ enthält diese Gleichung vier Variable, die in funktionaler Abhängigkeit zueinander stehen. Die eigentliche gesuchte Größe ist die Lufttemperatur $t_L(\tau)$; Gleichung (6) bildet die Grundlage zu ihrer Bestimmung.

Der Mengenstrom $\dot{m}_L(\tau)$ ist eine Funktion der Lufttemperatur, da sich mit steigender $t_L(\tau)$ der thermische Auftrieb in Gebäuden und damit der Mengenstrom vergrößert. In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, daß $\dot{m}_L(\tau)$ als Parameter zu verstehen ist, auf dessen nähere Bestimmung noch eingegangen wird.

Die absolute Feuchte $x_L(\tau)$ ist ebenfalls eine Funktion des Luftmengenstromes und damit der Lufttemperatur. Aufbauend auf den Ansätzen in [2] läßt sich eine Beziehung aufstellen, die näherungsweise die Abhängigkeit von der Lufttemperatur vernachlässigt und so ebenfalls in Gl. (6) $x_L(\tau)$ als Parameter erscheinen läßt.

$$\begin{aligned}
x_L(\tau) = \exp \left\{ - \int m_R^{-1} [a_t F + \dot{m}_L(\tau)] d\tau \right\} [x_o \\
+ \int m_R^{-1} [\dot{m}_L(\tau) x_{L,e}(\tau) + \dot{m}_{W,zu}(\tau) \\
+ a_t F x_o] \exp \left\{ \int m_R^{-1} [a_t F + \dot{m}_L(\tau)] d\tau \right\} d\tau] \quad (8)
\end{aligned}$$

mit

a_t	Absorptions- bzw. Desorptionsfaktor nach [2],
$x_o = x_L(\tau = 0)$	absolute Feuchte zur Zeit $\tau = 0$,
$\dot{m}_{W,zu}(\tau)$	Feuchtigkeitszufuhr durch den Kochprozeß.

Als vierte Unbekannte ist die Wandtemperatur $t_W(\tau)$ enthalten. Zweck der folgenden Ableitungen ist die Darstellung einer Abhängigkeit

$$t_W(\tau) = f(t_L, \tau)$$

und damit die Eliminierung aus Gl. (6).

Die durch den Kochprozeß verursachten Temperaturänderungen sind von relativ kurzer Dauer, so daß die Annahme berechtigt erscheint, daß sie durch die Speicherung in der Umfassungskonstruktion abgefangen werden können. Eine Wärmeabgabe an die angrenzenden Räume wird somit vernachlässigt, da im Normalfall beiderseitig der Trennwände gleiche Temperaturen herrschen.

Bei der Bestimmung der Speichervorgänge in Wänden kann von der eindimensionalen Wärmeleitungstheorie ausgegangen werden. Somit gilt die Fouriersche Differentialgleichung in der Form von

$$\frac{\partial^2 \vartheta_W(x, \tau)}{\partial x^2} = \frac{1}{\kappa_W} \frac{\partial \vartheta_W(x, \tau)}{\partial \tau} \quad (9)$$

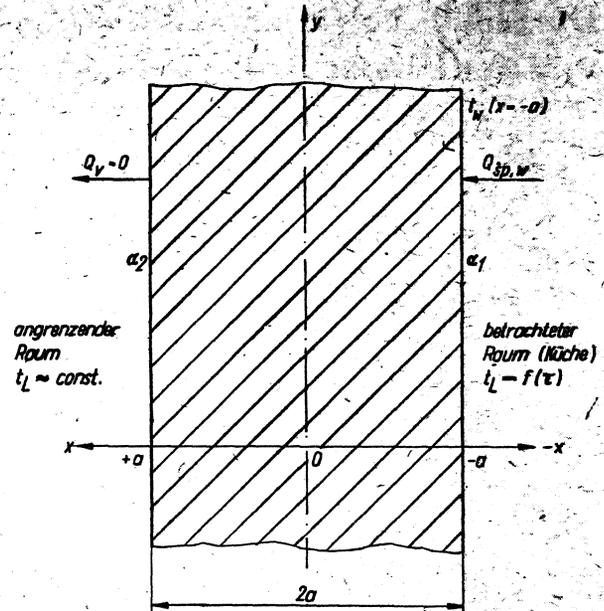
Aufbauend auf Bild 2 lassen sich die Randbedingungen

$$-\lambda_W \frac{d \vartheta_W(x, \tau)}{dx} + \alpha_1 [\vartheta_W(x, \tau) - \vartheta_L(\tau)] = 0 \quad (10a)$$

für $x = -a$

$$\frac{d \vartheta_W(x, \tau)}{dx} = 0 \quad (10b)$$

für $x = +a$



2 Schematische Darstellung der Umfassungskonstruktion

und die Anfangsbedingung

$$\vartheta_W(x, \tau = 0) = \vartheta_o(x) \quad (11)$$

formulieren, wobei

ϑ_W die Übertemperatur zur Bezugstemperatur t_o ,
 κ_W den Temperaturleitkoeffizienten und
 λ_W den Wärmeleitkoeffizienten darstellen.

Eine allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung lautet nach [3]

$$\begin{aligned}
\vartheta_W(x, \tau) = \sum_{j=1}^2 \vartheta_j(x, \tau) + \sum_k C_k X_k(x) \exp \{-\beta_k^2 \kappa_W a^{-2} \tau\} \\
\times \left[\int_{-a}^{+a} X_k(x) \vartheta_o(x) dx - \frac{a^2}{\lambda_W \beta_k^2} \int_0^{\tau} \exp \{\beta_k^2 \kappa_W a^{-2} \tau^*\} \right. \\
\left. \frac{\partial}{\partial \tau^*} \{f_1(\tau^*) + X_k(a) f_2(\tau^*)\} d\tau^* \right] \quad (12)
\end{aligned}$$

Für $x = -a$ eingesetzt, ergibt sich eine Beziehung, die den Verlauf der Wandtemperatur als Funktion der Lufttemperatur beschreibt. Wie in [4] nachgewiesen, liefern nur die ersten Summanden einen wesentlichen Beitrag zum Ergebnis. In diesem Zusammenhang findet nur der erste Summand, d. h. $k = 1$ Verwendung

$$\begin{aligned}
\vartheta_W(-a, \tau) = \frac{a(1+2B_2)\alpha_1 \vartheta_L(\tau)}{\lambda_W(B_1+B_2+2B_1B_2)} \\
+ C_1 X_1(-a) \exp \{-\beta_1^2 \kappa_W a^{-2} \tau\} \\
\times \left[-\frac{a^2}{\lambda_W \beta_1^2} \int_0^{\tau} \exp \{\beta_1^2 \kappa_W a^{-2} \tau^*\} \frac{\partial}{\partial \tau^*} \alpha_1 \vartheta_L(\tau^*) d\tau^* \right] \quad (13)
\end{aligned}$$

mit

$$B_1 = \frac{\alpha_1 a}{\lambda_W} \quad B_2 = \frac{\alpha_2 a}{\lambda_W}$$

und

$$\begin{aligned}
C_1 = \frac{\beta_1^2 (\beta_1^2 + B_2^2)}{a(\beta_1^2 + B_1^2)(\beta_1^2 + B_2^2) + \frac{a}{2}(B_1 + B_2)(\beta_1^2 + B_1 B_2)}
\end{aligned}$$

Die Eigenfunktion

$$X_k(x) = \cos \beta_k \left(1 + \frac{x}{a}\right) + \frac{B_1}{\beta_k} \sin \beta_k \left(1 + \frac{x}{a}\right)$$

wird für

$$x = -a \text{ zu} \\ X_1(-a) = 1.$$

Die Ermittlung des Eigenwertes β_1 erfolgt iterativ aus

$$(B_1 + B_2) \beta_1 \cos 2\beta_1 = (\beta_1^2 - B_1 B_2) \sin 2\beta_1.$$

Wird die Gl. (13) in Gl. (6) eingesetzt, so ergibt sich eine Integrodifferentialgleichung zur Bestimmung der Lufttemperatur $t_L(\tau)$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_L(\tau) [1 + x_{L,e}(\tau)] \{c_{p,L} t_{L,e}(\tau) \\ & + x_{L,e}(\tau) [r_0 + c_{p,D} t_{L,e}(\tau)]\} \\ & + \dot{Q}_{zu}(\tau) - \alpha_1 F \left[t_L(\tau) - \left\{ \frac{\alpha_1 a (1 + 2B_2)}{\lambda_W (B_1 + B_2 + 2B_1 B_2)} [t_L(\tau) - t_0] \right. \right. \\ & \left. \left. - C_1 \exp\{-\beta_1^2 \kappa_W a^{-2} \tau\} \frac{a^2 \alpha_1}{\lambda_W \beta_1^2} \right. \right. \\ & \left. \left. \times \int_0^\tau \exp\{\beta_1^2 \kappa_W a^{-2} \tau^*\} \frac{dt_L(\tau^*)}{d\tau^*} d\tau^* + t_0 \right\} \right] \\ & - \dot{m}_L(\tau) r_0 x_L(\tau) [1 + \alpha_L(\tau)] - m_R r_0 \frac{dx_L(\tau)}{d\tau} \\ & - m_R [c_{p,L} + c_{p,D} x_L(\tau)] \frac{dt_L(\tau)}{d\tau} \\ & - \left\{ \dot{m}_L(\tau) [1 + x_L(\tau)] [c_{p,L} + c_{p,D} x_L(\tau)] \right. \\ & \left. + m_R c_{p,D} \frac{dx_L(\tau)}{d\tau} \right\} t_L(\tau) = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Der Berechnungsaufwand kann wesentlich verringert werden durch die Vernachlässigung bestimmter Ausdrücke. Zu diesen gehört das Differential $\frac{dx_L(\tau)}{d\tau}$, welches das Ergebnis

nur in geringem Maße beeinflusst.

Wie Überschlagrechnungen zeigen und wie auch von anderen Autoren nachgewiesen, beträgt der Anteil der Raumluftspeicherung am Gesamtspeichervermögen des Raumes weniger als ein Prozent (Küchen und Bäder weisen im modernen Wohnungsbau Grundflächen von etwa 5 m² bis 10 m² auf). Der Ausdruck

$$m_R [c_{p,L} + c_{p,D} x_L(\tau)] \frac{dt_L(\tau)}{d\tau}$$

kann damit auch aus Gl. (14) entfallen.

Somit entsteht eine Beziehung in der Form von

$$A(\tau) + \dot{Q}_{zu}(\tau) + B(\tau) t_L(\tau) + C \exp\{-D\tau\} \int_0^\tau \exp\{D\tau^*\} \frac{dt_L(\tau^*)}{d\tau^*} d\tau^* = 0$$

mit den Koeffizienten

$$A(\tau) = \dot{m}_L(\tau) [1 + x_{L,e}(\tau)] \{c_{p,L} t_{L,e}(\tau) + x_{L,e}(\tau) [r_0 + c_{p,D} t_{L,e}(\tau)]\} - \alpha_1 F \left[\frac{\alpha_1 (1 + 2B_2)}{\lambda_W (B_1 + B_2 + 2B_1 B_2)} - 1 \right] t_0 - \dot{m}_L(\tau) r_0 [1 + \alpha_L(\tau)] x_L(\tau)$$

$$B(\tau) = -\dot{m}_L(\tau) [1 + x_L(\tau)] [c_{p,L} + c_{p,D} x_L(\tau)] - \alpha_1 F \left[1 - \frac{\alpha_1 (1 + 2B_2)}{\lambda_W (B_1 + B_2 + 2B_1 B_2)} \right]$$

$$C = -\alpha_1^2 F C_1 \frac{a^2}{\lambda_W \beta_1^2}$$

$$D = \beta_1^2 \frac{\kappa_W}{a^2}$$

Die mathematische Beschreibung der Wärmequelle $\dot{Q}_{zu}(\tau)$ soll mit Hilfe einer Sprungfunktion erfolgen [5]

$$\theta(\tau) = \begin{cases} 1 & \text{für } \tau \leq 0 \\ 0 & \text{für } \tau > 0 \end{cases}$$

Die Definition für $\dot{Q}_{zu}(\tau)$ lautet dann

$$\dot{Q}_{zu}(\tau) = p \theta(\tau)$$

Die Lösung der vorstehenden Integralgleichung ist durch Differentiation möglich für den Fall $A, B = f(\tau)$. Die daraus gebildete Differentialgleichung erster Ordnung mit konstanten Koeffizienten hat eine Lösung in der Form von

$$t_L(\tau) = E \exp\left\{-\frac{DB}{B+C}\tau\right\} + \frac{A+p\theta(\tau)}{B}$$

Der Integrationskoeffizient E ergibt sich aus der Anfangsbedingung der Integrodifferentialgleichung.

Letztlich kann für

$$t_L(\tau) = -\frac{p\theta(\tau)}{B} \exp\left\{-\frac{DB}{B+C}\tau\right\} + \frac{A+p\theta(\tau)}{B} \quad (15)$$

geschrieben werden.

in [6] erfolgt eine Bestimmung der Temperaturänderung der Raumluft von innenliegenden Wohnungsküchen nach der Beziehung

$$t_L - t_{L,au} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{m_L c_{p,L} + \sum k_s F} \quad (16)$$

mit

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\sqrt{\pi}}{2} \frac{\sqrt{\tau}}{\sqrt{\lambda_W \rho_W c_{p,W}}} \quad (17)$$

Um eine Entscheidung darüber treffen zu können, welches Verfahren für die Bestimmung des Einflusses von inneren Wärmequellen auf den Lüftungswärmebedarf günstiger ist, wird im folgenden ein rechnerischer Vergleich gezogen.

Dazu soll von einer Innenküche ausgegangen werden, die nachstehende Parameter aufweist:

Wärmeleitkoeffizient	$\lambda_W = 0,2 \text{ kcal/mh K}$
Dichte	$\rho_W = 300 \text{ kg/m}^3$
spezifische Wärmekapazität	$c_{p,W} = 0,25 \text{ kcal/kg K}$
Wärmeübergangskoeffizient	$\alpha_1 = 7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h K}$
Wanddicke	$2s = 0,08 \text{ m}$
Grundfläche der Küche	$F_D = 5 \text{ m}^2$
wärmeübertragende Fläche	$F = 12 \text{ m}^2$

Die absolute Feuchte der Raumluft sei konstant mit $x_L = 0,01 \text{ kg/kg}$ angenommen. Die Vorgabe der absoluten Feuchte übt keinen wesentlichen Einfluß auf die Temperaturverhältnisse aus; z. B. ergeben Feuchteänderungen um $\Delta x = 5 \text{ g/kg}$ einen Temperaturunterschied bei einem Kochprozeß von 1,5 Stunden von etwa $\Delta t_L = 1 \text{ K}$.

Die mittlere Wärmeabgabe des Herdes \dot{Q}_{zu} als einzige innere Wärmequelle kann nach [6] mit

$$\dot{Q}_{zu} = 1200 \text{ kcal/h}$$

angenommen werden. Diese Größe ergibt sich aus einer Gesamtwärmeabgabe des Herdes von 2000 kcal/h abzüglich einer Wärmeaufnahme des Kochgutes von 800 kcal/h. Die durchschnittliche Zubereitungsdauer soll 1,5 Stunden betragen. Als Parameter wird der Massenstrom \dot{m}_L verwendet, der zwischen den konstanten Werten

$$50 \text{ kg/h}, 100 \text{ kg/h} \text{ und } 200 \text{ kg/h}$$

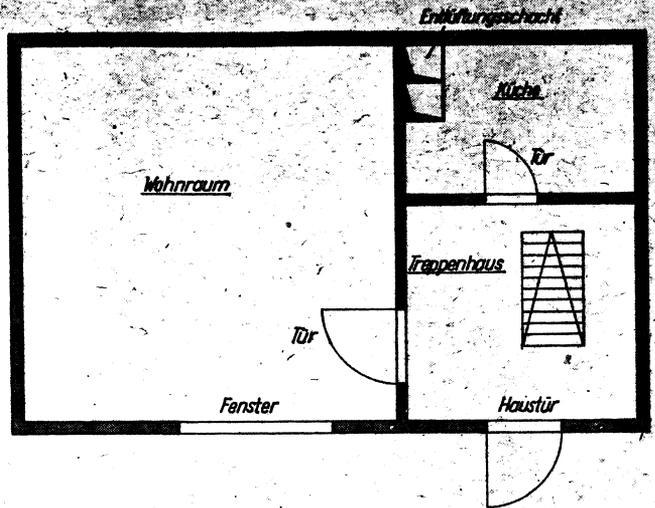
variiert. Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind den Bildern 3 und 4 zu entnehmen.

Dabei zeigt es sich, daß der Unterschied der beiden Verfahren in bezug auf die Temperaturerhöhung von anfangs 10 K auf 1 bis 2 K nach 1,5 Stunden unabhängig vom Massendurchsatz reduziert wird.

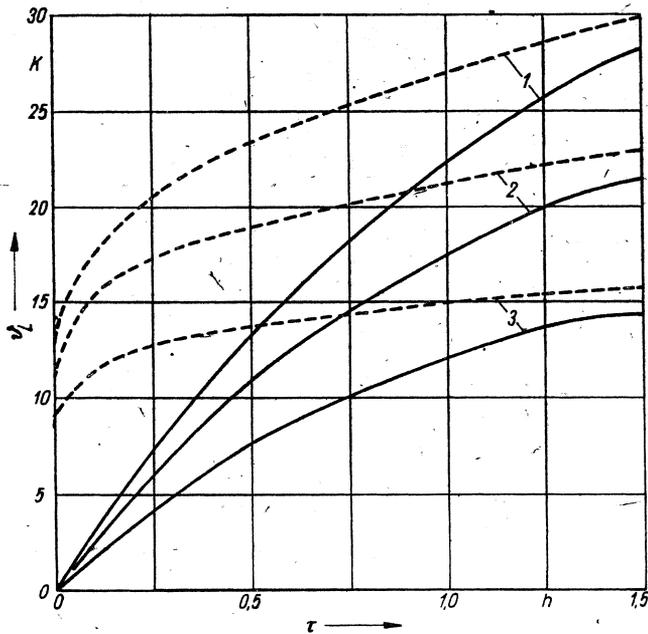
Bei der Bestimmung der Wandtemperatur nach Gl. (13) wird von einer Wand endlicher Dicke ausgegangen, deren eine Seite keinerlei Temperaturdifferenzen und damit eine

Wärmeabgabe bzw. -zufuhr von $Q = 0$ aufweist. Die innere Wärmequelle der Küche in Form des Herdes wird als Sprungfunktion angenommen. Im Gegensatz dazu bildet eine halbunendliche Wand die Voraussetzung zum Aufstellen von Gl. (16). Zum Zeitpunkt $\tau = 0$ erfolgt ein Temperatursprung der Raumluft auf einen bestimmten Wert, da sich beim Einsetzen von $\tau \rightarrow 0$ in Gl. (17) ein endlicher Wert ergibt (quasistationäre Betrachtungsweise). Theoretisch müßte Übereinstimmung zwischen den beiden Methoden zum Zeitpunkt $\tau \rightarrow \infty$ herrschen. Eine Kontrolle zeigt geringe Abweichungen, die sich u. a. mit der Vernachlässigung der Summanden aus Gl. (13) ergeben.

Welches Verfahren zur Anwendung gelangt, hängt stets vom Anwendungsfall ab. Gleichung (16) ist einfach zu handhaben und führt bei näherungsweise stationären Zuständen zu guten Ergebnissen. Bei instationären Verhältnissen sollte auf Gl. (15) zurückgegriffen werden.

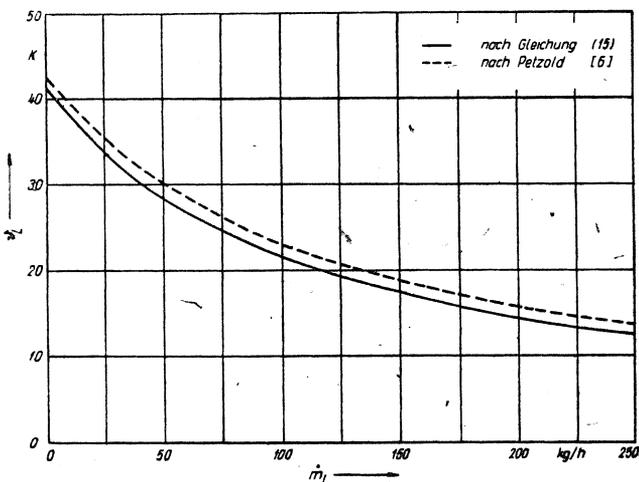


5 Grundriß des „Modell“-Gebäudes

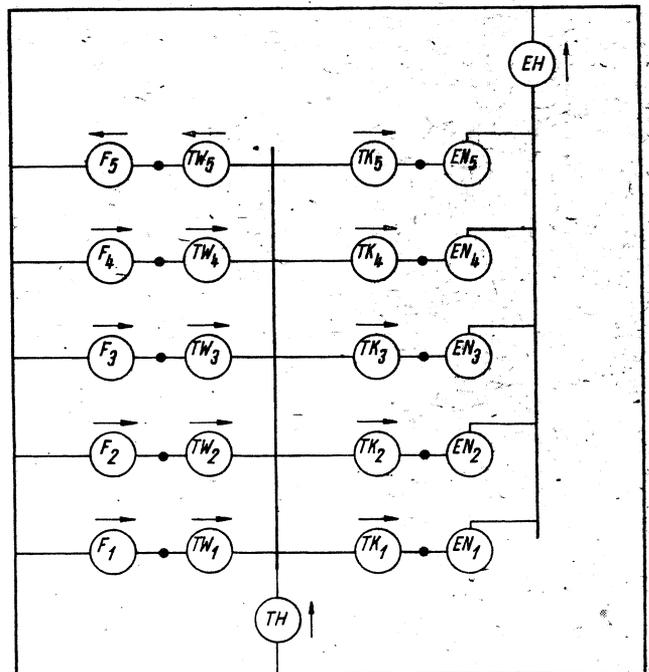


1 - $\dot{m}_L = 50 \text{ kg/h}$ — nach Gleichung (15)
 2 - $\dot{m}_L = 100 \text{ kg/h}$ --- nach Petzold [6]
 3 - $\dot{m}_L = 200 \text{ kg/h}$

3 Temperaturanstieg in einer innenliegenden Küche während des Kochprozesses als Zeitfunktion



4 Temperaturanstieg in einer innenliegenden Küche nach einem Kochprozeß von 1,5 h in Abhängigkeit des Luftdurchsatzes



F ◻ Fenster
 TW ◻ Wohnraumtür
 TK ◻ Küchentür
 EN ◻ Entlüftung - Nebenkanal
 EH ◻ Entlüftung - Hauptkanal
 TH ◻ Haustür

6 Aerodynamischer Netzplan des mehrgeschossigen „Modell“-Gebäudes

Der Einfluß von inneren Wärmequellen auf den Lüftungswärmebedarf

Wie bereits in der Einführung erläutert, kann mit Hilfe des Maschenverfahrens nach [1] der Einfluß des thermischen Auftriebes auf den Lüftungswärmebedarf bestimmt werden. Auf eine Ableitung sei hier verzichtet, genauere Angaben sind [7] zu entnehmen. Analog zu dieser Untersuchung soll ein „Modell“-Gebäude geschaffen werden, das jedoch eine Innenküche aufweist.

Die Anzahl der Geschosse variiert zwischen fünf, zehn und fünfzehn. Der Grundriß des idealisierten Gebäudes ist Bild 5, der entsprechende aerodynamische Netzplan Bild 6 zu entnehmen. Dieser Netzplan gilt für alle Geschossvarianten, weil

(Fortsetzung Seite 375)