

Örtliche Wärmeübergangszahlen in querangeströmten Stabbündeln

F. MAYINGER und O. SCHAD, Nürnberg

Zusammenfassung. Querangeströmte Stabbündel weisen wesentlich höhere Wärmeübergangszahlen auf als längsangeströmte Elemente. Bei einer Verwendung in Hochleistungssystemen konstanter Heizflächenbelastung ist jedoch die Kenntnis der Verteilung der Wärmeübergangszahl über den Umfang der Stäbe von wesentlicher Bedeutung, um Schäden durch heiße Stellen im Strömungsschatten zu vermeiden.

Es wurden zu diesem Zweck Messungen der örtlichen Wärmeübergangszahlen an in Bündeln angeordneten Stäben kreisförmigen Querschnittes durchgeführt. Die Messungen überdecken einen Bereich der Reynolds-Zahlen von 10 000 bis 40 000 und es wurden fluchtende, teilversetzte, vollversetzte und gekreuzte Stabanordnungen untersucht. Die günstigsten Wärmeübergangsbedingungen bieten gekreuzte Gitteranordnungen.

Abstract. Cross-flow rod bundles have considerably higher heat transfer coefficients compared to parallel-flow bundles. When applied in high-power density constant heat flux systems, however, a knowledge of the distribution of the heat transfer coefficients over the perimeter of the rods is of considerable importance to avoid failure due to hot spots at the leeward sides.

Measurements have been carried out of the local heat transfer coefficients on circular cross section rods arranged in bundles. The measurements cover a range of Reynolds numbers from 10,000 to 40,000, and aligned, partly staggered, fully staggered and crossed rod configurations were investigated. The most favourable heat transfer conditions were found to be obtainable in crossed rod designs.

Bezeichnungen

c	Versetzungsverhältnis der Stäbe im Bündel
d	Durchmesser der Stäbe
i	Nummer der Stabreihe im Bündel
r	Laufende Koordinate in radialer Richtung
r_a	Außenradius des Stabes
Re	Reynolds-Zahl
l_t	Längsteilung
l_q	Querteilung
W	Im Stab erzeugte Wärmemenge pro Raum- und Zeiteinheit

α	Wärmeübergangszahl
α_{m_i}	Mittlere Wärmeübergangszahl in der Reihe i
α_{φ_i}	Örtliche Wärmeübergangszahl eines Stabes an der Stelle φ der Reihe i
ϑ	Temperatur
ϑ_K	Temperatur des Kühlmediums
ϑ_{r_a}	Oberflächentemperatur des Stabes
λ	Wärmeleitfähigkeit
φ	Umfangswinkel am Stab

1. Einführung

Das Wärmeübergangsverhalten querangeströmter Stab- oder Rohrbündel wurde in zahlreichen Arbeiten untersucht, die HOFMANN [1] zusammenfassend darstellte. Hierbei wurde fast immer die Wärmeabgabe einer mehrreihigen Anordnung gemessen und daraus die mittlere Wärmeübergangszahl für das Bündel bestimmt. Die Kenntnis der mittleren Wärmeübergangszahl ist im allgemeinen für technische Auslegungsberechnungen ausreichend, wenn der Wärmeaustausch zwischen zwei Strömungsmedien gegebener Zulauf-temperaturen erfolgt, die den Arbeitsbereich des Apparates bestimmen. Handelt es sich jedoch um wärmetauschende Systeme aufgeprägter Heizflächenbelastung hoher Leistungsdichten, wie sie z. B. elektrisch oder nuklear beheizte Stabbündel darstellen, so ist darüber hinaus nicht nur die unterschiedliche Wärmeabgabe jedes einzelnen Stabes, sondern auch der Verlauf der Wärmeübergangszahl über den Umfang jedes Stabes von Bedeutung. Brennstabbündel von gas- oder dampfgekühlten Kernreaktoren sind in der Regel längsangeströmt. Denkt man aus Gründen des besseren Wärmetransportes daran, sie bei hochbelasteten Anlagen aus querangeströmten Stäben aufzubauen, so müssen die örtlichen Wärmeübergangsbedingungen sehr genau bekannt sein, um daraus auf die zu erwartende Temperaturbeanspruchung der Brennstoffhülle schließen zu können.

An einzeln stehenden, querangeströmten, runden Stäben ist die Verteilung der örtlichen Wärmeübergangszahl über den Umfang durch Messungen von LOHRISCH [2], DREW und RYAN [3], KLEIN [4],

KRUJILIN [5] sowie SCHMIDT und WENNER [6] im Bereich $10\,000 \leq Re \leq 80\,000$ und von ECKERT und SOEHNGEN [7] im Bereich $20 \leq Re \leq 600$ hinreichend belegt. In jüngerer Zeit hat TRUEB [8] das Übergangsgebiet $400 \leq Re \leq 12\,000$ durch Analogversuche mit einer elektrochemischen Methode untersucht und hierbei gute Übereinstimmung mit Messungen von SCHNAUTZ [9] gefunden. Für die Umgebung des vorderen Staupunktes — solange die Grenzschicht noch laminaren Charakter hat — gab ECKERT [10] einen theoretischen Ansatz zur Berechnung der örtlichen Wärmeübergangszahl.

Bei gleichen hydro- und thermodynamischen Bedingungen zeigt der in einem Bündel angeordnete, querangeströmte Stab wegen des durch die davor liegenden Reihen erzeugten stärkeren Turbulenzgrades ein wesentlich verbessertes Wärmeübergangsverhalten als ein Einzelstab. BRESSLER [11] und KLIER [12] bestätigten in jüngster Zeit erneut, daß die mittlere Wärmeübergangszahl der Stäbe im Bündel von der ersten bis zur dritten Reihe merklich zunimmt.

Die Verteilung der örtlichen Wärmeübergangszahl über den Umfang der in den verschiedenen Reihen eines Bündels angeordneten Stäbe wurde bisher nur wenig untersucht. KASAKIEWITSCH [13] und MICHALOW [14] stellten einzelne Messungen an Stäben der ersten sieben Reihen in Bündeln fluchtender und vollversetzter Anordnung bei einer Reynoldszahl von 14 000 an. Die Bündel waren aus dickwandigen, innen mit Sattedampf beheizten Porzellanrohren von 50 mm Durchmesser aufgebaut, wobei die auf der vom Kühlgas umströmten Oberfläche sich einstellende Tempera-

tur als Maß für den Wärmeübergang herangezogen wurde. WINDING und CHENEY [15] sowie DE BORTOLI, GRIMBLE und ZERBE [16] benutzten die Diffusionsmethode für ihre Messungen und berechneten aus den an der Oberfläche von Naphtalinstäben abgetragenen Schichtdicken die örtlichen Wärmeübergangszahlen. In den beiden letzten Arbeiten wurden die Messungen nur an vollversetzt angeordneten Stabbündeln vorgenommen. Sie umfassen bei WINDING den Bereich $12\,600 \leq Re \leq 57\,000$ und bei DE BORTOLI Reynoldszahlen von 36 000 bis 80 000.

2. Meßmethode

Für die Bestimmung der örtlichen Wärmeübergangszahlen, die hauptsächlich zur Auslegung von Systemen konstanter Heizflächenbelastung interessieren, bietet sich als einfachste Meßmethode an, die Bündel aus dünnwandigen Metallrohren aufzubauen, die direkt elektrisch beheizt sind — d. h. bei denen die Rohrwand als ohmscher Widerstand dient — und die Temperatur der Heizfläche über den Umfang der Rohre mit Thermoelementen zu messen. Wie schon eine einfache Überschlagsrechnung zeigt, verfälscht selbst noch bei Rohrwandstärken von wenigen Zehntelmillimetern die tangentielle Wärmeleitung die Meßergebnisse in solchem Maße, daß es auch mit umfangreichen Korrekturrechnungen nicht möglich ist, hinreichend genaue Werte zu erzielen. Es wurde deshalb ein weiter unten beschriebenes Hitzdrahtanemometer [17] zur Messung herangezogen, das möglichst klar definierte und leicht überschaubare Versuchsbedingungen schafft.

Will man bei diesen Messungen die in technischen Heizsystemen gegebenen hydromechanischen Bedingungen wahren und die umzuwälzende Kühlgasmenge in für den Versuch wirtschaftlich vertretbaren Grenzen halten, so ergeben sich relativ kleine Durchmesser der zu untersuchenden Stäbe, bei denen entsprechend kleine Meßsonden zur Bestimmung der örtlichen Wärmeübergangszahl verwendet werden müssen. Die von uns untersuchten Bündel bestanden aus zehn Reihen dünnwandiger Kupferrohre, wobei in jeder Reihe fünf Rohre von $d = 12$ mm Außendurchmesser angeordnet waren. Die Rohre waren innen aus Gründen einwandfreier Versuchsbedingungen durch kondensierenden Sattedampf beheizt. Als Kühlmedium diente in allen Fällen Luft, die von einem Gebläse aus der Umgebung angesaugt und zur Glättung der vom Gebläse herrührenden Störungen über eine lange Beruhigungsstrecke durch das Rohrbündel geblasen wurde.

Zur Bestimmung der örtlichen Wärmeübergangszahlen konnte ein Rohr in jeder Reihe durch ein mit dem Hitzdrahtanemometer versehenes Meßrohr ersetzt werden, das ebenfalls wie die anderen Rohre innen von trocken gesättigtem Dampf durchströmt war. Aufbau und Anordnung dieses Hitzdrahtanemometers sind aus Bild 1 ersichtlich. In der Wand des Kupferrohres ist in halber Höhe eine oben und unten halbkreisförmig abgerundete Aussparung von 1 bis 2 mm Breite eingefräst, in die formgenau passend ein Keil aus ausgehär-

tetem Phenolharz eingelassen wird. In den Keil sind zwei Kupferdrähte von 0,8 mm Durchmesser als Stromzuführung für den eigentlichen Meßdraht eingegossen. Dieser aus hochreinem Platin oder Wolfram bestehende Meßdraht ist 2 bis 4 mm lang und hat einen Durchmesser von nur 5/1000 mm. Er ist so in die Oberfläche des Kunststoffkeiles eingelassen, daß er vollkommen plan mit dieser abschließt und auch bei Beheizung nicht aus der Wand infolge Wärmedehnung

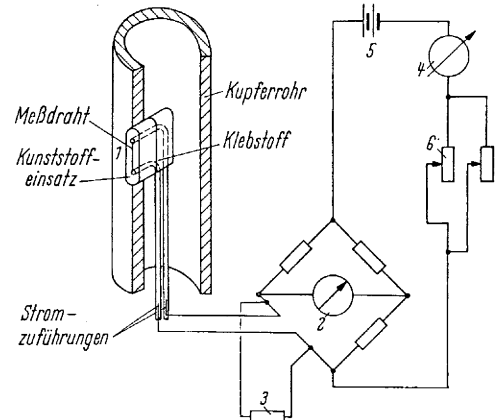


Bild 1. Meßsonde mit elektrischem Schaltbild. 1 Anemometerdraht 2 Wheatstone-Brücke, 3 Kompensator zur Spannungsmessung 4 Ampèremeter, 5 Batterie, 6 Regelwiderstand.

hervortreten kann. Dies wird erreicht durch Einkleben des Drahtes mittels eines Keramikzementes in eine in die Oberfläche des Kunststoffkeiles eingefräste, feine Rinne und anschließendes vorsichtiges Überschleifen der Oberfläche, wodurch der Meßdraht gerade so weit freigelegt wird, daß er mit der Oberfläche plan abschließt. Der Kreisquerschnitt des Meßrohres wird genau gewahrt, so daß die Grenzschicht der Gasströmung nicht durch überstehende oder rückspringende Kanten gestört und die Messung gefälscht werden könnte. Auf der Innenseite des Rohres wird der Kunststoffkeil verklebt, um zu vermeiden, daß Dampf zwischen Rohrwand und Keil oder längs der Stromzuführungen nach außen tritt¹.

Der Meßdraht ist in eine Wheatstonesche Brücke geschaltet und dient als Wärmequelle und Widerstandsthermometer zugleich. Die dem Draht zugeführte elektrische Heizleistung wird so bemessen, daß er gerade die Temperatur des trocken gesättigten Dampfes erreicht. Verdreht man das Meßrohr und regelt dabei die Stromzufuhr so ein, daß die Temperatur des Drahtes konstant bleibt, so ist die jeweils gemessene zugeführte elektrische Heizleistung wegen der nicht genau definierten wärmeabgebenden Fläche zunächst nur ein relatives Maß für die Wärmeübergangszahl an der entsprechenden Stelle des Rohrumfanges. Integriert man diese Werte auf graphischem Wege über den Rohrumfang und setzt man das Integral in Beziehung zu der mittleren Wärmeübergangszahl des Rohres, die über die im Rohr in der Zeiteinheit kondensierte Dampf-

¹ Die schwierige und äußerste Sorgfalt erfordernde Herstellung der Hitzdrahtanemometer wurde von R. RUPPRECHT durchgeführt. Die Verfasser möchten ihm an dieser Stelle ihren Dank aussprechen.

menge ermittelt wird, so lassen sich daraus die Absolutwerte der örtlichen Wärmeübergangszahlen berechnen. Eine Fehlerbetrachtung ergab für die relativen Werte der Wärmeübergangszahlen eine Meßunsicherheit von $\pm 3\%$. Wärmeverluste können wegen der die Meßsonde allseitig umgebenden Sattldampfschutzhei-

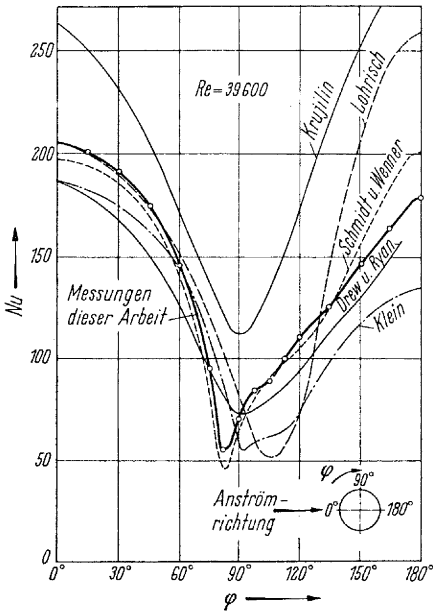


Bild 2. Örtliche Wärmeübergangszahlen am querangeströmten Einzelstab. Die Werte von SCHMIDT und WENNER gelten für $Re = 39\,800$. Sämtliche übrigen Meßergebnisse wurden bei $Re = 39\,600$ gewonnen, bzw. entsprechend extrapoliert.

zung nur durch Ungenauigkeiten im Abgleich von Draht- und Dampftemperatur auftreten. Eine einfache Überlegung zeigt jedoch, daß die effektive, wärmeabgebende Fläche des Meßdrahtes eine schwache Funktion der Wärmeübergangszahl, d. h. des zu messenden Wertes selbst ist, da ein geringer Teil der im Heizdraht erzeugten ohmschen Wärme auf einem kleinen Umweg durch den Kunststoff nach außen an die Kühlluft tritt und die Länge des Weges von der äußeren Wärmeübergangszahl abhängt. Die notwendigen Korrekturen wurden mittels theoretischer Überlegungen und Eichversuchen erarbeitet und erreichten im Bereich der bei unseren Versuchen aufgetretenen Wärmeübergangszahlen maximal 8%. Für die Eichversuche bietet sich als einfachste Möglichkeit an, das Meßrohr mit verschiedenen Geschwindigkeiten längs anzuströmen, wobei es den inneren beheizten Zylinder eines Ringspaltes bildet, da hier die Wärmeübergangsverhältnisse leicht zu erfassen und winkelunabhängig sind. Um die Brauchbarkeit und Genauigkeit des geschilderten Meßverfahrens zu prüfen, wurden zunächst Versuche am querangeströmten Einzelstab durchgeführt und die Ergebnisse mit Literaturwerten verglichen. Wie Bild 2 zeigt, stimmen die dabei ermittelten Werte gut mit den Messungen von DREW und RYAN [3], KLEIN [4] sowie SCHMIDT und WENNER [6] überein. Auch die aus Diffusionsversuchen erhaltenen Werte von LOHRISCH [2] ordnen sich gut in diesen Rahmen

ein. Wesentlich höher liegen die Messungen von KRUGLILIN [5]. Die Lage des Ablösepunktes der Grenzschicht hängt vom Turbulenzgrad der anströmenden Luft ab und es können sich dadurch aus den einzelnen Messungen leicht unterschiedliche Aussagen ergeben.

3. Meßergebnisse

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen über die Verteilung der örtlichen Wärmeübergangszahlen am Umfang von Stäben kreisförmigen Querschnittes in Bündeln verschiedener Anordnung und verschiedener Versetzungsgrade umfassen einen Bereich der Reynolds-Zahlen von 20 000 bis 40 000. Die Reynolds-Zahl ist dabei jeweils auf den Stabdurchmesser, auf die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt sowie auf die mittlere Kühlgastemperatur an der untersuchten Stabreihe bezogen. Eine Zusammenstellung der untersuchten Anordnungen gibt Tabelle 1.

Tabelle 1. Zusammenstellung der untersuchten Stabanordnungen

Nr.	Anordnung	Längsteilung	Querteilung
1	fluchtend	1,5d	1,5d
2	fluchtend	1,08d	1,5d
3	vollversetzt	1,5d	1,5d
4	vollversetzt	1,08d	1,5d
5	teilversetzt (c = 0,5d)	1,5d	1,5d
6	gekreuzt-fluchtend	1,08d	1,5d
7	Stabachse um $\pm 45^\circ$ geneigt	—	—

Wie bereits einleitend erwähnt, ist aus verschiedenen früheren Messungen bekannt, daß ein querangeströmter Stab im Bündel ein merklich besseres Wärmeübergangsverhalten aufweist als ein Einzelstab. Diese Verbesserung tritt vor allem in der zweiten und dritten Reihe des Bündels in Erscheinung. Eine klare Vorstellung hierüber vermittelt Bild 3, in dem die örtlichen Nußelt-Zahlen in Polarkoordinaten über dem Umfang aufgetragen sind. Das Bild zeigt die Verhältnisse bei fluchtender Anordnung der Stäbe. Die Zunahme des Wärmeübergangs in den der ersten Reihe folgenden Reihen tritt besonders auf der Anströmseite der Stäbe, 55° hinter dem vorderen Staupunkt in Erscheinung. In der ersten Reihe ist dagegen, wie die ausgezogene Linie zeigt, der Verlauf des Wärmeübergangs über den Umfang der Stäbe fast identisch mit dem eines Einzelstabes. Lediglich der Ablösepunkt der laminaren Grenzschicht ist etwas nach hinten verschoben. Durch die Nachbarstäbe erfährt hier die Strömung eine stärkere Beschleunigung als beim Einzelstab, was ein längeres Anliegen der Grenzschicht bewirkt.

Die Stäbe der zweiten und der folgenden Reihen liegen bei der fluchtenden Anordnung jeweils im Strömungsschatten, was sich auf den Wärmeübergang am vorderen Staupunkt ungünstig auswirkt. Dafür führen die von den Stäben der davorliegenden Reihe sich ablösenden Wirbelschleppen zu einer starken Verbesserung des Wärmeübergangs in den 45° bis 60° hinter dem vorderen Staupunkt liegenden Gebieten. Durch diese Wirbelschlepe ist die Grenzschicht hier vermutlich trotz der relativ geringen Reynolds-Zahl von nur

28 000 bereits vor dem Ablösen turbulent geworden, eine Erscheinung, die beim querangeströmten Einzelstab nach Messungen von SCHMIDT und WENNER [6] erst bei Reynolds-Zahlen zwischen 200 000 und 500 000 eintritt. Auf der Abströmseite dieser Stäbe bildet sich dann 135° hinter dem vorderen Staupunkt nochmals ein schwaches Maximum im Wärmeübergang aus, was ebenfalls darauf hinweist, daß die Grenzschicht in der Nähe des vorderen Staupunktes bereits turbulent geworden ist.

Die Messungen zeigten ab der dritten Reihe keine wesentlich unterschiedlichen Verhältnisse in der Verteilung des Wärmeübergangs über dem Umfang der Stäbe. Die Ergebnisse wurden immer an Stäben in der

120° hinter dem vorderen Staupunkt besser ausgeprägt werden. Auffallend ist der steile Abfall der Wärmeübergangszahl an der Stelle 45° hinter dem vorderen Staupunkt. Vermutlich bilden sich hier durch die von der vorderen Reihe abziehende Strömung Staugebiete, die die Grenzschicht anwachsen lassen und den turbulenten Austausch verhindern.

Um die starken Unterschiede in der Wärmeübergangszahl über den Umfang der Stäbe deutlicher darzustellen, ist in Bild 5 nochmals für die vollversetzte Anordnung das Verhältnis der örtlichen zur mittleren Wärmeübergangszahl über dem vom vorderen Staupunkt an zählenden Umfangswinkel des Stabes aufgetragen. In diesem Bild bedeutet $\alpha_{\varphi i}$ die örtliche Wär-

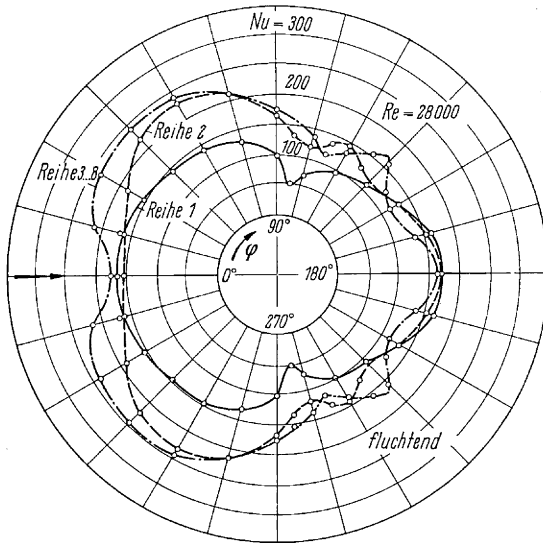


Bild 3. Nußelt-Zahlen an im Bündel fluchtend angeordneten Stäben. Längs- und Querteilungsverhältnis $t_l = t_q = 1,5 d$.

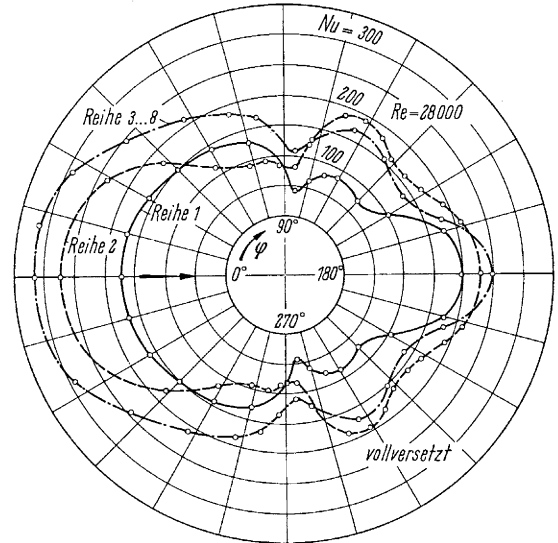


Bild 4. Nußelt-Zahlen an im Bündel vollversetzt angeordneten Stäben. Längs- und Querteilungsverhältnis $t_l = t_q = 1,5 d$.

Mitte des Strömungskanales gewonnen, so daß von der Kanalwand herrührende hydrodynamische Einflüsse eliminiert sind.

Bei vollversetzter Anordnung, bei der die Stäbe auf Lücke stehen, ist, wie Bild 4 zeigt, die Verbesserung des Wärmeübergangs im Bündel hauptsächlich auf den Einfluß der auf den vorderen Staupunkt auftreffenden Wirbelschlepe, sowie auf die gegenüber der fluchtenden Anordnung noch höhere Gesamtturbulenz zurückzuführen. Der größte Teil der Wärmemenge wird hier in den Gebieten nahe des vorderen und hinteren Staupunktes übertragen, während die Seitenpartien der Stäbe wenig Wärme abführen. Die erste Reihe zeigt auch hier, wie zu erwarten, gute Übereinstimmung mit dem Einzelstab. Auf der Abströmseite der ersten Reihe werden die Wirbel durch die auf Lücke stehenden Stäbe der zweiten Reihe zunächst noch am Ablösen gehindert und können erst in der Nähe des hinteren Staupunktes frei wegschwimmen, so daß die Wärmeabgabe erst ab einem Winkel von 140° hinter dem vorderen Staupunkt wieder stark zunimmt. Wie erwähnt, ist die Strömung in der vollversetzten Anordnung stärker turbulent als in der fluchtenden, wodurch die Maxima bei 100° und

meübergangszahl an der jeweiligen Stelle des Umfangs und α_{mi} ist die mittlere Wärmeübergangszahl der jeweiligen Reihe, in der der zu untersuchende Stab steht. Den Zonen hohen Wärmeübergangs am vorderen und hinteren Staupunkt, die rund 1,5 mal soviel Wärme übertragen wie der gesamte Stab im Mittel abgibt, stehen Stellen sehr schlechter Wärmeübergangsbedingungen gegenüber, in denen die Wärmeabfuhr nur 30 bis 40% vom Mittelwert beträgt. Dies bedeutet, daß zum Beispiel bei der vollversetzten Anordnung am vorderen Staupunkt um den Faktor 3 bessere Wärmeübergangsverhältnisse herrschen als in der Zone 90° dahinter.

Versetzt man die Stäbe nur teilweise, so ist, wie Bild 6 zeigt, der Verlauf des Wärmeübergangs nicht mehr symmetrisch zur Anströmachse. Ausbildung und Anwachsen der turbulenten Grenzschicht werden noch stärker von dem davorliegenden Stab beeinflusst. Die Position der vier mit Meßsonden versehenen Stäbe in den Reihen 1 bis 7 ist aus der Anordnungsskizze in der rechten oberen Ecke dieses Bildes ersichtlich. Während in der ersten Reihe nur auf der Abströmseite die Symmetrieachse des Wärmeübergangs zur Anströmrichtung der Luft um 15° gedreht scheint, ist in den nachfolgen-

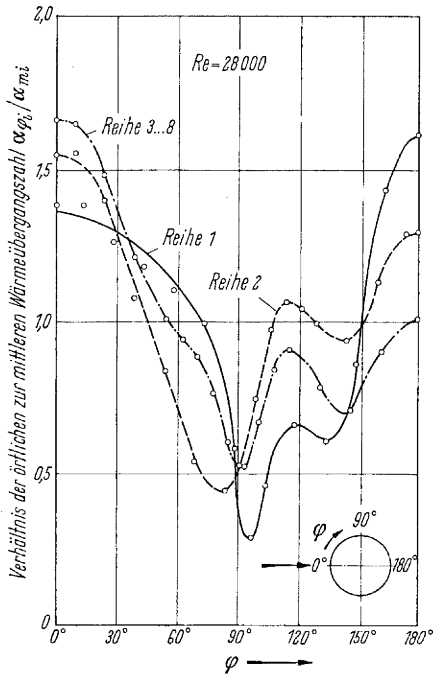


Bild 5. Relative Wärmeübergangszahl bei Stäben vollversetzter Anordnung. Längs- und Querteilungsverhältnis $t_l = t_q = 1,5 d$.

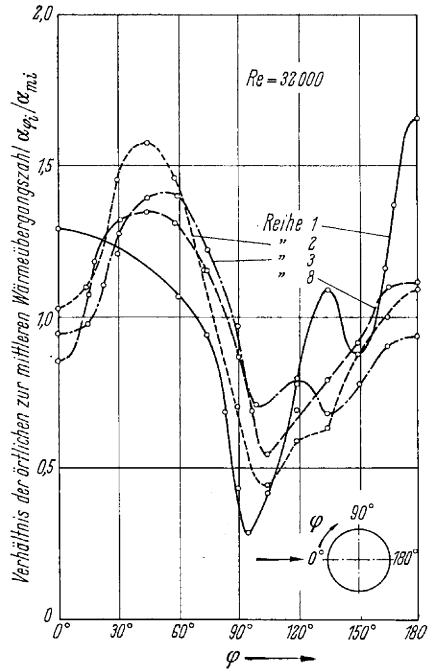


Bild 7. Relative Wärmeübergangszahlen bei fluchtender Anordnung. Längsteilung $t_l = 1,08 d$, Querteilung $t_q = 1,5 d$.

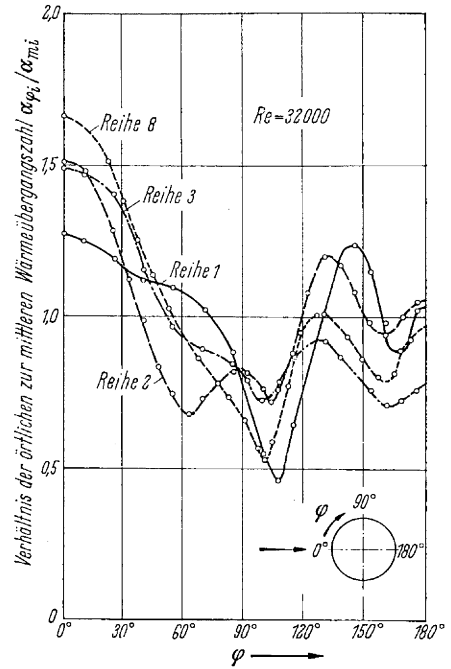


Bild 8. Relative Wärmeübergangszahlen bei vollversetzter Anordnung. Längsteilung $t_l = 1,08 d$, Querteilung $t_q = 1,5 d$.

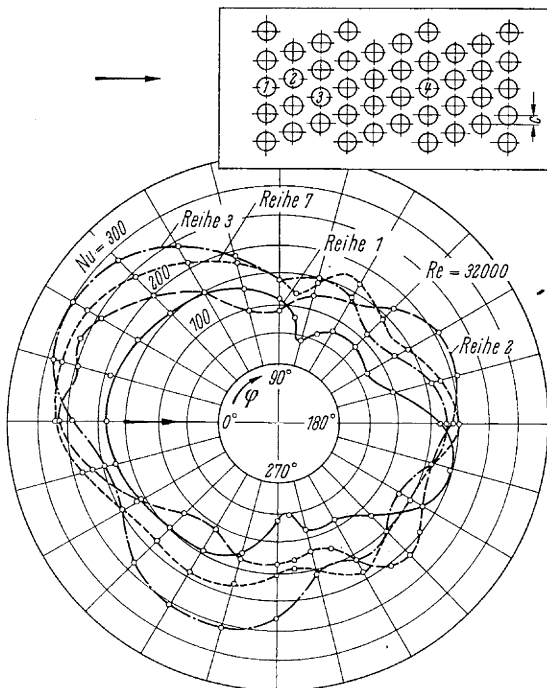


Bild 6. Nußelt-Zahlen an im Bündel teilversetzt angeordneten Stäben. Versetzung nach GINABAD $c = 0,5 d$, Längs- und Querteilungsverhältnis $t_l = t_q = 1,5 d$.

den Reihen kaum noch Symmetrie vorhanden. Bei den Stäben ab der dritten Reihe sind besonders auffallend die Maxima 300° ab vorderem Staupunkt, wobei die Winkelzählung im Uhrzeigersinn vom vorderen Staupunkt aus erfolgt. Offensichtlich führt hier die Wirbelschlepe der vorderen Reihe zusammen mit einer leicht-

ten Schrägströmung zu einer erheblichen Verbesserung des Wärmeübergangs.

Die bis jetzt dargelegten Ergebnisse zeigen erhebliche Unterschiede in den örtlichen Nußelt- bzw. Wärmeübergangszahlen. Diese über den Umfang der querangeströmten Stäbe so starke Änderung des Wärmeübergangs ist ein wesentlicher Nachteil bei ihrer Verwendung als hochbelastete Heizkörper, da sich dadurch an ihrer Oberfläche heiße Stellen, die zu starken Wärmespannungen oder sogar zu Schäden führen können, ausbilden. Es erhebt sich deshalb die Frage, wie können gleichmäßigere Wärmeübergangsbedingungen über den Umfang des Stabes bewirkt werden. Zunächst wurde versucht, bei fluchtend und vollversetzt angeordneten Bündeln durch Verkleinern der Längsteilung auf einen Wert von $t_l = 1,08 d$ dieses Ziel zu erreichen, was bei einem Stabdurchmesser von $d = 12 \text{ mm}$ einem freien Spalt zwischen den Stäben von nur 1 mm entspricht.

Beim fluchtend angeordneten Stabbündel zeigten sich hierbei kaum Verbesserungen in der Verteilung der relativen Wärmeübergangszahlen über dem Umfang. Wie die in Bild 7 dargestellten Ergebnisse vermuten lassen, benötigt infolge der jetzt eng zusammengedrängten Stäbe die Einlaufstörung eine längere Strecke, bis sich die volle Turbulenz ausgebildet hat. Dies geht daraus hervor, daß auch ein Stab in der achten Reihe noch in einzelnen Zonen ein merklich unterschiedliches Wärmeübergangsverhalten gegenüber den Stäben der davorliegenden Reihen aufweist.

Bei vollversetzter Anordnung bewirkt die Verringerung der Längsteilung, wie Bild 8 zeigt, eine leichte Verbesserung des Wärmeübergangs auf der Abströmseite der Stäbe. Es ist insbesondere das kleine Maxi-

mun, 135° hinter dem vorderen Staupunkt deutlicher ausgebildet als bei der größeren Längsteilung von $1,5d$. Das Zusammenrücken der Stäbe führt hier im Gegensatz zur fluchtenden Anordnung zu einer Erhöhung der Turbulenz. Diese Stabanordnung neigte auch sehr stark zu durch die Strömung induzierte Schwingungen. Die Verringerung der Längsteilung erwies sich damit bei der vollversetzten Anordnung etwas wirksamer als bei der fluchtenden, da die Nußelt-Zahlen gegenüber größeren Teilungsverhältnissen einen flacheren Verlauf über den Umfang der Stäbe aufweisen.

Im Bemühen, eine gleichmäßigere Verteilung der Wärmeübergangszahlen der Stäbe zu bekommen, wurde weiterhin ein Stabbündel untersucht, dessen Stäbe unter 45° schräg angeströmt waren. Hierbei war jeweils eine Stabreihe nach rückwärts und die andere nach vorwärts geneigt. Man kann sich das gesamte Bündel auch aus zwei gegeneinander um 90° geneigte Teilbündel aufgebaut denken, die ineinander geschoben sind. Der Stababstand jedes dieser Teilbündel beträgt in Längsrichtung $1,5d$ und in Querrichtung $2,17d$.

Bei einem Stabdurchmesser von $d = 12$ mm entsteht damit ein engster Spalt von 1 mm zwischen zwei Stäben von Teilbündel 1 und 2. Die Reynolds-Zahl wurde auf den engsten Strömungsquerschnitt bezogen, der sich bei einem vertikalen Schnitt durch den Kanal als Differenz zwischen freier Kanalfläche und Summe der Stabflächen ergibt. Es ist zu erwarten, daß sich in diesem Bündel eine kombinierte Längs-Querströmung einstellt, die die Wärme-flußverteilung vergleichmäßigt. Da bei diesen geneigten Stäben die Strömungsrichtung nicht senkrecht zu den Stäben verläuft, ist es erforderlich, die Verteilung der Wärmeübergangszahlen nicht nur über den Umfang, sondern auch längs der Stabachse zu messen. Bild 9 gibt die relativen Wärmeübergangszahlen über den Umfang verschiedener Stäbe in vier Niveauhöhen wieder. Der Verlauf der Wärmeübergangszahlen ist gleichmäßiger und zeigt nicht so große Unterschiede zwischen den Maxima und Minima wie bei der vollversetzten Anordnung; vielmehr weist er ein ähnliches Verhalten wie bei fluchtend angeordneten Stäben auf. In Bild 10 ist der Wärmeübergang über die Länge eines in der Mitte des Bündels angeordneten Stabes für verschiedene Umfangswinkel wiedergegeben.

Eine einwandfreie und besonders für hohe Leistungsdichten brauchbare Lösung dieses Problems der Verteilung der örtlichen Wärmeübergangszahlen bieten, wie schließlich unsere Messungen bewiesen, in erster Linie unter 90° gekreuzte Stabbündel, wobei sich die Wirkung der gekreuzten Anordnung naturgemäß erst nach einer gewissen Anlaufstrecke voll bemerkbar machen kann. Die erste Reihe zeigt ähnlich wie bei der fluchtenden oder vollversetzten Anordnung das gleiche Verhalten wie ein einzelner Stab. Betrachtet man jedoch die Bedingungen nach der turbulenten Anlaufzone, also ab der dritten oder vierten Stabreihe, so zeigt sich ein nahezu gleichmäßiger Verlauf der Wärmeübergangszahl über den Umfang. Bild 11 gibt Messungen in der siebten Reihe wieder. Bei der gekreuzten Anordnung sind zwei Meßebenen besonders zu beachten; nämlich eine, die sich in Lücke der davor- bzw. dahinterliegenden Reihe befindet und eine andere, die dem davor- bzw. dem dahinterliegenden Nachbarstab genau gegenübersteht. In dem Bild ist über dem Umfangswinkel φ das Verhältnis der örtlichen zur mittleren Wärmeübergangszahl aufgetragen. Die Längsteilung des Bündels betrug $1,08d$, die Querteilung $1,5d$. Die

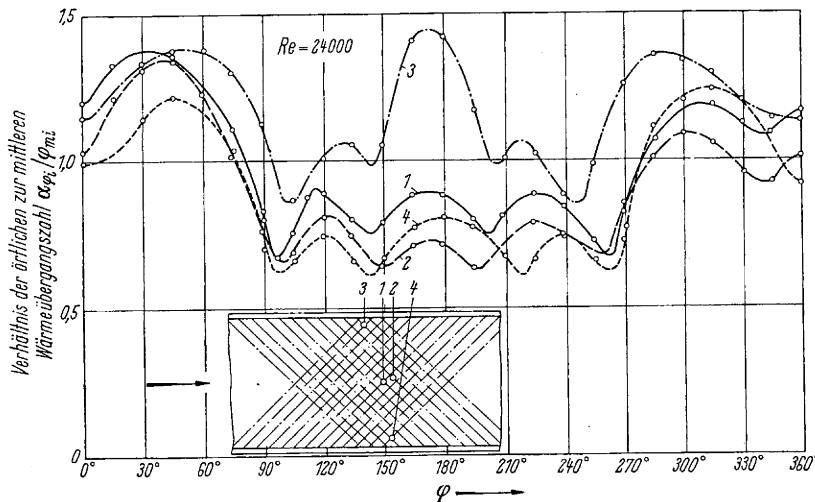


Bild 9. Relative Wärmeübergangszahlen bei schräg angeströmten Stäben, Messungen über den Umfang. Anordnung der Meßsonde in Achsrichtung. 1. Kanalmitte in Höhe des Nachbarstabes, 2. Kanalmitte zwischen den Nachbarstäben. 3. Am oberen Rand des Kanals, in Höhe des Nachbarstabes, 4. Am unteren Rand des Kanals, in Höhe des Nachbarstabes.

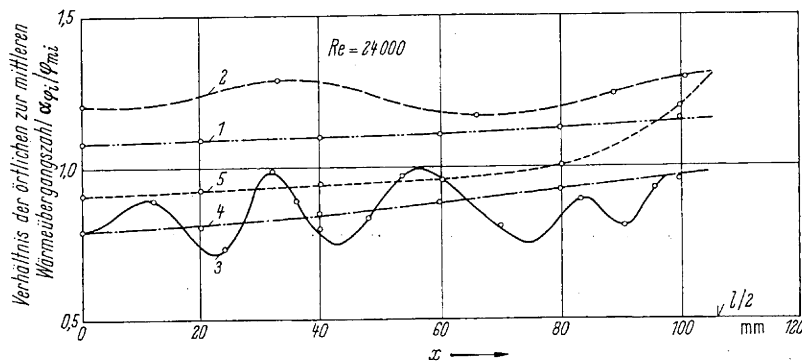


Bild 10. Relative Wärmeübergangszahlen an schräg angeströmten Stäben, Messungen in Achsrichtung. Anordnung der Meßsonde am Umfang: 1. Vorderer Staupunkt, 2. 45° hinter dem vorderen Staupunkt, 3. 90° hinter dem vorderen Staupunkt, 4. 150° hinter dem vorderen Staupunkt, 5. Hinterer Staupunkt; $x = 0$: Kanalmitte; $x = 110$ mm: oberer Rand des Kanals.

durch das gekreuzte Gitter erzeugte hohe Turbulenz führt dazu, daß sich der Wärmeübergang über dem Umfang nur um maximal $\pm 20\%$ ändert, ein Wert, der auch von längsangeströmten Rohren in Anspruch genommen wird. Selbstverständlich ist diese Verbesserung im Wärmetransport mit einer Vergrößerung des Druckverlustes und damit mit einer entsprechenden Erhöhung der Leistung des Umwälzgebläses zu bezahlen.

Der Übersichtlichkeit halber ist der Verlauf der Wärmeübergangszahlen über dem Umfangswinkel für die verschiedenen diskutierten Stabanordnungen in Bild 12 nochmals zusammengestellt. Die dort wiedergegebenen Kurven wurden jeweils an Stäben, die in der Mitte des Bündels, d. h. in der fünften oder sechsten Reihe angeordnet waren, gemessen. Aus diesem Bild geht nochmals deutlich die Verbesserung durch die gekreuzte Anordnung hervor. Eine überschlägige Auswertung ergibt, daß bei der vollversetzten Anordnung mit einer Quer- und Längsteilung von $1,5d$ das Verhältnis der maximalen zur minimalen Wärmeübergangszahl etwas größer als 3 ist. Bei Verkleinerung der Längsteilung auf $1,08d$ verringert sich diese Zahl nur unmerklich. Etwas besser ist die fluchtende Anordnung mit $\alpha_{\max}/\alpha_{\min}$ von rund 2,5. Schrägangeströmte Stabbündel erreichen einen Wert von 2 und erst die gekreuzte Gitteranordnung reduziert dieses Verhältnis auf 1,5.

Ein Vergleich der Ergebnisse dieser Arbeit mit den wenigen aus der Literatur bekannten Meßwerten zeigt gute Übereinstimmung. Bild 13 gibt eine Zusammenstellung für vollversetzt im Bündel angeordnete Stäbe. Diese Anordnung ist die einzige, die aufgrund der in der Literatur vorhandenen Messungen einen systematischen Vergleich zuläßt. Es sind dort Messungen von MICHAILOW und KASAKEWITSCH [13, 14], von DE BORTOLI, GRIMBLE und ZERBE [16] sowie von WINDING und CHENEY [15] aufgetragen. Wie unsere Messungen zeigten, ist das Verhältnis der örtlichen zur mittleren Wärmeübergangszahl im Bereich $1,5 \cdot 10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^4$ von der Reynolds-Zahl nahezu unabhängig, so daß trotz der unterschiedlichen Reynolds-Zahlen, bei denen die in Bild 13 aufgeführten Meßwerte der verschiedenen Autoren gewonnen wurden, ein Vergleich durchaus zulässig ist. Nur die Untersuchungen von MICHAILOW und KASAKEWITSCH sowie die dieser Arbeit stellen unmittelbare Messungen des Wärmeübergangskoeffizienten dar, während DE BORTOLI und Mitarbeiter sowie WINDING und CHENEY aus dem an Naphtalinstäben gemessenen Massentransport auf den örtlichen Wärmeaustausch schlossen. Die Unterschiede in den einzelnen Meßreihen sind teils aus den verschiedenen Längs- und Querteilungsverhältnissen zu erklären, teils sind sie jedoch sicher durch Ungenauigkeiten in der Anordnung sowie durch den Turbulenzgrad in der Anlaufströmung vor dem Bündel verursacht.

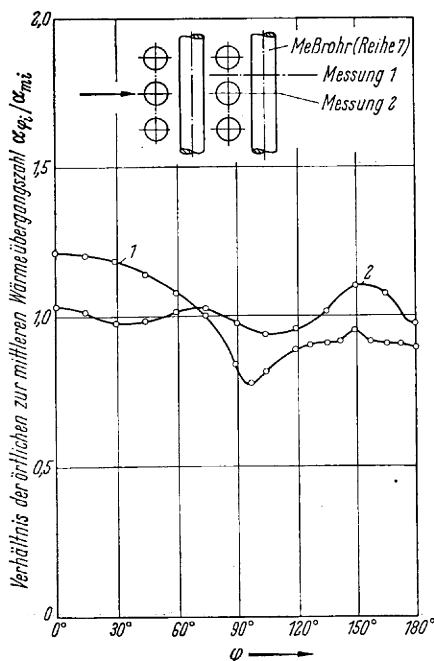


Bild 11.

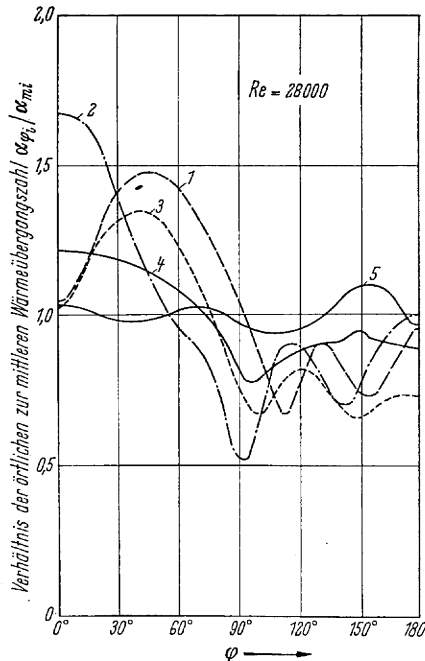


Bild 12.

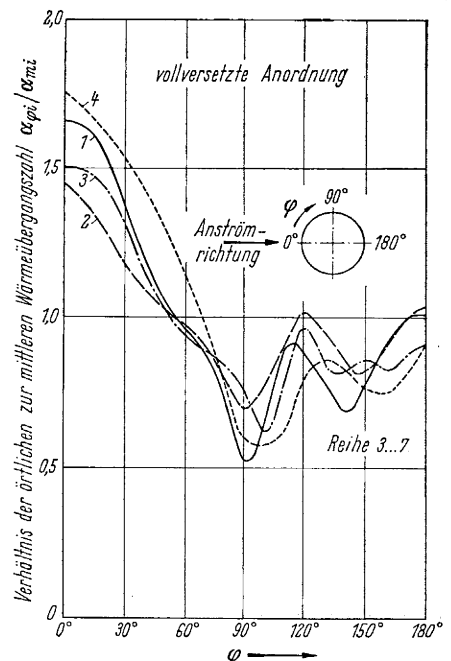


Bild 13.

Bild 11. Relative Wärmeübergangszahlen an Stäben in gekreuzter Anordnung. Längsteilung $t_l = 1,08d$, Querteilung $t_q = 1,5d$. Bild 12. Vergleich für verschiedene Stabanordnungen. 1. fluchtend ($t_l = t_q = 1,5d$), 2. vollversetzt ($t_l = t_q = 1,5d$), 3. schrägangeströmt, 4. u. 5. gekreuzt (Meßebeine 1 und 2 nach Bild 11; $t_l = 1,08d$; $t_q = 1,5d$). Bild 13. Vergleich der Messungen verschiedener Autoren für Stäbe vollversetzter Anordnung im Bündel. 1 Diese Arbeit $Re = 2,8 \cdot 10^4$; $t_l = t_q = 1,5d$; 2 WINDING und CHENEY $Re = 2,5 \cdot 10^4$; $t_l = 2,0d$, $t_q = 1,5d$; 3 DE BORTOLI, GRIMBLE, ZERBE $Re = 3,6$ bis $4,3 \cdot 10^4$, $t_l = 1,125d$; $t_q = 1,3d$; 4 MICHAILOW und KASAKEWITSCH $Re = 1,4 \cdot 10^4$, $t_l = 2,0d$; $t_q = 2,0d$.

4. Praktische Folgerungen

Wie einleitend erwähnt, ist die Kenntnis der örtlichen Wärmeübergangsverhältnisse besonders wichtig für Systeme aufgetragter hoher Heizflächenbelastung. Als Beispiel hierfür kann man an querangeströmte Stäbe in gas- oder dampfgekühlten Kernreaktoren denken und es erhebt sich dann aus den Messungen dieser Arbeit die Frage: Welche Temperaturverteilung stellt sich im Innern und an der Oberfläche eines solchen Brennstoffstabes ein und inwieweit trägt die tangentiale Wärmeleitung in dem meist aus Urandioxid bestehenden Brennstoff zur Glättung gefährlicher Temperaturspitzen bei?

Für die Temperaturverteilung in einem kreiszylindrischen Stab mit konstanter Wärmequellenverteilung gilt die Differentialgleichung:

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \varphi^2} \right) + W = 0, \quad (1)$$

wobei zur Demonstration des Effektes des tangentialen Wärmetransportes vereinfachend durchaus angenommen werden kann, daß die Wärmeleitfähigkeit λ des Brennstoffes von der Temperatur unabhängig ist. Es wurde ferner vorausgesetzt, daß die Temperaturgradienten nur radial über r und tangential über φ , jedoch nicht in axialer Richtung des Stabes bestehen. Die in jedem betrachteten Volumenelement erzeugte Wärme W wurde über den Querschnitt des Stabes als konstant angenommen.

Für eine erste Betrachtung der tangentialen Wärmeleitung im Brennstoffstab ist es zur Veranschaulichung dieses Vorganges zweckmäßig, den Einfluß des ohnehin sehr dünnen Hüllmaterials unberücksichtigt zu lassen und den Brennstoffstab als homogenen Körper aus Urandioxid anzusehen. Als erste Randbedingung für Gl. (1) ergibt sich dann

$$-\lambda \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{r=r_a} = \alpha_{\varphi_i} (\vartheta_a - \vartheta_k), \quad (2)$$

was nichts anderes aussagt, als daß die durch Leitung an die Oberfläche des Brennstoffstabes gelangende Wärme dort von dem den Stab umströmenden Kühlmedium durch Zwangskonvektion beim Temperaturgefälle $(\vartheta_a - \vartheta_k)$ wegtransportiert werden muß, wobei ϑ_a die Oberflächentemperatur des Stabes, ϑ_k die mittlere Temperatur des Kühlmediums bedeuten. Die Wärmeübergangszahl α_{φ_i} ist eine beliebige Funktion des Umfangswinkels φ , die sich aus den im vorigen Abschnitt beschriebenen Messungen ergibt.

Betrachtet man Stäbe, bei denen die Verteilung der Wärmeübergangszahl α_{φ_i} symmetrisch zur Anströmrichtung des Kühlmediums ist, was z. B. bei fluchten und vollversetzten Anordnungen der Fall ist, so ergeben sich hieraus zwei weitere Randbedingungen:

$$\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{\varphi=0} = 0 \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{\varphi=\pi} = 0. \quad (4)$$

Die vierte Randbedingung ergibt sich aus der Kenntnis der Oberflächentemperatur an einer Stelle des Stab-

umfanges. Gl. (1) wurde mit den dazugehörigen Randbedingungen in Differenzenform umgewandelt und die Temperaturverteilung im Innern und an der Oberfläche eines Brennstoffstabes mittels der Relaxationsmethode [18] berechnet. Da die Genauigkeit dieser Methode stark von der gewählten Schrittweite in radialer und tangentialer Richtung abhängig ist, wurde durch Testrechnungen am einfachen Beispiel des Stabes mit über den Umfang konstanter Wärmeübergangszahl, für das ja die exakte Lösung bekannt ist, die Schrittweite so optimiert, daß sich bei nicht zu hohem Rechenaufwand eine hinreichend große Genauigkeit ergab.

Bild 14 zeigt als Berechnungsbeispiel die ausgleichende Wirkung der tangentialen Wärmeleitung für einen mit überhitztem Dampf gekühlten Stab von 10 mm Durchmesser in einem Bündel vollversetzter

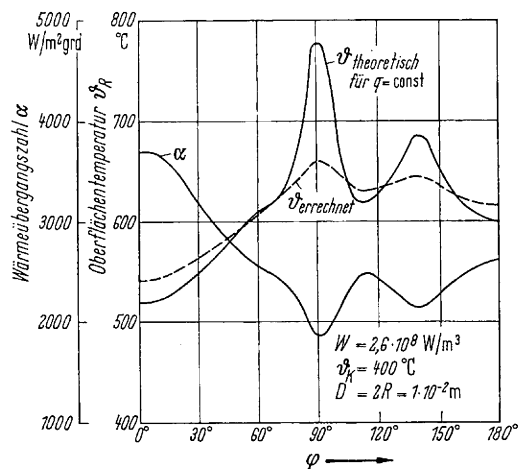


Bild 14. Einfluß der tangentialen Wärmeleitung auf die Oberflächentemperatur eines Brennstoffstabes aus Urandioxid (vollversetzte Anordnung).

Anordnung. Die Leistungsdichte im Urandioxid als Brennstoff, das in dem zu erwartenden Temperaturbereich eine mittlere Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 5,8 \text{ W/mgrd}$ aufweist, beträgt 260 W/cm^3 und die Kühlmitteltemperatur wurde zu 400°C angenommen. Über dem Zentrwinkel des Stabes sind die Oberflächentemperatur sowie die örtliche Wärmeübergangszahl aufgetragen. Zum Vergleich ist auch der Temperaturverlauf an der Oberfläche eingezeichnet, wie er sich einstellen würde, wenn die ausgleichende Wirkung der tangentialen Wärmeleitung nicht vorhanden wäre. Es zeigt sich, daß die Temperaturspitzen durch sie zwar weitgehend abgebaut werden, aber doch noch Temperaturunterschiede von etwas über 100° über dem Umfang des Stabes vorhanden sind. Sie dürften ausreichen, um Brennstoffstäbe in gefährlichem Maße zusätzlich zu den aus der radialen Temperaturverteilung vorhandenen Spannungen zu beanspruchen, insbesondere, wenn man bedenkt, daß die Rechnung homogenen Brennstoff voraussetzt, und keine Zuschläge für ungleiche Wärmeerzeugung und Schäden in Form von Rissen im Brennelement vorsieht.

In Bild 15 ist für gleiche thermische und hydrodynamische Bedingungen die Temperaturverteilung im Innern des Brennstoffstabes sowie an seiner Oberfläche dargestellt. Die Isothermen im Innern des Brennstoffstabes verlaufen wegen der ungleichen Wärmeübergangsbedingungen nicht mehr symmetrisch zur Stabachse und der Temperaturgradient zur Anströmachse ist größer als in Richtung des hinteren Staupunktes.

Diese Überlegungen zur Verwendung von Brennstoffelementen in gas- oder dampfgekühlten Kernreaktoren sehr hoher Leistungsdichten, die aus querangeströmten, runden Stäben aufgebaut sind, behandeln nur die wärmetechnische Seite des Problems: Brennstoffbündel aus querangeströmten Stäben elliptischen Querschnitts wurden in [17] betrachtet. Eine entscheidende Rolle spielen hierbei jedoch noch Fragen der konstruktiven Gestaltung, der Fertigungstechnik und vor allem der Wirtschaftlichkeit dieser Brennstoffelemente. Aus Gründen gleichmäßiger Wärmeabgabe sind möglichst gekreuzte Gitteranordnungen zu verwenden, die einer komplizierten Tragkonstruktion zur Halterung im Kern des Reaktors bedürfen. Aus konstruktiven Gesichtspunkten muß der einzelne Stab sehr kurz sein, so daß ein relativ großer Teil seiner Gesamtlänge von den sogenannten, an der Wärmeerzeugung nicht beteiligten, Endstopfen eingenommen wird, die zum Verschließen des den Brennstoff umgebenden Hüllrohres dienen. Dafür ist das bei längsangeströmten Bündeln so gefürchtete Durchbiegen der Brennstoffstäbe hier kaum gefährlich, da in der gekreuzten Anordnung die Stäbe sich höchstens punktwise berühren können und selbst dann noch ein hinreichender Wärmetransport gewährleistet ist. Die Wirtschaftlichkeit wird besonders durch den großen Druckverlust und die dadurch benötigten höheren Gebläseleistungen beeinträchtigt. Querangeströmte Brennstoffbündel scheinen dann interessant, wenn ein äußerst kompakter Reaktorkern bei sehr hohen Leistungsdichten gefordert ist.

Literatur

- [1] HOFMANN, E.: Wärmeübergang und Druckverlust bei Querströmung durch Rohrbündel. ZVDI 84 (1940), S. 97/101.
- [2] LOHRISCH, W.: Bestimmung von Wärmeübergangszahlen durch Diffusionsversuche. VDI-Forschungsheft 322 (1929), S. 46/68.
- [3] DREW, T. B., u. W. P. RYAN: The mechanism of heat transmission: Distribution of heat transfer about the circumference of a pipe in a stream of fluid. J. Trans. Amer. Inst. Chem. Eng., Bd. 26 (1931), S. 118 ff.

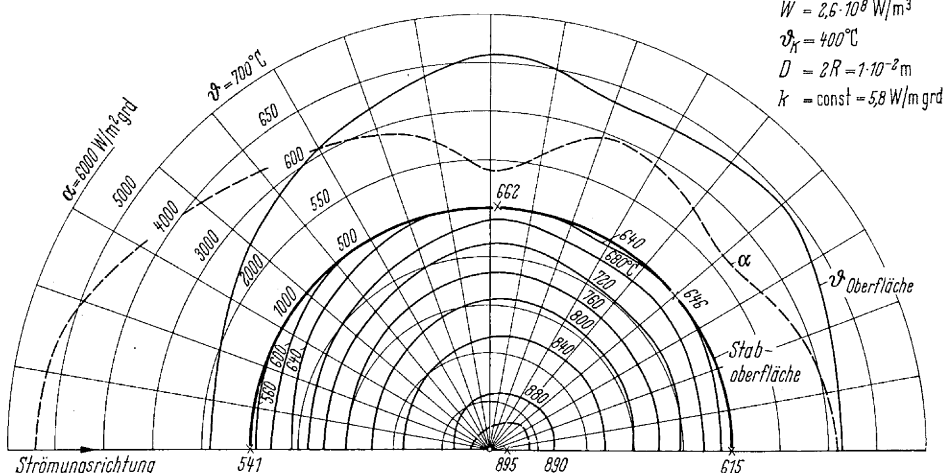


Bild 15. Temperaturverlauf im Innern und an der Oberfläche eines Brennstoffstabes aus Uranoxid (vollversetzte Anordnung). Die Wärmeleitzahl ist hier mit k bezeichnet.

- [4] KLEIN, V.: Bestimmung der örtlichen Wärmeübergangszahl an Rohren im Kreuzstrom durch Abschmelzversuche. Diss. T. H. Hannover 1933.
- [5] KRUIJLIN, G.: The heat transfer of a circular cylinder in a transverse air-flow in the range of $Re = 6000 \div 425000$. Techn. Physics of the USSR, Bd. 5 (1938).
- [6] SCHMIDT, E., u. K. WENNER: Messungen der Verteilung der Wärmeabgabe über den Umfang eines senkrecht zur Achse angeblasenen geheizten Zylinders. Jahrb. 1940 dtsh. Luftfahrtforschung S. II, 135/142.
- [7] ECKERT, E. R. G., u. E. SOEHNGEN: Distribution of heat transfer coefficients around circular cylinders in crossflow at Reynolds numbers from 20 to 500. Amer. Soc. mech. Engrs. 74 (1952), S. 343/347.
- [8] TRUEB, J.: Eine elektrochemische Methode zur Messung des Stoffübergangs. Diss. ETH Zürich Nr. 3119, Juris Verlag Zürich 1960.
- [9] SCHNAUTZ, J. A.: Dechema Monographien, Bd. 32, S. 107, Verlag Chemie GmbH, Weinheim/Bergstraße 1959.
- [10] ECKERT, E.: Die Berechnung des Wärmeübergangs in der laminaren Grenzschicht umströmter Körper. VDI-Forschungsheft, 416, Berlin 1942.
- [11] BRESSLER, R.: Die Wärmeübertragung in Rohrbündeln. Forsch. Ing.-Wesen, Bd. 24 (1958), S. 90/103.
- [12] KLIER, R.: Wärmeübergang und Druckverlust bei querangeströmten, gekreuzten Rohrgittern. Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 7, No. 7, (1964), S. 783/799.
- [13] KASAKIEWITSCH, F. P.: Wärmeübergang von querangeströmten Rohrbündeln bei kleinen Reynolds-Zahlen. Teploenergetika 8 (1954) und 4 (1955). Shurnal tekhnicheskoi fiziki, Jg. 24 (1954).
- [14] MICHAJLOW, G. A.: Konvektive Wärmeübertragung in Rohrbündeln. Sowjetskoji kotloturbostrojemiji 12 (1939).
- [15] WINDING, C. C., u. A. J. CHENEY: Mass and heat transfer in tube banks. Industr. Engng. Chem., Vol. 40, No. 6, June (1948), S. 1087/1093.
- [16] DE BORTOLI, R. A., R. E. GRIMBLE u. J. E. ZERBE: Average and local heat transfer for cross flow through a tube bank. Nuclear Science Engng., July (1956), 1 (3), S. 239/251 Sci. Abstr., July (1961) 7, 2, Abstr. 4585.
- [17] SCHAD, O.: Zum Wärmeübergang an elliptischen Rohren. Diss. T. H. Stuttgart (eingereicht am 28. 4. 1966).
- [18] SOUTHWELL, R. V.: Relaxation methods in engineering science. Oxford 1940.

Dr.-Ing. F. MAYINGER und Dipl.-Ing. O. SCHAD, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, Werk Nürnberg.

Manuskript eingegangen am 25. November 1966 und in verbesserter Form am 3. Februar 1967