

Attila BIRÓ

Tüzelestechnikai Kutatóintézet Miskolc

KONVEKTIVE WÄRMEÜBERTRAGUNG DURCH AUFPRALLSTRAHLEN

1. Wissenschaftliche Voraussetzungen

Eine der Arten der Wärmeübertragung aus den Fackeln und den Abgasstrahlen ist die konvektive Wärmeübertragung durch den Aufprall von Strahlen. Die übertragene Wärmemenge kann mit der gut bekannten Newtonschen Formel

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_{fg} - T_f)A$$

berechnet werden.

Die Wärmeübergangszahl α in der Formel ist ein für den Wärmeaustausch charakteristischer Wert. Seine Grösse kann in allgemeiner Form mittels der Reynoldsen und der Nusseltschen Zahl angegeben werden.

Die Grösse der Wärmeübergangszahl wird am bedeutendsten durch die Strömungsart der Gasgemische beeinflusst. Von den Strömungsverhältnissen hängt die Intensität der in der auf der Wärmeaufnahme fläche herausbildenden Grenzschicht entstehende Strömung und dadurch die des Wärmeaustausches ab.

Die bei dem Aufprall der Strahlen auf einer ebenen Fläche entstehende konvektive Wärmeübertragung kann nach Mathieu [1] mit der folgenden Gleichung beschrieben werden:

$$Nu = 0,13 \cdot Re^{0,8}$$

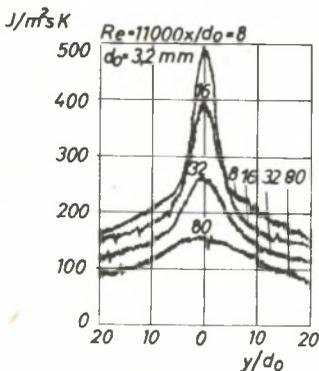


Abb. 1

Als charakteristisches Mass zur Berechnung der Reynoldsen Zahl wurde der Abstand der Düse von der Oberfläche aufgenommen.

Das Ergebnis der Messungen von Günther [2] für einen Wärmestrom bei dem Aufprall von Strahlen an einer ebenen Wand zeigt die Abbildung 1.

Bei der Messung betrug die Reynoldsen Zahl 11.000, der Düsendurchmesser aber $d_0 = 3,2$ mm. Bei dem nicht senkrechten Aufprall des Strahles hat Jeschar [3] den Wert

des entstehenden Wärmestromes auf Grund der Massenübertragungsmodellierung untersucht.

Die Erwärmung durch Aufprallstrahlen wurde in der Konferenz "Erwärmung durch Schnelle- und Aufprallstrahlen" in London 1968 [4] behandelt.

Nach Buhr [5] hängt die Grösse der Wärmeübertragung bei dem Aufprall von Flammen bedeutend von dem Abstand zwischen der Oberfläche und den Düsen ab. Er hat die grösste Wärmeübertragungsintensität bei dem Abstand von $x = 3,5 d_0$ gemessen. Es gelang ihm, mit einem Koksofengas-Luft-Gemisch eine Wärmestromdichte von $400 \text{ kJ/m}^2\text{s}$ zu erreichen. Die Wärmestromdichte lässt sich mit der Formel

$$\dot{q} = 0,037(\text{Pr}^{-0,6} \cdot \zeta_{\text{hr}} \cdot u \cdot \Delta H)$$

berechnen.

Nach Vizioz [1] kann bei der Aufprallerwärmung durch schwach gedrahten Flammen ein kleinerer Wärmestrom erreicht werden, als durch Strahlen mit gleichen Parametern aber ohne Drall. Die Autoren haben ihre Versuche meistens mit isothermen Strahlen durchgeführt und bis zu dem Abstand von $\frac{x}{d} < 12$, weil sie über diesen Abstand die Verminderung der Effektivität des Aufprallstrahles beobachtet haben. Für den Fall einer Wärmeübertragung für eine Flüssigkeitsoberfläche enthält die Arbeit von Lohe [5] ausführliche und wichtige Informationen.

2. Beschreibung der Untersuchungen mit Aufprallstrahlen

Bei der Erwärmung durch Aufprallstrahlen strömen die Strahlen in der Praxis gruppenweise. Die Brenner werden geschacht angeordnet. Die einzelnen Strahlen sind mit den benachbarten Strahlen in Strömungswechselwirkung, deshalb muss ihre Untersuchung auch auf die Strömung nach dem Aufprall erstreckt werden.

Bei unseren Untersuchungen wird vorausgesetzt, dass das Abgas unter dem Einfluss des bei dem Aufprall der sich nebeneinander befindlichen Strahlen entstehenden statischen Druckes, an der Aufprallgrenze von zwei Strahlen umgekehrt, in die Richtung nach den Düsen zurückzuströmen beginnt (Abbildung 2). Es wird vorausgesetzt, dass ein allseitig von benachbarten Strahlen umgebener Strahl in einem zylindrischen Raum strömt, dessen Achse mit der Düsenachse koinzidiert, und dessen Radius der Halbabstand der sich nebeneinander befindlichen Düsen ist. Die betrieblichen Konstruktionsmöglichkeiten berücksichtigt ist der Abstand der Düsen nicht grösser als $0,45 \text{ m}$, so werden die Strömungsverhältnisse der kleineren Räume, als dieser untersucht.

Zur Klärung der Wirkung des Aufprallstrahles wurde auf Grund dieses Prinzips eine Versuchseinrichtung aufgebaut, deren Prinzipschema die Abbildung 3 darstellt.

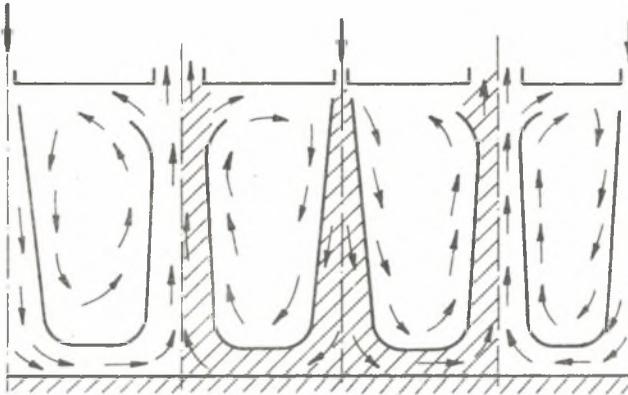


Abb. 2

Als Wärmeübertragungsmedium wurde Luft verwendet, deren Druck durch einen Ventilator bzw. einen Drehkolbengebläse gefördert wurde. Die Gebläseluft wurde nach der Entfernung des enthaltenen Öls filtriert. Die Luftmenge wurde mit einem Rotameter, die Lufttemperatur mit einem Quecksilberthermometer gemessen. Um die Rezirkulations-Kühlwirkung kontrollieren zu können, wurde die Luft in einem stufenlos regelbaren elektrischen Wärmeaustauscher auf 500 K erwärmt. ($\rho_1 = 0,686 \text{ kg/m}^3$). Bei dem Versuch wurden zylindrische Düsen mit unterschiedlichem Durchmesser verwendet. Der Messraum der Einrichtung ist in der Abbildung 4 zu sehen. Die Nutzlänge des zylindrischen Raumes betrug 1 m, sein Durchmesser 0,45 m. Die Düse wurde in der Achse des Raumes angeordnet, für die Entfernung der Luft waren an der Stirnwand zwei Kreisprofilöffnungen mit einem Durchmesser von 76 mm vorgesehen.

Der durch den Luftstrahl erzeugte konvektive Wärmestrom wurde an der beweglich ausgeführten Stirnwand des Raumes gemessen. Der Abstand der Düsen von der Stirnwand wurde nach je (x) 0,1 m verändert. In der Achsenlinie der Stirnwand - die mit der Düsenachse identisch ist - wurde eine Wärmeübertragungssonde angebracht, die zu diesem Zweck entwickelt wurden war. Der Sondendurchmesser ist 38 mm, und die Stirnfläche der Sonde wird durch das in geätzten Kanälen strömende Wasser bei konstanter Temperatur gehalten. Die Eintritt- und Austritttemperatur des durch die Sonde fließenden Wassers wurde mit Messthermistoren gemessen, deren Temperatur mit einem speziellen Verstärker mit integrierten Stromkreis registrierbar gemacht war. Bei der Messung konnte eine Genauigkeit von 0,3 K erzielt werden.

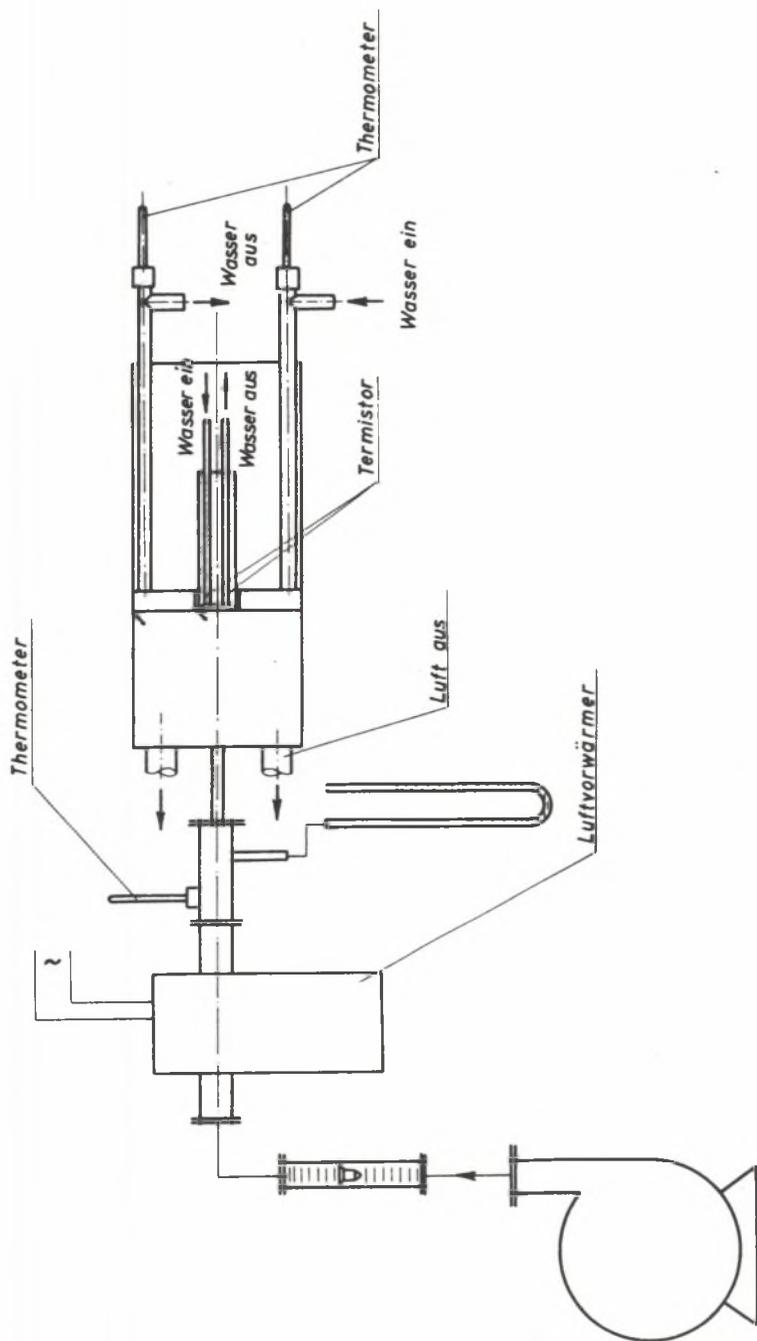


Abb. 3

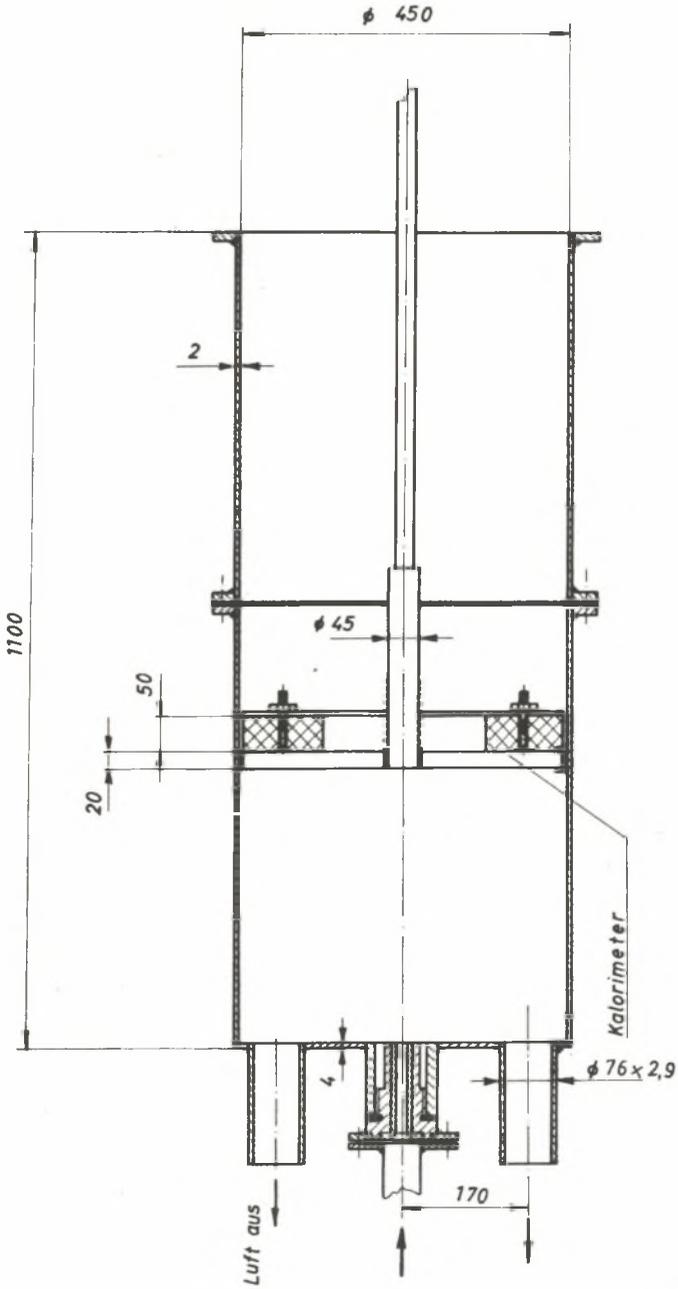


Abb. 4

Das durch die Sonde fließende Wasser wurde in einem Messgefäß aufgefangen.

Um die Wärmeströmungssonde herum wurde ein ringförmiger Wasserkalorimeter angebracht, bei dem die Temperatur des ein- und austretenden Wassers mit einem Quecksilberthermometer gemessen wurde. Der Wasserkalorimeter wurde von der Raumwandung und der Umgebung mit faserigen Isolierstoffen abgedichtet.

Die Geschwindigkeit der in dem Messraum entstehenden Strömung wurde mit einem DYSA-Anemometer gemessen. Die Temperatur des in dem Messraum strömenden Gases wurde in 10 mm-Abständen von dem Mantel und dem Kalorimeter mit Thermoelementen mit kleiner Inertie registriert. Dieser Temperaturwert wurde bei der Berechnung der Wärmeübertragungszahl in Betracht genommen.

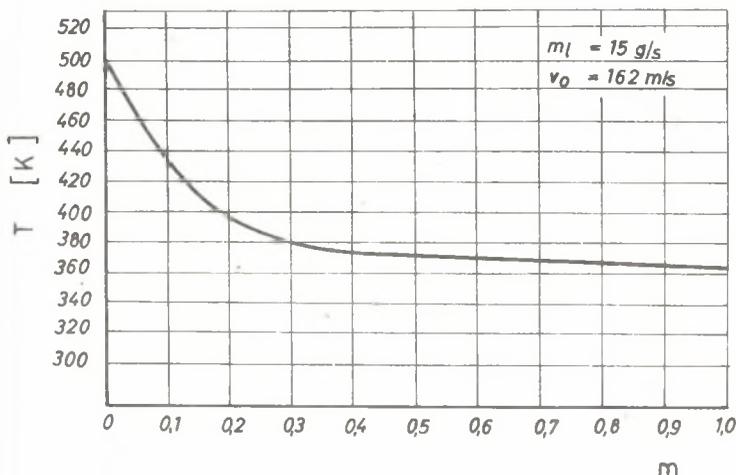


Abb. 5

Von den Temperaturmessungen ist die bei dem Einblasen der Luft mittlerer Masse (15 g/s), bei der Strömung mittlerer Geschwindigkeit ($v_0 = 162 \text{ m/s}$) aufgenommene Temperaturkurve in der Abbildung 5 gezeigt. Es ist zu sehen, dass die Luft mit einer Eintrittstemperatur von 500 K in dem geschlossenen zylindrischen Raum in einem $0,25 \text{ m}$ -Abstand von der Düse schon unter 390 K abgekühlt wird. Dies weist in der Umgebung des Strahles auf eine intensive Rezirkulation hin. Die Analyse der Geschwindigkeit zu der Stirnwand ankommenden Strahles weist darauf hin, dass die Verbreitung in dem zylindrischen geschlossenen Raum kleiner ist, als die des freien Strahles. Der Durchmesser der Aufprallfläche des Strahles ist bei einem Düsenabstand von 1 m $0,26 \text{ m}$. Infolge dessen wird in der Praxis im allgemeinen um die Aufprallfläche herum eine sekundäre Wärmeübertragungsfläche herausgebil-

det auf, deren der Wert der konvektiven Wärmeübergangszahl wesentlich kleiner ist, und er erreicht nur 16-20% der Wärmeübergangszahl auf der primären Fläche. Es ist mit der Entstehung einer sekundären Wärmeübertragungsfläche in allen Fällen zu rechnen, wenn $\frac{x}{d_0} > 7$.

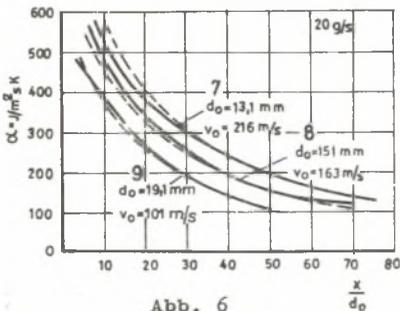
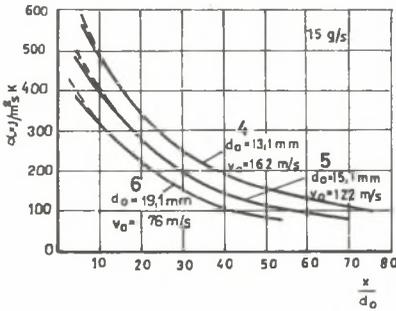
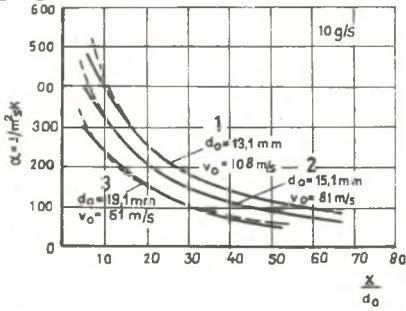


Abb. 6

Die Geschwindigkeit der aus der Düse heraustretenden Luft wurde so eingestellt, dass die kleinste Geschwindigkeit mit der auch durch die üblichen Industriebrenner erreichbaren Geschwindigkeit von 50 m/s übereinstimmt und die grösste Geschwindigkeit grösser als 200 m/s ist. Zur Sicherstellung der Bedingungen wurden drei Düsenmasse und drei Luftmassenströme verwendet. Der Durchmesser der zylindrischen Düsen betrug 13,1, 15,1 und 19,1 mm. Der Massenstrom der eingeblasenen Luft war 10, 15 und 20 g/s.

Durch die Varilierung der Düsen und der Massenströme wurden Ausströmungsgeschwindigkeiten zwischen 51 m/s und 216 m/s erreicht. Die Impulskraft des Strahles war in Abhängigkeit von dem Luftmassenstrom und dem Düsendurchmesser wie folgt:

Tabelle 1

Luftmassenstrom g/s	Düsendurchmesser (mm)		
	13,1	15,1	19,1
	Impulskraft N		
10	1,082	0,815	0,509
15	2,435	1,815	1,145
20	4,320	3,258	2,036

Die mit den zwei Wärmeübertragungsmesser gemessene Wärmemenge wurde so bearbeitet, dass die in der unmittelbaren Umgebung des Aufprallmittelpunktes gemessene, bzw. die an der ganzen Stirnwand erreichte durchschnittliche Wärmeübertragungszahl einfach abzulesen ist. Der durch die in der Düsenachse angebrachte Sonde registrierte Wärmestrom wird "in der Achse" übertragenen, der durch die Sonde und den Wasserkalorimeter gemeinsam gemessene Wärmestrom "an der Stirnwand" übertragenen Wärmestrom genannt.

Die Änderung der Wärmeübergangszahl in der Achse ist in Abhängigkeit der Beziehung $\frac{x}{d_0}$ in den Diagrammen der Abbildung 6 dargestellt. Die hyperbolischen Kurven sind bei $\frac{x}{d_0} < 7$ nicht gültig. Nach unseren Messungen und den literarischen Angaben ist hier die Wärmeübertragung bei einem isothermen Strahl von dem Wert $\frac{x}{d_0}$ unabhängig.

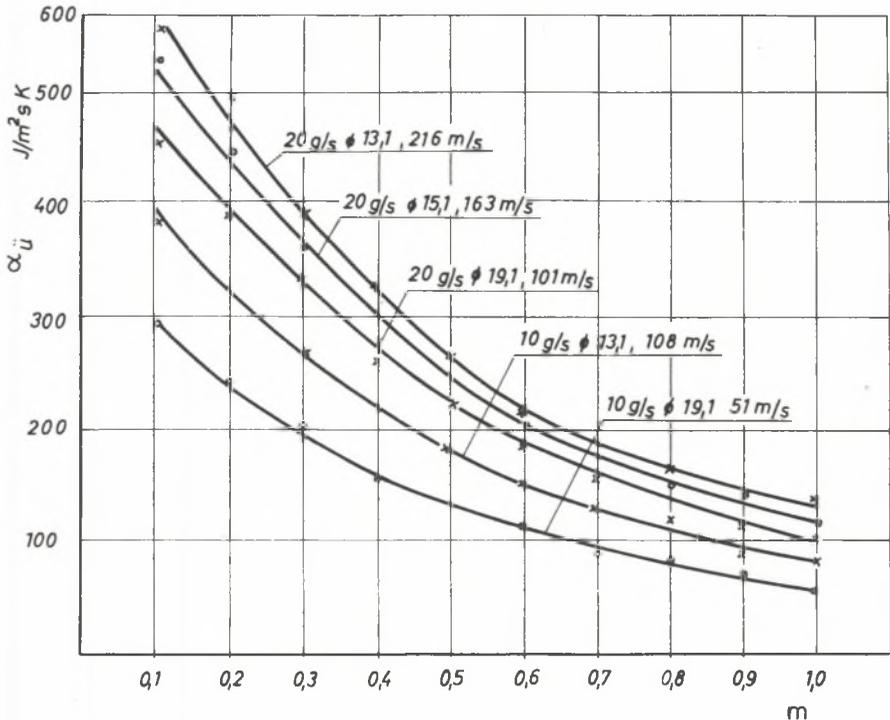


Abb. 7

Wie es in der Kurve 7 der Abbildung 6 abzulesen ist, war die erreichte grösste Wärmeübergangszahl $554 \text{ J/m}^2 \text{ sK}$. Diese Wärmeübergangszahl verminderte sich bei der Erhöhung von $\frac{x}{d_0}$ auf 77 bis $141 \text{ J/m}^2 \text{ sK}$.

Bei der Lösung von praktischen Aufgaben ist es erforderlich, die zu erwartenden Werte der Wärmeübergangszahlen in Abhängigkeit von dem Abstand zwischen dem Einsatz und der Düse zu untersuchen. Die Abbildung 7 ermöglicht es, in Abhängigkeit von dem Abstand zwischen Düse und Fläche die zu einigen Massen-Düsensdurchmesser-Verhältnissen gehörenden Wärmeübergangszahlen zu bestimmen. Die Kurven bezeichnen klar, dass die Wirkung der Erhöhung der Ausströmungsgeschwindigkeit nur bei einem kleinen

Abstand zwischen Düse und Einsatz gut ausgenutzt werden kann. Bei einem grösseren Abstand als 0,5 m erhöht auch die Vergrösserung der Geschwindigkeit auf die zweifache in kleinerem Masse als 10% die Wärmeübergangszahl vergrössert.

Die in der Abbildung 6 bearbeiteten Wärmeübergangszahlen können in allgemeiner Form wie folgt beschrieben werden:

$$Nu = a \cdot Re^c$$

Die Werte der Faktoren a und c sind in der Tabelle 2 enthalten. Bei der Berechnung der Reynoldsdchen Zahl wurde der Düsendurchmesser als charakteristisches Mass berücksichtigt.

Die an der Stirnseite gemessenen durchschnittlichen Wärmeübergangszahlen des konvektiven Wärmeaustausches sind unter den oben erwähnten Bedingungen in der Abbildung 8 veranschaulicht.

Diese Kurven sind keine Hyperbolen. Bei einer kleinen $\frac{x}{d_0}$ -Beziehung vermindert sich die Wärmeübergangszahl mit der Vergrösserung von $\frac{x}{d_0}$ nur langsam. Die Veränderung wird bei dem Wert von $\frac{x}{d_0} = 25$ schneller, dann wird sie bei 50 wieder langsamer.

Die an der Stirnwand gemessene durchschnittliche konvektive Wärmestromdichte ist bedeutend kleiner, als die in der Umgebung der Achse. Der grösste Wert der Wärmeübergangszahl an der Stirnwand betrug $135 \text{ J/m}^2\text{sK}$.

Die an der Stirnwand gemessenen Wärmeübergangszahlen können in der nachstehenden allgemeinen Form beschrieben werden:

$$Nu = a \cdot Re^c - (f \cdot Re + g)$$

Der Wert der Konstanten ist in der Tabelle 3 zu finden.

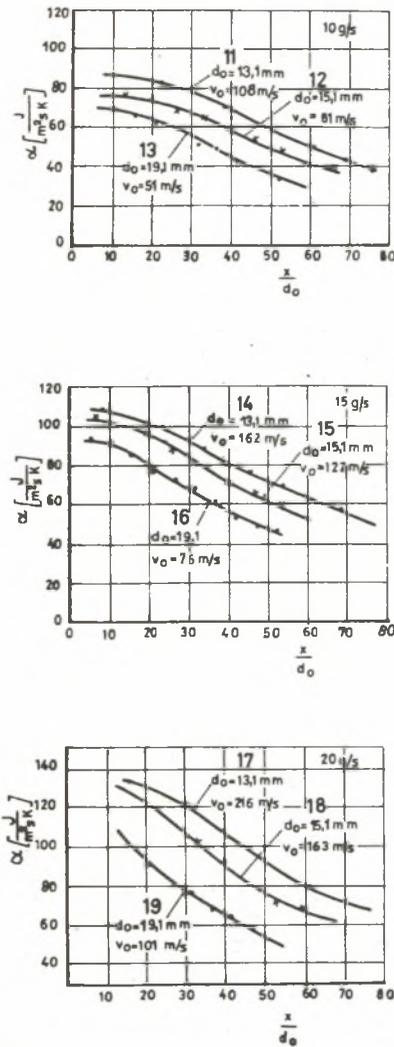


Abb. 8

Tabelle 2

Nummer	\varnothing	Luftmassen- strom	Luftgeschwin- digkeit	a	c
	mm			g/s	m/s
1	13,1	10	108	0,446	0,588
2	15,1	10	81	0,556	0,585
3	19,1	10	51	1,037	0,535
4	13,1	15	162	1,018	0,529
5	15,1	15	122	0,577	0,579
6	19,1	15	76	1,005	0,547
7	13,1	20	216	0,660	0,535
8	15,1	20	163	1,152	0,506
9	19,1	20	101	1,190	0,536

Tabelle 3

Nummer	\varnothing	Luftmas- senstrom	Luftge- schwin- digkeit	a	c	f	g
	mm			g/s	m/s	l	l
1	13,1	10	108	1,977	0,316	$9,586 \cdot 10^{-4}$	-7,138
2	15,1	10	81	2,742	0,290	$1,169 \cdot 10^{-3}$	-6,310
3	19,1	10	51	1,942	0,356	$1,695 \cdot 10^{-3}$	-5,369
4	13,1	15	162	3,108	0,275	$5,101 \cdot 10^{-4}$	-5,183
5	15,1	15	122	1,418	0,377	$1,046 \cdot 10^{-3}$	-8,267
6	19,1	15	76	1,854	0,368	$1,299 \cdot 10^{-4}$	-7,465
7	13,1	20	216	1,463	0,374	$7,413 \cdot 10^{-4}$	-7,488
8	15,1	20	163	1,756	0,368	$8,939 \cdot 10^{-4}$	-8,318
9	19,1	20	101	1,847	0,374	$7,407 \cdot 10^{-4}$	-4,358

3. Zusammenfassung

Bei unseren Untersuchungen sind wir zur folgenden wichtigeren Folgerungen gekommen:

1. Unter dem Einfluss der in dem elementaren Strömungsvolumen des Aufprallstrahlensystem entstehenden Rezirkulation vermindert sich die Temperatur des aus der Düse heraustretenden Strahles auch in der Achse schnell. Die Temperaturabnahme vermindert den Wärmestrom schon in dem Abstand von $x = 0,2$ m bedeutend.

2. Die axiale Geschwindigkeit des Strahles vermindert sich bis zu dem Wert von $\frac{x}{d_0} = 7$ kaum, aber in dem Abstand von $\frac{x}{d_0} = 22$ beträgt sie nur das Viertel der Düsengeschwindigkeit.

3. Die Wirkung der Vergrößerung der Ausflussgeschwindigkeit kann bei einem gegebenen Gasmassenstrom nur bis zu dem Düse-Fläche-Abstand von $\frac{x}{d_0} = 25$ ausgenutzt werden.

Bei Abgasstrahlen kann die Wärmeübertragung in der Aufprallachse bei $10 < \frac{x}{d_0} < 50$ in allgemeiner Form mit der folgenden Formel berechnet werden:

$$Nu = 1,018 \cdot Re^{0,579}$$

4. Ist der Achsenabstand zwischen den Düsen grösser als $d_u = x \cdot \tan \beta$, so spielt in der Wärmeübertragung die sekundäre Wärmeaustauschfläche eine wichtige Rolle. In diesem Falle kann der Wärmeaustausch bei dem Düsenachsenabstand von $d_u = 45$ m bei $15 < \frac{x}{d_0} < 50$ mit der Formel

$$Nu = 3,108 \cdot Re^{0,368} - (8,939 \cdot 10^{-4} \cdot Re - 8,318)$$

beschrieben werden.

Verwendete Bezeichnungen

α	- Wärmeübergangszahl $J/m^2 s K$
φ	- Winkel Rad.
T_{fg}	- Abgastemperatur K
T_f	- Oberflächentemperatur K
A	- Fläche m^2
Nu	- Nusseltsche Zahl
Re	- Reynold'sche Zahl
Pr	- Prandtl'sche Zahl
ρ	- Dichte kg/m^3
u, v	- Geschwindigkeit m/s
H	- Halbbreite m
d_0	- Düsendurchmesser m
x	- Abstand der Fläche von der Düse m
a, b, c, f, g	- Konstanten

LITERATURVERZEICHNIS

- [1,2] Günther R.: Verbrennung der Feuerungen. Springer Verlag, Berlin 1974.
 [3] Jeschar R.: Untersuchung über den konvektiven Wärmeübergang in Industrieöfen. GVI Bd. 17 Nr 2 1967.

- [4] Shell MOR-343F, London 1968.
- [5] Buhr E.: Über den Wärmefluss in Staupunkten von turbulenten Freistrahlfammen an gekühlten Platten. Techn. Mitt. 65. Aachen 1972.

KONWEKCYJNA WYMIANA CIEPŁA PRZY UDERZENIU STRUMIENIA

S t r e s z c z e n i e

Praca dotyczy badań wnikania ciepła na powierzchni atakowanej prostopadle przez izotermiczny strumień gazu. Zjawisko analizowane jest w osi strumienia oraz na otaczającej powierzchni pierścieniowej.

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН ПРИ УДАРЕ ПОТОКА

Р е з ю м е

В статье представлены итоги исследований конвективного теплообмена на ударяемой поверхности изотермическим потоком газа. Явление было предметом анализа в оси потока и на окружающей кольцевой поверхности.

CONVECTIVE HEAT TRANSFER DURING JET BLOW

S u m m a r y

Paper presents the results of investigations of convective heat transfer on the surface attacked by isothermic gas jet. The analysis was made in the axis of the jet and on the surrounding ring surfaces.