

# WÄRMEABGABE VON STRAHLPLATTEN BEI DER VERWENDUNG VERSCHIEDENER WÄRMETRÄGER

Von

Á. MACSKÁSY

I. Lehrstuhl für Heizung, Lüftung und Bauinstallation, Technische Universität,  
Budapest

(Eingegangen am 7. Dezember, 1970)

Die Beantwortung der im Titel dieser Abhandlung aufgeworfenen Frage ist in vielen Beziehungen unzweifelhaft zeitgemäß; vor allem deshalb, weil in Ungarn die Heizung von besonders großen Betriebsräumen und Hallen seit langen Jahren sozusagen ausschließlich mittels Strahlplatten erfolgt, und seit 5 Jahren kann man dieselbe Praxis in der DDR beobachten. Diese Entwicklung scheint vollauf begründet zu sein u. zw. wegen der folgenden Umstände: Strahlplatten sichern eine Herabsetzung des Energiebedarfs um cca 20...25%; in diesem System kann eine höchst günstige Verteilung der Temperatur erreicht werden; in Zusammenhang mit der vorteilhaften Ausnützung des Energieaufwandes ist die Strahlplattenheizung bezüglich Anschaffungs- und Anlagekosten mit sämtlichen anderen Heizanlagen konkurrenzfähig.

Wir sehen Lichtbilderaufnahmen von zwei großen Hallen in Budapest in Abb. 1 und 2. Abb. 3 zeigt eine Halle, umfassend einen Raum von  $10^6$  m<sup>3</sup>, die in der DDR aufgestellt wurde. Alle diese Objekte sind auf Strahlplattenheizung eingerichtet. Die auffällig kleine Anzahl der angebrachten Strahlplatten macht auf jeden Zuschauer einen besonderen Eindruck.

Das Strahlplatten-Heizungssystem ist in Polen ebenfalls beliebt und verbreitet.

Unsere Untersuchungen erstrecken sich auf folgende Wärmeträger: warmes oder heißes Wasser, Öl, und gesättigter Dampf. Die Verwendung von Öl findet ihre Begründung in den folgenden Erfahrungen: auch bei einer Temperatur von 350 °C kann man einer Verdunstung unter Anwendung eines mäßigen Gegendrucks entgegentreten, und der Erstarrungspunkt liegt ziemlich tief (bei -17 °C).

Im ersten Teil dieser Arbeit sollen Fragen behandelt werden, die bei der Analyse der Wirkungsweise der Strahlplatten unabhängig von dem Wärmeträger auftreten. Nachher werden jene physikalische Richtlinien erörtert, die zwar für alle Wärmeträger gleichsam maßgebend sind, bei denen aber die gewonnenen Resultate von einander numerisch abweichen.

1. Die Strahlplatte als Heizkörper ist dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmeabgabe vom Wärmeträger an eine bedeutend kleinere Fläche er-

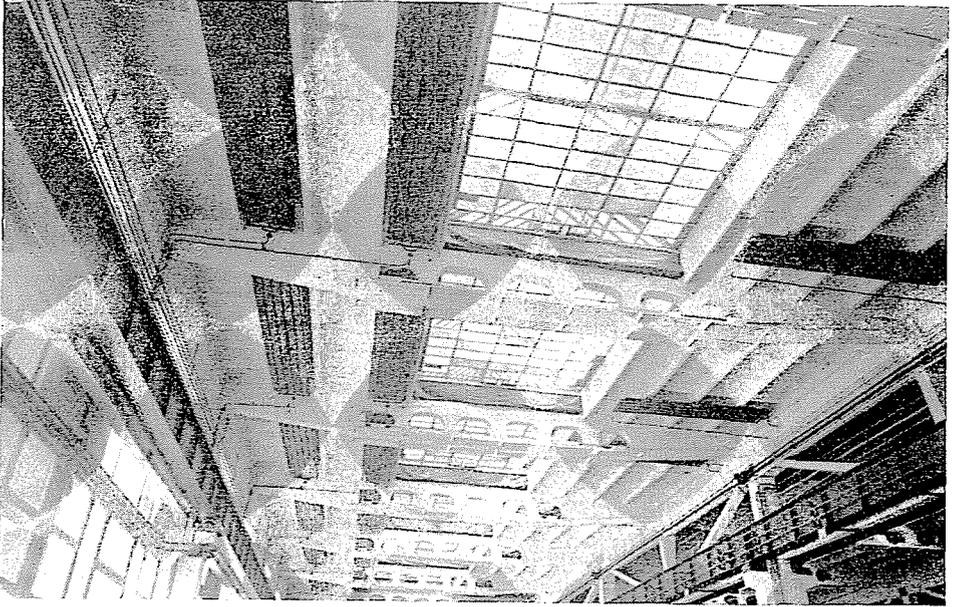


Abb. 1

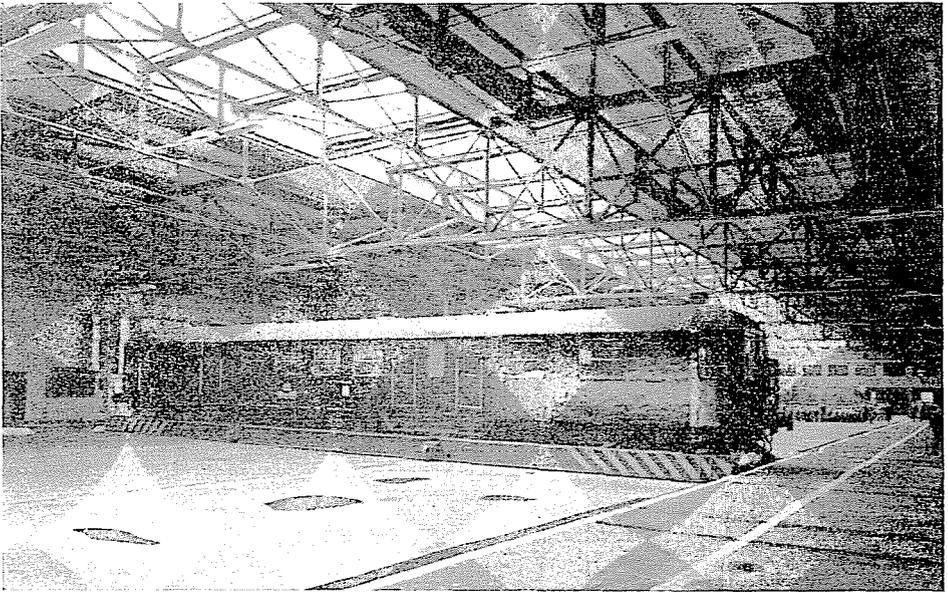


Abb. 2

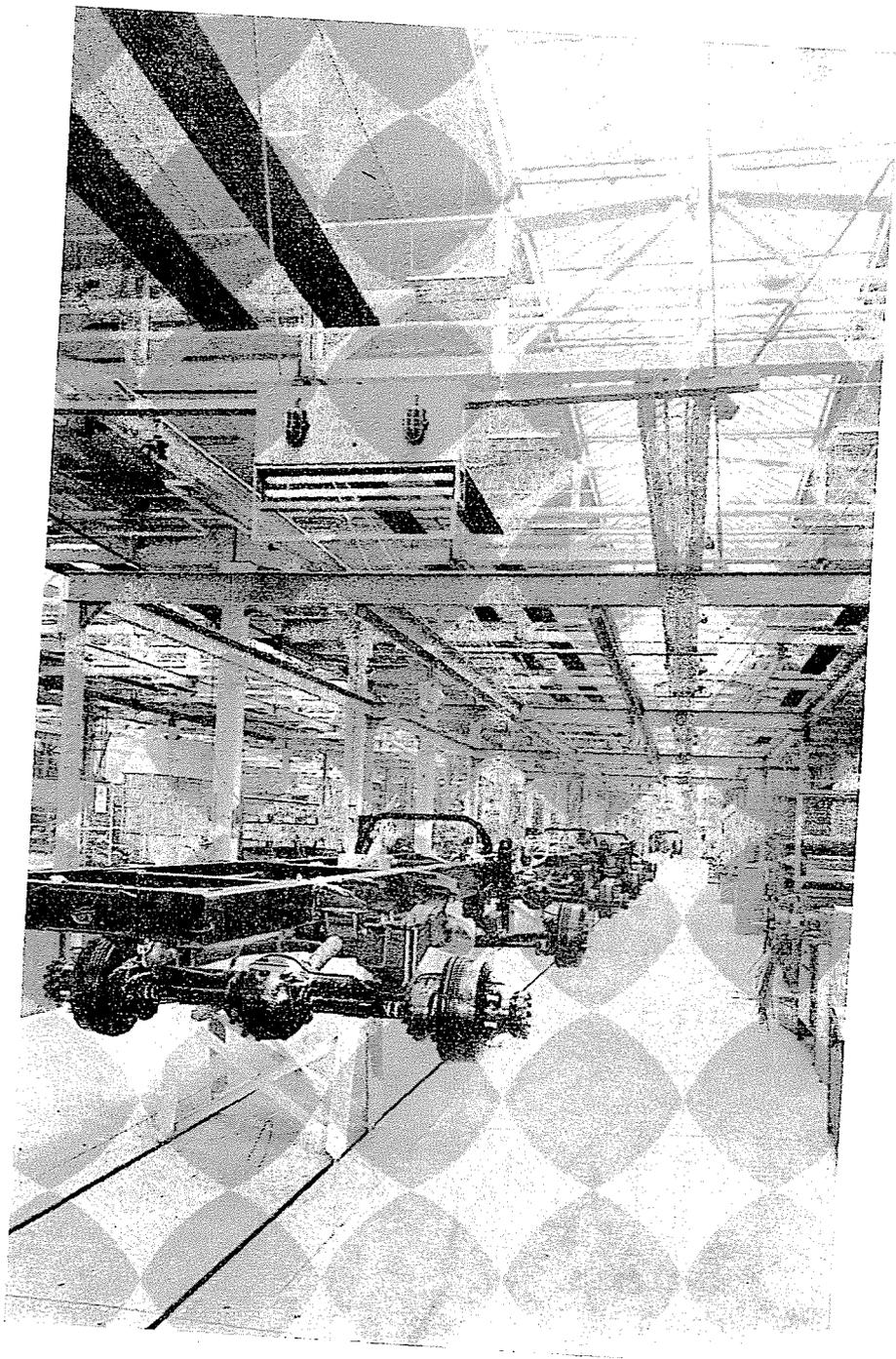


Abb. 3

folgt als die wärmeabgebende Fläche der Strahlplatte. Die Betriebsumstände sind um so komplizierter, da zwischen den wärmeabgebenden Platten und der Rohrleitung des Wärmeträgers keine direkte stoffliche Verbindung vorhanden ist. Es wurden zwar Fertigungsversuche angestellt, um diese Rohre mit den Platten mittels einer Linienschweißung zu verbinden, doch konnte man mit diesem Verfahren der bisher üblichen Erzeugungsmethode keine Konkurrenz bieten. Aus diesen Gründen haben wir die in Abb. 4 dargestellte Bauart einer Strahlplatte zum Gegenstand unserer Versuche ausgewählt.

Um die Einheitlichkeit unserer Behandlungsweise zu wahren, wird  $t_w$  die Temperatur an der Außenfläche der Rohre als grundlegende Temperatur

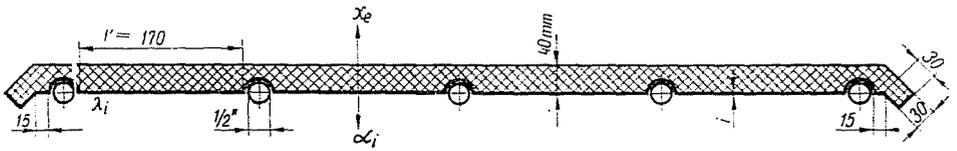


Abb. 4

gewählt. Es wird zweckmäßig sein, die verschiedenen Temperaturen als Übertemperaturen, bezogen auf die innere Temperatur, zu definieren. In diesem Sinne

$$\vartheta_w = t_w - t_i. \quad (1)$$

Wie bereits in der Abhandlung [1] erklärt, besteht ein Zusammenhang zwischen der oben definierten Übertemperatur  $\vartheta_w$  und der durchschnittlichen Übertemperatur  $\vartheta'_m$  an der Oberfläche der Strahlbänder zwischen der Außenwände der Rohre (Abb. 4). Er ist in der folgenden Formel auszudrücken:

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta'_m} = \frac{A_g + \alpha_c}{A_g} \frac{ml'}{2} \left[ \frac{1}{\text{th} \frac{ml'}{2}} + \frac{m}{n \text{th} \frac{n\delta}{2}} \right], \quad (2)$$

worin

$A_g = \frac{\lambda_g}{\Delta g}$  — equivalenter Wärmedurchlaß-Koeffizient zwischen Rohraußenfläche und Platte kcal/m<sup>2</sup> h grad

$\lambda_g$  — equivalenter Wärmeleitkoeffizient zwischen Rohrwand und Platte kcal/m h grad

$\Delta g$  — equivalente Spaltbreite zwischen Rohrwand und Platte  $m$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_i + \alpha_e}{i\lambda_i}} m^{-1}$$

$\lambda_i$  — Wärmeleitkoeffizient des Plattenmaterials kcal/m h grad

Die Bedeutung der weiteren Koeffizienten in der Formel für  $m$  ist in Abb. 4 angemerkt.

$l'$  — Breite je eines Bandes an der Plattenfläche zwischen den Außenwänden von zwei Rohren  $m$

$$n = \left\lceil \frac{A_g + z_e}{i \lambda_i} m^{-1} \right\rceil$$

$\delta$  — die durch die Platte verdeckte Bogenlänge am Rohrumfang, in unserem Falle die Hälfte dieses Umfanges  $m$ .

Wie auch aus Abb. 4 ersichtlich ist, wurden unsere Versuche an der isolierten Platte angestellt. Infolge dieser Isolierung beläuft sich die Übertemperatur  $\vartheta'_{me}$  der oberen Plattenfläche nur auf einen Bruchteil der Übertemperatur  $\varrho$  der unteren Fläche, d. h.

$$\vartheta'_{me} = \varrho \vartheta'_m \quad (3)$$

wo  $\varrho < 1$ . In unserem Fall wurde der Wert  $\varrho = 0,2$  angenommen, welcher dem heute üblichen Wirkungsgrad der Isolierung entspricht.

Laut Angaben der Literaturquelle [1] erzielt man die auf 1 kg Eisenkonstruktionsgewicht entfallende höchste Wärmeabgabe durch Verwendung von  $1/2$ "-Rohren entsprechender Anzahl. (Aus technologischen Gründen kommen  $3/8$ "-Rohre nicht in Betracht.) Erfahrungsmäßig besteht die optimale Bauart einer Strahlplatte aus 5—6 solchen Rohre. In diesem Sinne bildet die in Abb. 4 mit 5 Rohren ausgeführte Strahlplatte den Gegenstand unserer Untersuchungen. Aus unseren bisher gewonnenen Meßergebnissen kann man den  $A_g$  äquivalenten Wärmedurchlaßkoeffizienten ungefähr binnen der Grenze 500 bis 1000 kcal/m<sup>2</sup> h grad annehmen. In dieser Abhandlung wird auch auf eine einfachere Messungsmethode von  $A_g$  eingegangen werden.

In der unter (1) angeführten Gleichung können wir die Annahme

$$\frac{A_g + z_e}{A_g} \approx 1$$

praktisch gelten lassen, da wir mit  $z_e \approx 1$  kcal/m<sup>2</sup> h grad rechnen dürfen.

Also läßt sich für die in Abb. 4 dargestellte Bauart mit dem Ausdruck in Gleichung (1)

$$\frac{m^2 l'}{2n \operatorname{th} \frac{n\delta}{2}} \quad (5)$$

NB: In der zitierten Quelle [1] wurde vorausgesetzt, daß Rohrwandtemperatur und Wärmeträgertemperatur identisch sind. In unserer gegenwärtigen Diskussion wollen wir diesen Punkt eingehender untersuchen.

jene Wirkung kennzeichnen, die auf die mittlere Temperatur des Flächenstreifens von der Breite  $l'$  durch die zwischen Platte und Rohr angebrachte nichtmetallische Verbindung ausgeübt wird. Die in Gleichung (5) errechneten Werte sind durch die Kurvenschar in Abb. 5 als Funktion der  $\vartheta'_m$  und in Abhängigkeit von den Parameterwerten  $\lambda_g = 300 \dots 2000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h grad}$  dargestellt.

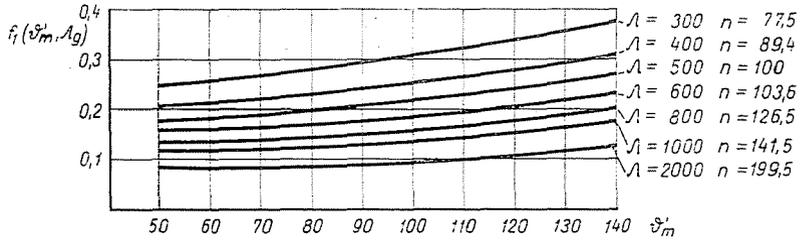


Abb. 5

Die für die Errechnung der Größe  $m$  benötigten Faktoren  $\alpha_i$  und  $\alpha_e$  wurden mittels folgender Gleichungen, welche den Quellen [2] und [3] entnommen sind, ermittelt. Also ergibt sich:

— für die freie, nicht isolierte untere Fläche der Platte:

$$\alpha_i = \alpha_{is} + \alpha_{ic} = C \frac{\left(\frac{T'_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_i}{100}\right)^4}{T'_m - T_i} + 0,55 \sqrt[4]{\vartheta'_m} + 0,47 \sqrt[3]{\vartheta'_m} \quad (6)$$

— und für die isolierte, obere Fläche der Platte:

$$\alpha_e = \alpha_{es} + \alpha_{ec} = C \frac{\left(\frac{T_i + \varrho \vartheta'_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{100}{T_i}\right)^4}{\varrho \vartheta'_m} + 1,15 \sqrt[4]{\varrho \vartheta'_m} + 0,85 \sqrt[3]{\varrho \vartheta'_m} \quad (7)$$

Bedeutung der bisher nicht angewendeten Indices:

- $e$  — deutet auf die obere, isolierte Fläche der Platte
- $i$  — deutet auf die untere nicht isolierte Fläche der Platte
- $s$  — deutet auf Strahlung
- $c$  — deutet auf Konvektion

Für eine stationäre Wärmeströmung gilt:

$$\alpha_e \varrho \vartheta'_m = \alpha_e \vartheta'_m \quad (8)$$

und daraus folgt:

$$z_e = \varrho \theta_c \tag{9}$$

Aus dem bereits bestimmten Wert von  $\varrho$  erhalten wir den Wert  $z_e$  und aus der Gleichung

$$z_e = \frac{1}{\frac{1}{z_e} + \frac{\delta_{is}}{\lambda_{is}}} \tag{10}$$

läßt sich der Wärmedurchlaßwiderstand  $\frac{\delta_{is}}{\lambda_{is}}$  berechnen; mit der Wahl des Isolierstoffes ergibt sich auch die Isolierschichtstärke  $\delta_{is}$ .

Wir wollen nun die Verhältniszahl  $\frac{\theta_w}{\theta'_m}$  näher betrachten; diese Zahl bestimmt die erforderliche Übertemperatur an den äußeren Rohrwandflächen, mittels welcher die mittlere Übertemperatur an den unterem Flächenstreifen

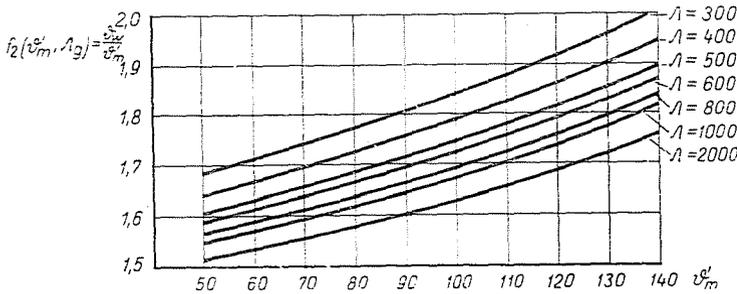


Abb. 6

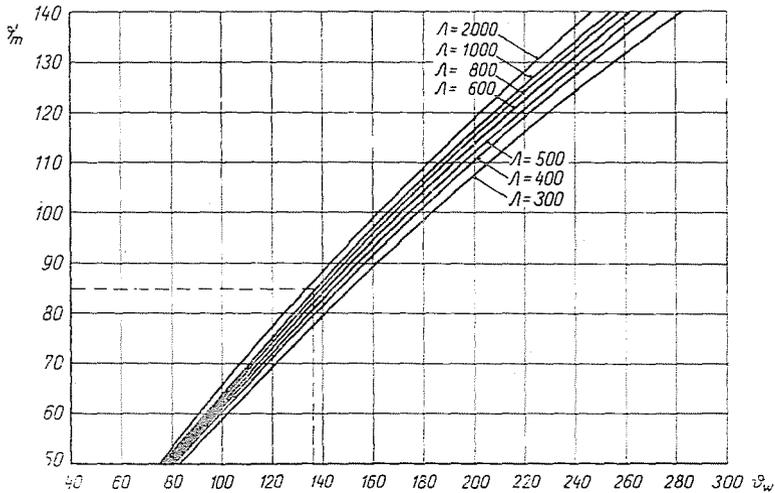


Abb. 7

von der Breite  $l'$  erzielt werden kann. Mit Rücksicht auf die Gleichung (2) ist die erwähnte Verhältniszahl mit guter Annäherung in Form

$$\frac{\vartheta_w}{\vartheta'_m} \approx \frac{\frac{ml'}{2}}{\operatorname{th} \frac{ml'}{2}} + \frac{m^2 l'}{2n \operatorname{th} \frac{n\delta}{2}} \quad (11)$$

zu schreiben.

Dieser Zusammenhang ist in Abb. 6 dargestellt. Die Werte der Verhältniszahl erscheinen hier als Funktionen der unabhängigen Veränderlichen von  $\vartheta'_m$  und in Abhängigkeit von den Parameterwerten  $A_g$ .

Wie aus den Kurven in Abb. 5 und 6 ersichtlich ist, hat der durch  $A_g$  gekennzeichnete Gütegrad der Strahlplatte einen entscheidenden Einfluß auf die Gestaltung beider vorherigen Funktionen  $f_1(\vartheta'_m A_g)$  und  $f_2(\vartheta'_m A_g)$ .

Dabei wird von der Größe  $\vartheta'_m$  die Funktion  $f_2$  stärker beeinflußt als die Funktion  $f_1$ .

Dies erklärt sich aus dem Umstand, daß im Ausdruck für  $f_2$  die Größe  $m$ , die ihrerseits stark von der Übertemperatur abhängt, in beiden Gliedern vorhanden ist. Auch die Kurvenbilder weisen deutlich auf die Wichtigkeit einer technisch möglichst wirksamen Verbindung zwischen Rohr und Platte, um einen möglichst hohen Wärmedurchlaßkoeffizienten  $A_g$  zu erzielen.

Auch zeigt es sich, daß die Zahl  $\frac{\vartheta_w}{\vartheta'_m}$  niemals als ein konstanter Wert angenommen werden kann. Diese Annahme würde auch in einem kleineren Temperaturintervall wesentliche Fehler nach sich ziehen. In Abb. 7 ist die mittlere Übertemperatur  $\vartheta'_m$  eines Plattenstreifens als Funktion der Übertemperatur der äußeren Rohrwand  $\vartheta_w$  dargestellt, mit Einbeziehung der bisher betrachteten Parameterwerte  $A_g = 300 \dots 2000$ . Wenn für die Plattenstreifen der Wert  $\vartheta_m = 77,5^\circ \text{C}$  erzielt werden soll, so benötigt man an der Rohrwand bei  $A_g = 2000$  eine Übertemperatur von  $\vartheta_w = 121^\circ \text{C}$ , hingegen mit  $A_g = 300$  steigt sie auf  $\vartheta_w = 137^\circ \text{C}$ . Daraus folgt, daß die Temperaturen den Plattenstreifen entlang der seitlichen Mantellinie der Rohrwände auch nicht mit einem konstanten Verhältnis zu der  $\vartheta_w$  Rohrwandtemperatur auszudrücken sind.

In Kenntnis der mittleren Übertemperatur des Plattenstreifens errechnet man die mittlere Übertemperatur der Platte wie folgt:

$$\vartheta_m = \frac{l' \vartheta'_m + \frac{d_a \pi}{2} \vartheta_w}{l' + \frac{d_a \pi}{2}} \quad (12)$$

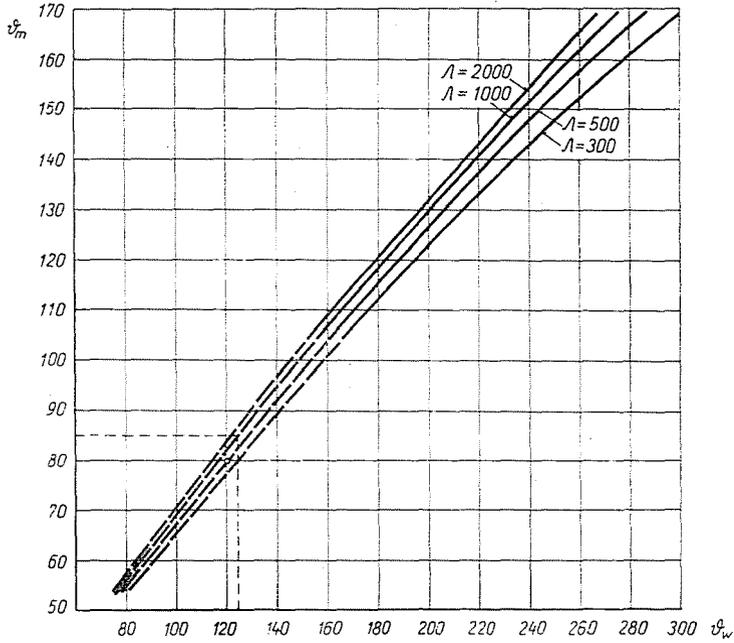


Abb. 8

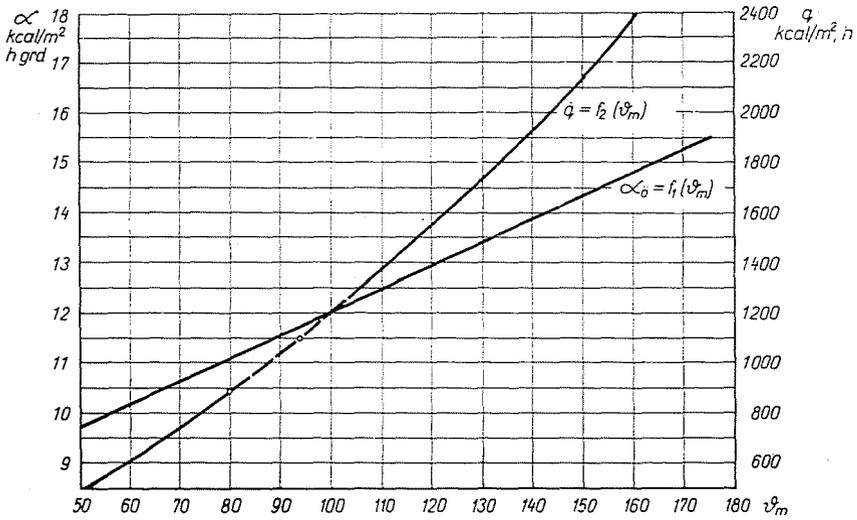


Abb. 9

Diese Formel gilt nur unter den folgenden Bedingungen:

1. Die Flächenränder außerhalb der beiden äußeren Rohren der Platte dürfen das Maß  $l/2$  nicht überschreiten.
2. Jedes Rohr wird bis zur Hälfte seines Umfanges von der Platte umhüllt.

In Abb. 8 sieht man die Größe  $\vartheta_m$  als Funktion von  $\vartheta_w$ , bei verschiedenen Parameterwerten von  $A_g$ . Auch hier kann man erkennen, daß die Verhältniszahl  $\frac{\vartheta_w}{\vartheta_m}$  niemals durch eine Konstante ersetzt werden darf.

Um die Ermittlung des Wertes  $A_g$  und auch andere Rechenoperationen zu erleichtern, wurde das Diagramm auf Abb. 9 konstruiert. Diese Abbildung enthält für Strahlplatten mit der schon erwähnten Isolierung die Kurven der folgenden zwei Funktionen:

$$z_i + z_e = f(\vartheta_m) \quad (13)$$

und

$$\dot{q} = (z_i + z_e)\vartheta_m \quad (14)$$

Nach Abmessen der Wärmeabgabe seitens der Wärmeträgerflüssigkeit kann man auf Grund der Formeln

$$\dot{q} = mc(t_c - t) \quad (15a)$$

oder

$$\dot{q} = mr \quad (15b)$$

aus den Kurven der Abb. 9 die mittlere Übertemperatur der Strahlplatte sofort ablesen. So ist z. B. bei einer Wärmeabgabe  $\dot{q} = 960$  kcal/h die gesuchte Übertemperatur  $\vartheta_m = 85^\circ \text{C}$ .

Aus den bisher bekannten Zusammenhängen kann man den Wärmedurchlaßkoeffizienten  $A_g$  in einfacher Weise bestimmen:

Wir nehmen an, daß die gemessene Temperatur der Rohraußenwand z. B.  $\vartheta_w = 125^\circ \text{C}$  beträgt; den Wert von  $\vartheta_m$  haben wir soeben zu  $85^\circ \text{C}$  bestimmt. In Abb. 8 finden wir in dem Schnittpunkt der entsprechenden Koordinaten die Parameterlinie von  $A_g = 1000$  kcal/m h grad. Dieser ziemlich hohe Wert ist nur mit einer besonders sorgfältig angefertigten Strahlplatte erreichbar. Die Meßgenauigkeit kann durch eine Kontrollmessung der mittleren Temperatur des  $l$ -breiten Flächenstreifens überprüft werden (s. Abb. 7).

Die einfachste, und zugleich höchst verlässliche Messung läßt sich mit gesättigtem Dampf durchführen. Der Wert von  $\vartheta_w$  weicht nämlich — wie wir dies noch näher erkennen werden — von der Übertemperatur  $\vartheta_i$  des Wärmeträgers kaum ab, und behält denselben Wert überall entlang der Rohrleitung. Hiedurch können Meßfehler sozusagen ausgeschlossen werden.

Über die Richtigkeit der Bauart und der Temperaturverteilung der Strahlplatte kann man ein genaues Bild gewinnen, wenn sowohl die Temperaturwerte als auch die Wärmeabgabe mit der Temperatur des Wärmeträgers in Beziehung gebracht werden. Dieser Vergleich ist besonders empfehlenswert und nützlich, wenn es sich um die Anwendbarkeit eines wenig bekannten, oder überhaupt noch unbekanntem Wärmeträgers handelt. Die Qualität und die Eigenschaften des Wärmeträgers können auf die Wirtschaftlichkeit der gesamten Einrichtung einen entscheidenden Einfluß ausüben.

Wenn einmal die übertragene Wärmemenge bekannt ist, so läßt sich die Differenz zwischen der Temperatur des Wärmeträgers und jener der Rohr- außenwand nach folgender Formel berechnen:

$$\dot{q}_{li} = \alpha'_{ir}(t_i - t_w) = \alpha'_{ir}(\vartheta_i - \vartheta_w) \text{ kcal/m h.} \quad (16)$$

In dieser Formel ist  $\alpha'_{ir}$  der Wärmedurchgangskoeffizient mit dem Zusammenhang

$$\alpha'_{ir} = \frac{1}{\frac{1}{d_i \pi \alpha_{ir}} + \frac{1}{2\pi \lambda_r} \ln \frac{d_a}{d_i}} \text{ kcal/mh grad} \quad (17)$$

ausgedrückt, wo

$d_i$  — die lichte Weite des Rohres m

$d_a$  — den Außendurchmesser des Rohres m

$\alpha_{ir}$  — den Wärmeübergangskoeffizienten vom Wärmeträger auf die Rohrrinnenwand kcal/m<sup>2</sup> h grad

$\lambda_r$  — die Wärmeleitzahl der Rohrwand kcal/m h grad bedeuten.

Das zweite Glied im Nenner, da dieses verschwindend klein ist, kann vernachlässigt werden. Dies bedeutet in Worten, daß wir von dem bedeutungslosen radialen Temperaturabfall absehen. Ebenso wird die Temperaturänderung entlang des Rohres nicht mit in Betracht gezogen. Somit ist die auf die Einheit der inneren Rohrfläche bezogene Wärmedurchlaßzahl

$$\alpha_{ir} = \frac{\alpha'_{ir}}{d_i \pi} \approx \alpha_{ir} \text{ kcal/m}^2 \text{ h grad.} \quad (18)$$

Nun soll die Wärmeübergangszahl zwischen dem Wärmeträger und der Rohrwand bestimmt werden. Zu diesem Zweck bedienen wir uns der folgenden Formeln:

— für laminare Strömung:

$$Nu = \left[ 3,65 + \frac{0,0668 \frac{Re Pr d_i}{L}}{1 + 0,045 \left( \frac{Re Pr d_i}{L} \right)^{2/3}} \right] \left( \frac{\eta_{fl}}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (19)$$

— und für turbulente Strömung:

$$Nu = 0,024 \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] Re^{0,8} Pr^{0,33} \left( \frac{\eta_{fl}}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (20)$$

welche wir dem »VDI-Wärmeatlas-1963« entnehmen.

Da die Wärmeströmung in beiden Fällen in Richtung vom warmen Wärmeträger gegen die Rohrwand verläuft, so kann man

$$\frac{\eta_{fl}}{\eta_w} = 1$$

setzen.

Für die Stoffwerte ist bei laminarer Strömung der Durchschnittswert der Temperaturen von Rohrwand und Wärmeträger, bei turbulenter Strömung die Mitteltemperatur des Wärmeträgers maßgebend. Es gilt, gemäß der zitierten Quelle, für den Wärmeübergangskoeffizienten von gesättigtem Dampf

$$\alpha_{\text{hor}} = 0,77 \alpha_{\text{vert}} \left( \frac{L}{d_i} \right)^{1/4} \quad (21)$$

Hier bedeutet

$\alpha_{\text{hor}}$  — den Wärmeübergangskoeffizienten eines horizontalen Rohres  
kcal/m<sup>2</sup> h grad

$\alpha_{\text{vert}}$  — denselben für vertikale Rohrstrecken kcal/m<sup>2</sup> h grad

$L$  — die Rohrlänge m.

Der Koeffizient  $\alpha_{\text{vert}}$  ist mit dem Zusammenhang

$$\alpha_{\text{vert}} = 7,3 \left( \frac{1}{L \Delta t} \right)^{1/4} \left( \frac{\lambda^3 \gamma^2 r}{\eta} \right)^{1/4} \quad (22)$$

auszudrücken. Mit der Bedeutung:

$L$  — Länge der vertikalen Rohrstrecke m

$\Delta t$  — Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rohrwand grad

$\lambda$  — Wärmeleitkoeffizient des Wassers bei der Temperatur des gesättigten Dampfes kcal/m h grad

$\gamma$  — spezifisches Gewicht des Wassers bei der Temperatur des gesättigten Dampfes kg/m<sup>3</sup>

$r$  — Verdampfungswärme des Wassers bei Temperatur der Sättigung kcal/kg

$\eta$  — dynamische Viskosität des Wassers kg sec/m<sup>2</sup>

Es sei hier bemerkt, daß in der zitierten Literaturquelle alle Größen mit den herkömmlichen technischen Maßeinheiten gekennzeichnet sind, und deshalb scheint es zweckmäßig zu sein, davon auch hier nicht abzuweichen.

Bei näherer Betrachtung der Formeln (21) und (22) kann man erkennen, daß die daraus resultierenden Werte von  $\alpha_{ir}$  für gesättigten Dampf sehr hoch sind. Der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten im vertikalen Rohrstück beträgt  $\sim 10\,000$  kcal/m<sup>2</sup> h grad. Somit mag bei horizontalliegenden 1/2''-Rohren der Koeffizient  $\alpha_{ir}$  ungefähr den Wert von 20 000 kcal/m<sup>2</sup> h grad erreichen. Also wird die Annahme für gesättigten Dampf von  $\alpha_{ir} = 10\,000$

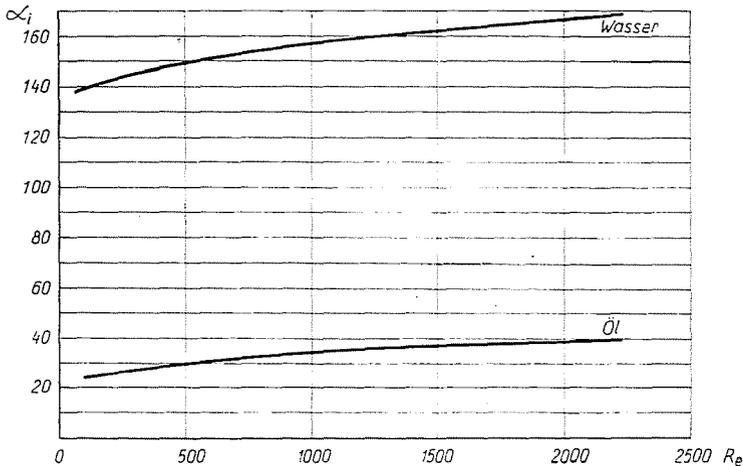


Abb. 10

kcal/m<sup>2</sup> h grad unsere Folgerungen weder in bezug auf Qualität, noch auf Quantität bemerkbar beeinträchtigen.

Abb. 10 zeigt die Wärmeabgabezahl  $\alpha_{ir}$  bei laminarer Strömung als Funktion der Reynolds-Zahl; Kurve (a) bezieht sich auf Wasser, Kurve (b) auf Öl. Aus diesen beiden Kurven kann man die Folgerung ziehen, daß bei einer relativ mäßigen Wärmeabgabe die bedingte Temperaturdifferenz zwischen dem Wärmeträger und der Rohrwand derart groß ist, daß eine solche Anordnung weder mit Rücksicht auf die Anschaffungskosten, noch auf den Energieaufwand gutgeheißen werden kann.

Nehmen wir als Beispiel eine Strahlplatte mit der mittleren Temperatur  $\vartheta_m = 80$  °C. Diese Platte ist durch eine spezifische Wärmeabgabe von 880 kcal/m<sup>2</sup> h gekennzeichnet (Abb. 12).

Wenn für die Wärmeträgerströmung die Re-Zahl 1500 gilt, so ergibt sich aus Abb. 10:

für Wasser  $\alpha_{ir} = 162$  kcal/m<sup>2</sup> h grad  
 und für Öl  $\alpha_{ir} = 37$  kcal/m<sup>2</sup> h grad

als Wärmeübergangskoeffizient. Für die Temperaturdifferenz  $\Delta t_{fw}$  zwischen dem Wärmeträger und der Rohrwand gilt aus der Gleichung

$$\frac{\dot{q}}{n} = A_i \alpha_{ir} \Delta t_{fw} \quad (23a)$$

$$\Delta t_{fw} = \frac{\dot{q}}{A_i \alpha_{ir} n} \quad (23b)$$

Hier bedeuten

$n$  — die Zahl der auf 1 m Plattenbreite entfallenden Rohre  $m^{-1}$

$A_i$  — die innere Oberfläche der Rohrstrecke von 1 m  $m^2/m$ .

Also ist die erwünschte Temperaturdifferenz:

$$\Delta t_{fw} = \frac{880}{5 \cdot 0,0494 \cdot 162} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und für Öl (als Wärmeträger)

$$\Delta t_{fw} = \frac{880}{5 \cdot 0,0494 \cdot 37} = 96,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Daraus geht klar hervor, daß eine laminare Strömung keinesfalls zugelassen werden kann.

Es wäre bei  $A_g = 500$  die Übertemperatur des Wassers

$$\vartheta_t = \vartheta_w + \Delta t_{fw} = 120 + 22 = 142 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und jene des Öls:

$$\vartheta_t = 120 + 96,4 = 216,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Wir finden nämlich für den Wert  $\dot{q} = 880$  in Abb. 9 eine Übertemperatur  $\vartheta_m = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ , und in Abb. 8 eine Übertemperatur der Rohrwand  $\vartheta_w = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$ . In Worten zusammengefaßt wird zur Aufrechterhaltung einer mittleren Übertemperatur von  $80 \text{ } ^\circ\text{C}$ , d. h. einer mittleren Temperatur von  $100 \text{ } ^\circ\text{C}$  eine mittlere Wassertemperatur von  $162 \text{ } ^\circ\text{C}$ , oder eine mittlere Öltemperatur von  $236,4 \text{ } ^\circ\text{C}$  benötigt. Diese Temperaturunterschiede dürfen in der Praxis nicht zugelassen werden.

In Abb. 11 sehen wir die Kurven der Werte des Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Reynolds-Zahl, (mit logarithmischen Koordinaten) für turbulente Strömung. Die Kurve (a) bezieht sich auf Wasser, und Kurve (b) auf Öl.

Es ist nicht überraschend, daß diese Werte für Wasser bedeutend höher sind als jene für Öl. Dies erklärt sich durch die größere Viskosität des Öls, und durch seinen bedeutend niedrigeren Wärmeleitkoeffizienten.

Mit Hilfe der Gleichung (23b), der Abbildungen 8, 9, 11 und in Kenntnis des äquivalenten  $\Delta t_g$ -Wärmedurchlaßkoeffizienten läßt sich die Über-temperatur  $\theta_t$  des jeweiligen Wärmeträgers berechnen, wenn einmal die praktisch mögliche Wärmeabgabe  $\dot{q}$  kcal/m<sup>2</sup> h der Strahlplatte bekannt ist.

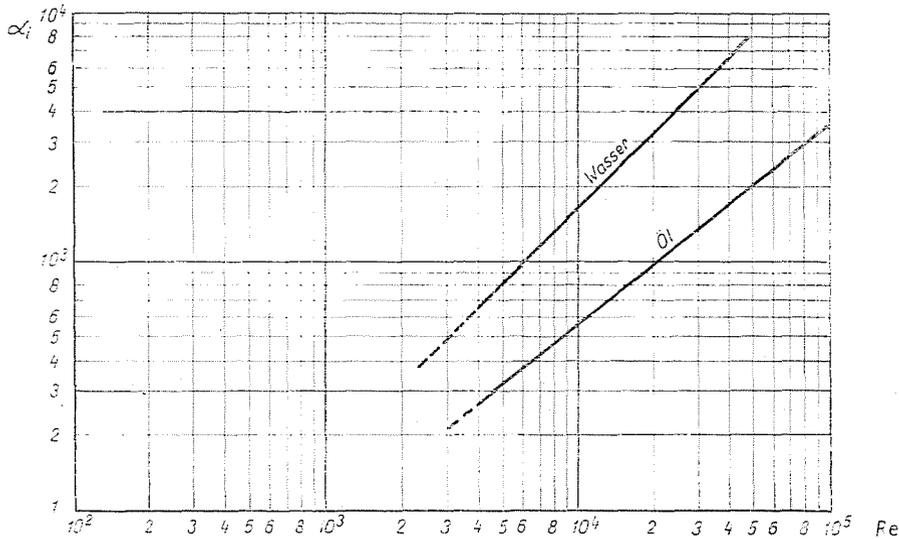


Abb. 11

In unseren obigen Ausführungen haben wir den Weg gezeigt, wie der Wert des äquivalenten Wärmedurchlaßkoeffizienten bestimmt werden kann. Wir wären, ohne diese Zahl zu kennen, in derselben unsicheren Lage, wie z. B. bei der Berechnung von Radiatoren in Unkenntnis des bezüglichen Wärmedurchgangskoeffizienten.

Es scheint weiters auch interessant zu sein, die notwendige Länge der Strahlplatte bei verschiedenen Reynolds-Zahlen unter der Bedingung eines gegebenen Temperaturabfalls  $\Delta t_r$  (zwischen Eintritts- und Austrittstemperaturen des Wärmeträgers).

Für eine Strahlplatte von der Länge  $L$  (und der normalen Breite von 1 m) gilt:

$$\dot{Q} = L \dot{q}. \quad (24)$$

Dieselbe Wärmemenge auf der Wasserseite wird als

$$Q = mc(t_e - t_a) = mc \Delta t_r \quad (25)$$

ausgedrückt.

Die benötigte Wassermenge:

$$\dot{m} = 3600 \frac{d_i^2 \pi}{4} w_s \rho n \quad (26)$$

mit einer Rohrzahl  $n$ .

In Funktion der Reynolds-Zahl ist die Geschwindigkeit

$$w_s = Re \frac{r}{d_i} \quad (27)$$

Aus obigen Formeln erhält man die Plattenlänge

$$L = \frac{3600 \frac{d_i^2 \pi}{4} w_s \rho c (t_v - t_r) n}{\dot{q}} \quad (28a)$$

bzw.

$$L = \frac{900 d_i \rho c (t_v - t_r) n r Re}{\dot{q}} \quad (28b)$$

In Kenntnis der Plattenlänge ergibt sich der Reibungs-Druckabfall entlang der Platte:

$$\Delta p_R = LS_1 = L \frac{\lambda}{d_i} \frac{w_s^2}{2} \rho \quad \text{N/m}^2 \quad (29a)$$

oder

$$\Delta p_R = LS_1 = L \frac{\lambda}{d_i} \frac{w_s^2 \cdot \gamma}{2 \cdot 9,81} \quad \text{mm W.S.} \quad (29b)$$

2. Nun gehen wir auf den Fall von heißem Wasser als Wärmeträger ein. Es wird als Beispiel die von der Platte geleistete spezifische Wärmeabgabe mit dem Werte von  $\dot{q} = 1100 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$  angenommen. Aus Abb. 9 entnehmen wir für die zugeordnete mittlere Übertemperatur der Platte den Wert:  $\vartheta_m = 94 \text{ }^\circ\text{C}$ . Wenn wir den äquivalenten Wärmedurchlaßkoeffizienten nacheinander mit  $A_g = 2000, 1000, 500, 300$  in Rechnung stellen, so erhalten wir für die Übertemperatur der Rohrwand  $\vartheta_w$  die Werte  $136^\circ; 139.5^\circ; 144^\circ; 149^\circ$  (ein sichtbares Zeichen des Einflusses von  $A_g$ ). Nun wählen wir aus dieser Reihe den  $A_g$ -Wert zu 500, da so ein Gütegrad von unseren Platten erwartet werden kann. Also ist die erwünschte Rohrwandtemperatur  $t_w = 144 + 20^\circ = 164^\circ$ , bei einer gewünschten Raumtemperatur von  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die Gleichungen (23) eignen sich zur Berechnung des Temperaturabfalls  $\Delta t_{fw}$  in der Grenzschicht. Abb. 12 bezieht sich auf den soeben besprochenen Fall. Diese Heißwassertemperatur kann als ausnahmsweise zulässiger Höchstwert gelten, weil nämlich, selbst bei einem angenommenen Temperaturabfall von  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , die

Temperatur des Vorlaufwassers, in Abhängigkeit von der jeweiligen Reynolds-Zahl, sich zwischen 185—190 °C bewegen kann, zu welchem Zweck ein Überdruck von 12—13 atü notwendig ist.

Aus energiewirtschaftlichen Rücksichten ist es wichtig, zu bedenken, daß aus praktischen Gründen die gewünschten Heizwassertemperaturen an die Herstellung von gesättigtem Dampf von 200—220 °C gebunden ist. Später soll

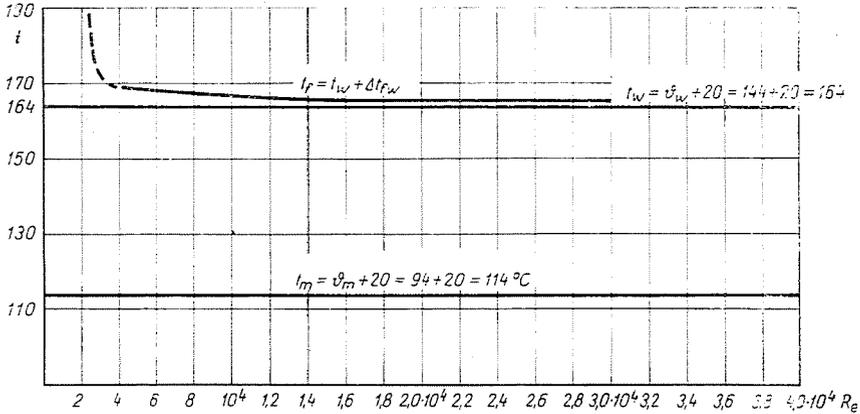


Abb. 12

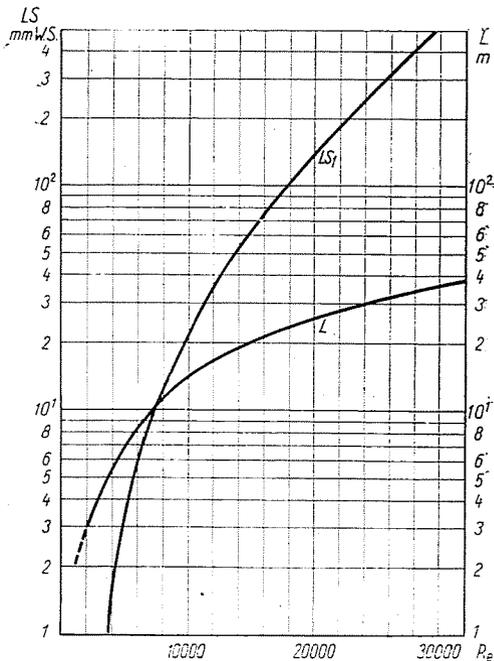


Abb. 13

darauf hingewiesen werden, daß die direkte Verwendung dieses gesättigten Dampfes namhafte Vorteile mit sich bringen kann. Aus Abb. 12 kann man erkennen, daß der in der Grenzschicht sich abspielende Temperaturabfall nicht vernachlässigt werden darf; bei Verwendung von Wärmeträgern besonders hoher Temperatur kann der von der Temperatur geforderte Druck höher sein als der für konventionelle Zentralheizungsleitungen als Norm geltende obere Grenzdruck; dies bedeutet soviel, daß man also hierfür Rohrarmaturen von besonderer Qualität benötigt. Aus dieser Abbildung läßt sich noch feststellen, daß es notwendig wäre, Strahlplatten mit 6 oder 7 Rohrstücken zu konstruieren; mit einer solchen Anordnung dürfte man erreichen, daß ein Wärmeträger mit einer bedeutend niedrigeren Temperatur genügen würde, um dieselbe Mitteltemperatur zu erreichen. Allenfalls hat man in der DDR für Wirtschaftlichkeitsberechnungen zur Ermittlung der pro Mark erreichbaren Wärmeabgabe Strahlplatten mit 7 Rohren als Grundlage angenommen. (In Ungarn wird das Optimum auf je 1 kg des eingebauten Stahlmaterials bezogen.)

Eine weitere Folgerung, die aus Abb. 12 gezogen werden kann, ist die Forderung nach einer höheren Reynolds-Zahl als 10 000, wenn man Heißwasser als Wärmeträger zirkulieren läßt. Diese Bedingung läßt sich erfüllen entweder mit Strahlplatten entsprechender Länge oder durch eine Serienschaltung solcher Platten. In Abb. 13 finden wir die Plattenlänge und den Reibungsdruckverlust als Funktionen der Reynolds-Zahl bei Annahme einer spezifischen Wärmeabgabe von  $\dot{q} = 1100 \text{ kcal/m}^2$  und für einen Temperaturabfall von  $\Delta t_{rr} = t_v - t_r = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Im besprochenen Beispiel ergeben sich aus Gleichungen (28b) und (29b) mit der Annahme von:

$$\dot{q} = 1100 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

$$\text{und } Re = 10\,000$$

die folgenden Wärmeträger-Temperaturen:

$$\text{mittlere Temperatur} \quad t_f = 166,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{d. h. Eintrittstemperatur} \quad t_v = 186,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{und Austrittstemperatur} \quad t_r = 146,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

um an der Strahlplatte eine mittlere Temperatur von  $114 \text{ }^\circ\text{C}$  zu erzielen (für eine vorausgesetzte Raumtemperatur von  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Dabei ist der Temperaturabfall in der Grenzschicht  $\Delta t_{fw} = 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ; Plattenlänge nach Gleichung (28b) oder gemäß Abb. 13,  $L = 14 \text{ m}$ , Druckabfall  $\Delta p_R = 21 \text{ mm W.S.}$  Selbstredend kann man auch längere Strahlplatten anwenden. Z. B. liefert uns Abb. 12 mit einer Reynolds-Zahl von  $1,48^4 \times 10^4$  einen Temperaturabfall in der Grenzschicht  $\Delta t_{fw} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ , und Abb. 13 einen Reibungsdruckverlust  $\Delta p_R = 66 \text{ mm W.S.}$  und eine Plattenlänge von  $20 \text{ m}$ .

Es steht aber fest, daß man die errechneten Werte mit Heißwasser nur in dem Fall erzielen kann, wenn der entsprechend hohe Gegendruck gehalten wird, wenn Armaturen von einer besonderen, die normale über-treffenden Qualität eingebaut sind, und überhaupt die gesamte Montagearbeit mit großer Sorgfalt ausgeführt ist.

Auf Grund unserer bisherigen Erfahrungen mit der üblichen Technologie und bei einer konventionellen Heißwassertemperatur wird eine Strahlplatte mit einer mittleren Übertemperatur  $\vartheta_m = 80^\circ\text{C}$  und einer mittleren Temperatur  $t_m = 100^\circ$  als praktisch allenfalls durchführbar erachtet.

Für eine solche Platte ergibt sich aus Abb. 8 eine Mitteltemperatur der Rohrwand von  $t_w = 140,5^\circ\text{C}$ , die Wärmeabgabe beträgt  $\dot{q} = 880 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ ; bei einer Reynolds-Zahl von  $Re = 10^4$  beläuft sich der Temperaturabfall zwischen Heißwasser und Rohrwand aus Gleichung (23b) auf

$$\Delta t_{fw} = \frac{880}{1800 \cdot 0,0195} = 2^\circ\text{C};$$

die mittlere Heißwassertemperatur wäre  $t_f = 142,5^\circ\text{C}$ , beim Eintritt  $162,5^\circ\text{C}$  und beim Austritt  $122,5^\circ\text{C}$ . Strahlplattenlänge  $L = 20 \text{ m}$  [nach Gleichung (28b)]; Geschwindigkeit des strömenden Wassers  $w_s = 0,135 \text{ m/sec}$ ; Reibungskoeffizient  $\lambda = 0,0348$ ; Reibungsdruckverlust entlang der  $20 \text{ m}$  langen Platte  $\Delta p_R = 36,6 \text{ mm W.S.}$

3. Wenn Öl als Wärmeträger verwendet wird, so können wir von einer bedeutend höheren Plattenmitteltemperatur ausgehen. Setzen wir  $t_f = \vartheta_m + t_i = 180^\circ\text{C}$ , d. h. eine Übertemperatur der Platte  $\vartheta_m = 160^\circ\text{C}$ . Hierzu liefert uns die Kurve in Abb. 8 bei  $\Delta t_g = 500$  die Übertemperatur der Rohrwand  $\vartheta_w = 265$ , d. h. ein Rohrwandtemperatur  $t_w = 285^\circ\text{C}$ .

Laut Abb. 9 gilt als spezifische Wärmeabgabe der Wert:

$$\dot{q} = 2370 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

In Abb. 14 finden wir die Öltemperatur für den besagten Fall als Funktion der Reynolds-Zahl. Wie man daraus ersehen kann, ist der kleinst zulässige  $Re$ -Wert  $10\,000$ , eben weil der Wert des Wärmeabgabekoeffizienten  $\alpha_i$  auffällig klein ist, d. h. es ergäbe sich ein ziemlich hoher Temperaturabfall in der Grenzschicht. Es wäre nämlich bei  $Re = 5000$ , nach Gleichung (23), und aus Abb. 14 ein Temperaturabfall von  $\Delta t_{fw} = 32^\circ\text{C}$ ; dieser Wert sinkt auf  $\Delta t_{fw} = 15,6^\circ\text{C}$ , falls  $Re = 10\,000$ . Deshalb soll man hier mit einer Reynolds-Zahl höher als  $10\,000$ , bzw. mit den dementsprechenden  $0,38 \text{ m/s}$  überschreitenden Geschwindigkeitswerten rechnen.

Auf Grund der Rechnungsergebnisse aus den Gleichungen (28) und (29) wurden in Abb. 15 die Kurven zur Darstellung der Plattenlänge  $L$  und des Reibungsdruckverlustes als Funktionen der Reynolds-Zahl eingezeichnet.

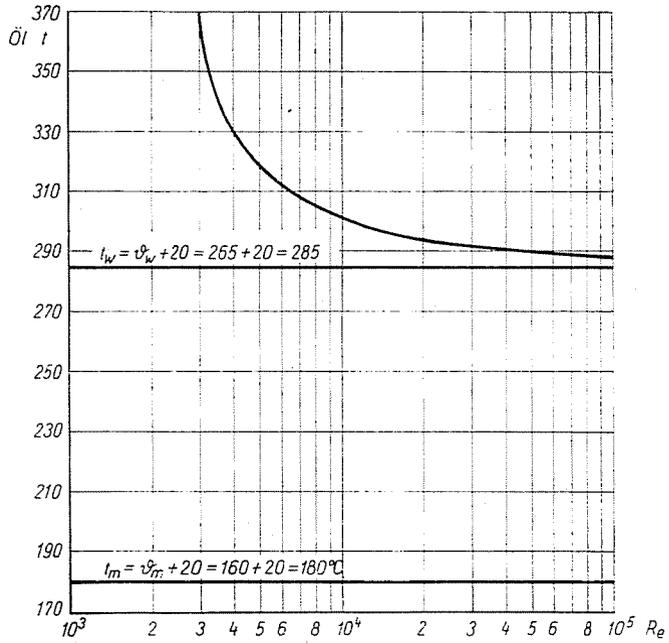


Abb. 14

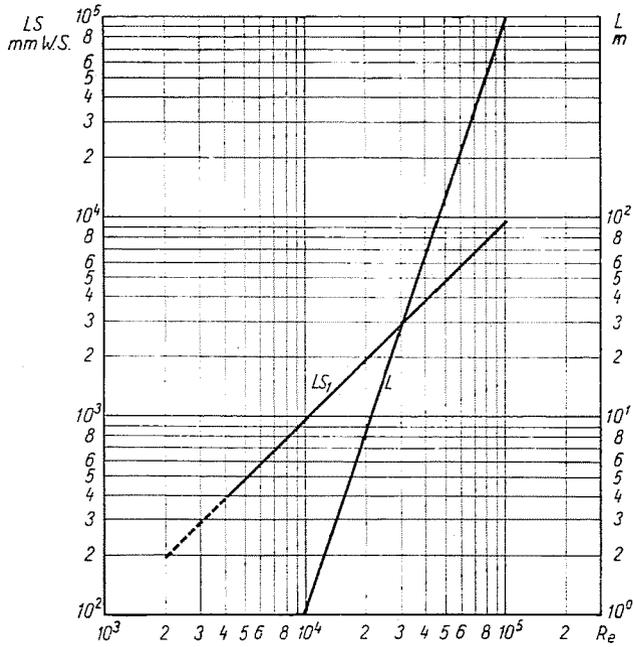


Abb. 15

Aus Abb. 15 läßt sich feststellen, daß mit dem angenommenen Wert von  $t_m = 180^\circ\text{C}$ , zu der Wärmeabgabe  $q = 2370 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ , und für den Fall eines Temperaturabfalls  $\Delta t_{vr} = t_v - t_r = 40^\circ\text{C}$  im Bereiche der Reynolds-Zahl (10 000—100 000) eine Plattenlänge von 10 bis 100 m benötigt wird. Der Wertebereich des damit verbundenen Reibungsdruckverlustes beläuft sich auf 100...100 000 mm W.S. Und laut Abb. 14 verläuft ein Temperaturabfall in der Grenzschicht im Bereiche von 15,6 abwärts bis  $2,33^\circ\text{C}$ . In unserer obigen Auseinandersetzung wurde gezeigt, daß die Wahl des Temperaturgefälles und des Druckes für die Ölpumpe als eine Frage der optimalen Bedingungen zu behandeln ist. Um für den Vergleich identische Grundlagen zu schaffen, wurde das Temperaturgefälle  $t_c - t_r = \Delta t_{vr} = 40^\circ\text{C}$  und die Reynolds-Zahl  $Re = 3 \cdot 10^4$  als Ausgangswerte beibehalten. Für diesen  $Re$ -Wert ergibt sich nun aus Abb. 14 ein Temperaturfall  $\Delta t_{fw} = 6,2^\circ\text{C}$ ; aus Abb. 15 eine Strahlplattenlänge  $L = 28,4 \text{ m}$ ; ein Reibungsdruckabfall von  $\Delta p_R = 2515 \text{ mm W.S.}$  Also ist die mittlere Öltemperatur

$$t_f = 285 + 6,2 = 291,2^\circ\text{C},$$

die Eintrittstemperatur  $t_v = 311,2^\circ\text{C}$ ,

und die Austrittstemperatur  $t_r = 271,2^\circ\text{C}$ .

Zu dieser Eintrittstemperatur gehört ein Öldruck von 800 Torr.

In Tabelle 1 sind die Stoffwerte des hier verwendeten Heizöls zusammengestellt:

Tabelle 1

Nr.	Kennwert	Dimension	Numerischer Wert		SI	Numerischer Wert	
			bei $15^\circ\text{C}$	bei $300^\circ\text{C}$		bei $15^\circ\text{C}$	bei $300^\circ\text{C}$
1	Dichte	$\text{g/cm}^3$	0,863	0,69	$\text{kg/m}^3$	863	690
2	Viskosität	Engler°	15		$10^{-6}\text{m}^2/\text{sec}$	125	0,6
3	Spezifische Wärme	$\text{kcal/kg grad}$	0,457	0,71	$\text{kJ/kg grad}$	1,913	2,94
4	Wärmeleitkoeffizient	$\frac{\text{kcal}}{\text{m h grad}}$	0,115	0,0968	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ h grad}}$	0,482	0,41
5	Dampfdruck	Torr (mm QS)	verschwindend klein	550	mbar bzw. $\text{N/m}^2$	verschwindend klein	732 73 200
6	Prandtl-Zahl					1200	12

NB: Siehe den Prospekt »Schmiertechnischer Dienst—Wärmeübertragungsöle« der Fa. BP Benzin und Petroleum AG.

Als Grundlage für unsere Berechnungen haben wir die Tabellenwerte für 300 °C verwendet. Der Flammpunkt des Öls ist 215 °C; also entsteht bei dieser Temperatur eine minimale Öldampfmenge, welche nach Anzündung an der ganzen Fläche plötzlich aufflammt und ebenso plötzlich auslöscht. Der Brennpunkt, bei welchem das Verbrennen 5 Sekunden lang fortbesteht, ist 360 °C.

Erstarrungspunkt —17 °C. Das erste Auffüllen, die notwendige Reserve vorgesehen, genügt für einen Betrieb von 10 Jahren. Die ungarischen Ölfir-  
men sind in der Lage, das Öl von der oben beschriebenen Qualität zu liefern.

Da nun der herrschende Druck in dem Rohrleitungssystem sich als die Summe aus dem statischen Druck und dem durch die Pumpe erzeugten Überdruck ergibt, sind die normalen Armaturen gut verwendbar. Man muß nur darauf achten, daß bei den Verbindungen keine Gewinde und Handdichtungen verwendet werden.

Demgemäß sind die Armaturen nur mit Flanschverbindungen zu montieren, wobei die Wahl der Druckstufen dem effektiven maximalen Druck und den maximalen Temperaturen entsprechen muß.

4. In unserem dritten Beispiel rechnen wir mit gesättigten Dampf. Als Grundlage nehmen wir einen gesättigten Dampf, welcher zur Erzeugung eines Vorlaufwassers von  $t_v = 160$  °C praktisch benötigt wird, d. h. einen gesättigten Dampf mit  $t_f = 180$  °C und mit einem Druck  $p = 10,225$  at:

Als erste Annäherung wählen wir die Übertemperatur der Rohrwand zu  $\vartheta_w = 159,5$  °C, und voraussetzungsgemäß eine Strahlplatte mit  $A_g = 500$ ; so finden wir aus Abb. 8 für die mittlere Übertemperatur der Platte

$$\vartheta_m = 103 \text{ °C}$$

womit, gemäß Abb. 9 eine Wärmeabgabe von

$$\dot{q} = 1250 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

verbunden ist.

Als Kontrolle erhalten wir für die Differenz zwischen Dampftemperatur und Rohrwandtemperatur laut Gleichung (25b):

$$\Delta t_{tw} = \frac{\dot{q}}{n \cdot A_f \cdot \alpha_f} = \frac{1250}{5 \cdot 0,0494 \cdot 10^4} = 0,506 \text{ °C}$$

also ein Wert, durch welchen unsere Annahme als gerechtfertigt erscheint. Die Verwendung von Dampf bringt den Vorteil mit sich, daß man in der Wahl der Plattenlänge freie Hand behalten kann.

Um den Reibungsdruckabfall leichter beurteilen zu können, soll eine Strahlplattenlänge von  $L_0 = 30$  m angenommen werden. So läßt sich die Wärmebelastung der einzelnen Rohrstücke folgend berechnen

$$\dot{q}_1 = \frac{L \dot{q}}{n} = \frac{30 \cdot 1250}{5} = 7500 \text{ kcal/h.}$$

Die im Rohr strömende Dampfmenge erfährt eine lineare Änderung entlang der Platte, da die Wärmeabgabe der Plattenlänge proportional ist. Die ganze Rohrlänge  $L_0$  soll vom Endpunkte ausgehend in Rechnung gestellt werden, weil an diesem Punkt bereits die Abgabe der gesamten Wärmemenge erfolgte. Wenn also ein Punkt in Betracht gezogen wird, welcher vom Endpunkt im Abstand  $L$  liegt, so gilt für die dort strömende Dampfmenge

$$m = \left( \frac{m_0}{L_0} \right) L. \quad (32)$$

In einem gegebenen Rohr beträgt der Reibungsdruckgefälle

$$\Delta p_R = \int_0^L K m^2 dL, \quad (33a)$$

wo  $K$  der Leitungskennwert ist, in welchem Durchmesser, Länge, Reibungskoeffizient, Wichte und ein konstanter Beiwert zusammengefaßt sind.

Der Reibungsdruckverlust läßt sich gemäß (32) in der Form

$$\Delta p_R = K \int_0^L \left( \frac{m_0}{L_0} \right)^2 L^2 dL \quad (33b)$$

anschreiben. Jene konstante  $\dot{m}_x$ -Dampfmenge, deren Durchströmen das selbe Rechnungsdruckgefälle hervorruft, läßt sich berechnen wie folgt:

$$K \dot{m}_x^2 L_0 = K \int_0^{L_0} \left( \frac{m_0}{L_0} \right)^2 L^2 dL. \quad (33c)$$

Hieraus erhält man:

$$\dot{m}_x = \frac{\dot{m}_0}{\sqrt{3}} \quad (34)$$

und in unserem Beispiel:

$$\dot{m}_x = \frac{\dot{q}}{r \sqrt{3}} = \frac{7500}{497,4 \cdot \sqrt{3}} = 8,7 \text{ kg h.}$$

bzw. in Form der abgegebenen Wärme:

$$\dot{q}_x = \frac{\dot{q}}{\sqrt{3}} = 4315.$$

Der Reibungsdruckabfall entlang der Strahlplatte, ist fast vernachlässigbar:

$$\Delta p_s L_0 R_1 = 30 \cdot 22 = 660 \text{ mmW.S.}$$

Zusammenfassend läßt sich ein Dampfbetrieb folgend charakterisieren: Praktisch sind die Dampftemperatur und die Rohrwandtemperatur identisch; demgemäß geben die Kurven in Abb. 6 das Verhältnis zwischen der mittleren Temperatur  $\vartheta'_m$  eines Plattenstreifens von der Breite  $l'$  und der Wärmeträgertemperatur  $\vartheta_f$  in Abhängigkeit von der Größe  $l_g$ .

Bezüglich der Dampftemperatur gibt es Beschränkungen wegen des zulässigen Druckes. Der Sättigungsdruck bei  $t_f = 180^\circ\text{C}$  entspricht nämlich bereits  $p = 10,225$  at.

Die Tabelle 2 enthält vergleichende Angaben für verschiedene Wärmeträger mit den praktisch verwendbaren Temperaturen und Druck, über die erreichbaren Leistungen, die Temperaturverhältnisse, Reibungswiderstände u. s. w.

Die Werte der Temperatur  $t_f = 162,5^\circ\text{C}$  und des Druckes  $p = 6,8$  at für Heißwasser wurden darum gewählt, weil die Herstellung dieses Wärmeträgers einen gesättigten Dampf von  $t_f = 180^\circ\text{C}$  und  $p = 10,225$  kg/cm<sup>2</sup> benötigt.

Dieselben Dampf-Zustandsgrößen gelten für die direkte Verwendung von gesättigtem Dampf als Wärmeträger. Es soll betont werden, daß unsere Beispiele mit Optimumfragen der Wirtschaftlichkeit oder des technischen Gütegrades nichts zu tun haben. Diesbezüglich wäre es notwendig, weitere Berech-

**Tabelle 2**  
Vergleichende technische Angaben

	Mittlere	Eintritt-	Austritt-	Druck, at
	Temperatur, °C			
	des Wärmeträgers			
	$t_f$	$t_e$	$t_r$	$p$
Heißwasser .....	142,5	162,5	122,5	6,8
Öl .....	291,2	311,2	271,2	1,1
Gesättigter Dampf .....	180	180	180	10,225

nungen anzustellen, doch geht dies über die Grenzen unserer gegenwärtigen Zielsetzung hinaus.

Aus der Tabelle geht hervor, daß die Wärmeabgabe der Strahlplatte ( $\dot{q}$  kcal/m<sup>2</sup> h) mittels Öl 2,7mal so groß ist als jene mittels Wasser, und 1,9mal so groß als jene mittels eines gesättigten Dampfes von 10,225 at.

In der Reihenfolge Öl — Wasser — Dampf lassen sich die folgenden Werte anschreiben:

— mittlere Temperatur	291,2 °C; 142,5 °C; 180 °C
— Betriebsdruck	1,1 at; 6,8 at; 10,225 at
— mittlere Plattentemperatur	180 °C; 100 °C; 123 °C

All dies scheint die Verwendung von Öl zu befürworten.

Wenn wir den Druckabfall entlang der Strahlplatte betrachten, erhalten wir eine umgekehrte Rangordnung

bei Öl: 2515 mm W.S.  
 bei Wasser: 36,6 mm W.S.  
 bei Dampf: 660 mm W.S.

Es wäre verfrüht, aus obigen Angaben den Vorzug dieses oder jenes Wärmeträgers anzuerkennen, z. B. scheint, vom regelungstechnischen Standpunkt aus das Heißwassersystem das vorteilhafteste zu sein, da man veränderlichen Heizansprüchen durch Regelung der Heizwassertemperatur rasch und genau nachkommen kann, wobei die Änderung der Temperatur die Pumparbeit nicht bemerkbar berührt. Im Falle einer Ölheizung ermöglicht auch die Änderung der Temperatur eine einfachere Art der Regelung, indessen ändert sich die Ölviskosität und Dichte zwischen breiten Grenzen, was bedeutende Leistungsänderung der Pumpe nach sich zieht. In bezug auf Regelbarkeit ist die Verwendung von gesättigtem Dampf auch vorteilhaft. Durch die Änderung des Druckes kann sich auch die Wärmeträgertemperatur zwischen 180°—120 °C ändern. Es bietet sich eine weitere Regelungsvariante, indem man einzelne

für die Verwendung verschiedener Wärmeträger

Mittlere Temperatur. °C			Wärmeabgabe. kcal/m <sup>2</sup> h	Länge. m	Reibungsdruckabfall. mm W.S.	Reynolds-Zahl	Äquivalenter Wärmedurchlaßkoeffizient. kcal/h m <sup>2</sup> grd
der Rohrwand	des Plattenstreifens der Länge l'	der Strahlplatte					
$t_w$	$t_m$	$t_m$	$q$	$L$	$p_R$	$Re$	$A_g$
140,5	92,5	100	880	20	36,6	11 000	500
285	160	180	2370	28,4	2515	30 000	500
179,5	113	123	1250	beliebig 30	660	—	500

Speiseleitungen der Strahlplatten ausschaltet, um den Betrieb dem herabgesetzten Heizanspruch anzupassen. Allerdings verlangt so eine Regelungsmöglichkeit einen gewissen Mehraufwand bei der Anschaffung von Rohrleitungen.

Was die Korrosion anbelangt, kommt der Vorrang dem Ölsystem zu. Demgegenüber ist in dieser Hinsicht der Dampfbetrieb besonders empfindlich.

Hinsichtlich der Einfachheit und Gleichmäßigkeit der Betriebsführung ist die Rangordnung:

— Wasser. Öl. Dampf.

Aus Montagerücksichten läßt sich der größte Vorteil des Ölsystems feststellen, wenn man sich den Betriebsdruck des Wärmeträgers vor Augen hält.

Der breite Temperaturbereich des jeweiligen Wärmeträgers bedingt einen sorgfältigen Ausgleich der Wärmedehnung. Bezüglich der Technologie der Montage und der anwendbaren Verbindungen von Rohren und Armaturen stellen die drei Wärmeträger ungefähr die gleichen Forderungen.

Es kann vorkommen, daß in einem gegebenen Betrieb die technologischen Verfahren die Anwendung eines Wärmeträgers mit möglichst hoher Temperatur fordern. Nun ist hier fraglos die Verwendung von Öl am meisten angezeigt. In Ungarn begegneten wir einigen solchen Spezialfällen, in welchen das Öl sowohl für technologische als auch für Heizungszwecke in Thermo-Ventilatoren verwendet werden konnte.

Die bisherigen Erfahrungen mit Öl als Wärmeträger sind günstig, so kann seine Anwendung im gegebenen Fall auch in Betracht gezogen werden.

Wir hatten mit dieser Abhandlung unter anderen auch das Ziel verfolgt, Untersuchungen betreffs der Verwendung von Öl als Wärmeträger im Gebiete der Strahlplattenheizung zu ermöglichen bzw. zu erleichtern.

### Zusammenfassung

Es wurden zunächst jene Gesetzmäßigkeiten behandelt, die unabhängig von den verschiedenen Wärmeträgern allgemeine Gültigkeit besitzen.

Um die Einheitlichkeit der Behandlungen zu wahren, wurde die Außenwandtemperatur der Röhre bei verschiedenen Wärmeträgern auf gleichem Niveau gehalten.

Bei Strahlplatten hat der gleichwertige Wärmedurchlaßkoeffizient zwischen den Rohren des Wärmeträgers und dem das Rohr umhüllenden Plattenstreifen eine ausschlaggebende Wichtigkeit. Es wird eine Meßmethode für die Bestimmung dieses Koeffizienten gezeigt.

Weiterhin werden die in Betracht kommenden verschiedenen Wärmeträger — Heißwasser, Sattldampf, Öl — geprüft und ihre Anwendbarkeit kritisch betrachtet.

### Literatur

1. MACSKÁSY, Á.: A sugárzó ernyő hőleadása (Die Wärmeabgabe von Strahlplatten). Épületgépészet (Bauinstallation), Budapest, 1963. Nr. 3—4.
2. MACSKÁSY, Á.: Nagycsarnok sugárzófűtésének elvi alapjai (Die theoretischen Grundlagen der Großraumstrahlungsheizung). Épületgépészet (Bauinstallation), Budapest, 1963. Nr. 3—4.
3. MACSKÁSY, Á.: Strahlungsheizung von Großräumen. Stadt- und Gebäudetechnik Berlin, 1965. Nr. 4—5.

Prof. Dr. Dr. Ing. E. h. Árpád MACSKÁSY, Budapest XI., Stoczek u. 2—4,  
Ungarn