Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 125/126 (1945)
Heft: 17

Artikel: Ueber die Berechnung des Wärmebedarfs von Bäumen
Autor: Weber, A. P.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-83742

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 17.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

rechtigt, wenn sie rascher als die exakte Berechnung (hier die Bestimmung von F und j) zu einem brauchbaren Ergebnis verhilft. Deshalb beschränkt man sich auf einen einzigen Wert von λ. Eine Fehlerabschätzung für

$$x_3 = \frac{R_1 x_1 - R_2 x_2}{R_1 + R_2}$$

zeigt, dass man besser fährt, wenn man sich bei der Wahl von λ möglichst dem Wert λ_x und *nicht* demjenigen λ_R nähert, da dann der Fehler in der Bestimmung der Festpunkte kleiner ausfällt. Da λ_x als Funktion des Trägheitsradius kleiner ist als λ_R, wird man bestrebt sein, λ in angemessen niedrigen Grenzen zu wählen, damit die Festpunkte nicht zu günstig ausfallen. Auf dieser Grundlage können für λ aus dem Verlauf des Trägheitsmomentes J Näherungsformeln und Konstruktionen abgeleitet werden, worauf hier jedoch verzichtet wird.

c) Potenzgesetz[4])

Im allgemeinen können für F und Y bzw. j keine analytischen Ausdrücke angegeben werden. Schon bei einfachen Voûtenformen, z. B. bei geraden Voûten, werden die Formeln dermassen unhandlich, dass sie für die numerische Auswertung nicht mehr in Betracht kommen. Dies kommt besonders im Eisenbeton zum Ausdruck, wo ein Balken meistens als Plattenbalken auftritt.

[4]) Vergl. Prof. Dr. *M. Ritter*: «Ueber die Berechnung elastisch eingespannter und kontinuierlicher Balken mit veränderlichem Trägheitsmoment», SBZ Bd. 53, S. 231*, 244* (1909).

Dagegen gelingt es in vielen Fällen, durch Einführung eines den praktischen Verhältnissen möglichst entsprechenden, analytisch einfachen Gesetzes für die Veränderlichkeit von J Ausdrücke abzuleiten, die für die numerische Auswertung geeignet sind. Ein solches ist, z. B. für symmetrische Voûten, das Potenzgesetz:

$$y = \frac{J_m}{J} = 1 - (1 - n)\frac{z^r}{(l/2)^r} \quad . \; . \; . \; . \quad (57)$$

wo $n = \frac{J_m}{J_A}$ (J_A = Trägheitsmoment am Auflager, J_m in Balkenmitte) und r eine gerade, ganze Zahl ist. Daraus folgt unmittelbar:

$$\left.\begin{aligned} F &= \int_{-l/2}^{+l/2} y\,dz = \frac{r+n}{r+1}\,l \\ Y &= \int_{-l/2}^{+l/2} y z^2\,dz = \frac{r+3n}{r+3}\,\frac{l^3}{12} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \quad (58)$$

und damit

$$j^2 = \frac{Y}{F} = \frac{(r+1)(r+3n)}{(r+3)(r+n)}\,\frac{l^2}{12}$$

Hieraus lassen sich durch Einsetzen alle bekannten Ausdrücke für die Auflagerdrehwinkel, die Hilfslinienabstände usw. entwickeln. Wichtig ist hier die Festsetzung von r, weil davon die Güte der Approximation abhängt.

Ueber die Berechnung des Wärmebedarfes von Räumen

Von A. P. WEBER, Ing. bei A. Eigenmann, Ingenieur-Bureau, Zürich

1. *Einleitung*

Mit dem Fortschritt des Bauwesens und den erhöhten Ansprüchen, die heute an die Raumheizung gestellt werden, hat sich die Berechnung einer Raumheizanlage zu einer eigentlichen Ingenieuraufgabe entwickelt. Während man in den Anfängen der Heiztechnik den Wärmebedarf in der Regel nur nach dem Volumen der zu heizenden Räume bestimmt hatte, sind die massgebenden Heizfirmen längst dazu übergegangen, die Berechnung nach der Lehre von der Wärmeübertragung und den Forschungsergebnissen der Baustoffphysik durchzuführen. Leider ist aber die falsche Ansicht noch weit verbreitet, die Grösse der Heizkörper und der Kessel könnten lediglich nach dem Raum-Volumen festgelegt werden. Dies führt zu Enttäuschungen im Betrieb, denen man durch Ueberdimensionieren der Heizkörper und der Kesselanlagen zu begegnen sucht. Man erhält so hohe Anlagekosten, eine schlechte Anpassung der Wärmezuteilung an die einzelnen Räume und hohe Betriebskosten. Nur die genaue Berechnung ermöglicht, solche Nachteile zu vermeiden. Sie erfordert allerdings viel Zeit. Um sie abzukürzen und dadurch besser konkurrieren zu können, wurde sie vielerorts stark schematisiert, gelegentlich so stark, dass sie in einfachen Fällen ungeschulten Routiniers überlassen werden kann. Im Folgenden wird versucht, die fachtechnisch richtige Behandlung kurz zusammenfassend darzustellen.

2. *Theoretische Grundlagen*

Im Verlauf der weiteren Ausführungen werden die folgenden Bezeichnungen verwendet:

α_i = innere Wärmeübergangszahl kcal/m², h, °
α_a = äussere Wärmeübergangszahl kcal/m², h, °
λ = Wärmeleitzahl kcal/m, h, °
γ = spezifisches Gewicht kg/m³
δ = Wandstärke m
c = spezifische Wärme kcal/kg
k = Wärmedurchgangszahl kcal/m², h, °
Q = Wärmemenge kcal/h
F = für den Wärmedurchgang massgebende Fläche m²
t_i = Innentemperatur des Raumes ° C
t_a = Aussentemperatur des Raumes ° C
ϑ = Wandoberflächentemperatur ° C

Die geschichtliche Entwicklung der wissenschaftlichen Wärmebedarfsberechnung kann bis zu *Isaac Newton* zurück verfolgt werden. In seiner Abhandlung über die Temperaturen, die er im Jahre 1701 in einer Mitteilung an die Royal Society veröffentlichte, stellte er die folgende Beziehung auf:

$$Q = \alpha F (t_i - \vartheta_1) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Diese Gleichung stellt bekanntlich die Wärmeabgabe einer Oberfläche von der Temperatur ϑ_1 an die Umgebung dar, und wird als Newtonsches Abkühlungsgesetz bezeichnet. Für die planparallele Platte kann somit sinngemäss gesetzt werden:

$$Q = \alpha_i F (t_i - \vartheta_1) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1a)$$

und

$$Q = \alpha_a F (\vartheta_2 - t_a) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Im Jahre 1822 gab der französische Physiker *J. B. Fourier* seine «Théorie analytique de la chaleur» heraus, worin das grundlegende Gesetz für die Wärmeleitung enthalten war [1][1]). Man bezeichnet es heute allgemein als das Fouriersche Grundgesetz der Wärmeleitung; es lautet:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

oder in der Differentialform:

$$Q = -\lambda F \frac{d\vartheta}{dx} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3a)$$

Durch Eliminieren der Wandtemperaturen ϑ und Addieren der Gleichungen 1 bis 3 erhält man:

$$Q = \frac{F (t_i - t_a)}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4)$$

Diese Gleichung wurde 1860 vom französischen Physiker *Péclet* in seinem Werk «Traité de la chaleur» [2] erstmals veröffentlicht und wird noch heute nach ihm benannt.

Schliesslich hat *Franz Grashof*, Professor für Maschinenbau an der Technischen Hochschule in Karlsruhe und Mitbegründer des VDI, im Jahre 1875 in seinem Lehrbuch «Theoretische Maschinenlehre» [3] die Formel (4) in jene Fassung gebracht, die wir heute als die Grundgleichung der Wärmebedarfsberechnung ansehen und verwenden, nämlich:

$$Q = k F (t_i - t_a) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

wobei für die Wärmedurchgangszahl k bekanntlich zu setzen ist:

$$1/k = 1/\alpha_i + \delta/\lambda + 1/\alpha_a \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

3. *Grundlegende Gesichtspunkte zur Berechnung der Wärmeverluste*

Die praktische Anwendung der oben erwähnten Formeln bei der Wärmebedarfsrechnung hat in der Folge der Altmeister der Heizungstechnik, *Hermann Rietschel* 1893 in seinem klassischen «Leitfaden» [4] ausführlich und unter Berücksichtigung des Windeinflusses, der Himmelsrichtung und der Betriebsunterbrüche behandelt. Bis in die neuere Zeit hinein waren die Rietschelschen Rechenmethoden für die gesamte Heizungstechnik massgebend.

Die grosse Vielgestaltigkeit der Bauelemente, die verschiedenen Heizsysteme und die erhöhten Ansprüche machten in den letzten Jahren bei Wärmebedarfsberechnungen zahlreiche Verfeinerungen und Erweiterungen erforderlich. Diese Ergänzungen sind weitgehend in den deutschen «Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden» [5] niedergelegt (DIN 4701), deren neueste Fassung im Jahre 1944 herausgegeben worden war. Die Schweizer «Regeln» [6] sind in Anlehnung an die alten deutschen aufgestellt worden (1926); sie sind heute, trotz einer wertvollen Ergänzung vom Jahre 1941, revisionsbedürftig. Wie aus diesem kurzen geschichtlichen Ueberblick hervorgeht, waren es hervorragende Pioniere der Wissenschaft und Technik, die die Grundlagen der Wärmebedarfsberechnung geschaffen haben.

[1]) Die Zahlen in den eckigen Klammern beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes.

In der Praxis ist vor allem zu unterscheiden, ob es sich um eine stationäre oder nichtstationäre Heizung der Räume handelt. Bei normalen Wohn- und Geschäftsbauten kann in der Regel ein stationärer Heizbetrieb angenommen werden, so dass die Gleichungen 5 und 6 anwendbar sind; selbstverständlich unter Berücksichtigung der zahlreichen Nebeneinflüsse, wie z. B. des Feuchtigkeitsgehaltes der Baustoffe. Die Schwierigkeit der üblichen Wärmeberechnung liegt nicht in der formalen Auswertung der Gleichungen, sondern im richtigen Einsetzen der Stoffwerte und Zuschläge. In letzter Zeit sind viele neue Baustoffe auf den Markt gekommen, deren Isolierfähigkeit in der Regel nur nach den rein laboratoriumsmässig festgestellten Wärmeleitzahlen beurteilt wird. Auf Grund dieser Zahlen werden dann die theoretischen Brennstoffersparnisse oder die äquivalenten Backsteinmauerstärken abgeleitet. Diese Methode ist vielfach von Baufachleuten als massgebend angesehen worden, obschon sie wärmetechnisch, hygienisch und auch wirtschaftlich durchaus ungenügend ist. Die im Baustoffhandel herrschende Tendenz, sich gegenseitig mit immer niedriger werdenden Wärmeleitzahlen zu unterbieten und nur auf Grund von Laboratoriumswerten wärmetechnische Vergleiche anzustellen, ist verwerflich. Der Entscheid, welcher Baustoff wärmewirtschaftlich am vorteilhaftesten ist, hängt nicht nur von der theoretischen Wärmeleitzahl des Baustoffes ab, sondern auch von der Wärmespeicherung, der Luftdurchlässigkeit, der Baufeuchtigkeit, der Oberflächentemperatur, der Fensterfläche, sowie vom Heizsystem und anderem mehr. Es ist erstaunlich, wie oft wichtige Tatsachen der Baustoffphysik unbeachtet bleiben, ganz im Gegensatz zu den statischen Belangen, wo der Architekt das ganze Bauwerk von einem Bau-Ingenieur genau durchrechnen lässt. Die Betriebskosten der Heizung sind jedes Jahr aufzubringen, sodass schon aus diesem Grunde die wirtschaftlichste Lösung angestrebt werden sollte. Leider wird dies heute in den wenigsten Fällen versucht, geschweige denn erreicht. Wir haben in einer früheren Mitteilung an dieser Stelle auf die Bedeutung der wärmewirtschaftlichen Baukonstruktionen hingewiesen und gezeigt, wie man z. B. die wirtschaftliche Stärke der Aussenwand bestimmt [7]. Die neueren grundlegenden Forschungen auf dem Gebiete der Baustoffphysik haben vor allem Prof. *O. Knoblauch* und seine Schüler seit 1930 im Institut für technische Physik und im Forschungsheim für Wärmeschutz in München durchgeführt [8].

4. Berücksichtigung der Strahlung

Von besonderer Bedeutung für das Gefühl der Behaglichkeit ist die Wandtemperatur. Der menschliche Körper ist normalerweise wärmer als seine Umgebung; er gibt deshalb Wärme durch Leitung und Konvektion an die Raumluft, durch Leitung an den Fussboden und durch Strahlung an die umgebenden Wände ab. Von der Gesamtwärmeabgabe fallen beim ruhenden Menschen auf Leitung und Konvektion rund 31 % und auf die Strahlung 45 bis 50 %. Die Strahlung stellt also den überwiegenden Teil der Wärmeabgabe dar, weshalb die Wandtemperaturen für das Behaglichkeitsgefühl von entscheidendem Einfluss sind. Um diese Tatsache der Berechnung zugänglich zu machen, hat man die sogenannte Behaglichkeitsziffer B eingeführt, die nach der folgenden, von Zuilen [9] aufgestellten Formel berechnet wird:

$$B = 7{,}83 - 0{,}1\,t_i - 0{,}0968\,t_w - 0{,}0372\,p + 0{,}0367\sqrt{w}\,(37{,}8 - t_i) \quad (7)$$

Hierin bedeuten:

t_i = die Lufttemperatur 0,5 m über dem Boden
t_w = die mittlere Wandtemperatur im Raum
p = den Wasserdampfdruck in mm QS
w = die Luftgeschwindigkeit in m/s

Bei bekannter Abkühlungsgrösse A gilt auch: $B = t_i/A$, wobei $A = \alpha \triangle t_m$ mit dem Katathermometer zu bestimmen ist. Für die Grösse B gilt folgende Behaglichkeitsskala:

1 viel zu warm	5 behaglich kühl
2 zu warm	6 zu kalt
3 behaglich warm	7 viel zu kalt
4 behaglich	

Ein Raum mit Radiatorenheizung und den Daten: $t_i = 18°$, $t_w = 16{,}5°$, $p = 6{,}20$ mm QS, $\varphi = 40$ % relativer Feuchtigkeit und $w = 0{,}1$ m/s ergibt $B = 4{,}4$, während ein anderer Raum mit Deckenstrahlungsheizung mit $t_i = 16°$, $t_w = 19{,}5°$, $p = 6{,}8$ mm QS, $\varphi = 50$ % und $w = 0$ eine Behaglichkeitsziffer von $B = 4{,}1$ liefert. Die Bedeutung der Wandtemperatur und der Strahlung geht aus diesem Beispiel deutlich hervor. Im strahlungsgeheizten Raum mit nur 16° Lufttemperatur fühlt man sich praktisch ebenso behaglich, wie im Raum von 18° mit Radiatorenheizung. Allerdings ist zu beachten, dass die höheren Wandtemperaturen bei der Strahlungsheizung oft eine bessere Wärmeisolierung der Aussenwände erfordert. Hier ist auch auf den wärmetechnisch ungünstigen Einfluss grosser Fensterflächen hinzuweisen, die besonders bei einfacher Verglasung kalte Innenoberflächen aufweisen und daher den Rauminsassen trotz hohen Raumtemperaturen viel Wärme durch Abstrahlung entziehen.

Nach dem Stefan-Boltzmannschen Gesetz strahlt jeder Körper Wärme aus, deren Betrag proportional der vierten Potenz seiner absoluten Temperatur ist. Da die Raumluft für die Strahlung durchlässig ist, trifft diese auf die Umfassungswände; diese strahlen entsprechend ihren absoluten Temperaturen wieder Wärme ab, die teilweise die Körper der Rauminsassen erreichen. Es findet also ein gegenseitiger Wärmeaustausch durch Strahlung statt, wobei die Abstrahlung der Insassen in der Regel wesentlich grösser ist als die Rückstrahlung der Wände.

Eine besondere Untersuchung erfordert der Wärmeabfluss an den Fussboden. Man stellt hier die Forderung, dass sich ein Fussboden nicht kälter anfühlen lassen dürfe, als ein Holzboden mit einer Oberflächentemperatur von + 18° C. Für Böden aus anderem Baustoff ergibt sich eine gleichwertige Bodentemperatur von

$$t_{WB} = 27 - 90/b \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (8)$$

worin b die *Wärmeabflusszahl* bedeutet, die nach der Gleichung berechnet wird

$$b = \sqrt{\gamma c \lambda} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (9)$$

Demnach müsste z. B. ein Betonboden mit $\gamma = 2400$ kg/m³, $c = 0{,}21$ kcal/kg und $\lambda = 1{,}2$ kcal/m, h, °, dessen Wärmeflusszahl nach Gleichung (9) $b = 24{,}6$ beträgt, eine Oberflächentemperatur von

$$t_{WB} = 27 - 90/24{,}6 = 23{,}3\,°\,\mathrm{C}$$

aufweisen.

Diese Andeutungen zeigen, wie sehr man in der modernen Heiztechnik versucht, den physiologischen Bedürfnissen Rechnung zu tragen.

5. Nicht stationäre Heizvorgänge

Vielfach sind Gebäude nur für vereinzelte Veranstaltungen, also nur während weniger Stunden zu heizen (Kirchen, Ratsäle, Hallen für Versammlungen oder sportliche Veranstaltungen, Theater, usw.). Der Vorgang des Aufheizens und Abkühlens ist hier unter Berücksichtigung der Wärmespeicherfähigkeit der Mauern besonders zu berechnen. Dabei ist zunächst der Temperaturverlauf in Abhängigkeit der Wanddicke zu bestimmen, Abb. 1. Bei stationärer Wärmeströmung mit den Temperaturen t_i und t_a fällt die Temperatur im Wandinnern bekanntlich linear von ϑ_1 auf ϑ_2 (Gerade I). Sinkt die Innentemperatur zufolge Unterbrechen der Heizung auf t_i', so kühlt die Wand nur allmählich aus und die Wandtemperatur verläuft nach einer gewissen Zeit z. B. nach Kurve II. Diese Kurve verändert sich fortwährend, bis ein neuer Gleichgewichtszustand (Gerade III) erreicht ist. Grundlegend für ihre Bestimmung ist die Fouriersche Differentialgleichung der Wärmeleitung, die für die planparallele Platte lautet:

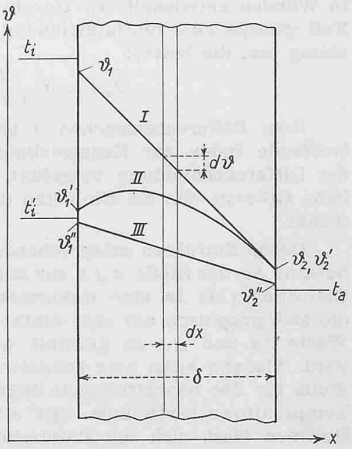

Abb. 1. Temperaturverlauf in einer Wand. *I* Stationärer Zustand bei den Temperaturen t_i und t_a, *II* Nicht stationärer Zustand während des Auskühlens der Wand, *III* Stationärer Zustand bei den Temperaturen t_i u. t_a

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial z} = a\,\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (10)$$

Hierin bezeichnet: ϑ die Wandtemperatur, z die Zeit und $a = \lambda/\gamma c$ die Temperaturleitzahl. Diese Differentialgleichung ist linear und homogen. Ihre allgemeine Lösung besteht aus einer Summe partikulärer Lösungen, und zwar sind so viele Lösungen zu suchen, dass die gegebenen Randbedingungen erfüllt werden. Ein erstes partikuläres Integral erhält man, wenn man beide Seiten für sich gleich Null setzt:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial z} = 0, \text{ woraus } \vartheta = \vartheta_K \text{ und } \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} = 0, \text{ woraus } \vartheta = b\,x + c$$

Man erhält also die Gleichungen der stationären Wärmeströmung. Für die allgemeine Lösung wird mit Vorteil ein Ansatz in Form einer Fourierschen Reihe gewählt, indem man z. B. setzt:

$$\vartheta = b\,x + c + \sum_{n=1}^{\infty} A_n\,(\cos m_n x + p_n \sin m_n x)\; e^{-a m^2 \cdot n^{z}} \quad . \quad (11)$$

Hierin bedeuten A, m und p konstante Werte, die aus den Rand-Bedingungen zu berechnen sind. In vielen Fällen lässt sich nun für die Oberflächentemperatur ein cosinusförmiger Verlauf zugrunde legen:

$$\vartheta_1 = \vartheta_{max} \cos\left(2\pi \frac{z}{z_0}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

worin ϑ_{max} der grösste Temperaturausschlag und z_0 die Dauer einer vollen Schwingung bedeuten.

Der Temperaturverlauf in einer unendlich dicken Platte ist dann:

$$\vartheta = \vartheta_{max} e^{-x\sqrt{\frac{\pi}{a z_0}}} \cdot \cos\left(x\sqrt{\frac{\pi}{a z_0}} - 2\pi \frac{z}{z_0}\right) \quad . \quad . \quad (13)$$

Führt man die Berechnung für Aussenwände von normaler Dicke und für Veränderungen der Innentemperatur durch, wie sie beim täglichen Aufheizen und Abkühlen im Winter, also bei tiefen Aussentemperaturen vorkommen, so stellt man fest, dass die periodischen Veränderungen der Innentemperatur nur verhältnismässig wenig tief in die Wand eindringen. Die Grösse des Wärmeflusses ist von der Temperaturamplitude, von der Dauer einer Periode und vom Baustoff, nicht aber von der Wanddicke abhängig. Die Fensterflächen vergrössern die Wärmeverluste bei Betriebsunterbruch; je grösser sie sind, desto schneller kühlt der Raum aus, desto tiefer fällt die Innentemperatur, desto grösser ist also die Amplitude der Temperaturschwingung und desto grösser ist schliesslich auch der Wärmebedarf zum Aufheizen. Die täglichen Temperaturschwankungen der Aussentemperatur dringen ebenfalls nur wenig tief in die Wand ein und wirken sich auf der Innenseite nicht aus, sodass unbedenklich mit konstanten Tagesmittelwerten der Aussentemperatur gerechnet werden kann.

Da die Behandlung der nichtstationären Wärmeströmungen mit Fourierschen Reihen nach Gleichung (11) mit grossem mathematischem Aufwand verbunden ist, hat *Ernst Schmidt* [10] ein Verfahren der Differenzenrechnung für Wärmebewegungen in Wänden entwickelt. Er formte die für den eindimensionalen Fall gültige Differentialgleichung (10) in eine Differenzengleichung um, die lautet:

$$\Delta_z \vartheta = a \frac{\Delta z}{(\Delta x)^2} \Delta_x^2 \vartheta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Dem Differenzenzeichen Δ ist in dieser Gleichung der betreffende Index zur Kennzeichnung des partiellen Charakters der Differenzenbildung beigefügt, Δz und Δx sind feste, endliche Grössen, die als Einheiten des Zeit- und Längenmasstabes dienen.

Durch Einführen entsprechender Bezeichnungen für die Temperatur an der Stelle $n \Delta x$ zur Zeit $k \Delta z$ kann die Differenzen-Gleichung (14) in eine Rekursionsformel übergeführt werden, die sich graphisch auf sehr einfache Weise lösen lässt, wenn die Werte Δz und Δx so gewählt werden, dass $a \Delta z/(\Delta x)^2 = 1/2$ wird. Alsdann kann man schrittweise die Temperatur an jeder Stelle für das nächstfolgende Zeitelement aus den benachbarten Temperaturen bestimmen. Mit einiger Uebung im graphischen Rechnen lässt sich die Rekursionsformel den verschiedensten Randbedingungen anpassen. Die Schmidtsche Rechenmethode wird auch in den neuesten deutschen «Regeln» empfohlen, leider ist sie jedoch in Fachkreisen noch wenig bekannt.

Der Anheizwärmefluss muss auch bei gewissen Fällen der stationären Heizung berücksichtigt werden, z. B. beim sogenannten Berliner-Zimmer, d. h. bei Räumen, die grosse Innenflächen, aber nur sehr geringe Aussenflächen aufweisen. Zahlreich sind die Klagen bei solchen Räumen wegen ungenügender Heizung, trotz vermeintlich richtiger Berechnung des Wärmebedarfes seitens der ausführenden Firma.

Zahlenbeispiel 1: Gesucht: Einfluss der Aussentemperatur-Schwingung während eines Tages auf den Temperaturverlauf in einer Ziegelaussenmauer von 50 cm Wandstärke. Angenommen: $\alpha_a = 20$ kcal/m², h, °; $\lambda = 0{,}67$ kcal/m, h, °; $c = 0{,}2$ kcal/kg; $\gamma = 1500$ kg/m³; $z_0 = 24$ h. Wir berechnen: Die Temperaturleitzahl $a = \lambda/\gamma c = 0{,}00224$ m²/h und die relative Wärmeübergangszahl h:

$$h = \frac{\alpha}{\lambda} \cong 30\, m^{-1}$$

Mit den Formeln für die unendlich dicke Wand können wir rechnen, wenn:

$$\varepsilon = \delta \sqrt{\frac{\pi}{a z_0}} > 2{,}5$$

wir finden für unser Beispiel $\varepsilon = 3{,}8$. Somit kann in Anlehnung an Gl. (13) für den Temperaturverlauf gesetzt werden:

$$\vartheta_x = \vartheta_{max}\, \omega e^{-x\sqrt{\frac{\pi}{a z_0}}} \cdot \cos\left[2\pi \frac{z}{z_0} - \left(\psi + x\sqrt{\frac{\pi}{a z_0}}\right)\right] \quad (13\,a)$$

und

$$\vartheta_{x\,max} = \vartheta_{max}\, \omega\, e^{-x\sqrt{\frac{\pi}{a z_0}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13\,b)$$

darin bedeuten:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{1 + 2\sqrt{\frac{\pi}{h^2 a z_0}} + 2\frac{\pi}{h^2 a z_0}}} \quad . \quad . \quad . \quad (13\,c)$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left[\frac{1}{1 + \sqrt{\frac{h^2 a z_0}{\pi}}}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13\,d)$$

Mit den Zahlenwerten unseres Beispiels erhalten wir $\omega = 0{,}78$ und $\psi = 0{,}2$ in Bogenmass oder 11° 30′ in Winkelmass.

Für $x = 0$ ergibt Gleichung (13 b) $\vartheta_{x\,max} = 0{,}78\, \vartheta_{max}$, d. h. die täglichen Schwankungen der Oberflächentemperatur betragen 78 % der täglichen Schwankungen der Aussentemperatur. Da die Dauer einer Periode $z_0 = 24$ h gesetzt worden ist, beträgt das Nachhinken der Oberflächentemperatur:

$$\psi = \frac{0{,}2 \cdot 24}{2 \cdot 3{,}14} = 0{,}77 \text{ Stunden}$$

Die Temperatur in Wandmitte, also bei $x = 0{,}25$ m beträgt nach Gl. (13 b):

$$\vartheta_{x\,max} = 0{,}78\, e^{-0{,}25\sqrt{\frac{3{,}14}{0{,}00224 \cdot 24}}} = 0{,}117\, \vartheta_{max}$$

d. h. die maximalen täglichen Schwankungen in 0,25 m Tiefe betragen 11,7 % der max. täglichen Aussentemperaturschwankungen. Dabei hinkt die Wandtemperatur der Aussentemperatur um den Winkel ψ nach, für den wir erhalten:

$$\psi = 0{,}2 + 0{,}25\sqrt{\frac{3{,}14}{0{,}00224 \cdot 24}} = 2{,}1$$

oder

$$\psi = \frac{2{,}1 \cdot 24}{2 \cdot 3{,}14} \cong 8 \text{ Stunden}$$

Zahlenbeispiel 2: Für die gleiche Wand wie bei Beispiel 1 soll der Temperaturverlauf nach der Methode von Schmidt in Abhängigkeit der Zeit für den Fall ermittelt werden, dass, ausgehend von einem stationären Zustand mit $t_i = +20°$ und $t_a = -10°$, zur Zeit $z = 0$ die Innentemperatur plötzlich auf Null abfällt. Man zeichnet vorerst den Temperaturverlauf bei der stationären Heizung bei $z = 0$ und bei $z = \infty$ nach der bekannten Methode, indem man die Werte λ/α_i auf der Horizontalen $t_i = 20°$ und $t_i = 0°$ nach links, sowie λ/α_a auf der Horizontalen $t_i = -10°$ nach rechts aufträgt, Abb. 2, und die Geraden A B bzw. C B zieht, die innerhalb der Wand den Temperaturverlauf für $z = 0$ und $z = \infty$ wiedergeben. Die zur Anwendung gelangende Rekursionsformel ergibt sich aus der Differenzengleichung (14) und lautet in der allgemeinen Form

$$\vartheta_{n,k+1} - \vartheta_{n,k} = a \frac{\Delta z}{\Delta x^2} (\vartheta_{n+1,k} + \vartheta_{n-1,k} - 2\vartheta_{n,k})$$

Der Index n gibt an, das wievielte Wandelement, gezählt von der Innenoberfläche an, gemeint ist; k gibt an, um welches Zeitelement, gezählt von $z = 0$ an, es sich handelt. Wählt man $a \frac{\Delta z}{\Delta x^2} = 0{,}5$, so vereinfacht sich die Rekursionsformel zu:

$$\vartheta_{n,k+1} = 1/2\, (\vartheta_{n+1,k} + \vartheta_{n-1,k})$$

In Worten: Die Temperatur im n-ten Wandelement zu Beginn des $k+1$-ten Zeitelementes, also nach $\Delta z\,(k+1)$ Stunden, ist gleich dem Mittelwert der Temperaturen, die zu Beginn des k-ten, also des vorhergehenden Zeitelementes im $(n+1)$-ten und im $(n-1)$-ten, also in den beiden benachbarten Wandelementen geherrscht hatten. Wählen wir $\Delta z = 0{,}5$ Stunden, $\Delta x = 0{,}05$ m und setzen wir statt $a = 0{,}00224$ ohne einen wesentlichen Fehler zu begehen $a = 0{,}0025$, so ist die Forderung $a \Delta z/\Delta x^2 = 1/2$ erfüllt. Demgemäss teilen wir die Wand in zehn Elemente von $\Delta x = 0{,}05$ m Dicke ein und beginnen die Konstruktion des Temperaturverlaufes nach Ablauf des ersten Zeitelementes, also nach 0,5 Stunden, indem wir den Strahl C ϑ_1 ziehen, der den Temperaturverlauf zur Zeit $z = 0$ unmittelbar nach Absenken der Innentemperatur auf 0° in einem gedachten, der Innenoberfläche vorgelagerten Wandelement (Ordnungszahl $n = 0$) darstellt. Der Punkt O′ bezeichnet die Temperatur in der Mitte dieses Elementes zur Zeit $z = 0$. Wir verbinden ihn mit Punkt 2 und erhalten mit 1′ die gesuchte Temperatur nach 0,5 Stunden im ersten Wandelement. In analoger Weise erhalten wir die Temperatur 1″ nach einer Stunde, indem wir auf dem Strahl C 1′ den Schnittpunkt O″ suchen und ihn mit 2 verbinden. Der Tem-

peraturpunkt 2′ im zweiten Wandelement liegt auf der Geraden 1′3. Die einzelnen Punkte werden durch Kurven verbunden.

Der stündliche Wärmeabfluss ist aus der Neigung der Temperaturlinien nach Gleichung (3a) zu bestimmen; nach aussen bleibt er während der ersten fünf Stunden unveränderlich $Q_a = 32$ kcal/m² h, nachher sinkt er langsam ab, um bei $z = \infty$ den Wert 10,5 kcal/m² h zu erreichen. Auf der Innenseite entspricht er bei $z = 0$ der Neigung der Geraden C ϑ_1, beträgt also $Q_{io} = 104$ kcal/m² h; er sinkt dann wie auf Tabelle 1 angegeben. Eine Kontrolle ergibt sich durch Ausmessen der Flächen zwischen zwei benachbarten Temperaturkurven, wobei zu berücksichtigen ist, dass für den Wärmeabfluss nach innen nur die Flächenteile auf der Innenseite der Kulminationspunkte der Temperaturlinien in die Rechnung eingesetzt werden dürfen.

Tabelle I. Wärmeabfluss nach der Innenseite bei Zahlenbeispiel 2

Zeit	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0 h
Q_i	104	67	54	45	40	36	32 kcal/m² h

Der Wärmeinhalt der Wand, bezogen auf die Aussentemperatur t_a, ergibt sich nach der Gleichung:

$$W = (\vartheta_m - t_a)\,(c \cdot \gamma + 10\,f)\,\delta \quad \text{kcal/m}^2 \quad . \quad . \quad (15)$$

worin ϑ_m die mittlere Wandtemperatur und f den Feuchtigkeitsgehalt des Baustoffes in Volumenprozenten bedeuten. Mit $f = 1\,\%$ wird für $z = 0$:

$\vartheta_1 = +15{,}5^\circ$, $\vartheta_2 = -8{,}4^\circ$, $\vartheta_m = +3{,}55^\circ$, $W = 2100$ kcal/m²

für $z = \infty$:

$\vartheta_1 = 1{,}53^\circ$, $\vartheta_2 = -9{,}47^\circ$, $\vartheta_m = -5{,}5^\circ$, $W = 700$ kcal/m²

Zur Beurteilung der Speicherfähigkeit einer Wand hat Hofbauer [11] den Begriff der «Halbwertzeit» eingeführt. Darunter versteht man die Zeit, während der der Wärmeinhalt der Wand bei freier Auskühlung auf die Hälfte abnimmt. Diese Zeit beträgt nach Hofbauer für die Platte:

$$z_h = 0{,}347\,\frac{\delta^2}{a}\,(1 + \lambda/\alpha_i\,\delta + \lambda/\alpha_a\,\delta)\,\frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{t_i - t_a} \quad . \quad . \quad (16)$$

Auf die im Zahlenbeispiel 1 und 2 betrachtete Wand angewendet, erhält man mit $a = 0{,}0224$, $\delta = 0{,}5$ m, $\vartheta_1 = +15{,}5^\circ$ $\vartheta_2 = -8{,}4^\circ$, $t_i = +20^\circ$, $t_a = -10^\circ$:

$$\frac{\lambda}{\alpha_i\,\delta} = \frac{1}{N_{ui}} = 0{,}192\,, \quad \frac{\lambda}{\alpha_a\,\delta} = \frac{1}{N_{ua}} = 0{,}067$$

(Reziproke Werte der Nusseltschen Zahl) $z_h \cong 40$ Stunden.

Für die Lösung von Einzelaufgaben, wie z. B. der Abisolierung von Decken- und Kranbahnträgern, sind teilweise völlig neue Berechnungsverfahren entwickelt worden. F. Bruckmayer [12] hat gezeigt, dass für die Bestimmung des Temperaturverlaufes in einem Träger analoge Gleichungen gelten, wie sie sich zur Ermittlung des Querkraftverlaufs bzw. der Momentenverteilung in belasteten Trägern aufstellen lassen.

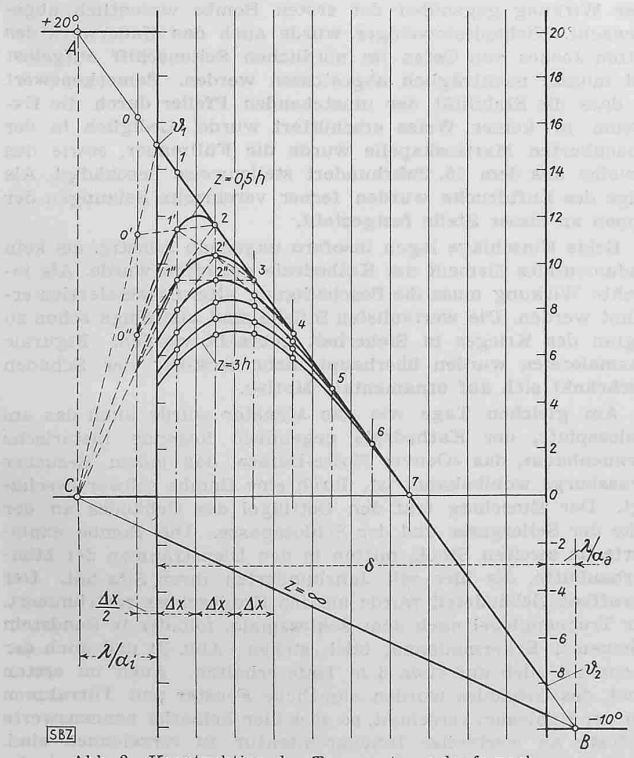

Abb. 2. Konstruktion des Temperaturverlaufs nach der Methode von Schmidt (Zahlenbeispiel 2)

Bedingungen für die Bildung von Schwitzwasser

In Räumen mit hoher relativer Feuchtigkeit und gegenüber der Umgebung erhöhter Temperatur besteht die Gefahr, dass sich an den Innenseiten der kalten Aussenwände ein Teil des in der Raumluft enthaltenen Wasserdampfes als Wasser niederschlägt. Dieser Vorgang tritt ein, wenn die Oberflächentemperatur der Wand den Taupunkt der Raumluft unterschreitet. Aber schon bevor diese Grenze erreicht ist, kann die hohe relative Feuchtigkeit der Raumluft gewissen Inneneinrichtungen, z. B. Holzteilen, schaden. Daher soll der Taupunkt t_τ der Raumluft stets etwas unter der Wandtemperatur liegen. Diese Oberflächentemperatur ϑ_1 ergibt sich aus den Gleichungen (1) und (5) zu:

$$\vartheta_i = t_i - \frac{k}{\alpha_i}\,(t_i - t_a) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

Ergibt die Zahlenrechnung, dass $\vartheta_1 < t_\tau$, so muss die Aussenwand durch eine Isolierschicht ergänzt werden, deren Minimalstärke s beträgt:

$$s \geqq \lambda_{is}\left[\frac{1}{\alpha_i}\,\frac{t_i - t_a}{t_i - t_\tau} - \frac{1}{k'}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

Hierin bedeuten: t_τ den Taupunkt der Raumluft und k' die Wärmedurchgangszahl der nicht isolierten Wand.

Zahlenbeispiel 3: In einer Textilfabrik wird eine Raumtemperatur von 20° und eine relative Feuchtigkeit von 75 % verlangt. Die Hauptaussenwand besteht aus einer 40 cm starken Betonmauer und es ist zu untersuchen, wie stark die Wand isoliert werden muss, damit bei der tiefsten Aussentemperatur $t_a = -20^\circ$ C keine Oberflächenkondensation stattfindet. Wir wählen: $\alpha_i = 7$ kcal/m², h, °; $\alpha_a = 20$ kcal/m², h, °, $\lambda = 1{,}2$ kcal/m, h, °, für Beton und $\lambda = 0{,}05$ für die Korkplatte. Wir berechnen mit Gleichung (6) $k' = 1{,}9$ kcal/m², h, °; den bekannten Tafeln für feuchte Luft entnehmen wir für $t_i = 20^\circ$ und $\varphi = 0{,}75$: $t_\tau = 15{,}5^\circ$. Nach Gleichung (17) beträgt die Innen-Oberflächen-Temperatur der nichtisolierten Wand:

$$\vartheta_i = 20 - \frac{1{,}9\,[20 - (-20)]}{7} = 9{,}2^\circ$$

sie liegt also wesentlich unter dem Taupunkt, sodass isoliert werden muss. Die Stärke der Isolierplatte wird nach Gl. (18)

$$s \geqq 0{,}05\left[\frac{20 - (-20)}{7\,(20 - 15{,}5)} - \frac{1}{1{,}9}\right] = 0{,}026 \text{ m}$$

Gewählt wird eine Platte von 3 cm Dicke.

7. Schlussbemerkungen

Bei der Ausschreibung von Heizanlagen für öffentliche und private Bauten werden meist die «Regeln» des VSCI als grundlegend vorgeschrieben. Wie schon erwähnt, sind diese Regeln im Jahre 1926 aufgestellt worden und haben 1941 eine gewisse Ergänzung erfahren. Die in der Zwischenzeit erfolgten Fortschritte im Bauwesen, in der Klimatologie, in der Baustoffphysik und in der Wärmelehre sollten noch mehr als bisher berücksichtigt werden. Es sei nur z. B. an die Festlegung der maximalen Aussentemperaturen erinnert, wo nach den «Regeln» für das schweizerische Tiefland in den meisten Fällen mit $t_a = -20^\circ$ zu rechnen ist, während erfahrungsgemäss eine Temperatur von -15° vollauf genügen würde. Die neuen deutschen Regeln verlangen z. B. für Warschau und Königsberg eine max. Aussen-Temperatur von nur -21° und für Berlin -15°.

Es ist klar, dass eine zu tiefe Aussentemperatur nicht nur für den Besitzer der Heizanlage von Bedeutung ist, sondern auch für die Volkswirtschaft. So benötigt eine normale Schwerkraft-Heizanlage mit einer Leistung von 10^5 kcal/h bei -20° Aussen-Temperatur ein Metallgewicht von etwa 8500 kg, während bei einer zugrundegelegten Aussentemperatur von -15° ein Metallgewicht von nur 7000 kg erforderlich wäre. Es braucht nicht extra betont zu werden, was das für ein rohstoffarmes Land bedeutet.

Man könnte hier einwenden, eine Heizung, die für eine Aussentemperatur von -20° berechnet ist, benötige im Betrieb weniger Brennstoff, als eine solche von nur -15°, weil mit niedrigeren Heizwassertemperaturen gearbeitet werden kann. Theoretisch ist dies richtig; die Ersparnis an Brennstoff in Zeiten der Brennstoffnot mag ins Gewicht fallen, aber wir bauen ja die Anlagen nicht nur für vorübergehende ausserordentliche Verhältnisse, sondern für normale Friedenszeiten. Es ist eine bekannte Tatsache, dass unsere Heizanlagen in den meisten Fällen mit Heizwassertemperaturen auskommen, die nur etwa $^2/_3$ der theoretisch berechneten betragen. Das rührt von der, der Berechnung zugrunde gelegten Aussentemperatur her, die in der Regel zu tief angesetzt ist und ausserdem von den zahlreichen Nebeneinflüssen, wie z. B. Windanfall, die durch Sicherheitszuschläge berücksichtigt werden. Neben den Zuschlägen der Wärmebedarfsberechnung erfolgen noch weitere Zuschläge in Form von zu reichlich bemessenen Heizflächen der Heizkörper und

der Rohrleitungen. So entstehen vielfach Anlagen, die so stark überdimensioniert sind, dass sie selbst während 20 Betriebsjahren nie die volle Leistung abgeben müssen. Es ist klar, dass bei der Berechnung der Anlagen gewisse Sicherheiten eingerechnet werden müssen, aber diese sollten nicht grösser sein, als dies bei einer sachgemässen Prüfung für nötig erachtet wird.

Man sollte ferner in Baukreisen einsehen, dass es eine sinnlose Vergeudung von Arbeitskraft ist, wenn für ein grosses Bauvorhaben zahlreiche Firmen mit der Durchführung der Wärmebedarfsberechnung belastet werden, ganz abgesehen von den technischen Nachteilen, die damit verbunden sind. Selbst bei graphischen Rechenmethoden [14] ist der Arbeitsaufwand für Grossanlagen ausserordentlich umfangreich. Rechnen beispielsweise 20 Heizungsfirmen ein öffentliches Bauwerk von der Grössenordnung $Q = 3 \cdot 10^6$ kcal/h, so benötigt allein die Wärmebedarfsberechnung bei einwandfreier Durchführung rd. drei Wochen Arbeitszeit. Pro Firma ist hiefür ein Kostenaufwand von etwa 600 Fr. zu rechnen, sodass die Gesamtkosten aller Konkurrenten 12 000 Fr. betragen. Würde man vor der Submission nur eine Fachfirma mit der Durchführung der Berechnung beauftragen, so wären mit Kosten von max. 1000 Fr. zu rechnen. Es ist eben auch im vorliegenden Falle so, dass das System der «Gratis-Projekte» auf die Dauer sämtlichen damit beteiligten Parteien Schaden zufügt, wie dies vor einiger Zeit der schwedische Zivilingenieur Gösta Richert [15] an dieser Stelle ausführlich dargelegt hat.

Literaturverzeichnis

[1] Fourier J. B.: Analytische Theorie der Wärme. Deutsch von Weinstein, Berlin 1884
[2] Péclet J. C. E.: Traité de la chaleur, Paris 1860
[3] Grashof F.: Theoretische Maschinenlehre, Bd. I, 1875
[4] Rietschel H.: Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik, Bd. I, 1. Aufl., Berlin 1893
[5] VDCI: Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden usw., Berlin 1929
[6] VSCI: Regeln für die Berechnung der Wärmeverluste usw., Zürich 1921, Ergänzung 1941
[7] Weber A. P.: Ueber die wärmewirtschaftliche Bemessung von Aussenmauern, SBZ, Bd. 123, S. 133, 1944
[8] Mitteilungen des Forschungsheims für Wärmeschutz München, Heft 4, 1932
[9] van Zuilen D.: Behaglichkeitsforderungen an das Raum-Klima. Ges. Ing. Nr. 18, 1940
[10] Schmidt E.: Ueber die Anwendung der Differenzenrechnung auf techn. Anheiz- und Abkühlprobleme. Berlin 1924 (Föppl-Festschrift)
[11] Hofbauer G.: Wärmespeicherung und Halbwertzeit. Ges. Ing. Nr. 13, 1941
[12] Bruckmayer F.: Die Verwendung von Festigkeitsformeln für wärmetechnische Rechnungen. Ges. Ing., Nr. 1, 1941
[13] Weber A. P.: Verhütung von Schwitzwasserbildung bei Bau-Konstruktionen. Techn. Rundschau, Nr. 12, 1940
[14] Weber A. P.: Vereinfachte Wärmebedarfsberechnung für den Kostenvoranschlag. Ges. Ing., Nr. 21, 1941
[15] Richert G.: Sollen sogenannte Gratisvorschläge von Lieferanten und Unternehmern angefordert werden? SBZ, Bd. 112, S. 157, 1938.

Die Bombenschäden am Münster und am Frauenhaus in Strassburg

Im Laufe der Luftangriffe, die von den Alliierten am 11. Aug. 1944 gegen die Bahn- und Hafen-Anlagen Strassburgs gerichtet wurden, ist bekanntlich die Strassburger Altstadt stark in Mitleidenschaft gezogen worden. Infolge verfrühter Auslösung wurde ein Bombenteppich von annähernd 230 Einschlägen in ostwestlicher Richtung quer über die Stadtmitte gelegt. Das Münster, das ungefähr im Mittelpunkt dieses Bombenteppichs lag, erhielt hierbei zwei Treffer. Der erste ging auf den Vierungsturm des romanischen Teils, der zweite auf das nördliche Seitenschiff.

Die erste Bombe, die ein Gewicht von 300 bis 500 kg hatte, durchschlug den Dachstuhl des Vierungturms und prallte auf das Mauerwerk der Kuppel, wo sie explodierte. In das 75 cm dicke Kuppelmauerwerk wurde ein Loch von 3 m Durchmesser

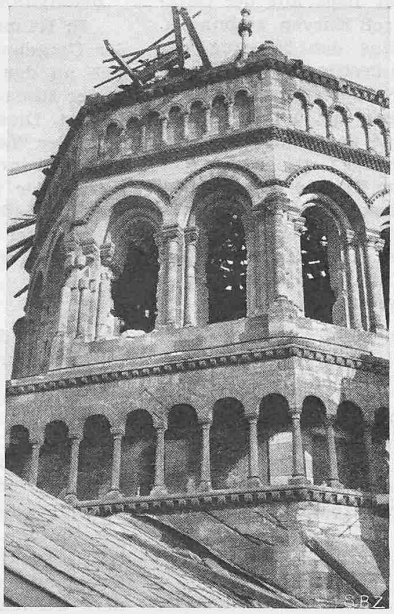

Abb. 1. Vierungsturm, beschädigt durch die erste Bombe

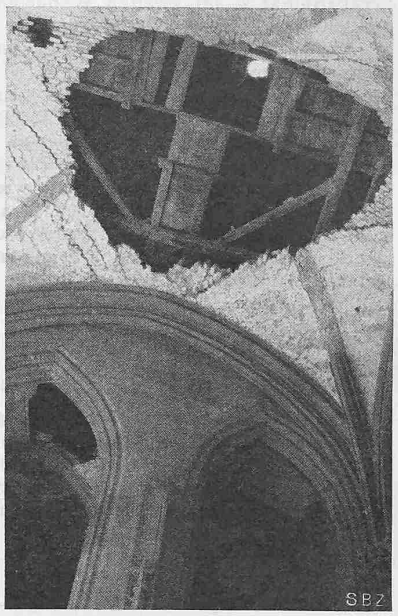

Abb. 2. Einschlag der zweiten Bombe und Gewölbeschaden im nördlichen Seitenschiff

geschlagen, das sich durch die Explosion auf 6 m vergrösserte. Die Gewalt des Luftdrucks und die Splitterwirkung richteten sich im Wesentlichen gegen die Trommel des Vierungsturms und den Dachstuhl. Dabei wurde nordseitig die obere Arcatur von zwei Mauerpfeilern (Abb. 1) völlig in ihrem Verband aufgelöst und auch das Quadermauerwerk der oberen Blendarcatur des Turmes auseinander gedrückt; es entstanden Fugen von 5 bis 10 cm. Von der eigentlichen Dachkonstruktion und Deckung blieben nur die Binder stehen, während die Dachsparren, die innere Verschalung und das Kupferdach weithin abgehoben und auf die umliegenden Dächer geschleudert wurden. Durch herabstürzende Werksteine der Dachfenster des Turmes, sowie Teile der Dachstuhlkonstruktion entstanden auf dem Querschiffdach, der Apsis und der Kapelle weitere, wesentliche Sachschäden.

Das zweite Projektil bohrte sich, nachdem es die Dachdeckung und das Gewölbe des nördlichen Seitenschiffs durchlagen hatte (Abb. 2), etwa 3 m tief in den Boden und explodierte. Im Erdreich unter den Steinfliessen des Bodens wurde die Explosion in ihrer Wirkung gegenüber der ersten Bombe wesentlich abgeschwächt. Nichtsdestoweniger wurde auch das Mauerwerk des dritten Joches von Osten im nördlichen Seitenschiff aufgelöst und musste nachträglich abgestossen werden. Bemerkenswert ist, dass die Stabilität der umstehenden Pfeiler durch die Explosion in keiner Weise erschüttert wurde. Lediglich in der benachbarten Martinskapelle wurde die Füllmauer, sowie das Gewölbe aus dem 16. Jahrhundert stellenweise beschädigt. Als Folge des Luftdrucks wurden ferner vereinzelte Setzungen der Rippen an dieser Stelle festgestellt.

Beide Einschläge lagen insofern ungemein günstig, als kein fundamentales Element der Kathedrale getroffen wurde. Als indirekte Wirkung muss die Beschädigung alter Glasmalereien erwähnt werden. Die wertvollsten Stücke sind allerdings schon zu Beginn des Krieges in Sicherheit gebracht worden. Figurale Glasmalereien wurden überhaupt nicht zerstört; der Schaden beschränkt sich auf ornamentale Motive.

Am gleichen Tage wie das Münster wurde auch das am Schlossplatz, der Kathedrale gegenüber liegende historische «Frauenhaus», das «Oeuvre Notre-Dame», das jedem Besucher Strassburgs wohlbekannt ist, durch eine Bombe schwer beschädigt. Der Einschlag traf den Ostflügel des Gebäudes an der Ecke der Seilergasse und der Schlossgasse. Die Bombe explodierte im zweiten Stock, mitten in den Diensträumen der Münsterbauhütte, die hier seit Jahrhunderten ihren Sitz hat. Der betroffene Gebäudeteil wurde bis ins Erdgeschoss zertrümmert. Der Treppengiebel nach dem Schlossplatz, mit der in Sandstein gehauenen Erkermadonna, blieb stehen (Abb. 3) und auch der Dachstuhl blieb auf etwa 6 m Tiefe erhalten. Auch im ersten Stock des Gebäudes wurden sämtliche Fenster und Türrahmen von der Explosion verschont, so dass hier keinerlei nennenswerte Verluste an wertvoller Innenarchitektur zu verzeichnen sind. Auch die berühmte Wendeltreppe aus dem 16. Jahrhundert, die zwischen dem Ost- und dem Westflügel zu einem viereckigen