Berechnung der Wärmeabgabe von Rohrleitungen und Heizflächen

Dr.-Ing. B. GLUCK,
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung Leipzig – Institut –

Die Ausarbeitung dient dem Ziel, die üblichen Berechnungsmethoden ohne Mehraufwand zu verbessern und gleichzeitig für die maschinelle und manuelle Bearbeitung zu vereinheitlichen.

Mittlere Temperaturdifferenz

Bei Heizungsanlagen im stationären Betriebszustand kann mit konstanter Umgebungstemperatur t_u gerechnet werden, so daß sich die logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_g - \Delta t_k}{ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_k}} \tag{1}$$

auf die vereinfachte Form

$$\Delta t_m = \frac{t' - t''}{ln \frac{t' - t_u}{t'' - t_u}} \tag{2}$$

bringen läßt.

Dabei bedeuten t' — Eintrittstemperatur und t'' — Austrittstemperatur des Heizmediums.

Die Gl. (2) kann in eine *Taylor*'sche Reihe in der *Mac Laurin*'schen Form

$$\Delta t_m = (t' - t_u) - \frac{1}{2} \cdot (t' - t'') - \frac{1}{12} \frac{(t' - t'')^2}{(t' - t_u)} \ldots \tag{3}$$

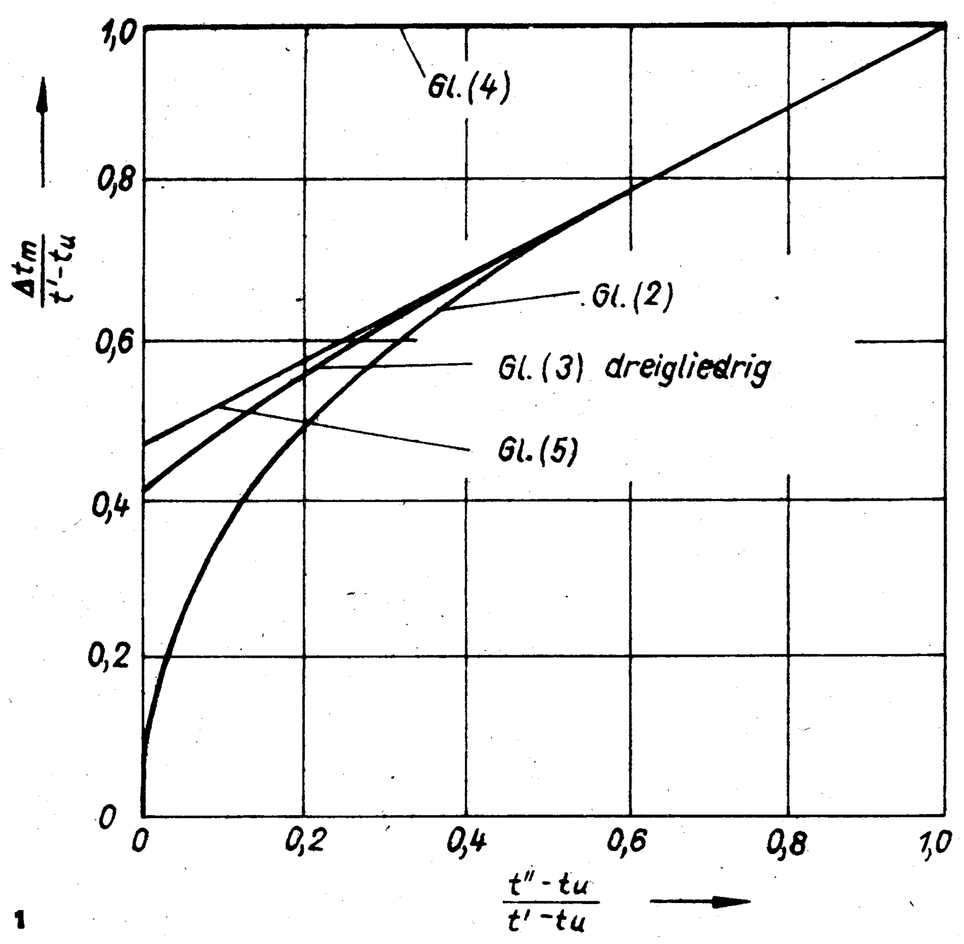
entwickelt werden.

Da Rohrteilstrecken im allgemeinen eine geringe Abkühlung des Heizmediums bewirken, genügt es, den ersten Summanden der Gl. (3) zu berücksichtigen.

Bei Heizflächen werden üblicherweise die ersten zwei Summanden angesetzt. Eine verbesserte Näherung ist jedoch erreichbar, wenn statt des Koeffizienten 0,5 ein Koeffizient a nach der Methode des kleinsten Fehlerquadrates bestimmt wird.

Für den Bereich $(t' - t'')/(t' - t_u) \leqq 0{,}5$ gilt

$$a = \frac{1}{2} + \frac{1}{16} \cdot \frac{t' - t''}{t' - t_u},$$



1

wonach für die üblichen temperaturgeregelten Netze $a = 0{,}525$ ein guter Mittelwert ist (Bild 1). Damit kann abschließend festgelegt werden:

Rohre:

$$\Delta t_m = t' - t_u \tag{4}$$

Heizflächen:

$$\Delta t_m = (t' - t_u) - 0{,}525 \cdot (t' - t'') . \tag{5}$$

Wärmeabgabe nackter Rohre

Für die Ermittlung der Wärmedurchgangszahlen gelten bezogen auf den Innendurchmesser

$$\frac{1}{k_i} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2 \cdot \lambda} \cdot ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_i}{d_a \cdot \alpha_a} \tag{6}$$

Außendurchmesser

$$\frac{1}{k_a} = \frac{d_a}{d_i \cdot \alpha_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a} . \tag{7}$$

Für die im Heizungsbau üblichen Rohrdurchmesser, Wassergeschwindigkeiten und Rohrmaterialien gelten für die einzelnen Summanden

$$\frac{1}{\alpha_i} \leqq 0{,}0033 \text{ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K/kcal}$$

$$\frac{d_i}{2 \cdot \lambda} \cdot ln \frac{d_a}{d_i} \leqq 0{,}0005 \text{ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K/kcal}$$

$$\frac{d_i}{d_a} \cdot \frac{1}{\alpha_a} \geqq 0{,}04 \text{ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K/kcal},$$

so daß die ersten beiden Summanden bei den weiteren Betrachtungen unberücksichtigt bleiben können. Damit kann Gl. (6) bzw. (7) vereinfacht

$$k_i = \frac{d_a}{d_i} \cdot \alpha_a \tag{8}$$

$$k_a = \alpha_a \tag{9}$$

geschrieben werden. Da der Faktor d_a/d_i für die einzelnen Nennweiten unterschiedlich ist, erhält man nach Gl. (9) natürlich genauere Ergebnisse als nach Gl. (8) mit einem mittleren Faktor.

Gl. (8) bietet jedoch den Vorteil einer einfacheren rechentechnischen Ermittlung des Wertes $k_i \cdot A_i$, da letztlich nur der Wert Rohrinnendurchmesser im Automaten gespeichert zu werden braucht. Dieser ist stets vorhanden, da er für die Druckverlustberechnung eine primäre Größe darstellt.

Zur Berechnung der äußeren Wärmeübergangszahl gilt für den Strahlungsanteil

$$\alpha_s = C \cdot b . \tag{10}$$

Da die Rohroberfläche im Verhältnis zur umgebenden Raumfläche klein ist, kann

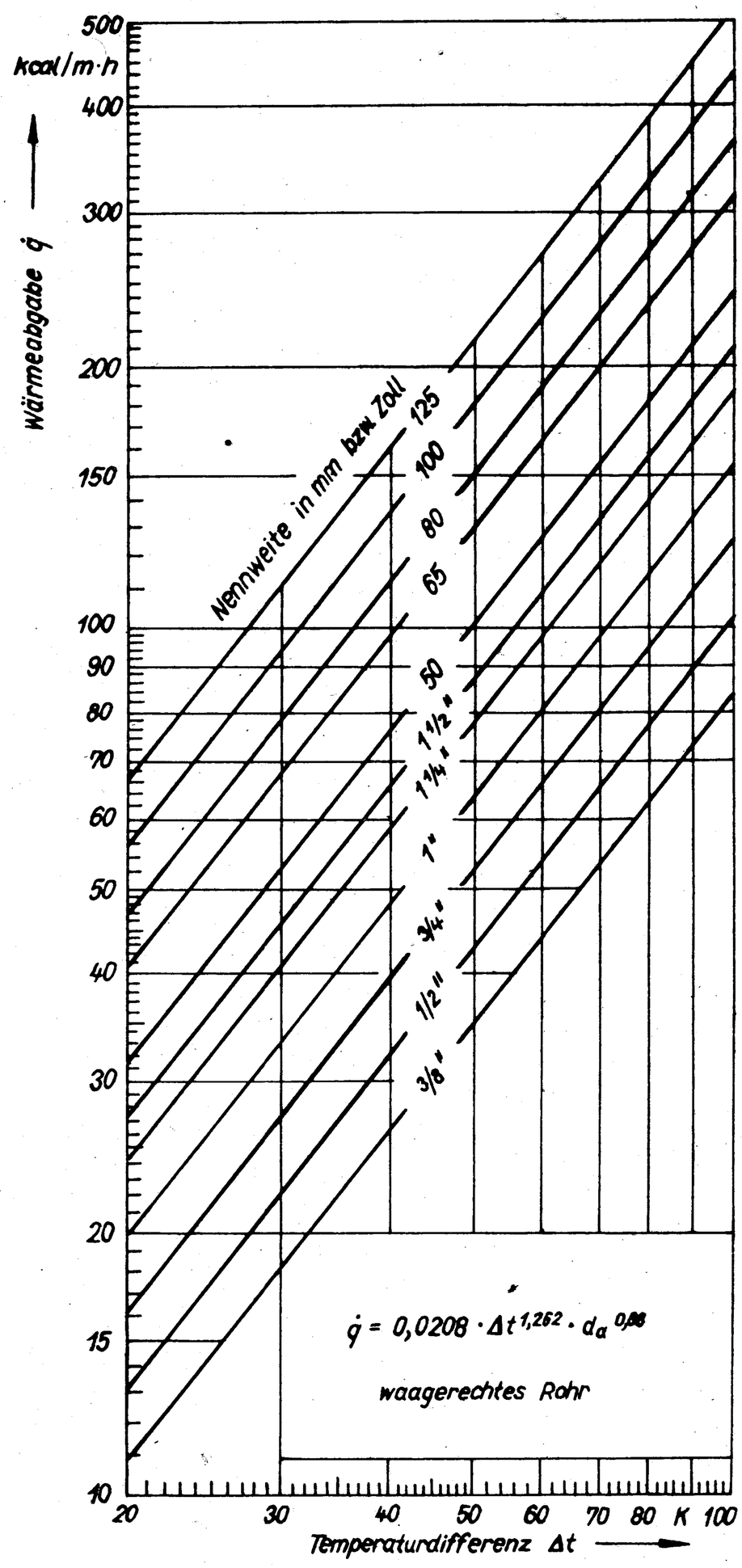
$$C = C_{Rohr} \approx 4{,}2 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4 \tag{11}$$

gesetzt werden.

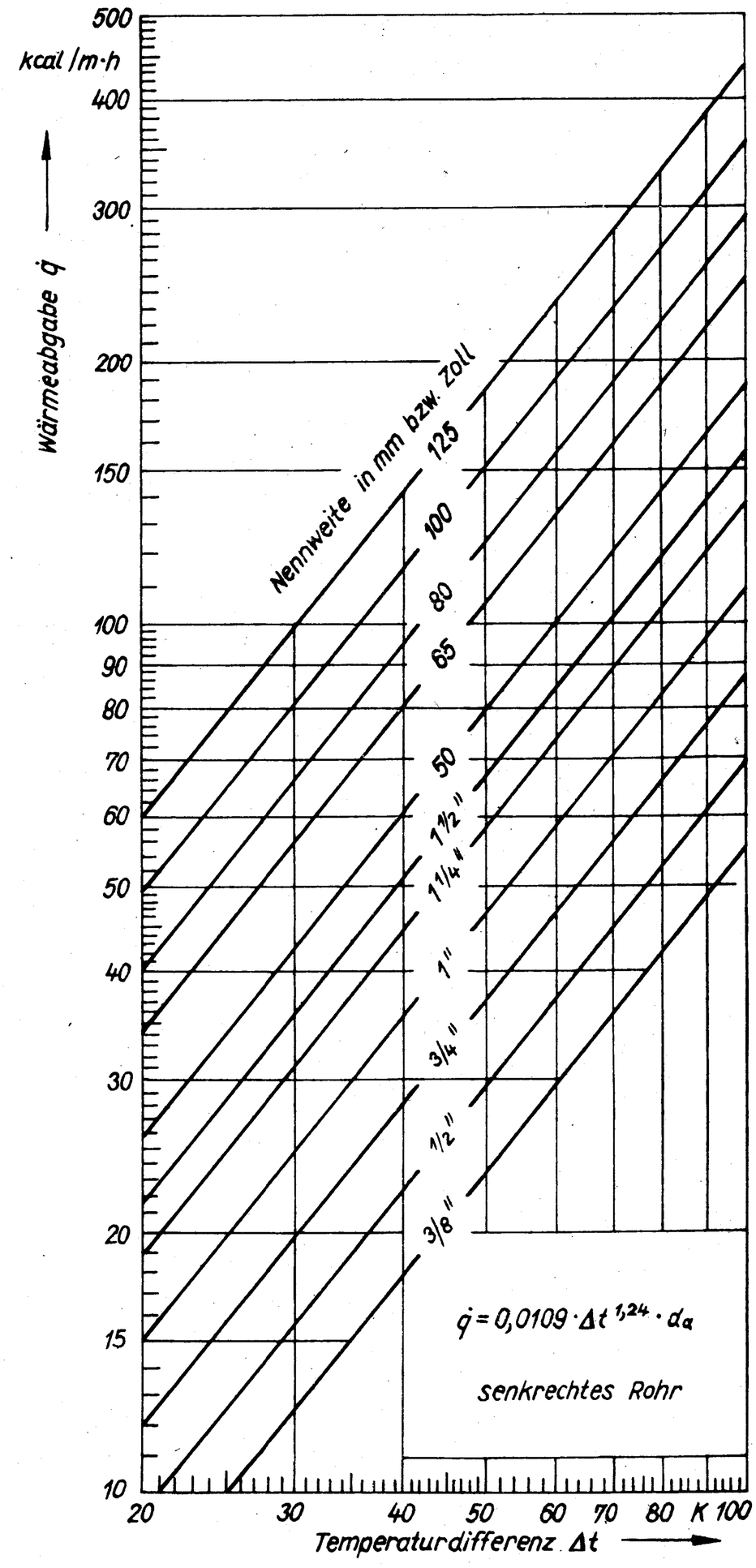
Die Angaben über den Konvektionsanteil weisen starke Streuungen (ca. 25 Prozent) auf.

Als Mittelwert wird bei freier Strömung für waagerechte Rohre

$$\alpha_K = 1{,}05 \left(\frac{\Delta t_m}{d} \right)^{0{,}25} \text{ in kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K} \tag{12}$$



2



3

für senkrechte Rohre

$$\alpha_K = 1{,}23 \cdot \Delta t_m^{0{,}25} \text{ in kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K} \qquad (13)$$

angenommen.

Nimmt man für die Berechnung des Strahlungsanteils eine Umgebungstemperatur von 20 °C an und bildet den Wärmedurchgangswert, so kann man in guter Approximation ebenfalls Potenzgleichungen angeben. Es gelten für

waagerechte Rohre

$$k_i = 2{,}44 \cdot \Delta t_m^{0{,}262} \cdot d_i^{-0{,}219} \text{ in kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K} \qquad (14)$$

$$k_a = 2{,}91 \cdot \Delta t_m^{0{,}262} \cdot d_a^{-0{,}12} \text{ in kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K} \qquad (15)$$

senkrechte Rohre

$$k_i = 2{,}84 \cdot \Delta t_m^{0{,}24} \cdot d_i^{-0{,}111} \text{ in kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K} \qquad (16)$$

$$k_a = 3{,}48 \cdot \Delta t_m^{0{,}24} \text{ in kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K}. \qquad (17)$$

Für den Zusammenhang zwischen dem Innen- und Außendurchmesser kann für handelsübliche Stahlrohre

$$d_a = 0{,}816 \cdot d_i^{0{,}889} \qquad (18)$$

$$d_i = 1{,}257 \cdot d_a^{1{,}125} \qquad (19)$$

angegeben werden. In diese Größengleichungen sind Δt_m in K und d in m einzusetzen.

Der Wärmeverlust je 1 m Rohr kann dann endgültig für

waagerechte Rohre

$$\dot{q} = 0{,}0348 \cdot \Delta t_m^{1{,}262} \cdot d_i^{0{,}781} \text{ in kcal/m}\cdot\text{h} \qquad (20)$$

$$\dot{q} = 0{,}0208 \cdot \Delta t_m^{1{,}262} \cdot d_a^{0{,}88} \text{ in kcal/m}\cdot\text{h} \qquad (21)$$

senkrechte Rohre

$$\dot{q} = 0{,}0192 \cdot \Delta t_m^{1{,}24} \cdot d_i^{0{,}988} \text{ in kcal/m}\cdot\text{h} \qquad (22)$$

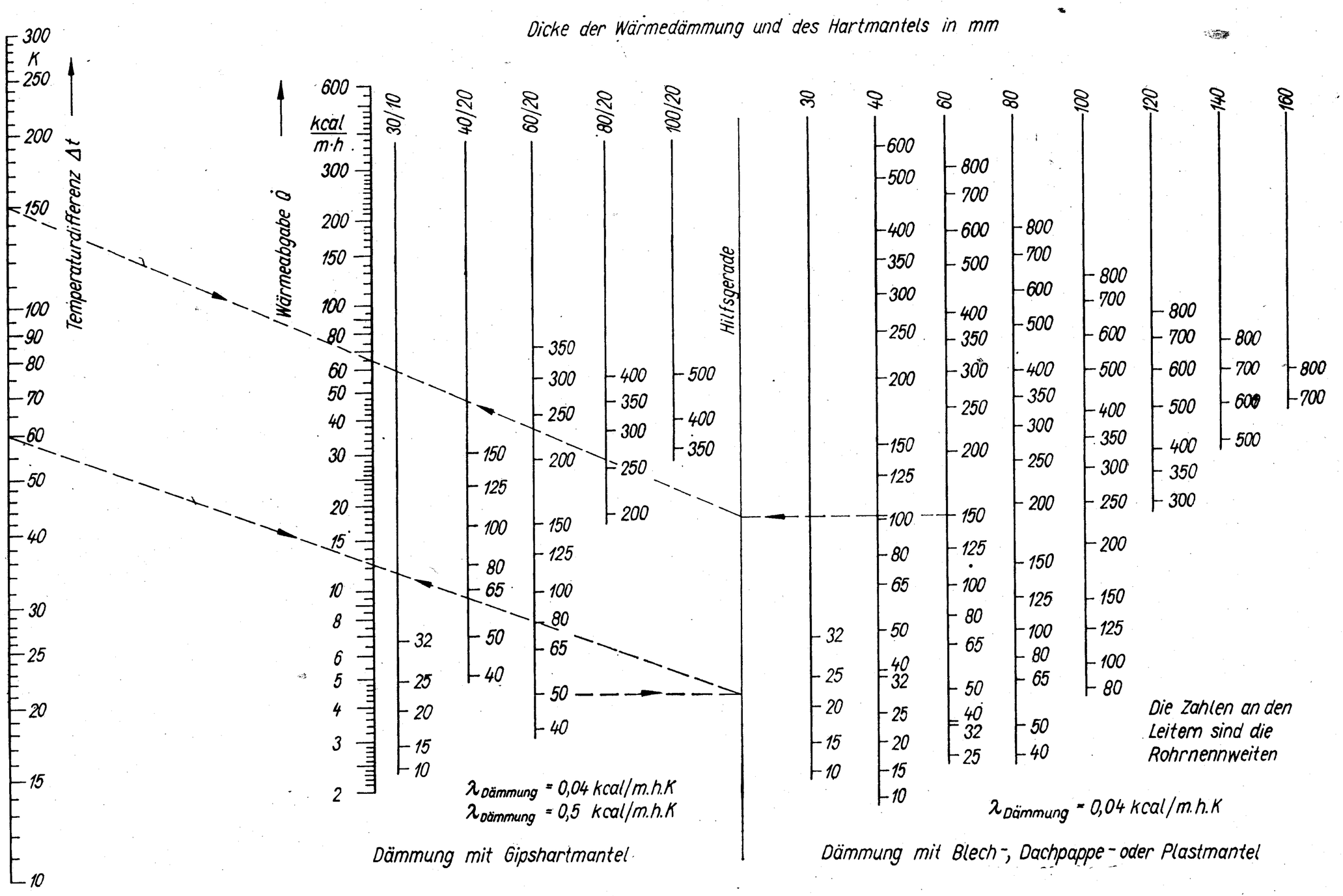
$$\dot{q} = 0{,}0109 \cdot \Delta t_m^{1{,}244} \cdot d_a \text{ in kcal/m}\cdot\text{h} \qquad (23)$$

mit Δt_m in K und d in mm geschrieben werden. Für die manuelle Verwendung sind die Gl. (21) und (23) in den Bildern 2 und 3 ausgewertet.

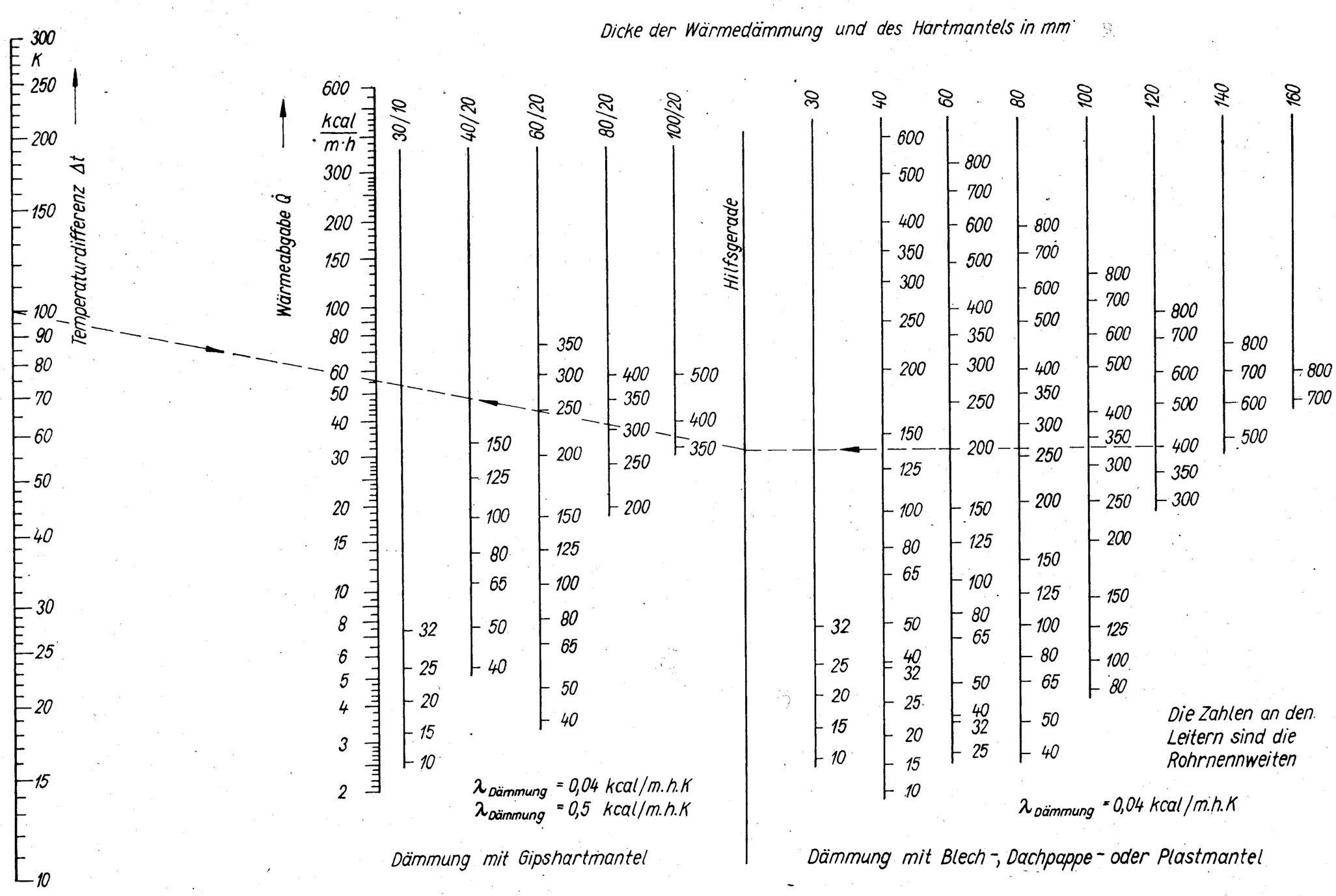
Wärmeabgabe gedämmter Rohre

Gegenüber dem Wärmeleitwiderstand der Dämmung, des Hartmantels und des äußeren Wärmeübergangs kann der Wärmeleitwiderstand der Rohrwand und des inneren Wärmeübergangs vernachlässigt werden. Damit ergibt sich die Wärmeabgabe je 1 m Rohr zu

$$\dot{q} = \frac{\pi \cdot \Delta t_m}{\frac{1}{2\cdot\lambda_{Dä}} \cdot ln\frac{d_D}{d_R} + \frac{1}{2\cdot\lambda_M} \cdot ln\frac{d_M}{d_D} + \frac{1}{d_M \cdot \alpha_a}} \text{ in kcal/m}\cdot\text{h} \qquad (24)$$



4 Wärmeabgabe von gedämmten Rohrleitungen in Gebäuden (α_a = 8,4 kcal/m²·h·K)



5 Wärmeabgabe von gedämmten Rohrleitungen im Freien (α_a = 20 kcal/m²·h·K)

Es bedeuten

Δt_m	K	Temperaturdifferenz (Wärmeträger–Luft)
$\lambda_{Dä}$	kcal/m·h·K	Wärmeleitzahl des Dämmstoffes
λ_M	kcal/m·h·K	Wärmeleitzahl des Mantels (nur bei Hartmantel)
α_a	kcal/m²·h·K	Wärmeübergangszahl (außen)
d_R	m	Rohraußendurchmesser
d_D	m	Außendurchmesser der Dämmung
d_M	m	Außendurchmesser des Hartmantels

Für den äußeren Gesamtwärmeübergang gedämmter Rohrleitungen in Gebäuden gilt nach *Cammerer*

$$\alpha_a = 8{,}1 + 0{,}045 \cdot \Delta t_a \text{ in kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K} \qquad (25)$$

mit

Δt_a	K	Temperaturdifferenz (Oberfläche–Luft).

Durch Gleichsetzen von

$$\dot{q} = \pi \cdot d_M \cdot \alpha_a \cdot \Delta t_a$$

mit Gl. (24) und Substitution von Gl. (25) ergibt sich nach sehr umfangreichen Rechnungen die praktisch vorhandene äußere Wärmeübergangszahl zu

$$\alpha = 8{,}2 \cdots 8{,}7 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K}.$$

Als Mittelwert sei $\alpha_a = 8{,}4$ kcal/m²·h·K verwendet.

Für Freileitungen ist der Wärmeübergang stark von der angenommenen Windgeschwindigkeit abhängig.

Als Mittelwert wird $\alpha_a = 20$ kcal/m²·h·K angesetzt.

Für beide Verlegungsarten ist Gl. (24) in den Bildern 4 und 5 ausgewertet.

Ordnet man jedem Rohrdurchmesser einen bestimmten Aufbau der Dämmung fest zu, so läßt sich Gl. (24) für den Rechenautomaten vereinfacht aufbereiten:

Durchmesser [mm]	Dämmung [mm]	Hartmantel [mm]	Wärmeabgabe [kcal/m · h]
$d_i < 31$	20	10	$\dot{q} = (0{,}104 + 0{,}00525 \cdot d_i) \cdot \Delta t_m$
$31 \leqq d_i < 76$	30	10	$\dot{q} = (0{,}107 + 0{,}00336 \cdot d_i) \cdot \Delta t_m$
$76 \leqq d_i$	40	20	$\dot{q} = (0{,}102 + 0{,}00261 \cdot d_i) \cdot \Delta t_m$

Wärmeabgabe von Heizflächen

Die Auslegung der Heizfläche kann nach Einführung der modifizierten Wärmedurchgangszahl $\bar{k}$, welche die durch 60^{M-1} dividierte Wärmedurchgangszahl bei einer mittleren Heizflächentemperatur von 60 K darstellt, und Gl. (5) nach

$$A = \frac{\dot{Q}}{\left(t - t_u - 0{,}525 \dfrac{\dot{Q}}{\dot{m}\cdot c}\right)^M \cdot \bar{k}} \text{ in m}^2 \qquad (27)$$

vorgenommen werden. Einzelheiten über den Heizflächenexponent M sind in [1] dargestellt.

Wenn die Temperaturdifferenz Δt des Heizmediums nach erfolgter Heizflächenwahl zu berechnen ist, dies ist zur Kontrolle und Überprüfung des Regelverhaltens notwendig, muß iterativ vorgegangen werden.

Einen ersten Anhaltswert liefert die Näherung

$$\Delta t = (t' - t_u) \cdot \left(1 - e^{-\bar{k}\cdot 60^{M-1}} \cdot \frac{A}{\dot{m}\cdot c}\right) \text{ in K}, \qquad (28)$$

wobei eine konstante Wärmedurchgangszahl angenommen ist. Die endgültige Bestimmung kann mit der zur Iteration geeigneten Gleichung

$$\Delta t = \bar{k} \cdot \frac{A}{\dot{m}\cdot c} \cdot (t' - t_u - 0{,}525 \cdot \Delta t)^M \text{ in K} \qquad (29)$$

erfolgen. Bis zur Erfüllung des Genauigkeitstestes $|\Delta t - \Delta t_0 -|/\Delta t < 0{,}005$ wird Gl. (29) wiederholt angewendet.

Bei den modernen Heizflächen wie Konvektortruhen, Flach- und Plattenheizkörper wird nicht mehr die Heizflächengröße, sondern die Wärmeabgabe angegeben. In Rechenprogrammen kann man natürlich nicht für alle möglichen Temperaturverhältnisse die Leistungswerte speichern, sondern man beschränkt sich auf die Standardwerte $\dot{Q}_0$ bei $\Delta t_{m,0} = 60$ K Übertemperatur, die die Heizkörpergröße kennzeichnen. Dann nehmen die Gl. (27) bis (29) folgende Form an:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q} \cdot \left[\frac{60}{t' - t_u - 0{,}525 \cdot \dfrac{\dot{Q}}{\dot{m}\cdot c}}\right]^M \text{ in kcal/h} \qquad (27\text{a})$$

$$\Delta t = (t' - t_u) \cdot \left(1 - e^{-\dfrac{\dot{Q}_0}{60\cdot\dot{m}\cdot c}}\right) \text{ in K} \qquad (28\text{a})$$

$$\Delta t = \frac{\dot{Q}_0}{60^M \cdot \dot{m}\cdot c} \cdot (t' - t_u - 0{,}525 \cdot \Delta t)^M \text{ in K} \qquad (29\text{a})$$

Dabei sind einzusetzen:

$\dot{m}$	kg/h	Massenstrom
c	kcal/kg·K	spezifische Wärme
$\dot{Q}$	kcal/h	Wärmestrom
$t' - t_u$	K	Übertemperatur am Heizflächeneintritt
Δt	K	Temperaturspreizung $(t' - t'')$.

Literatur

[1] *Glück, B.:* Vor- und Rücklauftemperaturen in gleitend gefahrenen Gebäudeheizungsanlagen in Funktion des Belastungsgrades und der Heizflächenart. „Stadt- und Gebäudetechnik", H. 4/74