

WÄRMETRANSPORT DURCH NATÜRLICHE KONVEKTION IN MEDIEN NAHE IHREM KRITISCHEN ZUSTAND*

ERICH W. P. HAHNE

Institut für Technische Thermodynamik, Technische Hochschule, München

(Eingegangen 30 Juli 1964)

Zusammenfassung—An einem mit Kohlendioxyd gefüllten Rohr, das an seinem unteren Ende beheizt und an seinem oberen Ende gekühlt war, wurde die Wärmetransportleistung durch natürliche Konvektion, für senkrechte und geneigte Lage des Rohres, in der Nähe des kritischen Zustandes seiner Füllung bestimmt.

Die scheinbare Wärmeleitfähigkeit erreicht bei Annäherung an den kritischen Zustand der Füllung ungewöhnlich hohe Werte von der 5000 bis 10 000 fachen Wärmeleitfähigkeit von Kupfer. Beim Überschreiten der kritischen Temperatur nimmt die scheinbare Wärmeleitfähigkeit wieder ab.

Die scheinbare Wärmeleitfähigkeit nimmt bei Neigung des Rohres zu, ebenso durch Einbringen eines achsparallelen Leitbleches.

FORMELZEICHEN

a ,	Temperaturleitfähigkeit;	β ,	isobarer thermischer Ausdehnungskoeffizient;
c_p ,	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck;	γ ,	Rohrneigung gegen die Senkrechte;
d ,	innerer Rohrdurchmesser;	δ ,	Grenzschichtdicke;
D ,	äusserer Rohrdurchmesser;	$\Delta\vartheta$,	Temperaturdifferenz zwischen den Messquerschnitten A und B;
F ,	Rohrquerschnittsfläche;	ϑ_M ,	Mitteltemperatur des Messrohres [$\vartheta_M = \frac{1}{2}(\vartheta_{MA} - \vartheta_{MB})$];
g ,	Schwerebeschleunigung;	ϑ_{MA} ,	bei A bestimmte Mitteltemperatur;
h ,	spezifische Enthalpie;	ϑ_{MB} ,	bei B bestimmte Mitteltemperatur;
l ,	Rohrlänge;	Θ ,	treibender Temperaturunterschied;
L ,	Abstand zwischen den Messpunkten A und B;	λ ,	Wärmeleitfähigkeit;
q ,	Wärmestromdichte;	λ_β ,	scheinbare Wärmeleitfähigkeit;
T ,	absolute Temperatur;	ν ,	kinematische Viskosität;
U_x ,	Thermospannung;	ρ ,	Dichte;
v_A ,	spezifisches Volumen des Kohlendioxyds im Ausgleichrohr einschliesslich der Verbindungskapillare;	ϕ ,	Wärmestrom.
v_M ,	spezifisches Volumen des Kohlendioxyds im Messrohr;		
V_A ,	Volumen des Ausgleichrohres einschliesslich der Verbindungskapillare;		
V_M ,	Volumen des Messrohres;		
α ,	Wärmeübergangskoeffizient;		

I. EINLEITUNG

DIE EXTREMEN Stoffwerte von Medien nahe dem kritischen Punkt lassen einen Wärmetransport in diesem Gebiet besonders wirkungsvoll erscheinen. Wie Schmidt (1939) dargelegt hat und erste Versuche zusammen mit Eckert und Grigull [1] bewiesen haben, wird nahe dem kritischen Punkt der Wärmetransport schon durch natürliche Konvektion technisch bedeutsam. Dabei kommt die Flüssigkeitsbewegung nur durch temperaturbedingte Auftriebsunterschiede im Schwerefeld zustande. Die grosse Wärmetransportleistung zur Kühlung thermisch stark

* Auszug aus der von der Fakultät für Maschinenwesen und Elektrotechnik der Technischen Hochschule München genehmigten Dissertation über „Wärmetransport durch natürliche Konvektion in Medien nahe ihrem kritischen Zustand“ des Diplom-Ingenieur Erich, Wilhelm, Perikles Hahne.

belasteter Gasturbinenschaufeln zu nützen, wurde ebenfalls von Schmidt angeregt [2] und an einer Versuchsturbine (1943) [3] erstmals erfolgreich erprobt und später fortgeführt [4]. Über Untersuchungen des Wärmetransports bei natürlicher Konvektion in der Nähe des kritischen Zustandes—z.T. Anfangsergebnisse der vorliegenden Arbeit—wurde von Schmidt [5], [6], [7] berichtet. Versuche zur Bestimmung des Wärmeüberganges in Medien nahe ihrem kritischen Punkt führten für natürliche Konvektion Doughty und Drake [8], Bonilla und Sigel [9], Simon und Eckert [10] und für Zwangskonvektion Bringer und Smith [11], und Koppel und Smith [12] durch.

Die Kühlmöglichkeit von Turbinenschaufeln liess eine Reihe von Arbeiten entstehen, die sich mit dem Wärmetransport mit Hilfe der Thermosiphonströmung im einseitig und beidseitig geschlossenen Kanal für homogene Flüssigkeiten befassten; sie sind zum Teil im Abschnitt Literatur aufgeführt.

In der vorliegenden Arbeit werden Versuche an einem unten beheizten und oben gekühlten Rohr beschrieben, das mit Kohlendioxyd („Reinst CO₂“) so gefüllt ist, dass sich bei kritischer Temperatur im Rohr gerade kritischer Druck einstellt.

Bei Zimmertemperatur von 20°C enthält dann das untere Rohrdrittel Flüssigkeit, der darüber liegende Raum gesättigten Dampf.

Neben dem Einfluss verschiedener Füllmengen wird jener der Rohrneigung und Kühlleistung untersucht, sowie auf Vorschlag von Schmidt, der Effekt eines in das Rohr gezogenen geraden Blechstreifens, der den Rohrquerschnitt halbiert und bei geneigtem Rohr den aufsteigenden vom abfallenden Strömungsteil trennt.

II. THEORETISCHE GRUNDLAGEN

Die durch den CO₂ Inhalt des Rohres beförderte Wärme hängt ab vom Wärmeübergang am beheizten Ende, der Konvektion, der Leitung im Medium (die meist gegen den konvektiven Wärmetransport vernachlässigt werden kann) und dem Wärmeübergang am gekühlten Ende. Bei unterkritischer Temperatur ist der Rohrinhalt in eine flüssige und eine gasförmige Phase getrennt. Beim Verdampfen und Kondensieren wird viel Wärme transportiert, da die grosse

Verdampfungswärme im wärmeren Rohrende aufgenommen mit dem Dampf zum kühleren Ende strömt und dort wieder abgegeben wird. Bei Annäherung an den kritischen Punkt nimmt die Verdampfungswärme ab und wird in diesem Punkt selbst zu Null. Im kritischen Punkt unterscheidet sich der flüssige Zustand nicht mehr vom gasförmigen, die Dichten beider Phasen sind dieselben und die unstetige Volumenzunahme verschwindet. Es liegt also ein homogenes Medium vor für das die Gesetze des konvektiven Wärmeüberganges ohne Phasenänderung gelten. Die Wärmeübergangskoeffizienten bei natürlicher Konvektion, die meist viel kleiner sind als beim Verdampfen und Kondensieren hängen nach der Ähnlichkeitstheorie von der Grashof-Zahl

$$Gr = \frac{d^3 g \beta \Theta}{\nu^2}$$

und der Prandtl-Zahl

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda}$$

ab. Dabei ist d eine kennzeichnende Länge, g die Schwerebeschleunigung, β der isobare thermische Ausdehnungskoeffizient, Θ ein treibendes Temperaturgefälle, ν die kinematische Viskosität, a die Temperaturleitfähigkeit des strömenden Mediums mit ρ als seiner Dichte, c_p seiner spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck und λ als seiner Wärmeleitfähigkeit.

Die Abhängigkeit zwischen Wärmeübergang und Kennzahlen wird in der dimensionslosen Form

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

wiedergegeben, wobei $Nu = ad/\lambda$ die Nusselt-Zahl ist und a der Wärmeübergangskoeffizient. Die Funktion f muss meist durch Versuche bestimmt werden.

Die Nusselt-Zahl hängt wesentlich von der Gestalt der wärmeabgebenden Fläche ab. Beim Rohr wird als kennzeichnende Länge zweckmässig der Durchmesser d gewählt und die Geometrie der wärmeabgebenden Fläche wird dann durch das Verhältnis Rohrlänge zu Rohrdurchmesser l/d wiedergegeben. Bei geneigten Rohren ist als zweiter geometrischer Parameter, der Neigungswinkel γ zu berücksichtigen.

Damit ergibt sich schliesslich für den Wärmeübergang ohne Phasenänderung im geneigten Rohr, wie er für den Wärmetransport bei kritischer und höherer Temperatur bestimmend ist, die allgemeine Beziehung

$$Nu = f(Gr, Pr, l/d, \cos \gamma).$$

Nun wächst in unmittelbarer Nähe des kritischen Punktes die spezifische Wärmekapazität $c_p = (\partial h / \partial T)_p$ (h ist die spezifische Enthalpie, T die absolute Temperatur des Mediums) rasch auf grosse Werte an und wird schliesslich unendlich. Ebenfalls unendlich wird der isobare thermische Ausdehnungskoeffizient

$$\beta = (\partial v / \partial T)_p / v$$

(v ist das spezifische Volumen des Mediums). Die Wärmeleitfähigkeit von Kohlendioxyd im kritischen Punkt bleibt endlich [13], die kinematische Viskosität nimmt mit wachsender Temperatur ab und erreicht im kritischen Punkt den für die Flüssigkeit kleinstmöglichen Wert.

Die naheliegende Vermutung, dass im kritischen Punkt der Wärmeübergangskoeffizient gegen Unendlich gehen müsste, womit eine endliche Wärmemenge bei unendlich kleiner Temperaturdifferenz übertragen würde, trifft nicht zu; denn wegen der endlichen Zähigkeit entsteht an der Wand eine Grenzschicht von geringer aber endlicher Dicke δ . Da der Wärmeleitkoeffizient endlich bleibt, ist ein endliches Temperaturgefälle notwendig, um einen Wärmestrom endlicher Grösse durch die Grenzschicht zu leiten.

Die Konvektionsbewegung nahe dem kritischen Punkt erreicht durch das Anwachsen des Ausdehnungskoeffizienten und die Verringerung der Viskosität sehr grosse Werte. Deshalb, und wegen der hohen Wärmekapazität, wird auch die transportierte Wärmemenge sehr gross. Bei Versuchen ist zu berücksichtigen, dass in Behältern endlicher Grösse nur in einer Höhe der Zustand des kritischen Punktes erreicht werden kann [14]. Messungen können deshalb Wärmetransportleistungen nur für mehr oder weniger grosse Zustandsbereiche in der Nähe des kritischen Punktes angeben.

Der Wärmetransport bei Konvektion soll in üblicher Weise als scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s ausgedrückt und für den mittleren, weder

geheizten noch gekühlten Rohrteil bestimmt werden. Diese scheinbare Wärmeleitfähigkeit entspricht demnach der Wärmeleitfähigkeit, die ein massiver, homogener Stab von gleichem Aussendurchmesser wie das Rohr haben müsste, um bei demselben Temperaturgradienten genau soviel Wärme durch Leitung abzuführen, wie das Rohr und sein Inhalt durch Leitung und Konvektion transportieren.

Für ein Rohrstück von der Länge L und dem äusseren Durchmesser D , also dem Querschnitt $F = D^2\pi/4$ ergibt sich der scheinbare Wärmeleitkoeffizient aus der Gleichung

$$\lambda_s = \frac{L}{F} \frac{\phi}{\Delta \vartheta} = \text{const} \frac{\phi}{\Delta \vartheta} \quad (1)$$

wobei ϕ der Wärmestrom und $\Delta \vartheta$ die Temperaturdifferenz beider Enden des Rohrstückes ist.

III. VERSUCHSAPPARATUR UND MESSEINRICHTUNG

Die Versuchsanordnung (Abb. 1) bestand aus dem Messrohr a, einem 2 m langen, gezogenen Stahlrohr (St. 35) von $d = 40$ mm Innendurchmesser und $D = 60$ mm Aussendurchmesser und einem über eine Kapillare b damit verbundenen gleichartigen Rohrstück von 500 mm Länge, dem Ausgleichrohr c. In das Messrohr war oben ein Feinmessmanometer und ein Kleinventil eingeschraubt. Zur Kühlung war das obere Rohr von einem Kühlmantel d umgeben, einer Hülse, die einen 30 mm weiten Ringraum von 230 mm Höhe entstehen liess, wovon 200 mm auf das Messrohr entfielen. Durch diesen Ringraum strömte Leitungswasser aus einem in 7 m Höhe unter der Zimmerdecke angebrachten Hochbehälter. Das untere Ende des Messrohres trug eine elektrische Heizwicklung e (Wicklungswiderstand 28,25 Ω) von 230 mm Länge, wovon wiederum 200 mm auf das Messrohr selbst entfielen. Die Heizwicklung war nach aussen von einem Asbestmantel geschützt.

Die Verbindungskapillare war mit dem einen Ende achsial unten in das Messrohr geschraubt, mit dem anderen Ende achsial unten in das 355 mm entfernte Ausgleichrohr eingeschweisst. Ein, das ganze Ausgleichrohr konzentrisch umschliessender Blechmantel bildete wieder einen Ringraum, den Flüssigkeitsmantel f, der mit Hilfe von Wasser bzw. Alkohol aus einem

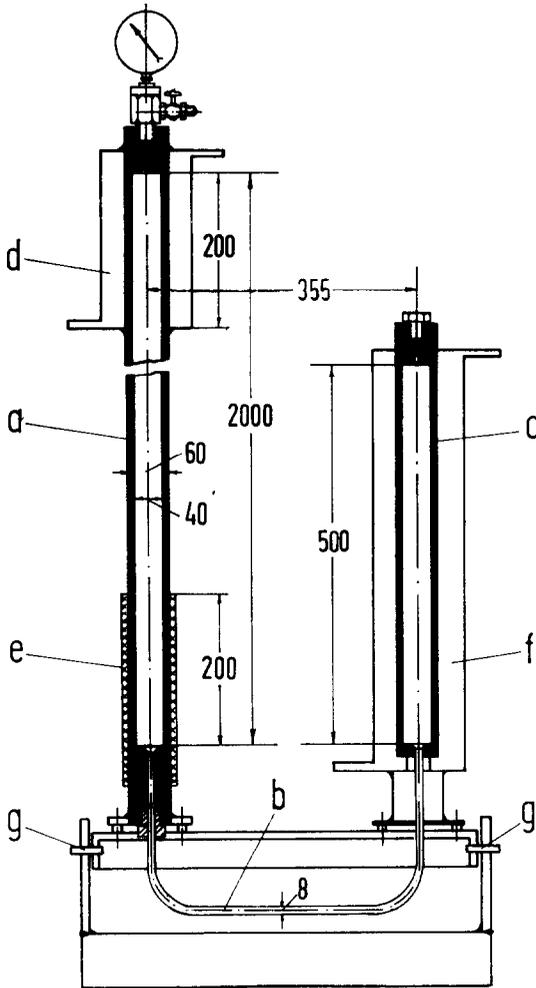


Abb. 1 Versuchsapparatur. a, Messrohr; b, Kapillare; c, Ausgleichrohr; d, Kühlmantel; e, Heizwicklung; f, Flüssigkeitsmantel; g, Drehbolzen.

Kältethermostat, das Ausgleichrohr konstant auf bestimmter Temperatur hielt. Durch Änderung dieser Temperatur liess sich die Füllmenge im Ausgleichrohr so ändern, dass die im Messrohr befindliche Stoffmenge geändert und die kritische Dichte genauer erreicht werden konnte.

Bei einem Volumen des Messrohres von $V_M = 2,52 \text{ dm}^3$, des Ausgleichrohres einschliesslich der Verbindungskapillare von $V_A = 0,66 \text{ dm}^3$, also einem gesamten Volumen von $3,18 \text{ dm}^3$, waren $1,67 \text{ kg}$ Kohlendioxyd einzufüllen, um

im Messrohr bei der kritischen Temperatur von $\vartheta_{\text{krit}} = 31,04^\circ\text{C}$ gerade den kritischen Druck von $p_{\text{krit}} = 75,270 \text{ at}$ und das kritische spezifische Volumen $v_{\text{krit}} = 2,15 \text{ dm}^3/\text{kg}$ [15] zu erreichen, wenn die Kohlensäure im Ausgleichrohr bei kritischem Druck, durch den Flüssigkeitsmantel auf 20°C gehalten wird.

Messrohr und Ausgleichrohr waren gemeinsam in einem Gestell gelagert, in dem sie um Drehbolzen g um eine horizontale Achse gedreht werden konnten.

Zur Aufnahme der Warmlötstellen der Thermolemente besass das Messrohr 26 Bohrungen von 5 mm Tiefe und 3 mm Durchmesser.

Jeweils zwei oder vier dieser Bohrungen waren versetzt um 90° , in bestimmten Rohrquerschnitten auf den Umfang verteilt. Der auf Seite 482 erwähnte Blechstreifen—er wird im folgenden Leitblech genannt—bestand aus 1 mm starkem, 40 mm breitem und 1600 mm langem Tiefziehblech. Das Leitblech teilte den lichten Querschnitt des geneigten Rohres in eine obere und untere Hälfte. Es erstreckte sich im Rohr vom oberen Ende der beheizten Fläche bis zum unteren Ende der gekühlten Fläche, sodass an beiden Enden die Flüssigkeit in die jeweils andere Rohrhälfte übertreten konnte.

Die Isolierung des Messrohres gegen Wärmeverluste wurde nach dem Alfoll-Verfahren durchgeführt, wobei 11 Aluminiumfolien im gegenseitigen Abstand von 8 mm konzentrisch um das Rohr angeordnet waren und die erste Folie unmittelbar auf das Messrohr geklebt war. Der Kühlmantel, der Flüssigkeitsmantel und die Verbindungskapillare waren mit 50 mm dicken, auf Pappe gesteppten Mineralfasermatten isoliert.

Die dem unteren Rohrende zugeführte Heizleistung wurde mit einem astatischen Präzisionsleistungsmesser mit Lichtmarke gemessen; der Kühlwasserdurchsatz wurde aus der Füllzeit eines Gefässes von 1000 cm^3 Inhalt bestimmt, der Druck im Messrohr auf einem Feinmessmanometer abgelesen. Die Temperaturmessungen wurden mit Thermolementen aus 0,2 mm starkem Manganin- und Konstantandraht durchgeführt. Ein Teil dieser Thermolemente war über einen Umschalter mit einem direkt anzeigenden Lichtmarkenmillivoltmeter verbunden. Die Thermospannung jener Elemente, die zur

Bestimmung des Temperaturverlaufs und der scheinbaren Wärmeleitfähigkeit dienten, wurde mit Hilfe eines thermokraftfreien Kompensators nach Diesselhorst-Hausrath nach der Kompensationsmethode bestimmt.

Alle thermoelektrischen Temperaturmessungen wurden gegen eine, durch Eis auf 0°C gehaltene Kaltlötstelle durchgeführt. Die Thermoelemente hatten alle dieselbe Länge von 180 cm. Die Messlötstellen bestanden aus kleinen, becherförmigen Kupferzylinderchen von 3 mm Durchmesser und 3 mm Höhe und einem 1 mm dicken Boden in den die Manganin- und Konstantandrähte weich eingelötet waren. Diese kleinen Zylinderchen passten mit Pressitz in die Bohrungen des Messrohres. Die anderen Enden der Thermoelemente waren an handelsübliche Drehschalter angeschlossen, die es gestatteten, jeweils 10 Warmlötstellen mit derselben Kaltlötstelle zusammenzuschalten. Diese Kaltlötstellen befanden sich, elektrisch isoliert in einem Kupferklötzchen, das umgeben von Paraffinöl, in einem Glasrohr steckte. Das Glasrohr war etwa 20 cm tief in ein 30 cm hohes, mit Eisgranulat von destilliertem Wasser gefülltes Dewargefäß eingetaucht.

Für die Abhängigkeit der Thermokraft von der Temperatur wurde ein Polynom zweiten Grades angenommen, dessen drei Konstanten aus zahlreichen, durch Vergleich mit geeichten Thermometern gewonnenen Messwerten mit Hilfe einer elektronischen Rechenmaschine bestimmt wurden. Das Polynom, der Einfachheit halber als Zahlenwertgleichung geschrieben, lautet

$$U_x = -0,005002 + 0,040164 \vartheta + 0,000042 \vartheta^2,$$

wobei U_x in mV und ϑ in °C angenommen ist.

Die mittlere Abweichung der Messwerte vom Polynomwert beträgt etwa $3 \cdot 10^{-4}$ mV, das bedeutet für die Messung einer Temperatur einen mittleren Fehler von etwa $\pm 0,007$ grd. Da das Polynom die Streuung der Messfehler weitgehend ausgleicht und da der Kompensator die Thermospannung auf $1 \cdot 10^{-4}$ mV abzugleichen erlaubte, ist jede Einzelmessung auf $\pm 0,5 \cdot 10^{-4}$ mV, eine Differenz zweier Messungen also auf $\pm 1 \cdot 10^{-4}$ mV unsicher, was einem Fehler der Temperaturdifferenz von etwa $\pm 0,0025$ grd entspricht.

IV. DURCHFÜHRUNG DER VERSUCHE

Bei einer, durch die Temperatur des Ausgleichrohres festgelegten Füllung des Versuchrohres stellen sich abhängig von Heizleistung, Kühlwasserdurchsatz und Kühlwasservorlauf-temperatur verschiedene Temperaturverteilungen längs des Messrohres ein. Die Versuche wurden bei sonst gleichen Verhältnissen jedesmal mit stufenweise geänderten Heizleistungen gefahren, was die Verschiedenheiten der Temperaturverteilung längs des Rohres zur Folge hatte.

Durch die Montagehöhe des Hochbehälters war bei gleichbleibendem Strömungswiderstand ein grösster Kühlwasserdurchsatz vorgegeben, der für alle Versuche mit Ausnahme eines, mit halber Kühlwassermenge durchgeführten Versuches, beibehalten wurde. Die Kühlung des Messrohres direkt aus der Wasserleitung mit grösserem Durchsatz hätte zwar noch höhere Heizleistungen ermöglicht, sie erwies sich, wegen des schwankenden Leitungsdrucks aber für exakte Messungen als zu ungleichmässig. Die Kühlwasservorlauf-temperatur zeigte gute Konstanz, ihre Grösse schwankte nur jahreszeitlich von etwa 9°C im Winter auf etwa 11°C im Sommer.

Die verschiedenen Füllmengen im Messrohr wurden durch Ändern der Temperatur des Ausgleichrohres bzw. durch Nachfüllen aus der Kohlensäureflasche erzielt. Gemessen wurde stets bei stationärem Zustand, der sich je nach Grösse der Heizleistungsänderung in 2 bis 5 Stunden einstellte.

In der Gleichung (1) $\lambda_s = L/F \cdot \phi/\Delta\vartheta$ ist mit dem Abstand $L = 1$ m zwischen den Messquerschnitten A und B und der Fläche $F = D^2\pi/4 = 2,827 \cdot 10^{-3}$ m² der erste Faktor $L/F = 354(1/m)$. Der Messquerschnitt A liegt 210 mm über dem oberen Ende der Heizwicklung (s. auch Abb. 5). Für die transportierte Wärmemenge ϕ wird die vom Wattmeter angegebene, um die Verluste ϕ_{verl} verminderte Heizleistung eingesetzt; $\Delta\vartheta$ ist der Unterschied der Mitteltemperaturen ϑ_{MA} und ϑ_{MB} der Messquerschnitte A und B. Jede dieser Mitteltemperaturen ergibt sich aus der Anzeige von vier, am gleichen Umfang um 90° versetzt angeordneten Thermoelementen.

Die scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s wurde für folgende Verhältnisse ermittelt:

1. Rohr mit kritischer Füllmenge, d.h. bei spezifischem Volumen $v_M = 2,15 \text{ dm}^3/\text{kg}$ in senkrechter und geneigter Lage mit Neigungen, gegen die Vertikale gemessen, die von 10 zu 10 Grad abgestuft, von 0 bis 80° reichen.
2. Nahezu senkrecht Rohr (Neigung 2°) mit verschiedenen Füllmengen, d.h. bei spezifischen Volumen $v_M = 2,00; 2,06; 2,11; 2,60; 2,76 \text{ dm}^3/\text{kg}$.
3. Stark geneigtes Rohr (80°)
 - a. mit verschiedenen Füllmengen ($v_M = 1,86; 1,93; 2,15; 2,36 \text{ dm}^3/\text{kg}$).
 - b. mit der Füllmenge bei $v_M = 1,93 \text{ dm}^3/\text{kg}$, aber mit halb so grossem Kühlwasserdurchsatz wie bei den übrigen Versuchen.
4. Rohr mit eingebautem Leitblech und kritischer Füllmenge in senkrechter und in Stufen von 10 Grad von 0 bis 80° geneigter Lage.
5. Geneigtes Rohr, das nach Ausbildung der Strömung in senkrechte Lage geschwenkt wurde, mit Leitblech bei kritischer Füllmenge.

V. VERSUCHSERGEBNISSE

1. Rohr mit kritischer Füllmenge in senkrechter und geneigter Lage

Abbildungen 2 und 3 geben den scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten λ_s des mittleren Rohrstückes AB bei kritischer Füllmenge, $v_M = 2,15 \text{ dm}^3/\text{kg}$, in Abhängigkeit von der mittleren Temperatur ϑ_{MA} des Querschnitts A wieder, mit den Rohrneigungen $\gamma = 0, 20, 40, 80^\circ$ bzw. $\gamma = 10, 30, 50, 70^\circ$ als Parameter.

Mit wachsender Temperatur steigt die scheinbare Wärmeleitfähigkeit stark an. Nahe der kritischen Temperatur erreicht λ_s bei stark geneigten Röhren sehr hohe Werte, die wieder steil abfallen, wenn ϑ_{krit} überschritten wird.

In den Diagrammen für die Abhängigkeit des scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten λ_s von der Rohrtemperatur, ist auf der Abszisse stets die Mitteltemperatur ϑ_{MA} im unteren Messquerschnitt A aufgetragen. Infolge des Temperatur- und Druckgradienten im Rohr, wird mit steigender Heizleistung der kritische Zustand zuerst am beheizten Ende erreicht; wegen störender Randinflüsse sind aber die Temperaturmessstellen

nicht beliebig nahe an die Heizwicklung zu bringen. Die im Querschnitt A gemessenen Temperaturen sind damit etwas geringer als die Flüssigkeitstemperatur in Höhe der Heizung. So kann in den Diagrammen ein Abfall des scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten kurz vor Erreichen der kritischen Temperatur bei ϑ_{MA} erscheinen; tatsächlich ist dann die kritische Temperatur in Höhe der Heizwicklung bereits erreicht oder überschritten.

Würde eine Messrohrmitteltemperatur $\vartheta_M = \frac{1}{2} (\vartheta_{MA} + \vartheta_{MB})$ anstelle von ϑ_{MA} aufgetragen, wäre diese Verzerrung der wirklichen Verhältnisse noch grösser.

In den Diagrammen ist der besseren Anschaulichkeit wegen auch das Verhältnis λ_s/λ_{Cu} eingetragen, wobei für Kupfer eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{Cu} = 350 \text{ W/m grad}$ zugrunde gelegt ist.

Geht man bei Neigungen von 0 bis 70° gegen die Senkrechte, von einer Heizleistung, bei der

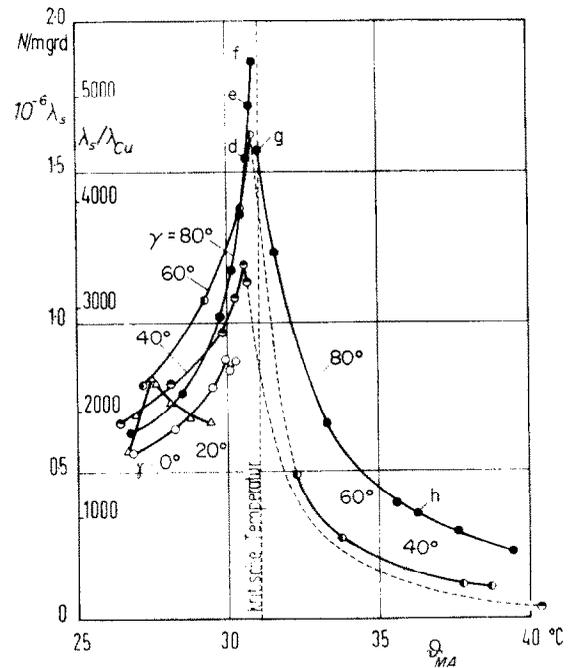


Abb. 2. Scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s bei kritischer Füllmenge im Versuchsrohr für verschiedene Rohrneigungen $\gamma = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$ und 80° in Abhängigkeit von der Rohrtemperatur ϑ_{MA} im Querschnitt A (vgl. Abb. 5).

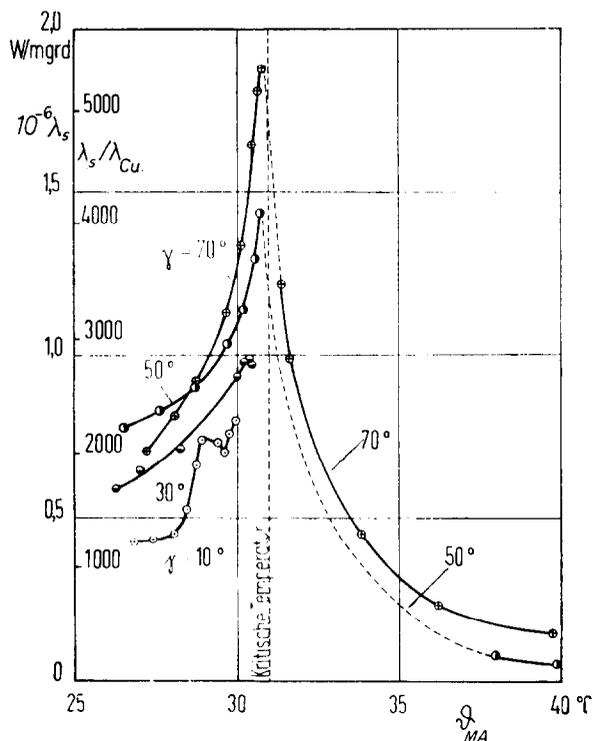


ABB. 3. Scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s bei kritischer Füllmenge im Versuchsrohr für verschiedene Rohrneigungen $\gamma = 10^\circ, 30^\circ, 50^\circ$ und 70° in Abhängigkeit von der Rohrtemperatur ϑ_{MA} im Querschnitt A (vgl. Abb.5).

noch alle Temperaturen unter der kritischen Temperatur liegen, zu höheren Heizleistungen über, ändern sich alle Temperaturen sprunghaft zu überkritischen Werten. Zugleich tritt eine starke Vergrößerung der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = \vartheta_{MA} - \vartheta_{MB}$ ein, wodurch das scheinbare Wärmeleitvermögen stark abnimmt.

In Abb. 4 entsprechen die drei Kurven I, II und III den an ihrem unteren Ende eingetragenen Heizleistungen. Während bei unterkritischer Temperatur eine Steigerung der Heizleistung um 11 W eine Verschiebung der Kurve II gegen I von nur 0,3 grad verursacht, hat eine weitere Steigerung der Heizleistung um 6 W wegen der damit verbundenen Überschreitung der kritischen Temperatur eine Verschiebung der Kurve III gegen II von etwa 1,1 grad zur Folge. In diesem Sprunggebiet sind auch bei kleineren Steigerungen der Heizleistung (z.B.

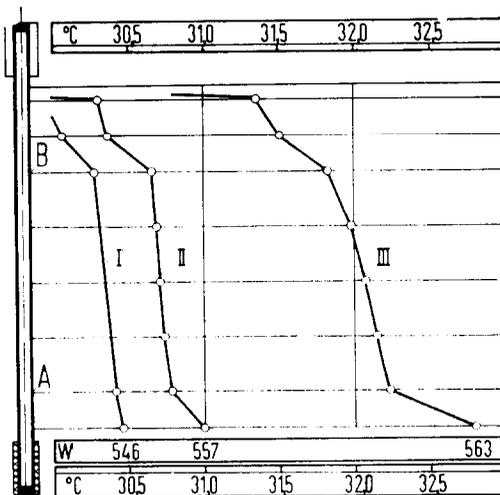


ABB. 4. Temperaturverteilungen längs des 60° geneigten Rohres, vor (Kurve I und II) und nach (Kurve III) dem „Sprung“.

um 1,5 W) keine stationären Temperaturverteilungen zu erhalten.

Die wegen ihrer Instabilität nicht messbaren Kurvenabschnitte der Temperaturabhängigkeit von λ_s sind in den Diagrammen gestrichelt gezeichnet.

Die nach dem Sprung wieder stationär messbaren Temperaturen liegen bei kleineren Rohrneigungen höher als bei grösseren Rohrneigungen. Bei Rohrneigungen geringer als 30° konnten stationäre Temperaturverteilungen bei überkritischer Temperatur nicht mehr gemessen werden, da die zugehörigen Drücke den Anzeigebereich des vorhandenen Manometers (100 atm) überstiegen.

Die Abb. 5 zeigt Temperaturverteilungen a-h am 80° geneigten Rohr bei verschiedenen, unter jeder Kurve in Watt angegebenen Heizleistungen. Dabei sind die Mittelwerte der zwei bis vier auf den Umfang eines Rohrquerschnitts verteilten Temperaturmessungen durch offene Kreise (\circ) dargestellt.

Die schwarz ausgefüllten Kreise beiderseits der Kurven geben jeweils den Grösstwert (an der Oberseite des Rohres) und den Kleinstwert (an der Unterseite) an. Zu beachten ist, dass im Temperaturbereich $29,5$ bis $31,0^\circ\text{C}$ der Massstab der Temperatur im Verhältnis 5:1 gestreckt ist.

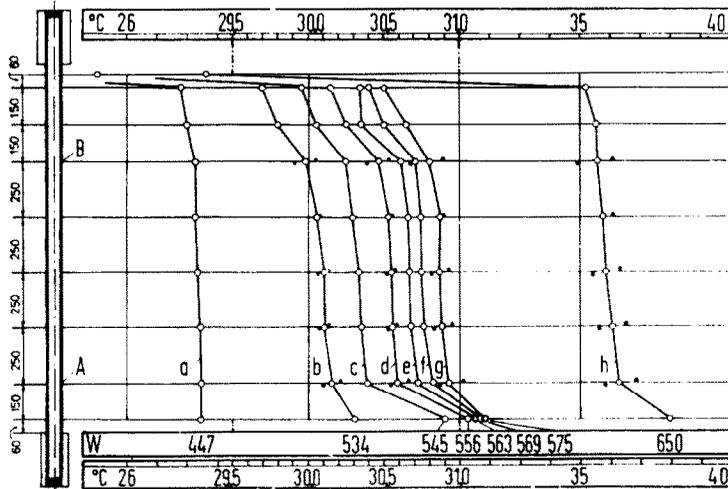


ABB. 5. Temperaturverteilungen a-h längs des 80° geneigten Rohres für verschiedene Heizleistungen. Die schwarzen Kreise zeigen die Temperatur der Rohrunterseite (Minimum) und der Rohroberseite (Maximum). Vgl. auch Abschnitt V.1.

Bei der, dem kritischen Punkt am nächsten kommenden Kurve sind die Temperaturabweichungen zwischen Rohrober- und Unterseite grösser als die Differenz der Mitteltemperaturen von A und B. Bei Annäherung an die kritische Temperatur vergrößert sich der Unterschied zwischen Ober- und Unterseite des Rohres im Querschnitt B stärker als bei A; erst im überkritischen Bereich werden auch bei A ebenso grosse Unterschiede wie bei B erreicht.

Die zu jeder Temperaturverteilung der Abb. 5 ermittelten scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten sind z.T. in Abb. 2 mit den gleichen Buchstaben bezeichnet wie die Kurven der Abb. 5.

2. Nahezu senkrechttes Rohr (Neigung 2°) mit verschiedenen Füllmengen

Da in Abb. 2 der Kurvenverlauf für das senkrechte Rohr von dem der geneigten Rohre stark abweicht, wurde das fast senkrechte Rohr (2° Neigung gegen die Senkrechte) bei verschiedenen Füllmengen, d.h. bei mittleren spezifischen Volumen zwischen 2,00 und 2,76 dm³/kg untersucht. Das Ergebnis der Messungen zeigt Abb. 6. Dabei fällt auf, dass der schon beim 10° geneigten Rohr in der Abb. 3 bei $\vartheta_{MA} = 28^\circ\text{C}$ und beim senkrechten Rohr nach Abb. 2 bei 27°C beobachtete Anstieg der Wärmeleitfähig-

keit, auch für kleine Neigungen gegen die Senkrechte besteht. Dagegen verschieben sich mit abnehmender Neigung die nahezu geradlinigen, wenig temperaturabhängigen Anfangsstücke der Kurven nach kleinen Wärmeleitfähigkeiten hin, wie Abb. 3 und 6 zeigen.

Unterschiede der Rohrfüllung machen sich deutlich bemerkbar: Eine Verkleinerung der Menge im Rohr—d.h. eine Vergrößerung des spezifischen Volumens seines Inhalts—ergibt für überkritische Rohrfüllungen ($v_M < v_{krit}$) eine geringfügige Verschiebung der Kurven nach oben. Zugleich rücken die steil ansteigenden Kurventeile näher an die kritische Temperatur heran. Wird die Menge im Rohr kleiner als die kritische Füllmenge mit $v_{krit} = 2,15 \text{ dm}^3/\text{kg}$, so wird, wie die Kurven für $v_M = 2,60$ und $2,76 \text{ dm}^3/\text{kg}$ zeigen, die erwähnte Erhöhung der scheinbaren Wärmeleitfähigkeit wesentlich grösser, und die Verschiebung des steil ansteigenden Kurventeils zur kritischen Temperatur hin hält an. Der Wert ϑ_{MA} , bei dem vor dem Sprung noch eine unterkritische Temperaturverteilung gemessen werden kann, ist für alle Füllmengen mit rund 29,9°C etwa der gleiche.

Bemerkenswert ist, dass für ein spezifisches Volumen von $v_M = 2,76 \text{ dm}^3/\text{kg}$ bei Überschreiten jener Heizleistung, die gerade noch

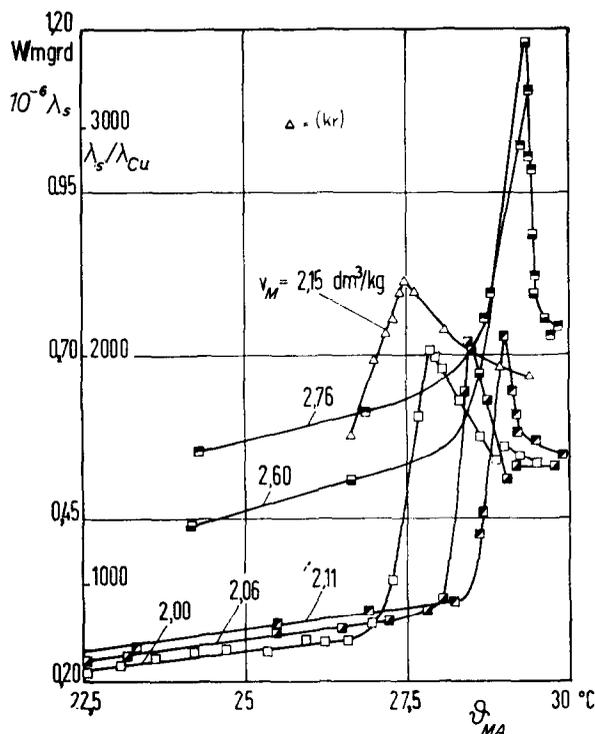


ABB. 6. Scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s für das wenig (2°) geneigte Rohr, bei verschiedenen Füllmengen v_M und für das senkrechte Rohr bei kritischer Füllmenge (kr), in Abhängigkeit von ϑ_{MA} im Querschnitt A.

messbare stationäre Temperaturverteilungen ergibt, der Anstieg von Druck und Temperatur nicht mehr gleichförmig erfolgt, sondern nahe der Heizwicklung nur die Temperatur stetig steigt, der Druck jedoch einen Wert von 73,0 at beibehält. Bei einer Temperatur von 30°C in Rohrmitte und 80°C an einer Stelle 60 mm über dem oberen Ende der Heizwicklung gemessen, wurde die Heizung, um ihr Durchbrennen zu verhindern, abgeschaltet.

3. Stark gegen die Vertikale geneigtes Rohr

1. mit verschiedenen Füllmengen $v_M = 1,36; 1,93; 2,15; 2,36 \text{ dm}^3/\text{kg}$.
2. mit halbem Kühlwasserdurchsatz $v_M = 1,93 \text{ dm}^3/\text{kg}$.

Bei unterkritischen Temperaturen zeigt Abb. 7 in grösserer Entfernung von ϑ_{krit} ebenfalls ein

Anwachsen der λ_s -Werte mit kleiner werdender Rohrfüllung. Erst in der Nähe der kritischen Temperatur (ab $29,6^\circ\text{C}$) sind die λ_s -Werte bei kritischer Füllung die jeweils grössten und die Maxima der λ_s -Kurven wandern mit zunehmendem v_M wieder zur kritischen Temperatur hin. Bei überkritischen Temperaturen bis etwa 38°C werden für kritische Füllmengen stets die grössten scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten gemessen. In grösserem Abstand von ϑ_{krit} (d.h. oberhalb 38°C) beeinflussen unterschiedliche Rohrfüllungen λ_s nur noch wenig.

Die Versuche mit der auf die Hälfte verminderten Kühlwassermenge ergaben bei gleicher Heizleistung im unterkritischen Gebiet um 10 Prozent, im überkritischen um 20 Prozent höhere Rohrtemperaturen ϑ_{MA} als bei grösster Kühlwassermenge.

Vermindert man die Heizleistung um 20 Prozent, so erhält man bei halber Kühlwassermenge

Abb. 7. Scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s für das stark (80°) geneigte Rohr, bei verschiedenen Füllmengen und für $v_M = 1,93 \text{ dm}^3/\text{kg}$ bei vollem (a) wie bei halbem (b) Kühlwasserdurchsatz in Abhängigkeit von ϑ_{MA} im Querschnitt A.

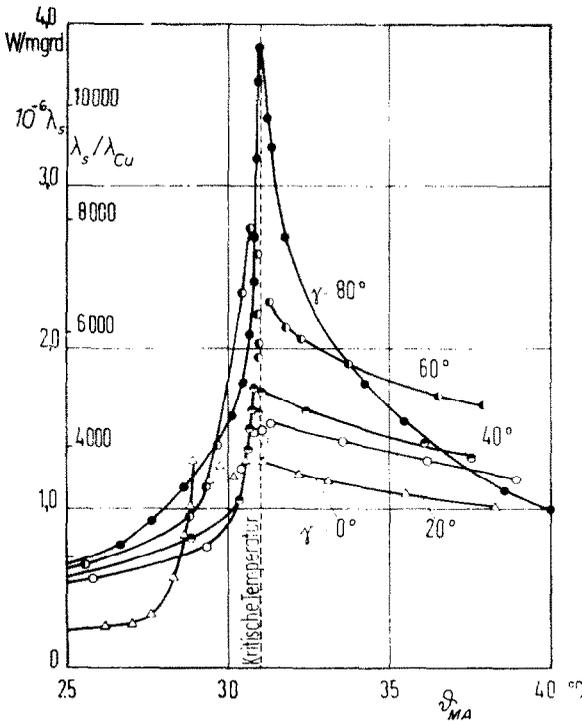
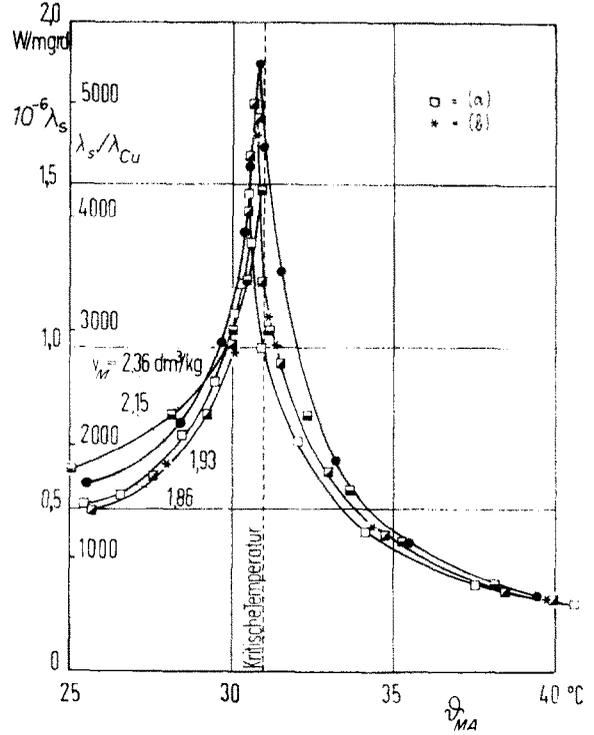


Abb. 8. Scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s für verschiedene Rohrneigungen γ bei kritischer Füllmenge und eingebautem Leitblech, in Abhängigkeit von der Rohrtemperatur ϑ_{MA} .

ABB. 9. Scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s für verschiedene Rohrneigungen γ , bei kritischer Füllmenge und eingebautem Leitblech, in Abhängigkeit von der Rohrtemperatur ϑ_{MA} .

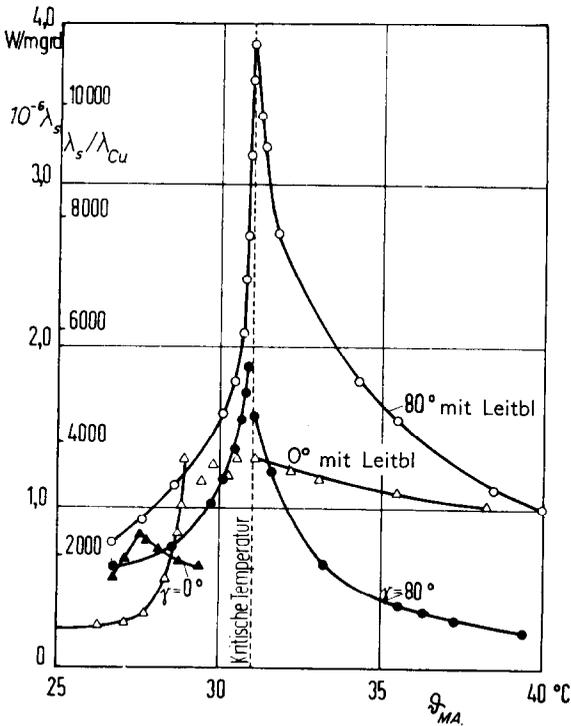
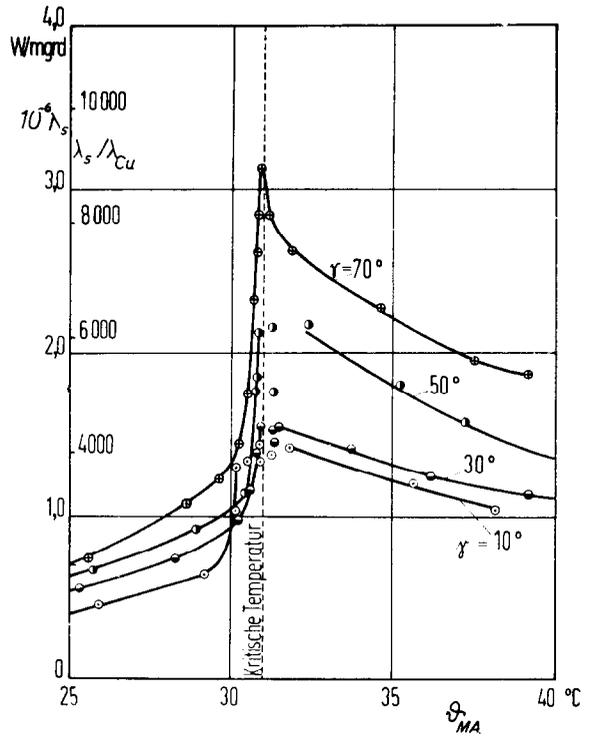


ABB. 10. Vergleich der scheinbaren Wärmeleitfähigkeit λ_s des senkrechten und 80° geneigten Rohres, bei kritischer Füllmenge, mit und ohne Leitblech.

die gleiche Rohrtemperatur und auch die gleichen scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten wie bei voller Kühlwassermenge.

4. Rohr mit eingebautem Leitblech und kritischer Füllmenge in senkrechter und geneigter Lage

An dem unterteilten Rohr wurden in gleicher Weise wie beim ungeteilten Rohr Messungen des scheinbaren Wärmeleitvermögens vorgenommen. Dabei hängen, wie die Abb. 8 und 9 zeigen, die scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten bei *unterkritischer Temperatur* von der Mitteltemperatur ϑ_{MA} in ähnlicher Weise ab wie beim ungeteilten Rohr. Für Neigungen von 30 bis 60° ergeben sich bis zu Temperaturen $\vartheta_{MA} = 30^\circ\text{C}$ nahezu gleiche Werte wie für das Rohr ohne Einbau; für das 20° geneigte und für das um 70 und 80° gegen die Senkrechte geneigte Rohr treten mit Leitblech jedoch stets höhere λ_s -Werte auf.

Steigt die Rohrtemperatur ϑ_{MA} über 30°C, so steigen die λ_s -Werte stark an und führen schliesslich zu Höchstwerten in unmittelbarer Nähe der kritischen Temperatur, die 1,5 bis 2 mal grösser sind als beim Rohr ohne Leitblech. (Abb. 10). Für das 80° geneigte Rohr wurde mit $\Delta\vartheta = 0,051$ grd die grösste, überhaupt gemessene scheinbare Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_s = 3,877 \cdot 10^6$ W/m grd ermittelt.

An die Stelle des früher erwähnten „Sprunges“ tritt beim unterteilten Rohr ein Bereich stark streuender Messwerte.

Für das senkrechte und das um 10° geneigte Rohr mit Einbau verschiebt sich der starke Anstieg von λ_s zur kritischen Temperatur hin. Beim senkrechten Rohr erhält man, ebenso wie beim ungeteilten Rohr, für die Temperaturabhängigkeit des scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten λ_s eine Kurve, welche die Kurven der geneigten Rohre schneidet. Das Gebiet streuender λ_s -Werte ist beim senkrechten Rohr ausgedehnter als bei geneigten Rohren.

Bei *überkritischen Temperaturen* ist der Einfluss des Leitbleches erheblich stärker als bei unterkritischen Temperaturen. Mit Ausnahme des um 80° geneigten Rohres ergeben sich Wärmeleitfähigkeiten, die weit über jenen des Rohres ohne Leitblech liegen, soweit für letzteres überhaupt stationäre Messungen möglich sind. Die Abnahme von λ_s mit steigender Rohrtemperatur

ist im unterteilten Rohr wesentlich geringer.

5. Geneigtes Rohr, das nach Ausbildung der Strömung in senkrechte Lage geschwenkt wurde

Da man vermuten könnte, dass die im geneigten Rohr mit Einbau sich ausbildende Strömungsform bei Aufrichten des Rohres in senkrechte Lage erhalten bleibt, wurden Messungen am 33° geneigten Rohr vorgenommen und unmittelbar nach seinem Senkrechtstellen. Das Ergebnis zeigt Abb. 11. Dabei sind die Messpunkte vor und nach dem Senkrechtstellen durch Linien mit Pfeilen verbunden. Die Kurven mit den eingezeichneten Messpunkten sind Abb. 8 und 9 entnommen.

VI. VERSUCHSAUSWERTUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN

In den Abb. 12 und 13 ist der Wärmefluss ϕ , bzw. die Wärmestromdichte q in Abhängigkeit von der Rohrtemperatur ϑ_{MA} für verschiedene Rohrneigungen dargestellt. Abb. 12 zeigt die Ergebnisse für das Rohr ohne Leitblech, Abb. 13 die für das Rohr mit Leitblech.

Die Messwerte für die Rohre mit Neigungen über 60° lassen sich bis auf die unmittelbare Nähe der kritischen Temperatur innerhalb der Versuchsstreuung ganz gut durch die ausgezogenen Geraden darstellen, deren Neigung bei unterkritischer Temperatur grösser ist als bei überkritischer. In einem Bereich von 1 grd unter bis 1 grd über der kritischen Temperatur steigt der Wärmefluss sehr stark an.

1. Einfluss der Rohrneigung auf die scheinbare Wärmeleitfähigkeit

Bei geneigtem Rohr ist für die Konvektionsbewegung die Komponente $g \cos \gamma$ wirksam; mit zunehmender Rohrneigung erhöht sich jedoch bei *überkritischer Temperatur* der Wärmetransport, wie Abb. 12 zeigt; denn die senkrecht zur Rohrachse gerichtete Komponente $g \sin \gamma$ trennt den leichteren Aufstrom vom schwereren Abstrom und verringert so den Impulsaustausch durch turbulente Verwirbelung der gegenläufigen Ströme.

ABB. 11. Scheinbare Wärmeleitfähigkeit λ_s bei kritischer Füllmenge für ein 33° geneigtes Rohr mit Leitblech, das nach Ausbildung der Konvektionsströmung in senkrechte Lage geschwenkt wurde. (a) vor dem Schwenken (33°); (b) nach dem Schwenken (0°).

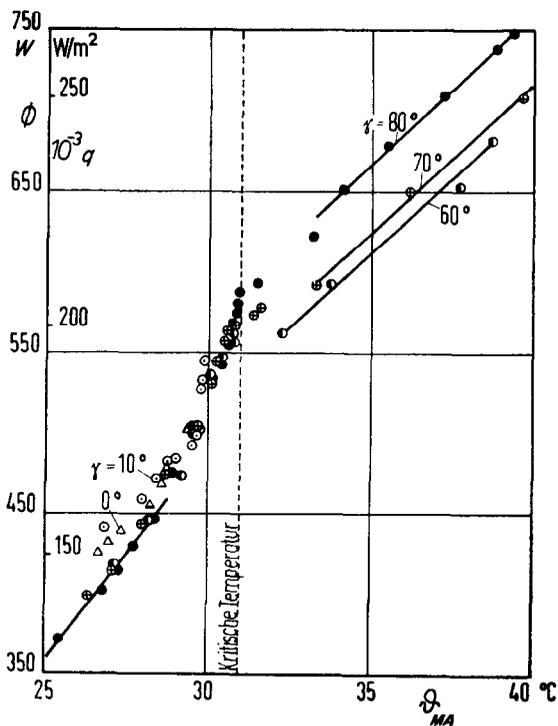
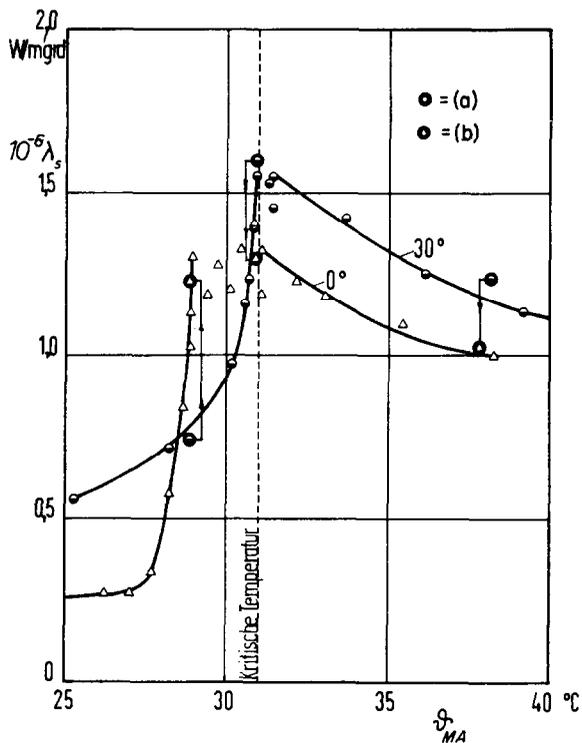


ABB. 12. Transportierte Wärme ϕ bzw. Wärmestromdichte q (auf den Rohrquerschnitt F bezogen) bei kritischer Füllmenge im Rohr ohne Leitblech, in Abhängigkeit von der Rohrtemperatur θ_{MA} .

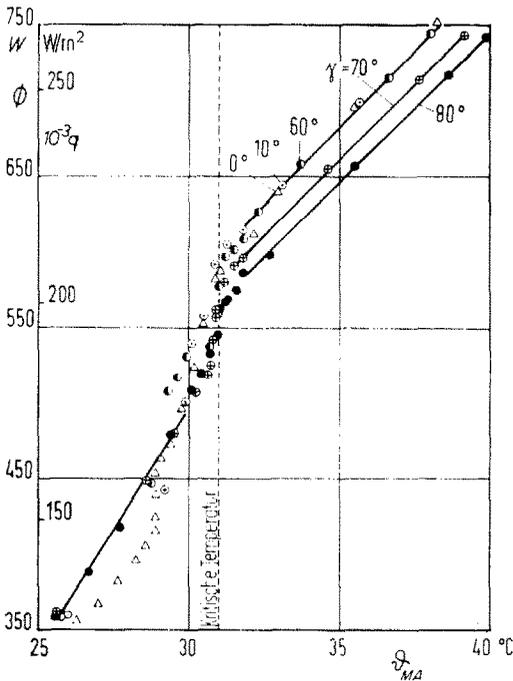


ABB. 13. Transportierte Wärme ϕ bzw. Wärmestromdichte q (auf den Rohrquerschnitt F bezogen) bei kritischer Füllmenge im Rohr mit Leitblech, in Abhängigkeit von der Rohrtemperatur ϑ_{MA} .

Bei *unterkritischer Temperatur*, wo der Rohrinhalt aus einer flüssigen und einer dampfförmigen Phase besteht, kondensiert der Dampf im oberen Teil des Rohres und läuft als Kondensat an der Wand herunter. Diese Trennung in zwei Phasen merklich verschiedener Dichte vermindert den turbulenten Austausch und erhöht bei kleinen Rohrneigungen die den Umlauf fördernde Wirkung der Schwerkraft. Deshalb liegen in Abb. 12 bei unterkritischer Temperatur die Messpunkte der Versuche mit kleiner Rohrneigung über denen mit grosser Neigung.

Für Rohrneigungen kleiner als 40° ist die Abnahme der scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten mit abnehmender Rohrneigung bei gleichzeitig zunehmendem Wärmefluss auf die Zunahme der gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen A und B zurückzuführen. Diese Vergrößerung der Temperaturdifferenzen ist wahrscheinlich wie folgt zu erklären: Bei starker Neigung des Rohres streicht der aufsteigende Dampf an der Oberseite der Rohrrinnenwand

entlang und das Kondensat fliesst als schmales Rinnsal an der Unterseite zurück. Dadurch entstehen die verhältnismässig grossen Temperaturunterschiede zwischen Rohroberseite und Unterseite, die in Abb. 5 gezeigt sind. Die aus vier über den Umfang verteilten Messstellen bestimmte Mitteltemperatur ϑ_{MB} liegt näher der Temperatur des Dampfes, da dieser einen grösseren Teil des Rohrumfanges berührt.

Bei geringer Neigung verteilt sich das zurückfliessende Kondensat auf einen grösseren Teil des Umfangs, wodurch sich die Mitteltemperatur ϑ_{MB} mehr der Temperatur des Kondensats nähert, das sich an der Kühlfläche etwas unterkühlt. Der für die Ermittlung der scheinbaren Wärmeleitfähigkeit benützte Temperaturunterschied $\Delta\vartheta$ wird also grösser und damit λ_s kleiner.

Die starke Abweichung des Kurvenverlaufs der scheinbaren Wärmeleitfähigkeit beim senkrechten und wenig geneigten Rohr von einem Verlauf, der durch Extrapolieren der Messung für stärker geneigte Rohre auf die Neigung Null zu erhalten wäre, ist durch die vielen Versuche zweifellos sichergestellt. Eine befriedigende Erklärung konnte dafür aber nicht gefunden werden.

Wie oben gesagt, konnten bei kleinen und mittleren Rohrneigungen in einem Temperaturbereich von wenigen Grad oberhalb der kritischen Temperatur keine stationären Temperaturverteilungen gemessen werden; stationäre Messungen waren erst oberhalb einer gewissen Temperaturdifferenz möglich.

Die Ursache des „Sprunges“ konnte nicht eindeutig erklärt werden. Die Beobachtungen des Lichtmarkenmillivoltmeters, das die Thermokräfte nach der Ausschlagmethode anzeigte, ergab im instationären Zustand, nachdem die Heizleistung über jenen Wert gesteigert wurde, der gerade noch stationäre Temperaturverteilungen ermöglichte, unmittelbar nach Einsetzen des Temperaturanstiegs am unteren Rohrende, einen Temperaturabfall am oberen Ende.

2. Einfluss verschiedener Füllmengen

Ändert man die Füllmenge im Rohr, so verschiebt sich die Höhe des phasentrennenden Meniskus, die dabei zugleich von der Rohrtemperatur abhängt.

Während bei kritischer Füllmenge die Volumina des Dampf- und des Flüssigkeitsanteils über alle Temperaturen nahezu gleich bleiben, nimmt der Flüssigkeitsanteil mit steigender Rohrtemperatur bei grösseren Füllmengen zu, bei kleineren Füllmengen ab.

Beim nahezu senkrechten Rohr beruht die Vergrößerung des scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten mit abnehmender Füllmenge (Abb. 6) auf einer Erhöhung der transportierten Wärmemenge (um ca. 10 Prozent) und—vor allem—auf einer Verringerung der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$. Letzteres ist wohl auf die geringere Überhitzung der Flüssigkeit bei kürzerer, darüberstehender Flüssigkeitssäule zurückzuführen.

Bei $v_M = 2,6$ bzw. $2,76$ dm³/kg nimmt der Flüssigkeitsanteil so stark ab, dass die Phasentrennfläche bei einer Rohrtemperatur von ca. 28,5°C unter die Messstelle A zu liegen kommt. Somit befinden sich beide Messquerschnitte im Dampfraum und die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = \vartheta_{MA} - \vartheta_{MB}$ wird entsprechend klein.

Der steile Anstieg von λ_s für unterkritische spezifische Volumen beruht auf der Verringerung der Temperaturdifferenz, wobei einer mit der Heizleistung gleichmässig zunehmenden Temperatur ϑ_{MA} eine stärker zunehmende Temperatur ϑ_{MB} gegenübersteht. Der anschliessende steile Abfall des scheinbaren Wärmeleitkoeffizienten ergibt sich aus der Vergrößerung der Temperaturdifferenz, wobei hier mit Erhöhung der Heizleistung, ϑ_{MB} weniger zunimmt als ϑ_{MA} .

3. Einfluss des Leitblechs

Das Leitblech trennt bei grossen Neigungen des Rohres den leichteren Aufstrom vom schwereren Abstrom und verhindert den Impulsaustausch zwischen beiden Strömen. Die am Blech zusätzlich auftretende Reibung ist gegen den turbulenten Impulsaustausch bei nicht vorhandenem Leitblech gering. Entsprechend zeigen die Versuche in Abb. 13 bei *überkritischer Temperatur* für Neigungen von 60 und 70° eine deutliche Erhöhung der transportierten Wärme gegenüber dem Rohr ohne Leitblech. Es deutet sich in diesem **Bereich** auch eine der Auftriebskomponente $g \cos \gamma$ entsprechende Erhöhung der transportierten Wärme mit abnehmender Neigung γ an. Das Gleichbleiben der transportierten

Wärmemengen für Neigungen zwischen 0 und 60° könnte auf die Anordnung des Leitbleches im Rohr zurückzuführen sein (s. S. 484), die bei geringen Rohrneigungen ein gleichzeitiges Auf- und Abströmen des Mediums an beiden Seiten des Leitblechs zulässt.

Bei *unterkritischer Temperatur* ist ein Einfluss des Leitblechs auf die scheinbare Wärmeleitfähigkeit nur bei stark und bei sehr wenig geneigtem, bzw. senkrecht stehendem Rohr deutlich erkennbar. Die Verringerung des Wärmeflusses im stark geneigten, unterteilten Rohr gegenüber dem ungeteilten Rohr wird durch eine Verkleinerung der Temperaturdifferenz überkompensiert, was zu den höheren λ_s -Werten führt.

Beim senkrecht stehenden Rohr erfolgt durch das Leitblech keine Trennung des Auf- und Abstroms, so dass eine Wirkung des Bleches nicht zu erwarten wäre. Der Verlauf von λ_s bei unterkritischer Temperatur ist auch ähnlich jenem ohne Leitblech; in der Nähe der kritischen Temperatur jedoch tritt kein „Sprung“ auf.

Beim unterteilten Rohr erfolgt also der Wärmetransport bei allen Temperaturen und in allen Lagen bei stationären Verhältnissen.

Die Versuche gestatten Rückschlüsse auf die Turbinenschaufelkühlung, wo durch grosse Fliehkräfte ähnlich grosse Grashof-Zahlen wie nahe dem kritischen Punkt erreicht werden und wobei die Corioliskräfte eine ähnlich trennende Wirkung auf die Strömung ausüben wie die Rohrneigung.

Eine Anwendung könnten derartige, extrem gut wärmeleitende „Stäbe“ unter anderem in Kernreaktoren finden. Falls die Betriebstemperatur etwas unterhalb der kritischen festgelegt wird, erschweren die hohen Wärmeleitkoeffizienten im kritischen Zustand das Überschreiten dieser Temperatur erheblich und erhöhen dadurch die Betriebssicherheit.

Da genügend sichere Stoffwerte für CO₂ nahe dem kritischen Punkt nicht vorliegen, wird hier von Ähnlichkeitsbetrachtungen abgesehen.

DANKSAGUNG

Herrn Professor Dr.-Ing. habil, Dr.rer.nat.h.c., LL.D.h.c. Ernest Schmidt möchte ich für die Anregung der Arbeit und zahlreiche Vorschläge, Herrn Professor Dr.-Ing. U. Grigull für viele wertvolle Hinweise Dank sagen.

LITERATUR

1. E. SCHMIDT, E. ECKERT und U. GRIGULL, Wärmetransport durch Flüssigkeiten in der Nähe ihres kritischen Zustandes, *Jb. Dtsch. Luft.* 2, 53 (1939); und AAF Translation Nr. 527, Air Material Command, Wright Field, Dayton, Ohio.
 2. E. SCHMIDT, Möglichkeiten der Gasturbine als Flugzeugantrieb, *Geheimschr. Dtsch. Akad. Luftf. gKos. Schr.* 1055, 59 (1942).
 3. E. SCHMIDT, Wärmeübertragung durch natürliche Konvektion in starken Fliehkraftfeldern bei der Kühlung von Gasturbinen, *Abh. Braunsch. Wiss. Ges.* 1, 109 (1949).
 4. R. FRIEDRICH, Eine Gasturbine mit gekühlten Schaufeln für Gastemperaturen über 1000°C, *Brennst.-Wärmekr.* 14, 368 (1962).
 5. E. SCHMIDT, Wärmeübertragung bei natürlicher Konvektion, insbesondere durch Stoffe in der Nähe ihres kritischen Zustandes, *Advanc. Aeronaut. Sci.* 1, 333 (1959).
 6. E. SCHMIDT, Wärmetransport durch natürliche Konvektion in Stoffen bei kritischem Zustand, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 1, 92 (1960).
 7. E. SCHMIDT, Thermische Auftriebsströmung und Wärmeübergang, *Z. Flug.* 8, 273 (1960).
 8. D. L. DOUGHTY und R. M. DRAKE JR., Free convection heat transfer from a horizontal right circular cylinder to Freon 12 near the critical state, *Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs* 78, 1843 (1956).
 9. C. F. BONILLA und L. A. SIGEL, High-intensity natural convection heat transfer near the critical point, *Chem. Engng Progr. Symp. Ser. Heat Transfer* 57, 87 (1961).
 10. H. A. SIMON und E. R. G. ECKERT, Laminar free convection in carbon dioxide near its critical point, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 6, 681 (1963).
 11. R. P. BRINGER und J. M. SMITH, Heat transfer in the critical region, *J. Amer. Inst. Chem. Engrs* 3, 49 (1957).
 12. L. B. KOPPEL und J. M. SMITH, Turbulent heat transfer in the critical region, *Int. Developments in Heat Transfer III ASME* (1961).
 13. A. MICHELS, J. V. SENGERS und P. S. VAN DER GULIK, The thermal conductivity of carbon dioxide in the critical region. II. Measurement and conclusions, *Physica* 28, 1216 (1962).
 14. BAEHR, H. D. Der Einfluss der Schwerkraft auf die kritischen Erscheinungen, *Z. Elektrochem.* 58, 416 (1954).
 15. A. MICHELS, B. BLAISSE und C. MICHELS, The isotherms of CO₂ in the neighbourhood of the critical point and round the coexistence line, *Proc. Roy. Soc. Lond.* A160, 358 (1937).
- Einige Arbeiten zur Thermosyphonströmung*
- M. J. LIGHTHILL, Theoretical considerations on free convection in tubes, *Quart. J. Mech.* 6, 398 (1953).
- H. COHEN und F. J. BAYLEY, Heat transfer problems of liquid-cooled gas-turbine blades, *Proc. Instn Mech. Engrs* 169, 1063 (1955).
- E. R. G. ECKERT und A. J. DIAGUILA, Experimental investigation of free convection heat transfer in vertical tube at large Grashof numbers. *NACA Rep.* 1211 (1955).
- B. W. MARTIN, Free convection in an open thermosyphon with special reference to turbulent flow, *Proc. Roy. Soc. Lond.* A230, 502 (1955).
- A. G. ROMANOFF, Wärmeaustausch im einseitig geschlossenen Kanal bei natürlicher Konvektion (in Russian), *Nachr. Akad. Wiss. Göttingen.* 63 (1956).
- W. W. SLAWNOW, Freie Konvektion in vertikalen Metallzylindern (in Russian), *J. Techn. Fis.* 26, 2003 (1956).
- B. W. MARTIN und D. J. CRESSWELL, Influence of Coriolis forces on heat transfer in the open thermosyphon, *Engineer* 204, 926 (1957).
- A. G. SMIRNOW, Free heat convection of mercury in closed circular tubes (in English), *Sov. Phys. Tech. Phys.* 2, 2209 (1957).
- S. OSTRACH und P. R. THORNTON, On the stagnation of natural convection flows in closed-end tubes, *J. Heat Transfer* 80, 363 (1958).
- G. A. OSTROUMOW, Free convection under the condition of the internal problem, *NACA TM* 1407 (1958).
- B. W. MARTIN, Free convection heat transfer in the inclined open thermosyphon, *Chartered Mechanical Engr* 256 (June 1959).
- F. M. LESLIE, Free convection in the tilted open thermosyphon, *J. Fluid Mech.* 7, 115 (1960).
- F. W. LARSEN und J. P. HARTNETT, Effect of aspect ratio and tube orientation on free convection heat transfer to water and mercury in enclosed circular tubes, *J. Heat Transfer* 83, 87 (1961).

Abstract—Heat transport by natural convection near the critical state was studied on a tube in vertical and inclined position, filled with carbon dioxide. The tube was heated from the lower, and cooled from the upper end.

Approaching the critical state of the filling, the effective thermal conductivity achieves unusually high values of 5000 to 10 000 times the thermal conductivity of solid copper. At temperatures above the critical, the effective thermal conductivity decreases again.

The effective thermal conductivity increases with inclination of the tube; a flow guide in the tube also causes a remarkable increase.

Résumé—Le transport de chaleur par convection naturelle près de l'état critique a été étudié sur un tube en position verticale et inclinée, rempli de gaz carbonique. Le tube était chauffé à partir de l'extrémité inférieure et refroidi à partir de l'extrémité supérieure.

En approchant de l'état critique du fluide, la conductivité thermique effective atteint des valeurs

inhabituellement élevées égales de 5000 à 10000 fois la conductivité thermique du cuivre solide. Aux températures supérieures à la température critique, la conductivité thermique effective décroît de nouveau.

La conductivité thermique effective augmente avec l'inclinaison du tube; une cloison placée sur l'axe du tube provoque aussi une augmentation remarquable.

Аннотация—Перенос тепла естественной конвекцией вблизи критического состояния среды изучался на трубе с вертикальным и наклонным положениями, заполненной двуокисью углерода. Труба нагревалась с нижнего, а охлаждалась с верхнего конца.

По мере приближения к критическому состоянию CO_2 эффективная теплопроводность достигает необычно больших значений, в 5000–10000 раз превышающих теплопроводность твердой меди. При температурах выше критической эффективная теплопроводность снова уменьшается.

Эффективная теплопроводность возрастает с увеличением наклона трубы. Введение в трубу осесимметричных направляющих также значительно увеличивает теплопроводность.