

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

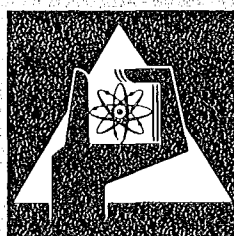
Mai 1975

KFK 2099

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik
Projekt Schneller Brüter

Turbulente Strömung in konzentrischen Ringspalten

K. Rehme



**GESELLSCHAFT
FÜR
KERNFORSCHUNG M.B.H.**

KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

KFK 2099

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik
Projekt Schneller Brüter

Turbulente Strömung in konzentrischen Ringspalten

von

Klaus Rehme

Als Habilitationsschrift zur Erlangung der *venia legendi*
für das Lehrgebiet "Thermofluidodynamik" genehmigt von der
Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH).

Tag des Habilitationskolloquiums: 26.11.1974

Referenten: Prof. Dr.-Ing. J. Zierep

Prof. Dr. K. Wirtz

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe



Zusammenfassung

Die voll ausgebildete turbulente Strömung wurde für einen Reynoldszahl-Bereich von $Re = 2 \times 10^4 \div 2 \times 10^5$ in drei konzentrischen Ringspalten experimentell untersucht. Gemessen wurde der Druckverlust, die Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit und die Geschwindigkeitsverteilung in Ringspalten mit den Durchmesserhältnissen $\alpha = 0.02, 0.04$ und 0.1 . Die Ergebnisse für das Schlüsselproblem der Ringspaltströmung, den Ort der Nullschubspannung, zeigen, daß diese Position nicht mit dem Ort der Maximalgeschwindigkeit zusammenfällt. Außerdem zeigte diese Untersuchung, daß die Geschwindigkeits- und Schubspannungsverteilung stark durch Abstandshalter beeinflußt wird. Die zahlreichen theoretischen und experimentellen Ergebnisse in der Literatur, die eine Koinzidenz von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit voraussetzen, stimmen nicht mit der Wirklichkeit überein. Für den gleichen Bereich von Reynoldszahlen wurde ebenfalls die Struktur der Turbulenz untersucht. Dazu wurden die Turbulenzintensitäten in den drei Richtungen und die Schubspannungen in radialer und azimuthaler Richtung gemessen. Die Ergebnisse zeigen, daß sich die Turbulenzstruktur in derartigen asymmetrischen Strömungen von der Turbulenzstruktur bei symmetrischen Strömungen (Rohre und parallele Platten) unterscheidet. Der Hauptunterschied zwischen symmetrischen und asymmetrischen Strömungen liegt darin, daß bei den letzteren die Diffusion von Turbulenzenergie eine bedeutsame Rolle spielt. Hierin liegt nicht nur der Grund für die Nichtkoinzidenz der Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit sondern auch dafür, daß einige Turbulenzmodelle, die in dieser Arbeit diskutiert werden, für asymmetrische Strömungen versagen. Ein vollständiger Satz der tabellierten Meßergebnisse findet sich im Anhang.

Turbulent flow in Concentric Annuli

Abstract

Fully developed turbulent flow through three concentric annuli was investigated experimentally for a Reynolds-number range $Re = 2 \times 10^4 \div 2 \times 10^5$. Measurements were made of the pressure drop, the positions of zero shear stress and maximum velocity, and the velocity distribution in annuli of radius ratios $\alpha = 0.02, 0.04$ and 0.1 , respectively. The results for the key problem in the flow through annuli, the position of zero shear stress, showed that this position is not coincident with the position of maximum velocity. Furthermore, the investigation showed the strong influence of spacers on the velocity and shear-stress distributions. The numerous theoretical and experimental results in the literature which are based on the coincidence of the positions of zero shear stress and maximum velocity are not in agreement with reality.

For the same Reynolds-number range also the structure of turbulence was investigated experimentally. Measurements were made of the turbulence intensities in the three directions and of the turbulent shear stresses in axial and azimuthal direction. The results showed that the structure of turbulence for these asymmetric flows is different compared with symmetrical flows (tubes and parallel plates). The main difference between symmetrical and asymmetric flows is that for the latter the diffusion of turbulent energy plays an important role. This is the reason not only for the non-coincidence of the positions of zero shear stress and maximum velocity but also for the failure of some turbulence models for calculation of asymmetric flows discussed in the paper. A complete set of the tabulated experimental results is given in the appendix.

Turbulente Strömung in konzentrischen Ringspalten

I.	Einleitung	S. 1
II.	Druckverlust und Geschwindigkeitsverteilung in konzentrischen Ringspalten	S. 4
	1. Literaturübersicht	S. 4
	1.1 Experimentelle Untersuchungen	S. 4
	1.2 Theoretische Untersuchungen	S. 8
	2. Versuchsparameter und Versuchsanordnung	S. 10
	2.1 Versuchsparameter	S. 10
	2.2 Versuchsanordnung	S. 10
	2.3 Meßanordnung	S. 12
	3. Ergebnisse und Diskussion	S. 15
	3.1 Auswertungsgrundlagen	S. 15
	3.2 Symmetrie des Geschwindigkeitsprofils	S. 16
	3.3 Druckverlust	S. 17
	3.4 Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit	S. 18
	3.5 Geschwindigkeitsprofile	S. 29
	4. Schlußfolgerungen	S. 33
III.	Turbulenzverteilung in konzentrischen Ringspalten	S. 35
	1. Literaturübersicht	S. 35
	2. Durchführung der Messungen	S. 36
	3. Ergebnisse und Diskussion	S. 38
	3.1 Turbulenzintensitäten	S. 38
	3.2 Kinetische Energie der Turbulenz	S. 40
	3.3 Schubspannung und Korrelationskoeffizient	S. 43
	3.4 Vergleich der Ergebnisse mit Meßergebnissen anderer Autoren	S. 45

4. Anwendung der Meßergebnisse auf das Turbulenzmodell von PRANDTL	S. 48
4.1 Turbulenzmodell von PRANDTL	S. 48
4.2 Turbulenzlänge	S. 50
4.3 Impulsaustauschgröße ϵ_M	S. 50
4.4 K_r^u -Werte	S. 52
5. Schlußfolgerungen	S. 54
IV. Zusammenfassung	S. 55
Anhang: A1 Nomenklatur	S. 57
A2 Literatur	S. 59
A3 Tabellen und Diagramme	S. 72
A4 Meßwerttabellen	S. 131

Vorwort

Herrn Prof. Dr. phil. K. Wirtz danke ich sehr dafür, daß ich diese Untersuchungen im Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik durchführen konnte, sowie für seine stete Unterstützung und Förderung der Experimente.

Zu Dank verpflichtet bin ich ebenfalls Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Zierep für sein Interesse an dieser Arbeit und für seine wertvollen Anregungen und Hinweise zur Darstellung der Ergebnisse.

Mein besonderer Dank gilt meinen Mitarbeitern, den Herren E. Mensinger und G. Wörner für ihre äußerst zuverlässige und intensive Hilfe bei der Vorbereitung und Durchführung der Versuche, sowie bei der Auswertung der Versuchsergebnisse.

Gleichfalls bedanke ich mich bei Fr. Ch. Hausmann für die Erstellung eines Rechenprogramms zur Ermittlung der Impulsaustauschgrößen.

I. Einleitung

Die strömungs- und wärmetechnische Berechnung und Auslegung von wärmeübertragenden Apparaten, wie z.B. von Wärmetauschern oder Brennelementen in Kernreaktoren, geht von den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie aus. Für die laminare Strömung ist eine numerische Lösung der Erhaltungsgleichungen auch für komplizierte Randbedingungen möglich. Das Gleiche gilt jedoch nicht für die technisch bei weitem wichtigere turbulente Strömung. Die komplizierten Bewegungsvorgänge bei turbulenter Strömung machen eine mathematische Behandlung ohne eine erhebliche Vereinfachung der Gleichungen durch Annahmen aufgrund beobachteter Gesetzmäßigkeiten unmöglich.

Für die Berechnung von Temperaturfeldern in Kanalströmungen ist die Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilung die Basis; daher soll im Folgenden nur von letzteren die Rede sein. Die erwähnten empirischen Gesetzmäßigkeiten für die Strömungsverteilung beziehen sich je nach verwendetem Modell auf den Druckverlust, das Geschwindigkeitsprofil oder auf Impulstransportkoeffizienten. Sie können nur durch experimentelle Untersuchungen bei eindeutigen Randbedingungen mit hinreichender Genauigkeit ermittelt werden.

Gesicherte experimentelle Ergebnisse liegen vor allem von einfachen Strömungskanälen, wie von Kreisrohren und parallelen Platten, vor. Technisch wichtige Strömungskanäle haben in der Regel komplizierte Randbedingungen. Alle heute verwendeten Rechenverfahren stützen sich jedoch auf Gesetzmäßigkeiten, die an einfachen Kanälen gewonnen wurden, obwohl für nichtkreisförmige Strömungskanäle erhebliche Unterschiede zu Kreisrohr und Plattenkanal erwartet werden müssen. Kreisrohr und Plattenkanal stellen nämlich extreme Sonderfälle von Strömungskanälen dar; in ihnen liegt eine symmetrische Strömungsverteilung vor, wodurch eine Koinzidenz der Orte von Maximalgeschwindigkeit und Nullschubspannung erzwungen wird. Die bei nichtkreisförmigen Kanälen vorliegende asymmetrische Strömungsverteilung führt zum Auseinanderfallen der beiden Positionen. Diese unsymmetrischen Strömungsverteilungen ergeben sich daraus, daß zwei Strömungszonen unterschiedlicher Größe

und von unterschiedlichem Energieinhalt des Turbulenzfeldes in Wechselwirkung treten. Man kann erwarten, daß sich die turbulenten Transportvorgänge in derartigen asymmetrischen Strömungen von denen bei symmetrischer Strömung (Kreisrohr) unterscheiden werden.

Die empirische Beschreibung dieser Transporteigenschaften ist aber eine entscheidende Voraussetzung für viele heute verwendeten Rechenverfahren für turbulente Kanalströmungen. Die meisten der sog. "Turbulenzmodelle", die von praktischer Bedeutung sind, basieren auf dem BOUSSINESQ'schen Wirbelviskositätsansatz für die scheinbare turbulente Schubspannung analog zur laminaren Reibung:

$$\tau = -\rho \overline{u'v'} = \rho \epsilon \frac{\partial u}{\partial y},$$

der eine Koinzidenz der Positionen von Nullschubspannung ($\tau = 0$) und Maximalgeschwindigkeit ($\partial u / \partial y = 0$) voraussetzt. Fallen die in Rede stehenden Positionen auseinander, wie es bei asymmetrischen Strömungsverteilungen beobachtet wurde, folgt daraus sofort, daß dieser Ansatz für diese Strömungen nicht mehr vernünftig ist.

Damit durch die Berechnungsverfahren keine schwerwiegenden Fehler aufgrund falscher Annahmen entstehen, müssen die Unterschiede zwischen symmetrischen und asymmetrischen Strömungsverteilungen experimentell untersucht werden. Der nach dem Kreisrohr einfachste Kanal ist der konzentrische Ringspalt, für den außerdem ein unsymmetrisches Geschwindigkeitsprofil vorliegt. Dieses Profil ist umso stärker unsymmetrisch, je kleiner das Durchmesser Verhältnis des Ringspaltes ist.

Die Literaturangaben für die Ringspaltströmung sind widersprüchlich und viele experimentelle Ergebnisse unsicher und zweifelhaft. Zur Untersuchung asymmetrischer Geschwindigkeitsverteilungen bietet sich die Ringspaltströmung daher geradezu an. Es erweist sich bei der Strömung durch konzentrische Ringspalte insbesondere als vorteilhaft für die Untersuchungen, daß die Wandschubspannung am Umfang konstant ist und daher keine Sekundärströmungen entstehen können.

Damit die turbulenten Transportvorgänge physikalisch besser verstanden werden können, müssen neben der Geschwindigkeitsverteilung auch die Verteilungen der Schubspannung und der Turbulenzintensitäten und damit der kinetischen Energie des Turbulenzfeldes bestimmt werden. Über die durchgeführte experimentelle Untersuchung wird daher in zwei Teilen berichtet. Während der erste Teil sich mit dem Druckverlust und der Geschwindigkeitsverteilung in konzentrischen Ringspalten befaßt, werden daran anschließend im zweiten Teil die Ergebnisse der Turbulenzuntersuchungen dargestellt und diskutiert.

II. Druckverlust und Geschwindigkeitsverteilung in konzentrischen Ringspalten

1. Literaturübersicht

Die voll ausgebildete, inkompressible, isotherme, turbulente Strömung durch glatte konzentrische Ringspalte ist in vielen Experimenten und zahlreichen theoretischen Arbeiten untersucht worden. Trotzdem besteht sogar über so grundlegende Fragen wie Druckverlustbeiwert und Geschwindigkeitsprofile keine übereinstimmende Auffassung. Das Schlüsselproblem für die Strömung durch konzentrische Ringspalte ist die Bestimmung der Lage der Nullschubspannungslinie und damit der Wandschubspannungen am Innen- bzw. Außenrohr. Bis heute wird in fast allen Arbeiten die Koinzidenz von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit angenommen. Bei asymmetrischen Geschwindigkeitsprofilen ist diese Annahme jedoch offenbar falsch /1/. Die einfache Geometrie des Ringspalts ist sicherlich der Grund dafür, daß es eine ganze Reihe von experimentellen Untersuchungen und viele Berechnungsmethoden gibt, mit denen sich eben diese experimentellen Ergebnisse darstellen lassen. Im folgenden soll zunächst ein kurzer Überblick über die Literatur gegeben werden.

1.1 Experimentelle Untersuchungen

Messungen des Druckverlustes in Ringspalten sind seit langem bekannt, so daß DAVIS /2/ schon 1943 eine Übersicht über die verschiedenen Messungen geben konnte. Mehr systematische Untersuchungen der Strömung in Ringspalten beginnen mit den Arbeiten von ROTHFUS /3/ und KNUDSEN und KATZ /4,5/. Dabei wird der Strömungsquerschnitt in eine "innere" von der Kernrohrwand beeinflusste und eine "äußere" von der Wand des Außenrohres bestimmte Strömungszone aufgeteilt (Abb.1). Dazu wird zunächst angenommen, daß die Trennung an der Stelle maximaler Geschwindigkeit vorgenommen wird. Diese wiederum wird bei turbulenter Strömung an der gleichen Position wie bei laminarer Strömung vermutet und durch Meßergebnisse von ROTHFUS und Mitarbeitern verifiziert /6,7/, obwohl schon die Meßergebnisse von LORENZ /8/ von 1932 eindeutig zeigen, daß die Position maximaler Geschwindigkeit bei turbulenter Strömung näher am Kernrohr liegt als bei laminarer Strömung. Bei laminarer Strömung ergibt sich /7/

$$\hat{r}^2 = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \quad (1)$$

wobei \hat{r} der Radius der Maximalgeschwindigkeit, r_1 und r_2 der Radius des Kern- bzw. Außenrohres ist. KOCH und FEIND /9/ kommen aufgrund ihrer Meßergebnisse zu dem Schluß, daß bei turbulenter Strömung die Linie der Maximalgeschwindigkeit näher am Kernrohr liegt als bei laminarer Strömung. KOCH und FEIND messen die Wandschubspannung am Außenrohr mit einem Wandschubspannungs-Meßgerät und ermitteln daraus über den Druckverlust die Wandschubspannung am Kernrohr. Auch NICOL und MEDWELL /10/ messen den Druckverlust und die Geschwindigkeitsverteilung an einem glatten Ringspalt. Erstmals gaben LEUNG, KAYS und REYNOLDS /11,12/ anhand der Meßergebnisse verschiedener Autoren eine Beziehung für den Ort der Maximalgeschwindigkeit bei turbulenter Strömung in Abhängigkeit von Radienverhältnis des Ringspaltens an:

$$\frac{\hat{r} - r_1}{r_2 - \hat{r}} = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^{0.343} \quad (2)$$

Diese Beziehung stützt sich im wesentlichen auf die LORENZschen Meßergebnisse für ein Durchmesser Verhältnis von $\alpha = r_1/r_2 = 0.0526$. Außerdem wird mit Gl. (2) die Position der Maximalgeschwindigkeit unabhängig von der Reynoldszahl angenommen. Gl. (2) konnte durch die Meßergebnisse von BRIGHTON und JONES /13,14/ sehr gut bestätigt werden. Die Meßergebnisse von BRIGHTON bildeten die Grundlage für eine Reihe von theoretischen Arbeiten in den folgenden Jahren. Die Geschwindigkeitsprofile und vor allem die Lage der Maximalgeschwindigkeit waren sehr sorgfältig gemessen worden und erstmals wurden auch die turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten und die Schubspannungsverteilung mit Hitzdrähten gemessen. Diese gemessene Schubspannungsverteilung führte BRIGHTON und JONES zu dem Schluß, daß die Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit identisch sind. Allerdings streuen die Meßwerte für die Schubspannungsverteilung derart stark, daß diese Schlußfolgerung aufgrund der Meßergebnisse nicht zulässig war.

In weiteren experimentellen Untersuchungen von OKIISHI und SEROVY /15/, LEE /16/, JONSSON und SPARROW /17,18/ ROTHFUS, SARTORY und KERMODE /19,20/, IVEY /21/, sowie von BALL und AZER /22/, die andere Durchmesser-Verhältnisse und Reynoldszahlen betreffen (Tab. 1) wird Gl. (2) für den Ort der Maximalgeschwindigkeit mehr oder weniger gut bestätigt. Eine genaue Bestimmung der Maximalgeschwindigkeit aus gemessenen Geschwindigkeitsprofilen ist bekanntlich sehr schwierig, da die Profile im Bereich des Maximums sehr flach verlaufen und man daher einen relativ großen Fehler für die Meßwerte in Kauf nehmen muß.

Daß Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit abgesehen von den Fällen, in denen es aus Symmetriegründen erzwungen wird (Kreisrohr, parallele Platte), nicht am gleichen Ort auftreten müssen, wurde in der grundlegenden Arbeit von KJELLSTRÖM und HEDBERG /23/ theoretisch dargelegt und im Falle einseitig rauher Ringspalte experimentell verifiziert. Auf die Möglichkeit der Nichtkoinzidenz wurde bereits in /24/ hingewiesen und auch BRIGHTON und JONES wurden hierdurch veranlaßt, die Schubspannungsverteilung experimentell zu bestimmen. KJELLSTRÖM und HEDBERG untersuchten ebenfalls einen glatten Ringspalt, konnten dort jedoch ein Auseinanderfallen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit nicht messen, da wegen des gewählten Durchmesser-Verhältnisses von $\alpha = 0.446$ das Geschwindigkeitsprofil nur schwach unsymmetrisch war und eine Differenz der Positionen innerhalb der Meßunsicherheiten lag.

QUARMBY /25,26/ zeigt, wie ungenau der Ort maximaler Geschwindigkeit nur bestimmt werden kann durch die Messungen mit Pitot- bzw. Doppelpitotrohren. Um diesen Ort mit höherer Genauigkeit zu ermitteln, wählt QUARMBY ebenso wie BARTHELIS /27/ ein Verfahren, bei dem die Wandschubspannungen am Kern- wie am Außenrohr mit PRESTON-Rohren /28/ gemessen werden. Dabei wird übersehen, daß die Messung mit PRESTON-Rohren die Gültigkeit universeller Gesetzmäßigkeiten für das Geschwindigkeitsprofil voraussetzt. Trotz der Untersuchung von QUARMBY /29/ ist diese Voraussetzung, wie auch EIFLER /30/ darlegt, weiterhin unbewiesen. Aufgrund der Untersuchungen an Ringspalten kommt QUARMBY zu der Schlußfolgerung, daß die Messungen von BRIGHTON und JONES falsch sind und auch

BARTHELIS findet keine Übereinstimmung der ermittelten Nullschubspannungslinien mit der Gleichung von KAYS und LEUNG; seine Ergebnisse zeigen, daß die Nullschubspannungslinie näher am Kernrohr liegt, als durch Gl. (2) angegeben wird.

Das Problem der exakten Bestimmung der $\tau = 0$ -Linie, führte SMITH, LAWN und HAMLIN /31/ zu einer neuen Meßmethode, die "sliding sleeve" Methode. Dabei ist ein Teil des Kernrohres beweglich und die an diesem Teil angreifende Scherkraft wird gewogen. Mit dieser Technik konnten die Autoren erstmals zeigen, daß die Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit auch im Falle glatter Ringspalte auseinanderfallen. Durch Hitzdraht-Messungen der Schubspannungsverteilung konnten die "sliding-sleeve" Resultate überprüft werden. Da die Teststrecke nur 30 hydraulische Durchmesser lang war und außerdem vier Abstandshalter für das Kernrohr enthielt, lag in der Meßebeine am Austritt ein unsymmetrisches Geschwindigkeitsprofil vor, so daß die Autoren nur einige qualitative Aussagen machen konnten. Deshalb wurde eine ausführliche Untersuchung an drei verschiedenen Durchmesserhältnissen von LAWN und ELLIOTT /32/ durchgeführt. Die Position der Nullschubspannung wurde durch Hitzdraht-Messungen gefunden und durch die "sliding-sleeve"-Technik nur überprüft. Die Autoren kommen zu der Schlußfolgerung, daß sich für das Geschwindigkeitsprofil am Kernrohr beträchtliche Abweichungen vom universellen Verhalten ergeben, daß die Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit auseinanderfallen, wobei die Nullschubspannungslinie näher am Kernrohr liegt, und daß die Lage dieser Linie durch die Beziehung von KAYS und LEUNG gut beschrieben wird und unabhängig von der Reynoldszahl ist. Bei diesen Experimenten war zwar die Kanallänge auf 53 hydraulische Durchmesser verlängert worden, jedoch wurde das Kernrohr durch je drei Drähte an "mehreren" Positionen konzentrisch gehalten. Auf den Einfluß von derartigen Abstandshaltern auf Geschwindigkeits- und Schubspannungsverteilung wird später noch eingegangen.

Die wichtigsten Parameter der aufgeführten experimentellen Untersuchungen sind in Tab. 1 zusammengestellt.

1.2 Theoretische Untersuchungen

Natürlich wurden zahlreiche Versuche unternommen, die experimentell gefundenen Geschwindigkeitsverteilungen durch theoretische Ansätze zu beschreiben.

ROTHFUS, WALKER und WHAN /33/ modifizieren dazu die wandnormale Koordinate, um die Gesetzmäßigkeiten für die Geschwindigkeitsverteilung beim Kreisrohr zu erhalten, wie sie von NIKURADSE /34/ gefunden wurden. BARROW, LEE und ROBERTS /35/ geben eine Berechnungsmethode an, die nur die Geschwindigkeitsprofile an der Außenwand gut beschreibt, die allerdings auch mit dem universellen Wandgesetz nach NIKURADSE recht gut beschrieben werden. Für die Innenzone schlagen sie für "engineering purposes" eine Modifikation der Konstanten κ und B im Wandgesetz

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad (3)$$

vor. Für die Lage der Nullschubspannung errechnen sie Werte, die näher bei den Werten für die Laminarströmung liegen als die Werte nach der Beziehung von KAYS und LEUNG.

Eine größere Zahl von theoretischen Arbeiten in den Jahren nach der Veröffentlichung der BRIGHTON'schen Meßergebnisse lehnt sich stark an diese an. Dabei werden unterschiedliche Verfahren angewendet.

RATKOWSKY /36/ erweitert die Ansätze von ROTHFUS und Mitarbeitern. LEVY /37/, ROBERTS /38/, MICHIIYOSHI und NAKAJIMA /39/ verwenden die Beziehung von KAYS und LEUNG für die Maximalgeschwindigkeit unter der Annahme der Koinzidenz dieser Position mit der Nullschubspannungslinie. Die gleiche Annahme macht GRÄBER /40/ bei seinen Berechnungen, wobei er von einem "äquivalenten" Rohr für die Außenzone des Ringspalts ausgeht. Für die Lage der Maximalgeschwindigkeit erhält GRÄBER eine ausgezeichnete Übereinstimmung mit der Gleichung von KAYS und LEUNG. Werte, die mit denen von KAYS und LEUNG übereinstimmen, werden ebenfalls von KASHCHEEV und NOMOFILOV /41/ erhalten.

CLUMP und KWASNOSKI /42/, sowie EIFLER /43,44/ und MIN, HOFFMANN und PEEBLES /45/ modifizieren wie BARROW et al. die Konstanten im Geschwindigkeitsprofil, indem sie die BRIGHTON'schen Messungen qualitativ auswerten.

Andere Autoren wie TIEDT /46/, MACAGNO und McDOUGALL /47/ und MAUBACH /48,49/ verwenden universelle Gesetzmäßigkeiten für die Geschwindigkeitsprofile in Kreisrohren, wobei MACAGNO und McDOUGALL erwähnen, daß die Berechnungen für abnehmende Durchmesser-Verhältnisse mehr und mehr unzuverlässig sind. Die Lage der Nullschubspannungslinie ergibt sich bei diesen Untersuchungen näher am Kernrohr als nach der Beziehung von KAYS und LEUNG. WILSON und MEDWELL /50/ verwenden den VAN DRIEST'schen Ausdruck für die Schubspannung in der Strömung in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsgradienten /51/ und geben an, daß die Ergebnisse für kleine Durchmesser-Verhältnisse $\alpha < 0.2$ durch eine Modifikation der universellen Konstanten verbessert werden könnten. Auch QUARMBY /52,53/ verwendet die Gesetzmäßigkeiten, die er aus der Analyse von Kreisrohrmessengergebnissen erhalten hat, für die beiden Zonen im Ringspalt. Er findet für die Linie maximaler Geschwindigkeit Werte, die näher am Kernrohr liegen als nach der KAYS-LEUNG Gleichung, jedoch nicht so weit von den Werten nach dieser Beziehung entfernt, wie man sie durch die Annahme der NIKURADSE'schen Beziehung für das Geschwindigkeitsprofil erhält. QUARMBY wählt die Konstante \mathcal{K} nach Gl. (3) zu 0.36 und gibt an, daß er auch Berechnungen für $\mathcal{K} = 0.4$ durchgeführt hat, wobei sich die Lage der maximalen Geschwindigkeit noch weiter zum Kernrohr hin verschiebt.

Diese sehr unterschiedlichen experimentellen wie theoretischen Ergebnisse zeigen,

1. der Ort der Nullschubspannung muß durch eine direkte Meßmethode sorgfältig bestimmt werden,
2. insbesondere für Durchmesser-Verhältnisse $\alpha < 0.1$ weichen durch die hier vorliegende Asymmetrie die Geschwindigkeitsprofile stärker vom Wandgesetz ab,
3. ausreichende und zuverlässige Meßergebnisse fehlen für $\alpha < 0.1$.

2. Versuchsparameter und Versuchsanordnung

2.1 Versuchsparameter

Aus den angeführten Gründen wurde eine experimentelle Untersuchung der turbulenten Strömung in Ringspalten durchgeführt. Für einen Reynoldszahl-Bereich von $Re = 2 \cdot 10^4$ bis $2 \cdot 10^5$ wurden der Druckverlust, die Schubspannungs- und die Geschwindigkeitsverteilung in der Strömung an drei verschiedenen Ringspalten mit den Durchmesserhältnissen $\alpha = 0.02$; 0.04 und 0.1 untersucht.

2.2 Versuchsanordnung

Die Versuche wurden an einem offenen Luftversuchsstand (Abb. 2) durchgeführt. Ein GHH-Schraubenverdichter liefert 0.33 kg/s Luft mit einem Druck von 4 bar . Über einen Luftkühler, der eine Temperaturregelung der Luft gestattet, und einen Wasserabscheider gelangt die Luft in eine Blendenmeßstrecke. Von dort tritt die Luft über ein Filter, in dem Partikel größer als 1 Mikron ausgeschieden werden, und einen Schalldämpfer in die Teststrecke ein. Am Eintritt zu dieser Teststrecke liegt ein Strömungsgleichrichter, der im wesentlichen aus einer Lochplatte und einem Drallzerstörer in Form paralleler Röhren besteht.

Die eigentliche Teststrecke besteht aus einem vertikal angeordneten gezogenen Kreisrohrkanal aus Messing mit einem Innendurchmesser von $d_2 = 99.97 \text{ mm}$ und einer Länge von 7500 mm . Die gesamte Länge ist aus drei Schüssen von je 2500 mm zusammengesetzt. Dieser Kanal wurde vorher zu Messungen im Kreisrohr benutzt /54/.

In diesen Kanal wurde im Falle des Durchmesserhältnisses $\alpha = 0.1$ ein gezogener Edelstahlstab von $d_1 = 9.98 \text{ mm}$ Durchmesser eingebracht. Dieser Stab war ebenso wie das Außenrohr aus drei Teilen von je 2500 mm zusammengesetzt. Außer an den Positionen am Ein- und Austritt wurde der Stab durch zwei Abstandshalter in den Ebenen, wo Außenrohr und Stab unterbrochen waren, in einer konzentrischen Lage fixiert. Am Austritt ist eine Erweiterung auf $d = 140 \text{ mm}$ angebracht, auf der

sich der Abstandshalter etwa 60 mm nach dem Austritt befindet (Abb. 3). Dieser Abstandshalter ist so gefertigt worden, daß sich die Stege verschieben lassen. Dadurch kann eine genaue konzentrische Lage der Kernrohre eingestellt werden. Ausgemessen wird die konzentrische Lage durch einen Abtaster, wobei über elektrischen Kontakt der Abstand auf 0.01 mm genau bestimmt werden kann.

An den Meßergebnissen der Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilung auf zwei zueinander senkrechten Radien zeigte sich, daß die Strömung in der Meßebene am Austritt sehr stark durch die Abstandshalter beeinflusst war. Es ergaben sich Abweichungen in der Geschwindigkeit für den gleichen Radius von über 3 %. Um die Strömung durch die Abstandshalter möglichst wenig zu stören, wurden Abstandshalter mit drei um 120° versetzten Stegen verwendet. Obwohl die Meßebene mehr als 25 hydraulische Durchmesser hinter dem letzten Abstandshalter lag, mußte ein derart starker Einfluß des Abstandshalters festgestellt werden. Die vorausgegangenen Kreisrohrmessungen hatten nämlich gezeigt, daß das Profil symmetrisch war (0.5 %).

Es war nicht möglich, einen 10 mm Stab über eine Länge von 7.5 m ohne Abstandshalter im Außenrohr zu zentrieren. Damit auf zueinander senkrechten Richtungen - die durch die Verwendung eines Kreuzsupports zum Verfahren der Meßsonden vorgegeben waren - wenigstens die gleichen Profile gemessen werden konnten, wurden Abstandshalter mit vier etwas dünneren (0.5 mm) Stegen verwendet. Dadurch wurde eine Symmetrie der Profile erzwungen, die Einflüsse des Abstandshalters auf die Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilung konnten dadurch jedoch nicht ausgeschaltet werden. Weitere Untersuchungen der Position der Nullschubspannung zeigten dann, daß diese Position bis zu 1.5 mm radial verschoben werden konnte, allein dadurch, daß der letzte Abstandshalter vor der Meßebene verdreht wurde, das bedeutet, daß die Wandschubspannungen an der Kernrohrwand, die aufgrund der gemessenen Nullschubspannungspositionen berechnet wurden, um 20 % variieren. Dabei konnten bei verschiedenen Messungen diese Positionen innerhalb von ± 0.1 mm reproduziert werden. Durch diese Ergebnisse ist ein Hauptmangel aller früheren Untersuchungen deutlich geworden, denn entweder wurden in den Untersuchungen horizontale Teststrecken verwendet, wobei die Kernrohre mehr oder weniger stark durchhängen, oder es wurden Abstandshalter verwendet oder auch beides.

Um die Strömung durch Abstandshalter nicht zu stören, wurden für die Durchmesserhältnisse $\alpha = 0.02$ bzw. 0.04 deshalb Aluminiumdrähte von $d_1 = 1.98$ mm bzw. 3.96 mm Durchmesser als Kern verwendet. Diese Drähte wurden am Eintritt und Austritt durch je einen Abstandshalter mit verstärkten Stegen von $s = 2.5$ mm Dicke fixiert. Über die gesamte Rohrlänge war kein weiterer Abstandshalter angebracht, so daß sich die Strömungsverteilung bis zur Meßebeine am Austritt über 75 Außenrohrdurchmesser ausbilden konnte. Dies wurde dadurch erreicht, daß der Draht gespannt und durch eine Feder im Abstandshalter am Eintritt stets unter Spannung gehalten wurde.

Das Außenrohr wurde mit einer Wasserwaage über die gesamte Länge genau ausgerichtet. Die Toleranz betrug dabei 0.2 mm auf 1 m Rohrlänge bezogen. Messungen zeigten auch in diesem Fall, daß durch eine stärkere Abweichung die Strömungs- und Turbulenzverteilung beeinflußt wird.

2.3 Meßanordnung

2.3.1 Durchsatzmessung

Der Durchsatz wurde mit einer Normblende /55/ mit einem Rohrdurchmesser von $d_B = 83$ mm und einer ungestörten Einlauflänge von 60 Durchmessern bestimmt. Die zu messenden Absolut- und Differenzdrucke wurden je nach Größe mit Rohrfedermanometern Kl 0.1 (Wallace u. Tiernan), einschenkigen Quecksilbermanometern (Manoskop) oder mit einem Betz-Manometer ermittelt. Zur Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit wurden die relative Luftfeuchtigkeit und die Temperatur im Ansaugzustand gemessen. Die Lufttemperatur an der Meßblende wurde durch ein Quecksilberfederthermometer bestimmt.

2.3.2 Messung der Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilungen

2.3.2.1 Einstellvorrichtung

Zum Einstellen der Meßsonden (Pitotrohr bzw. Hitzdrahtgeber) wird ein Kreuzsupport benutzt, durch den die Meßsonden in zwei zueinander senkrechten Richtungen senkrecht zur Strömungsrichtung verfahren werden können. Auf dem Kreuzsupport ist ein Höhensupport montiert, der das Verfahren der Sonde in Strömungsrichtung gestattet. Der Kreuzsupport ist auf 0.01 mm einstellbar.

Die Position der Meßsonden relativ zum Kreisrohr wird mit Hilfe eines Meßmikroskops (Fa. Zeiss) mit einer Genauigkeit von ± 0.005 mm festgelegt. Gleichzeitig wird mit diesem Meßmikroskop der Winkel gemessen, den der Hitzdraht mit der Strömungsrichtung bildet.

2.3.2.2 Pitotrohr

Der zeitliche Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit wird mit einem Pitotrohr gemessen. Dazu werden Injektionsnadeln aus Edelstahl von $d_a = 0.6$ mm Außendurchmesser und $d_i = 0.3$ mm verwendet. Die Pitotrohre sind am Meßquerschnitt sehr sorgfältig plangeschliffen und entgratet worden. Der statische Druck im Meßquerschnitt wird über eine Wandanbohrung von $d = 0.6$ mm Durchmesser bestimmt. Die beiden Drucke werden über ein Schrägrohrmanometer (Fa. Lambrecht) gegeneinander geschaltet. Zur Bestimmung der Dichte der Luft im Meßquerschnitt werden der statische Druck, ebenfalls über ein Schrägrohrmanometer, und die Lufttemperatur mit einem geeichten Quecksilberthermometer gemessen. Die gemessene Verteilung des zeitlichen Mittelwerts der Strömungsgeschwindigkeit wird zur Eichung der Hitzdrahtgeber benutzt.

2.3.2.3 Doppelpitotrohr

Zur genauen Bestimmung des Ortes der Maximalgeschwindigkeit wird der Geschwindigkeitsgradient mit einem Doppelpitotrohr gemessen. Das Doppelpitotrohr besteht aus zwei parallelen Edelstahlröhrchen von $d_a = 0.6$ mm Außendurchmesser mit einem Achsabstand der Röhrchen von 3 bzw. 5 mm. Die Druckanzeige wird wie unter 2.3.2.2 mit einem Schrägrohrmanometer vorgenommen.

2.3.2.4 Hitzdraht-Anemometer

Als Hitzdraht-Anemometer wird ein Konstant-Temperatur-Anemometer der Fa. DISA verwendet. Das Gebersignal wird dem Anemometer (55D01) zugeführt, von dort gelangt es über ein Hilfsgerät (55D25) zur Messung der Ausgangsspannung an ein 4-Digit Digitalvoltmeter (Phillips) bzw. zur Messung des Effektivwertes des Wechselspannungsanteils über ein Effektivwertvoltmeter (55D35) ebenfalls an das Digitalvoltmeter.

Zur optimalen Einstellung des Verstärkerkreises wird ein Oszillograph - RM15 - (Rohde u. Schwarz) benutzt. Die Bedienung wird nach der Gebrauchsanweisung der Fa. DISA vorgenommen /56/.

Als Geber werden Miniaturgeber (DISA) verwendet, gerade Geber 55F31 und schräge Geber zur Messung unter 45° zur Strömungsrichtung 55F32, die in einem Geberhalter 55A21 eingebaut sind.

2.3.3 Messung der Wandschubspannung

Die Wandschubspannungen an der Innenrohr- bzw. Außenrohrwand werden auf zweierlei Art bestimmt. Der zuverlässige und in den weiteren Berechnungen verwendete Wert der Wandschubspannungen ergibt sich aus dem gemessenen Gesamtdruckverlust und der aufgrund der gemessenen Schubspannungsverteilung ermittelten Lage der Nullschubspannungslinie. Der Druckverlust wird über sorgfältig hergestellte Einzelanbohrungen in der Außenrohrwand gemessen /54/.

Setzt man voraus, daß der Druck über den Querschnitt konstant ist, so ergibt sich das Kräftegleichgewicht

$$\tau_{w1,2} \cdot U_{1,2} = \frac{\Delta P}{\Delta L} \cdot F_{1,2} ,$$

und man kann die Wandschubspannung an der Kernrohr- wie an der Außenrohrwand bestimmen, da der jeweilige Strömungsquerschnitt F und benetzte Umfang U nur eine Funktion der entsprechenden Radien (r_1 bzw. r_2) sowie der Nullschubspannungsposition (r_0) ist.

Als zweites unabhängiges Verfahren wird die Wandschubspannungsmessung mit Preston-Rohren /28/ angewendet. Dabei werden die Eichkurven nach PATEL /57/ zur Bestimmung der Wandschubspannung benutzt. Die Ergebnisse der Preston-Rohr-Messungen sind unsicherer, weil der Einfluß der Geschwindigkeitsprofile am Kernrohr auf die Meßgenauigkeit nicht genau bekannt ist. Diese Messungen werden durchgeführt, um die Prestonrohr-Meßmethode in Ringspalten anhand der Meßergebnisse nach der zuverlässigen ersten Methode beurteilen zu können.

3. Ergebnisse und Diskussion

3.1 Auswertungsgrundlagen

Alle Ergebnisse wurden mit Rechenprogrammen auf einer IBM 360/165 ermittelt.

Der zeitliche Mittelwert der Geschwindigkeit \bar{u} ergibt sich aus den Pitotrohrmessungen zu

$$\bar{u} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_f}} \quad (4)$$

mit Δp als dem Differenzdruck und ρ_f als der Dichte der feuchten Luft. Diese Dichte wird nach /58/ ermittelt zu

$$\rho_f = \rho_{tr} + \phi \cdot \rho_{WD} \quad (5)$$

mit der Dichte ρ_{tr} der trockenen Luft, die mit einem Rechenprogramm nach /59/ aus dem Druck der trockenen Luft ($p - \phi p_{WD}$) und der Lufttemperatur T_L bestimmt wird, der relativen Feuchte ϕ und der Dichte des Wasserdampfes ρ_{WD} , die sich ergibt aus

$$\rho_{WD} = \frac{P_{WD}}{R_{WD} T_L} \quad (6)$$

mit R_{WD} als der Gaskonstanten für Wasserdampf.

Alle Geschwindigkeitsmessungen sind korrigiert worden nach Mac Millan /60/ wegen des Scherströmungseinflusses auf das Pitotrohr an der Wand. Außerdem wurden die Geschwindigkeitsmessungen korrigiert wegen des Einflusses der Turbulenzintensitäten auf die Druckanzeige im Pitotrohr:

$$\frac{\bar{U}}{\bar{U}_{\text{pitot}}} = \sqrt{1 - \frac{\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}}{\bar{U}_{\text{pitot}}^2}} \quad (7)$$

nach einer Angabe von EIFLER /43/, die sich auf die Turbulenzintensitäten nach Messungen von LAUFER in Kreisrohren /61/ stützt.

Da die Mach-Zahl bei allen Versuchen $Ma < 0.1$ war, kann eine Korrektur der Pitot-Rohr-Meßergebnisse aufgrund des Mach-Zahl-Einflusses nach WUEST /62/ vernachlässigt werden.

Die Auswertung der Hitzdraht-Messungen zur Berechnung der Schubspannung in der Strömung wurde nach einer von KJELLSTRÖM /63,64/ entwickelten und von DURST, MELLING und WHITELOW /65/ bestätigten Methode vorgenommen /54/.

Der Druckverlustbeiwert λ ist definiert zu

$$\lambda = \frac{\Delta p / \Delta L}{\frac{\rho_f}{2} \bar{u}_m^2 \frac{1}{d_h}} \quad (8)$$

mit \bar{u}_m als der über den Strömungsquerschnitt gemittelten Strömungsgeschwindigkeit.

Die Reynoldszahl errechnet sich über die Beziehung

$$Re = \frac{\rho_f \bar{u}_m d_h}{\eta} \quad (9)$$

wobei η die dynamische Viskosität bedeutet.

3.2 Symmetrie des Geschwindigkeitsprofils

Unter 2.2 wurde bereits auf den Einfluß der Abstandshalter auf die Strömungsverteilung im Ringspalt mit einem Durchmesser Verhältnis $\alpha = 0.1$ hingewiesen. Die Überprüfung des Geschwindigkeitsprofils wurde auf vier um je 90° versetzten Radien vorgenommen. Als Beispiel einer

derartigen Messung ist in Abb. 4 der gemessene Differenzdruck am Pitotrohr in Skalenteilen des Schrägrohrmanometers über dem Radius für ein Durchmesser Verhältnis von $\alpha = 0.04$ aufgetragen. Die durchgezogene Linie stellt den aus vier Einzelmessungen ermittelten mittleren Verlauf dar. Die gemessene Symmetrie der Strömung ist ausgezeichnet. Die maximale Abweichung vom Mittelwert beträgt 0.8 %, das bedeutet, daß die auf dem gleichen Radius gemessenen Geschwindigkeiten auf ± 0.4 % übereinstimmen.

3.3 Druckverlust

Der Druckverlust in den drei untersuchten Ringspalten wurde für eine Meßlänge von $L = 2106$ mm bestimmt. Die daraus ermittelten Druckverlustbeiwerte sind in Abb. 5 über der Reynoldszahl dargestellt. Zum Vergleich wurde das Reibungsgesetz für Kreisrohre nach MAUBACH /49/

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.035 \text{ Lg Re } \sqrt{\lambda} - 0.989 \quad (10)$$

miteingetragen. Aus den gemessenen Druckverlustbeiwerten ergeben sich folgende Schlußfolgerungen:

- 1) In sehr guter Übereinstimmung mit der theoretisch ermittelten Abhängigkeit, wie sie von EIFLER /43/, TIEDT /46/, MAUBACH /48/ und QUARMBY /52/ angegeben wurde, steigen die Druckverlustbeiwerte mit wachsendem Durchmesser Verhältnis leicht an. Dabei fallen die Meßergebnisse für $\alpha = 0.02$ bei $\text{Re} \sim 10^5$ mit den Kreisrohrwerten nach Gl. (10) zusammen und liegen für $\alpha = 0.04$ etwa 1.7 % und für $\alpha = 0.1$ etwa 4 % höher als die Kreisrohrwerte.
- 2) Die Schlußfolgerung von LAWN und ELLIOTT /32/, daß die Druckverlustbeiwerte für parallele Platten etwa 5 % über den Kreisrohrwerten liegen, ist offenbar richtig, besonders wenn man auch die theoretischen Aussagen dazu berücksichtigt. Die weitere Schlußfolgerung von LAWN und ELLIOTT, daß dieser Grenzwert mit wachsendem Durchmesser Verhältnis von oben erreicht wird, wird durch die neuen Meßergebnisse nicht bestätigt. Die Meßergebnisse von LAWN und ELLIOTT für den Ringspalt

mit einem Durchmesser Verhältnis von $\alpha = 0.088$, die etwa 8.5 % über den Kreisrohrwerten liegen, sind offensichtlich fehlerhaft.

- 3) Wie mehrfach theoretisch gezeigt werden konnte /43,46,48/, steigt der Druckverlustbeiwert ausgehend von den Kreisrohrwerten rasch auf einen Wert nahe am Wert für parallele Platten an und ändert sich für einen großen Bereich von Durchmesser Verhältnissen praktisch nicht mehr. Dieses Verhalten wird durch die experimentellen Ergebnisse von BRIGHTON /14/, JONSSON /17/ und QUARMBY /25/ bestätigt, wobei die BRIGHTON'schen Meßergebnisse allerdings mit 8 - 10 % über den Rohrwerten recht hoch liegen.
- 4) Ein Verlauf des Druckverlustbeiwertes über dem Durchmesser Verhältnis mit einem Maximum bei $\alpha = 0.6$, wie von BARTHELS /27/ festgestellt wurde, trifft daher ebenso wenig zu wie eine Abnahme des Druckverlustbeiwertes mit steigendem Durchmesser Verhältnis, die in der Gleichung von DAVIS /2/ enthalten ist. Die kürzlich veröffentlichten Meßergebnisse von BALL und AZER /22/, die bis zu 30 % über den Kreisrohrwerten liegen, sind daher für glatte Ringspalte mit Sicherheit falsch.

3.4 Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit

Zur Bestimmung des Ortes der Nullschubspannung wurden die aus den Hitzdrahtmessungen ermittelten Schubspannungen über der Spaltweite aufgetragen und durch eine Kurve verbunden, deren Nulldurchgang dann die gesuchte Position darstellt. Aus Abb. 6, in der die Werte einer Versuchsreihe für $\alpha = 0.04$ aufgetragen sind, erkennt man, daß die Streubreite der Meßpunkte selbst bei kleinen Reynoldszahlen sehr gering ist. Daher konnte der Ort der Nullschubspannung sehr sicher bestimmt werden. Die Meßpunkte wurden aus zwei Messungen mit einem unter etwa 45° zur Strömungsrichtung angestellten Hitzdraht ermittelt; bei der zweiten Messung war der Hitzdraht gegenüber der ersten Messung um 180° gedreht. Die Eichung des Hitzdrahtes wurde durch Messungen des zeitlichen Mittelwerts der Strömungsgeschwindigkeit mit einem Pitotrohr vorgenommen. Die Eich-

kurve des verwendeten Hitzdrahtes für die in Abb. 6 gezeigten Meßwerte ist in Abb. 7 dargestellt.

Zur Bestimmung des Ortes der Maximalgeschwindigkeit wurde in gleicher Weise vorgegangen. Die am Doppelpitotrohr gemessenen Differenzdrucke wurden auf den Differenzdruck für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit bezogen und sind in Abb. 8 über der Spaltweite dargestellt. Wie man aus der Darstellung deutlich erkennt, läßt sich die Position der Maximalgeschwindigkeit für $Re > 10^5$ ebenso gut bestimmen wie der Ort der Nullschubspannung. Für kleinere Reynoldszahlen als $Re = 10^5$ werden die zu messenden Differenzdrucke am Doppelpitotrohr so klein, daß insbesondere im Bereich des Geschwindigkeitsmaximums, also dort, wo die größte Genauigkeit erforderlich wäre, die Meßfehler sehr groß werden. Die für $Re < 10^5$ ermittelten Werte von \bar{u}_{\max} sind daher sehr ungenau, obwohl für deren Bestimmung die von der Position der Maximalgeschwindigkeit weiter entfernt liegenden Meßpunkte mit den höheren Differenzdrucken stärker berücksichtigt wurden. Auf die Tatsache, daß sich auch mit Doppelpitotrohren die Positionen der Maximalgeschwindigkeit nur recht ungenau bestimmen lassen, hatte QUARMBY /25/ bereits hingewiesen. Ein weiterer Nachteil dieser Methode ist es, daß bei stark unsymmetrischen Geschwindigkeitsprofilen, die in diesem Falle vorliegen, der Meßwert nicht genau auf den halben Abstand der Pitotrohre bezogen werden darf. Denn die Strömungsgeschwindigkeiten sind bei einem stark unsymmetrischen Geschwindigkeitsprofil in einem gewissen gleichen Abstand zu beiden Seiten des Maximums, der durch den Abstand der Pitotrohre gegeben ist, sicher nicht gleich. Im vorliegenden Fall von Ringspalten mit extrem kleinen Durchmesser-Verhältnissen ist die Strömungsgeschwindigkeit zum Kernrohr hin kleiner als zum Außenrohr hin. Durch diese Tatsache sind die ermittelten Werte für den Ort maximaler Geschwindigkeit mit einem weiteren Fehler behaftet, und zwar wird der Ort als zu weit vom Kernrohr entfernt bestimmt.

Die Meßergebnisse für die Positionen der Maximalgeschwindigkeit $\hat{\beta} = \hat{r}/r_2$ und der Nullschubspannung $\beta = r_0/r_2$ sind für die verschiedenen Durchmesser-Verhältnisse in den Abb. 9 - 11 in Abhängigkeit

von der Reynoldszahl dargestellt. Zum Vergleich mit den verschiedenen theoretischen Angaben wurden die berechneten Werte nach KAYS und LEUNG /12/, nach EIFLER /43/ und MAUBACH /48/ jeweils miteingetragen.

Für alle drei untersuchten Durchmesser-Verhältnisse kann man einheitlich feststellen:

1. Die gemessenen Positionen von Maximalgeschwindigkeit und Nullschubspannung sind nicht koinzident, wie für asymmetrische Geschwindigkeitsprofile vermutet worden war /1/. Die Position der Nullschubspannung liegt in allen Fällen eindeutig näher beim Kernrohr als die Maximalgeschwindigkeit.
2. Die gemessenen Positionen der Nullschubspannung weichen von den von KAYS und LEUNG, EIFLER sowie von MAUBACH angegebenen bzw. berechneten Positionen ab. Die Meßwerte liegen weiter vom Kernrohr entfernt als der von MAUBACH errechnete Verlauf. MAUBACH findet diese Position als den Schnittpunkt der beiden von den Wänden (Kern- und Außenrohr) ausgehenden Geschwindigkeitsprofile, wobei er hierfür das NIKURADSEsche Wandgesetz annimmt. Andererseits liegen die Meßwerte näher zum Kernrohr hin, als sich nach den Berechnungen von EIFLER bzw. nach der von KAYS und LEUNG angegebenen Beziehung ergibt. Die Beziehung von KAYS und LEUNG, Gl. (2), entstand empirisch nach Messungen des Ortes der Maximalgeschwindigkeit verschiedener Autoren, wobei insbesondere die Meßwerte von LORENZ /8/ für ein Durchmesser-Verhältnis von $\alpha = 0.0526$ berücksichtigt wurden. EIFLER dagegen findet seine berechneten Werte wie MAUBACH aus dem Schnittpunkt der beiden von den Wänden ausgehenden Geschwindigkeitsprofile, die jedoch durch Anpassung der Konstanten dieser Profile an die Meßwerte von BRIGHTON erhalten wurden. Da diese Meßwerte unter der Annahme der Koinzidenz von Nullschubspannung und Geschwindigkeitsmaximum erhalten wurden, können mit den EIFLERSchen Beziehungen die BRIGHTONSchen Meßwerte hervorragend beschrieben werden, jedoch nicht die neuen Meßergebnisse.
3. Die aufgrund der Wandschubspannungsmessungen am Kern- und Außenrohr mit Prestonrohren ermittelten Werte für die Position der Nullschubspannung stimmen mit den aus den Hitzdraht-Messungen bestimmten Werten ausgezeichnet überein. Bei kleineren Reynoldszahlen werden die

mit der Prestonrohr-Methode gewonnen Ergebnisse sehr ungenau, da die zu messenden Differenzdrücke sehr klein werden. Bei den durchgeführten Messungen am Kernrohr betrug der maximale dimensionslose Wandabstand etwa $y^+ = 38$, das maximale Verhältnis von Prestonrohrdurchmesser zur Länge des Geschwindigkeitsprofils etwa 0.063, so daß selbst unter den nicht zutreffenden und ungünstigen Annahmen EIFLERS /30/ für das Geschwindigkeitsprofil die Fehler aufgrund von Geometrieinflüssen auf das Geschwindigkeitsprofil bei den durchgeführten Untersuchungen klein sind.

Im einzelnen muß man für die drei untersuchten Durchmesser-Verhältnisse außerdem folgende Feststellungen treffen:

1. $\alpha = 0.1$

Der gemessene Verlauf der Position der Nullschubspannung ist nur schwach abhängig von der Reynoldszahl. Die mit dem Doppelpitotrohr gemessenen Positionen der Maximalgeschwindigkeit stimmen mit den berechneten Werten von EIFLER ausgezeichnet überein. Damit ergibt sich ein sehr großer Unterschied zwischen den Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit. Diese Befunde können nur durch die starken Einflüsse der bei diesem Durchmesser-Verhältnis vorhandenen Abstandshalter sinnvoll erklärt werden. Wie bereits unter 2.2 geschildert konnten starke Verzerrungen in der Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilung, verursacht durch den Abstandshalter, eindeutig festgestellt werden. Da die Doppelpitotrohrmessungen zunächst bei $\alpha = 0.1$ nicht durchgeführt wurden, sondern nur die Geschwindigkeits- und Schubspannungsverteilung gemessen wurden, sind die Versuche mit dem Doppelpitotrohr im Anschluß an die Messungen mit den Durchmesser-Verhältnissen $\alpha = 0.02$ und $\alpha = 0.04$ nachgeholt worden. Dazu war natürlich ein erneuter Versuchsaufbau nötig, so daß sich kleine Unterschiede in der Geometrie im Vergleich zu den Schubspannungsmessungen ergeben haben könnten, die die Ursache für die große Differenz der Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit gewesen sein konnten. Auf eine weitergehende nähere Untersuchung dieser Vermutung wurde verzichtet, da die Ergebnisse für das Durchmesser-Verhältnis $\alpha = 0.1$ aufgrund der eindeutig festgestellten erheblichen Einflüsse der Abstandshalter nicht von gleichem Gewicht und derselben Aussagekraft sein können wie die

Ergebnisse für die beiden übrigen Durchmesser-Verhältnisse, bei denen nicht zuletzt anhand der Erfahrungen mit dieser Teststrecke auf Abstandhalter verzichtet wurde.

2. $\alpha = 0.04$

Bei diesem Durchmesser-Verhältnis (Abb. 10) zeigt sich, daß die gemessenen Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit zwar eindeutig auseinanderfallen, ihre Differenz jedoch nicht so groß ist wie bei $\alpha = 0.1$. Für $\alpha = 0.1$ betrug bei $Re \approx 10^5$ die gemessene Differenz der beiden Positionen $\Delta = 1.6$ mm, das ergibt bei einer Profillänge vom Kernrohr ausgehend von $l_1 = 12.8$ mm eine relative Differenz $100 \Delta / l_1$ von 12.5 %. Bei dem Durchmesser-Verhältnis von 0.04 ergibt sich $\Delta = 0.8$ mm bei $l_1 = 10.6$ mm und eine relative Differenz von 7.5 %. Bei diesem Durchmesser-Verhältnis ist die Abhängigkeit der Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit von der Reynoldszahl etwa gleich und stärker als bei den theoretisch berechneten Verläufen von EIFLER bzw. MAUBACH.

3. $\alpha = 0.02$

Eine noch stärkere Abhängigkeit von der Reynoldszahl ergibt sich bei dem untersuchten Durchmesser-Verhältnis von $\alpha = 0.02$ (Abb. 11). Sowohl der Ort der Nullschubspannung wie auch die Position der Maximalgeschwindigkeit zeigen die gleiche starke Abhängigkeit. Die beiden Positionen fallen etwa 1.0 mm auseinander bei $Re \approx 10^5$, das ergibt bei einer Profillänge von $l_1 = 8.4$ mm eine relative Differenz von 12 %. Gegenüber einem Durchmesser-Verhältnis von $\alpha = 0.04$ wächst also die relative Differenz, wie man es erwartet, da ja die Unsymmetrie des Geschwindigkeitsprofils zunimmt.

In die Abb. 11 wurde das Ergebnis einer weiteren theoretischen Arbeit mitaufgenommen. QUARMBY /52/ gibt für dieses Durchmesser-Verhältnis $\alpha = 0.02$ berechnete Werte der Position der Maximalgeschwindigkeit, die er als identisch mit der der Nullschubspannung annimmt. Diese Position berechnet QUARMBY als Schnittpunkt der von beiden Wänden ausgehenden Geschwindigkeitsprofile. Diese Geschwindigkeitsprofile

sind jedoch im Gegensatz zu den Ansätzen von EIFLER bzw. MAUBACH nicht vorgegeben, sondern werden durch die Integration von Differentialgleichungen für die Geschwindigkeitsprofile mit einer Runge-Kutta Technik numerisch gelöst. Dabei werden für die Geschwindigkeitsprofile die gleichen Differentialgleichungen und Konstanten bzw. Funktionen verwendet, wie QUARMBY /66/ sie für Kreisrohr und parallele Platten entwickelt hat.

QUARMBY verwendet dabei für das Geschwindigkeitsprofil einen Zwei-Zonen Ansatz. Für die Unterschicht von der Wand ($y^+ = 0$) bis zur Ecke der Unterschicht ($y^+ = y_e^+$) (Zone 1) verwendet er den DEISSLERschen Ausdruck /67/

$$\frac{du_1^+}{dy^+} = \frac{1 - y^+/y_o^+}{1 + n^2 u_1^+ y^+ [1 - \exp(-n^2 u_1^+ y^+)]} \quad (11)$$

mit der Randbedingung $u_1^+ = 0$ bei $y^+ = 0$. Von der Ecke der Unterschicht ($y^+ = y_e^+$) bis zur Maximalgeschwindigkeit ($y^+ = y_o^+$), also in der Hauptströmung (Zone 2), benutzt QUARMBY eine von LEE /68/ angegebene Beziehung, die auf der von GOLDSTEIN /69/ erweiterten von KARMANschen Ähnlichkeitshypothese beruht

$$\frac{d^2 u_2^+}{dy^{+2}} = \frac{-\mathcal{K} (du_2^+/dy^+)^2}{\left[\left(1 - \frac{y^+}{y_o^+}\right) - \frac{du_2^+}{dy^+} \right]^{1/2}} \quad (12)$$

mit den Randbedingungen $u_2^+ = u_1^+$ und $du_2^+/dy^+ = du_1^+/dy^+$ bei $y^+ = y_e^+$. Wird y_o^+ (d.h. die Reynoldszahl) vorgegeben, so müssen die Koeffizienten y_e^+ , n^2 und \mathcal{K} angegeben werden, damit das Gleichungssystem gelöst werden kann. QUARMBY wählt $\mathcal{K} = 0.36$ und gibt für n^2 und y_e^+ Beziehungen in Abhängigkeit von y_o^+ an. Für $Re > 5 \cdot 10^4$ sind n^2 und y_e^+ konstant. Wie Abb. 11 zeigt, werden durch den von QUARMBY berechneten Verlauf die Meßwerte für die Position der Nullschubspannung ganz ausgezeichnet beschrieben. Es zeigt sich also, daß auch die Strömungsparameter in einer Strömung mit stark asymmetrischem Geschwindigkeitsprofil und mit

stark unterschiedlicher Wandkrümmung durch die Gesetzmäßigkeiten von Kreisrohren recht gut beschrieben werden können. Allerdings sind derartig einfache Ansätze wie das NIKURADSEsche Wandgesetz (MAUBACH) zumindest bei kleinen Reynoldszahlen dann nicht mehr ausreichend. Die Meßwerte für die Position der Nullschubspannung zeigen jedoch mit steigender Reynoldszahl deutlich die Tendenz, sich an den Verlauf, der sich durch den Schnittpunkt der "Wandgesetz"-Profile ergibt, anzunähern. Mit der QUARMBYschen Methode können natürlich Effekte in der Strömung, wie die Nichtkoinzidenz von Nullschubspannung und Geschwindigkeitsmaximum, nicht beschrieben werden. Allerdings interessiert die Position der Maximalgeschwindigkeit nicht, wenn nur die Position der Nullschubspannung genügend genau angegeben werden kann.

Die Abhängigkeit der Position der Nullschubspannung vom Durchmesser- verhältnis ist in Abb. 12 dargestellt. Bei sehr kleinen Durchmesser- verhältnissen hängt diese Position, wie wir gesehen haben, stark von der Reynoldszahl ab. Daher sind in Abb. 12 die Werte für eine Reynoldszahl von $Re \approx 10^5$ zusammengestellt. Als Ordinate wird nach KAYS und LEUNG /12/

$$S^* = \frac{\beta - \alpha}{1 - \beta} \quad (13)$$

gewählt. Nach KAYS und LEUNG (Gl. (2)) ist dann

$$S^* = \alpha^n, \quad (14)$$

wobei KAYS und LEUNG $n = 0.343$ angeben. QUARMBY gibt aufgrund seiner experimentellen Ergebnisse $n = 0.366$ an /25/. Anhand seiner theoretischen Analyse findet QUARMBY /52/ - allerdings für hohe Reynoldszahlen - $n = 0.415$.

Für die Darstellung der gemessenen Positionen der Nullschubspannung wurden nur Meßergebnisse, die durch Hitzdrahtmessungen, nämlich von SMITH, LAWN und HAMLIN /31/, KJELLSTRÖM /23/, LAWN und ELLIOTT /32/ und die neuen Ergebnisse, sowie durch Prestonrohrmessung von

BARTHEL'S /27/ und QUARMBY /25/ erhalten wurden, berücksichtigt, da mit diesen Meßmethoden die Nullschubspannungsposition bestimmt wird und die Meßergebnisse beider Methoden gut übereinstimmen, wie wir gesehen haben.

Werden die neuen Meßergebnisse stark berücksichtigt, da sie bei sehr kleinen Durchmesserhältnissen erhalten wurden und keine Abstandshalter verwendet wurden, so ergibt sich für den Exponenten in Gl. (14) für Reynoldszahlen $Re \approx 10^5$ $n = 0.386$. Dieser Wert ist größer als nach den experimentellen Ergebnissen von QUARMBY, jedoch kleiner als nach dessen theoretischen Resultaten, da hierbei eine hohe Reynoldszahl vorausgesetzt wurde. Wie die Meßergebnisse zeigen (Abb. 9 - 11), wird der Exponent n in Gl. (14) mit der Reynoldszahl wachsen.

Zum Vergleich mit den zahlreichen Ergebnissen für die Position der Maximalgeschwindigkeit sind diese in Abb. 13 dargestellt. Außer den bereits in der Literaturübersicht erwähnten Untersuchungen wurden die Meßwerte von CROOKSTON /70, 71/ an drei Ringspalten mit $\alpha = 0.0318$; 0.0627 und 0.1047 verwendet. Die Meßergebnisse werden durch die von KAYS und LEUNG angegebene Beziehung mit $n = 0.343$ recht gut beschrieben.

Die eigenen Meßwerte für $\alpha = 0.02$ und 0.04 liegen relativ tiefer als die Meßwerte von CROOKSTON für $\alpha = 0.0318$ und SARTORY für $\alpha = 0.0262$. Die Ursache dafür ist wahrscheinlich, daß sowohl CROOKSTON wie auch SARTORY horizontale Teststrecken verwendeten und die als Kernrohre gespannten Drähte dabei durchgingen, CROOKSTON verwendet zwar zusätzlich noch Abstandshalter, die jedoch die Ausbildung eines ungestörten Geschwindigkeitsprofils verhindern, wie gezeigt werden konnte.

Die Gerade mit $n = 0.386$ für die Position der Nullschubspannung liegt deutlich tiefer als die Meßwerte für die Position der Maximalgeschwindigkeit.

Damit ist gezeigt, daß die Positionen von Maximalgeschwindigkeit und Nullschubspannung deutlich auseinanderfallen. Der Unterschied zwischen den beiden Positionen ist außerdem umso größer, je unsymmetrischer das Geschwindigkeitsprofil ist. Dieser bereits früher /1/ vermutete

Zusammenhang zwischen der Größe der Diskrepanz beider Positionen und der Größe der Asymmetrie der Strömungsverteilung, die durch das Verhältnis der Längen des Geschwindigkeitsprofils von der Wand bis zur Nullschubspannung ausgedrückt werden kann, wird damit voll bestätigt.

Die Nichtkoinzidenz der Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit hat natürlich erhebliche Auswirkungen auf eine ganze Reihe von Ergebnissen, die aus der Literatur bekannt sind. In fast allen experimentellen und theoretischen Untersuchungen asymmetrischer Geschwindigkeitsprofile wird die Koinzidenz der Positionen vorausgesetzt; diese Koinzidenz ist allen Autoren natürlich sehr vertraut durch den BOUSSINESQ'schen Ansatz für die turbulente Schubspannung. Außerdem kann man den Ort der Maximalgeschwindigkeit mit Hilfe von Pitotrohren bzw. Doppelpitotrohren wesentlich einfacher messen als die Position der Nullschubspannung, wozu erheblich aufwendigere Meßtechniken erforderlich sind (z.B. Hitzdraht-Anemometer). Die genaue Bestimmung des Ortes der Nullschubspannung ist bei vielen Untersuchungen unumgänglich zur Bestimmung der Wandschubspannungen, die nicht nur den Druckverlustbeiwert bestimmen, sondern auch für die Darstellung dimensionsloser Geschwindigkeitsprofile notwendig sind.

Wenn sich, wie bei den hier untersuchten Ringspalten mit kleinen Durchmesser-Verhältnissen, ein stark asymmetrisches Geschwindigkeitsprofil ergibt, wird der Strömungsquerschnitt in der Innenzone sehr klein relativ zur Außenzone. Liegt nun die Position der Maximalgeschwindigkeit weiter entfernt vom Kernrohr als die Position der Nullschubspannung und wird diese (U_{\max}) als Nullschubspannungsposition angesehen und über die Kräftebilanz die Wandschubspannung am Kernrohr ermittelt, so ergibt sich wegen des zu großen Strömungsquerschnitts F_1 und

$$\tau_{w_1} \cdot U_1 = \frac{\Delta P}{\Delta L} \cdot F_1$$

eine zu große Wandschubspannung am Kernrohr.

Eine geringfügige Verschiebung der Trennlinie wirkt sich in der Innenzone bei kleinem Durchmesser-Verhältnis stark aus, weil sie sehr klein ist.

Dadurch wird die mit der Wandschubspannungsgeschwindigkeit $u_1^* = \sqrt{\tau_{w_1} / \rho}$

gebildete dimensionslose Geschwindigkeit in der Innenzone $u_1^+ = \bar{u}_1/u_1^*$ kleiner und der dimensionslose Wandabstand $y_1^+ = y_1 \cdot u_1^*/\nu$ größer. Die so ermittelten Profile sind flacher. Genau dieses - flachere Profile als beim Kreisrohr - zeigen die Messungen verschiedener Autoren für die Innenzone von Ringspalten mit kleinen Durchmesserhältnissen, insbesondere auch die Messergebnisse von BRIGHTON. In der Außenzone wirkt sich eine leichte Verschiebung der Trennlinie natürlich nicht sehr stark aus, da diese Zone relativ groß ist.

Am Beispiel des untersuchten Ringspalts mit dem Durchmesserhältnis $\alpha = 0.02$ soll demonstriert werden, daß die Unterschiede in der Wandschubspannung, die sich durch das Auseinanderfallen der beiden Positionen ergeben, tatsächlich erheblich sind. So ist die berechnete Wandschubspannung aufgrund der Position der Maximalgeschwindigkeit für $\alpha = 0.02$ und $Re = 2 \cdot 10^5$ 25 % höher als die tatsächliche, die mit dem Ort der Nullschubspannung berechnet wurde. Die Wandschubspannung am Kernrohr, die sich nach den Berechnungen von EIFLER ergibt, liegt sogar 55 % höher als der tatsächliche Wert. Das Verfahren von Eifler basiert bekanntlich auf der qualitativen Auswertung der BRIGHTON'schen Meßergebnisse, bei denen nicht nur die Koinzidenz von Maximalgeschwindigkeit und Nullschubspannung vorausgesetzt war, sondern sich auch durch Abstandshalter und durchhängende Kernrohre bei den verwendeten horizontalen Teststrecken mit Sicherheit Verfälschungen der Meßergebnisse ergeben haben.

Aber nicht nur in glatten Ringspalten spielt die Nichtkoinzidenz der in Rede stehenden Positionen eine große Rolle. Ein anderes Beispiel sind die sehr zahlreichen Untersuchungen des Wärmeübergangs und des Druckverlusts an künstlich aufgerauhten Oberflächen. Künstliche Rauigkeiten werden benutzt, um den Wärmeübergang insbesondere in Wärmetauschern und in gasgekühlten Reaktorbrunnenelementen zu verbessern, da Gase von Natur aus schlechte Wärmeübertragungseigenschaften besitzen. Um optimale Verhältnisse der geometrischen Parameter künstlicher Rauigkeiten zu ermitteln, nämlich eine möglichst große Verbesserung des Wärmeübergangs bei einer möglichst geringen Erhöhung des Druckverlusts, sind zahlreiche Untersuchungen nötig. Diese Untersuchungen sind sehr kostspielig und werden daher an möglichst einfachen Geometrien durchgeführt. Da sich die Rauigkeiten am Innendurchmesser von Kreisrohren nur sehr schwer aufbringen lassen, werden diese Untersuchungen vorwiegend in einseitig aufgerauhten Ringspalten durchgeführt, wobei das Kernrohr auf der Außenseite mit der zu

testenden Rauigkeit versehen ist und das Außenrohr glatt ist. Hierbei ergibt sich ebenfalls ein stark asymmetrisches Geschwindigkeitsprofil, allerdings liegt hier der Ort der Nullschubspannung nahe am glatten Außenrohr wegen der durch die Rauigkeit erzeugten hohen Wandschubspannung am rauhen Kernrohr. Damit die Meßergebnisse bezüglich des Rauigkeitseinflusses auf andere Geometrien übertragen werden können, müssen die Strömungsparameter wie Wandschubspannung und Rauigkeitsparameter sowie das Geschwindigkeitsprofil für die raue Zone aus den Messergebnissen extrahiert werden. Dazu werden die glatte und die raue Strömungszone am Ort der Nullschubspannung getrennt.

Durch die Annahme der Koinzidenz von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit ergab sich bei den berichteten Meßwerten eine starke Beeinflussung der glatten Strömungszone durch die Gegenwart der rauhen Strömungszone, derart, daß z.B. die Wandschubspannungen (Druckverlustbeiwert) am glatten Außenrohr bis zu 50 % höher ermittelt wurden, als es aus den Untersuchungen in glatten Ringspalten bekannt ist /72,73/. Zahlreiche Versuche, diesen "Effekt" zu erklären und mathematisch zu beschreiben, wurden unternommen /74-78/, wobei entweder von universellen Gesetzmäßigkeiten für das Geschwindigkeitsprofil /74,75,77/ oder von Wirbelviskositätskonzepten /75,78/ ausgegangen wurde. Aufgrund der Tatsache, daß die Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit auch in diesem Falle nicht koinzident sind, müssen alle Versuche, diese Strömungen mit einfachen Methoden berechenbar zu machen, mehr oder weniger scheitern /79/. Das Auseinanderfallen der Positionen wird auch bei einem auf eine Wand auftreffenden Gasstrahl sowie in gekrümmten Kanälen beobachtet /1,80/. Damit wird die Bedeutung der Nichtkoinzidenz klar. Die Ursachen, die zum Auseinanderfallen der Positionen führen, und die physikalische Bedeutung werden im Zusammenhang mit der kinetischen Energie der Turbulenz diskutiert (III, 3.2), da offenbar nicht nur die Asymmetrie des Geschwindigkeitsprofils für die Nichtkoinzidenz von Bedeutung ist, sondern auch die Energieinhalte der in Wechselwirkung stehenden Turbulenzfelder, wie sich aus der Analyse der Untersuchungen von SCHLICHTING /81/ an künstlichen Rauigkeiten ergibt /1/.

Für die weitere Auswertung der Meßergebnisse, insbesondere für die Darstellung der dimensionslosen Geschwindigkeitsprofile, wurden für die Lage der Nullschubspannung in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für die verschiedenen untersuchten Radienverhältnisse Beziehungen verwendet, die den gestrichelten Geraden in den Abb. 9 - 11 entsprechen.

3.5 Geschwindigkeitsprofile

3.5.1 Außenzone

Die gemessenen und korrigierten Geschwindigkeitsprofile sind in dimensionsloser Form in den Abb. 14 - 16 für die Außenzonen der drei untersuchten Durchmesser-Verhältnisse dargestellt. Zum Vergleich der Meßergebnisse untereinander wurden zwei Geraden als Orientierungslinien jeweils miteingetragen, und zwar für

$$\begin{aligned} 5 < y^+ < 30 \\ u^+ &= 5 \ln y^+ - 3.05 \end{aligned} \quad (15)$$

nach einer Angabe von KNUDSEN und KATZ /5/ und für

$$\begin{aligned} y^+ > 30 \\ u^+ &= 2.5 \ln y^+ + 5.5, \end{aligned} \quad (16)$$

das bekannte NIKURADSEsche Wandgesetz.

Die Meßwerte sind für alle Durchmesser-Verhältnisse in ausgezeichneter Übereinstimmung. Sie liegen für kleine y^+ zunächst unter dem Wandgesetz nach Gl. (16) und zeigen für die Kernströmung den charakteristischen Buckel über das Wandgesetz hinaus, wie es aus zahlreichen Kreisrohrmessungen bekannt ist. Dabei verschiebt sich der Buckel mit steigenden Reynoldszahlen zu höheren y^+ .

3.5.2 Innenzone

Die entsprechenden Geschwindigkeitsprofile für die Innenzonen der untersuchten Durchmesser-Verhältnisse sind in den Abb. 17 - 19 dargestellt. Für das Durchmesser-Verhältnis $\alpha = 0.1$ zeigt sich auch für die Innenzone eine ausgezeichnete Übereinstimmung mit dem Wandgesetz nach Gl. (16). Bei den Durchmesser-Verhältnissen von $\alpha = 0.04$ bzw. $\alpha = 0.02$ ergeben sich jedoch besonders in der Kernströmung stärkere Abweichungen vom

Wandgesetz. Dabei zeigt sich jedoch ganz deutlich, daß die gemessenen Geschwindigkeitsprofile bei höheren Reynoldszahlen über einen größeren Bereich dem Wandgesetz nach Gl. (16) folgen. Die gleiche Tendenz wurde bereits bei der Betrachtung der Meßwerte zur Lage der Nullschubspannung diskutiert. Man kann also schließen, daß ein großer Teil der Messungen in einem Übergangsbereich zum vollturbulenten Verhalten durchgeführt wurde. Dabei wird dieser Übergangsbereich gemessen an der Reynoldszahl des Gesamtkanals umso größer, je kleiner das Durchmesser Verhältnis des Ringspaltes ist.

3.5.3 Vergleich mit Literaturangaben

Zum Literaturvergleich werden nur Meßwerte bzw. theoretische Angaben für die Innenzone verwendet, da die Außenzone sich ganz ähnlich wie bei Kreisrohren verhält und darüber in der Literatur auch Einigkeit besteht. Differenzen zwischen den Positionen der Maximalgeschwindigkeit und der Nullschubspannung wirken sich wegen der Größe der Strömungszone nur minimal auf die Geschwindigkeitsprofile der Außenzone aus.

In Abb. 20 sind die Meßwerte von BRIGHTON /13/ für die Innenzone des Durchmesser Verhältnisses $\alpha = 0.0625$ dargestellt. Es wurden sowohl die Originalmeßwerte wie die korrigierten Werte dargestellt. Die Originalmeßwerte wurden zweifach korrigiert. Erstens wurde auf alle Meßwerte die Mac MILLAN-Korrektur /60/ wegen des Scherströmungseinflusses auf das Pitotrohr an der Wand vorgenommen. Zweitens wurde für den Ort der Nullschubspannung zur Berechnung der Schubspannungsgeschwindigkeit der Wert gewählt, der sich nach den neuen Messungen ergibt (Abb. 12). Diese Korrekturen bewirken, daß die Originalmeßwerte um etwa 10 % angehoben werden. Dadurch nähern sich die Meßwerte dem Wandgesetz stark an und zeigen einen Verlauf ähnlich wie die eigenen Meßwerte für die Innenzone.

Auch für das von BRIGHTON untersuchte Durchmesser Verhältnis $\alpha = 0.125$ wirken sich die Korrekturen in gleicher Weise aus (Abb. 21).

In Abb. 22 wurden die Meßwerte von LAWN und ELLIOTT ebenfalls in der Originalform und in korrigierter Form dargestellt. Da alle Ergebnisse bereits nach Mac MILLAN korrigiert waren, wurde nur die Position der Nullschubspannung aufgrund der neuen Ergebnisse zum Kernrohr hin verschoben. Die korrigierten Werte liegen etwa 6 - 7 % über den Originalwerten und nähern sich ebenfalls dem Wandgesetz.

Einen Vergleich mit theoretisch ermittelten Geschwindigkeitsprofilen zeigen die Abb. 23 und 24. Es wurden jeweils die Meßwerte für die Innenzone bei dem Durchmesser Verhältnis $\alpha = 0.02$ mit den theoretischen Resultaten verglichen. Die auf den Meßergebnissen von BRIGHTON und der dabei angenommenen Koinzidenz von Maximalgeschwindigkeit und Nullschubspannung basierenden Berechnungen von EIFLER /43/ zeigen eine Abweichung von 15 - 25 % gegenüber den Meßwerten.

Dagegen stimmen die von QUARMBY /52/ angegebenen Geschwindigkeitsprofile, die auf den Kreisrohrwerten basieren, wesentlich besser mit den Meßwerten überein. Hier beträgt die Abweichung nur 7 - 8 %. Die Übereinstimmung der Meßwerte und der Berechnungen nach QUARMBY ist am besten in Wandnähe und im Bereich der Nullschubspannung. Im dazwischenliegenden Bereich liegen die Meßwerte höher, d.h. sie nähern sich stärker dem Wandgesetz als die berechneten Profile.

In einer kürzlich erschienenen Arbeit von PATEL /82/ werden Einflüsse sowohl von Druckgradienten als auch der Wandkrümmung auf die Geschwindigkeitsverteilung behandelt. PATEL gibt berechnete Geschwindigkeitsprofile an, die mit einem verbesserten Mischungsweg-Modell erhalten werden. Er findet eine sehr gute Übereinstimmung von Meßergebnissen in Grenzschichtströmungen und für die Innenzone von Ringspaltströmungen mit seinen Berechnungen für dimensionslose Krümmungsradien $a^* > 28$, wobei

$$a^* = \frac{r \cdot u^*}{\nu} \quad (17)$$

ist.

Ein exakter Vergleich der neuen Meßergebnisse mit den Berechnungen von PATEL ist nicht möglich, da entsprechende Rechenprogramme fehlen. Da die Druckgradienten jedoch sehr klein sind, können die Meßwerte mit den von PATEL berechneten Werten für eine Grenzschichtströmung um einen Zylinder verglichen werden. Die bei den Experimenten vorliegenden Werte für den Krümmungsradius a^* und den Druckgradienten Δ_p sind in Tab. (4) zusammengestellt. Abb. (25) zeigt, daß die von PATEL berechneten Werte niedriger liegen als die Meßwerte. Daraus muß geschlossen werden, daß das von PATEL verwendete Mischungsweg-Modell auch für $a^* > 28$ jedenfalls für die Innenzone von Ringspalten versagt. Die Meßwerte liegen etwa 10 % über den berechneten Werten. Die Tendenz der Meßwerte wird für einen großen Bereich durch die PATEL'schen Berechnungen gut wiedergegeben. Auch der Abstand der einzelnen Meßreihen (Re) zueinander und der Abstand der theoretischen Ergebnisse von PATEL (a^*) stimmt sehr gut überein. Bei Berücksichtigung des schwachen Druckgradienten würde der berechnete Verlauf allerdings noch etwas tiefer liegen. Es kann vermutet werden, daß bei Ringspaltströmungen nicht nur der Druckgradient und die Wandkrümmung das Geschwindigkeitsprofil beeinflussen, sondern insbesondere im Gebiet der Nullschubspannung das Geschwindigkeitsprofil der Innenzone auch durch die Strömungsvorgänge in der Außenzone nicht unbeeinflusst bleiben.

4. Schlußfolgerungen

Zusammenfassend kann man feststellen, daß die durchgeführte Untersuchung die in der Literatur angegebenen theoretisch ermittelten Druckverlustbeiwerte sowie deren Abhängigkeit vom Durchmesser Verhältnis voll bestätigt hat. Die vermutete und vereinzelt gemessene Nichtkoinzidenz von Nullschubspannung und Geschwindigkeitsmaximum konnte eindeutig belegt werden. Darüberhinaus wurde anhand der Untersuchungsergebnisse deutlich, daß durch die Abstandshalter zur Fixierung der Kernrohre oder auch durch den Durchhang der Kernrohre bei horizontaler Anordnung der Teststrecken erhebliche Störungen der Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilung verursacht werden. Diese Störungen wirken sich besonders stark auf die Position der Nullschubspannung (Maximalgeschwindigkeit) aus, die bei Ringspalten mit kleinen Durchmesser Verhältnissen von entscheidender Bedeutung für die Bestimmung der Strömungsparameter ist.

Aufgrund der neuen und genaueren Meßergebnisse für den Ort der Nullschubspannung konnte ebenfalls die Hauptursache für die starke Abweichung der Geschwindigkeitsprofile in der Innenzone von Ringspalten von den Kreisrohrprofilen gefunden werden, die insbesondere durch die Messungen von BRIGHTON starken Eingang in die Literatur gefunden hat. Folglich stimmen die zahlreichen Modelle zur Berechnung der Strömungsparameter in Ringspalten, die durch Anpassung an die BRIGHTONschen Meßergebnisse erhalten wurden, nicht mit der Wirklichkeit überein.

Als theoretische Arbeit, deren Ergebnisse den experimentellen Resultaten am nächsten kommen, erweist sich eine Analyse von QUARMBY /52/, der von den Kreisrohrwerten ausgeht. Die QUARMBYschen Ergebnisse beschreiben die gemessene Position der Nullschubspannung und insbesondere die Reynoldszahlabhängigkeit dieser Position sehr gut. Außerdem zeigen die gemessenen und berechneten Geschwindigkeitsprofile die beste Übereinstimmung. Durch die auch von QUARMBY angenommene Koinzidenz von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit gibt es zwischen Rechnung und Messwerten auch hierfür nicht unerhebliche Unterschiede.

Für genügend hohe Reynoldszahlen sind die Methoden (MAUBACH), die auf dem Wandgesetz für Kreisrohre basieren und die zur Interpretation von Meßergebnissen an Ringspalten /74/ und Stabbündeln /83/ mit künstlicher Oberflächenrauigkeit verwendet werden, ebenfalls hinreichend gut geeignet, um die Strömungsparameter in glatten Ringspalten zu

berechnen. Das ist verständlich, da ja das NIKURADSEsche Wandgesetz dadurch entsteht, daß der Reynoldszahlenfluß vernachlässigt wird und so ein etwas grobes Gesetz für die Geschwindigkeitsverteilung erhalten wird.

Die Gesetzmäßigkeiten zur Berücksichtigung des Geometrieinflusses auf das Geschwindigkeitsprofil, die durch Anpassung an die BRIGHTONSchen Ringspalt-Meßergebnisse erhalten wurden, sind auch für andere Geometrien verwendet worden und werden dafür noch verwendet. Insbesondere ergeben sich zum Beispiel für Stabbündel Abweichungen für den Druckverlustbeiwert. Die Konsequenzen der neuen Meßergebnisse sind für Stabbündel in hexagonaler und quadratischer Anordnung bereits diskutiert worden /84,85/.

Der durch die Untersuchungen festgestellte nur geringe Einfluß der Geometrie auf das Geschwindigkeitsprofil und damit die recht gute Beschreibung der Profile durch ein Wandgesetz ist natürlich auch der Grund für die gute Übereinstimmung von gemessenen und vorausgerechneten Druckverlustbeiwerten bei turbulenter Strömung in verschiedenen nichtkreisförmigen Kanälen /86/.

III. Turbulenzverteilung in konzentrischen Ringspalten

1. Literaturübersicht

Im Gegensatz zu den zahlreichen Untersuchungen der Geschwindigkeitsverteilung findet man in der Literatur nur wenige experimentelle Ergebnisse über die Verteilung der Turbulenzintensitäten in konzentrischen Ringspalten. Die veröffentlichten Untersuchungsergebnisse und deren wichtigste Versuchsparameter sind in Tab. 5 zusammengestellt.

BRIGHTON /13/ hat 1963 erstmals auch die Turbulenzintensitäten bei turbulenter Strömung durch Ringspalte mit vier verschiedenen Radienverhältnissen gemessen. Weitere Untersuchungen wurden von KJELLSTRÖM und HEDBERG /23/ und DURST /87/ an einem Radienverhältnis durchgeführt, bei diesen Untersuchungen wurden jedoch nur die axialen und radialen Turbulenzintensitäten gemessen. Die neuesten Untersuchungsergebnisse stammen von LAWN und ELLIOTT /32,88/, die an drei Radienverhältnissen Messungen durchgeführt haben.

Anhand der vorliegenden Ergebnisse ist es nicht möglich gesicherte allgemeine Aussagen über das turbulente Verhalten von Ringspaltströmungen zu machen. Es schien deshalb wichtig zu sein, insbesondere für sehr kleine Durchmesserhältnisse, für die stark asymmetrische Geschwindigkeitsverteilungen vorliegen und bei denen ausgeprägte Unterschiede zu symmetrischen Strömungen erwartet werden können, die Turbulenzintensitäten und damit die kinetische Energie des Turbulenzfeldes detailliert zu untersuchen.

2. Durchführung der Messungen

Das Versuchsprogramm umfaßte bei den zeitlich zuerst untersuchten beiden Radienverhältnissen ($\alpha = 0.1$ und $\alpha = 0.02$) zunächst nur die experimentelle Bestimmung der axialen Turbulenzintensität ($\sqrt{u'^2}$), der radialen Turbulenzintensität ($\sqrt{v'^2}$) sowie der Schubspannung in radialer Richtung ($\overline{u'v'}$). Beim Radienverhältnis $\alpha = 0.04$ wurde darüberhinaus auch die azimutale Turbulenzintensität ($\sqrt{w'^2}$) sowie zur Kontrolle die Schubspannung in Umfangsrichtung ($\overline{u'w'}$), die aus Symmetriegründen verschwinden muß, bestimmt. Anschließend an diese Versuche wurden für die Radienverhältnisse $\alpha = 0.1$ und $\alpha = 0.02$ die fehlenden Werte ($\sqrt{w'^2}$, $\overline{u'w'}$) bestimmt.

Schließlich wurde mit einem abgekröpften Sondenhalter für die Hitzdrahtsonden die Strömungszone um das Kernrohr beim Radienverhältnis $\alpha = 0.02$ zusätzlich untersucht, da bei den ursprünglichen Messungen keine Ergebnisse für die wandnahen $2/3$ der Strömungszone erhalten werden konnten. Mit dem abgekröpften Sondenhalter konnten 90 % der Strömungszone ausgemessen werden.

Die verwendete Versuchsapparatur ist im ersten Teil ausführlich beschrieben (s.a. /54/). Bei den Messungen wurde zunächst mit einem Pitotrohr die Geschwindigkeitsverteilung auf einem Radius bestimmt. Anschließend wurde je eine Traverse mit einem geraden Hitzdrahtgeber sowie für zwei um 180° versetzte Stellungen mit einem schrägen (ca. 45°) Hitzdrahtgeber für beide Richtungen gemessen, abschließend wurde zur Kontrolle die Pitotrohr-Traverse wiederholt.

Die Auswertung wurde mit dem von KJELLSTRÖM /63/ vorgeschlagenen Verfahren mit einem Rechenprogramm durchgeführt. Mit den mit dem Pitotrohr gemessenen Geschwindigkeiten wurden die verwendeten Hitzdrähte geeicht. Dazu wurde der Exponent c im Gesetz von COLLIS /89/ graphisch bestimmt.

Um die Abhängigkeit dieses Exponenten von $\bar{p}u$ zu berücksichtigen, wurde im Auswerteprogramm nicht die von KJELLSTRÖM vorgeschlagene

Beziehung

$$c = c_{av} + K [(\rho\bar{u}) - (\rho\bar{u})_{av}] \quad (18)$$

mit $K = -0.0007782$

verwendet. Es ergab sich aufgrund der eigenen Meßergebnisse eine stärkere Abhängigkeit des Exponenten c von $\rho\bar{u}$ für den Bereich von $\rho\bar{u} = 6 - 50 \text{ Kgs}^{-1} \text{ m}^{-2}$, wie er bei den hier durchgeführten Untersuchungen vorlag. Aufgrund der eigenen Meßergebnisse wurde zur Auswertung die folgende Beziehung verwendet:

$$c = c_{av} [(\rho\bar{u})/(\rho\bar{u})_{av}]^{0.048} . \quad (19)$$

3. Ergebnisse

Alle Meßergebnisse sind im Anhang in Tabellen angegeben.

3.1 Turbulenzintensitäten

Die gemessenen Profile der axialen Turbulenzintensität $\sqrt{u'^2}$ sind für die Außenzone in Abb. 26 und für die Innenzone in Abb. 27 dargestellt. Es sind jeweils die Meßergebnisse für die drei untersuchten Radienverhältnisse und für 5 verschiedene Reynoldszahlen gezeigt. Die Reynoldszahlen liegen zwischen $2 \cdot 10^4$ und $2 \cdot 10^5$. Die Meßwerte wurden auf die Wandschubspannungsgeschwindigkeit an der entsprechenden Wand bezogen. Diese Wandschubspannungsgeschwindigkeiten sind ermittelt worden aufgrund der gemessenen Druckverlustbeiwerte nach den Beziehungen:

$$\alpha = 0.1 : \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.9505 \lg \text{Re} \sqrt{\lambda} - 0.80581 \quad (20)$$

$$\alpha = 0.04 : \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.9177 \lg \text{Re} \sqrt{\lambda} - 0.58007 \quad (21)$$

$$\alpha = 0.02 : \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.8354 \lg \text{Re} \sqrt{\lambda} - 0.16802. \quad (22)$$

Für die Position der Nullschubspannung wurden dabei folgende Beziehungen verwendet, die den gestrichelten Geraden in den Abb. 9-11 entsprechen:

$$\alpha = 0.1 : \beta = 0.3864 - 0.0057 \lg \text{Re} \quad (23)$$

$$\alpha = 0.04 : \beta = 0.342 - 0.017 \lg \text{Re} \quad (24)$$

$$\alpha = 0.02 : \beta = 0.345 - 0.02955 \lg \text{Re}. \quad (25)$$

Als Vergleichsbasis für die Turbulenzintensitäts-Meßwerte in der Außen- bzw. Innenzone von Ringspalten ist der Verlauf der Meßwerte von LAUFER /61/ im Kreisrohr gestrichelt in die Abbildungen eingetragen. Im Vergleich zu diesen Kreisrohrergebnissen liegen die Meßwerte in

der Außenzone der untersuchten Ringspalte höher, und zwar umso höher, je kleiner das Radienverhältnis ist. Abweichend von den Kreisrohrdaten ist ebenfalls der Verlauf der Profile über dem Radius, der bei Ringspalten in der Außenzone über einen großen Bereich (etwa $0.1 < y/L_2 < 0.8$) annähernd linear verläuft. In der Innenzone liegen die Meßwerte unter den Kreisrohrwerten von LAUFER und zwar umso tiefer je kleiner das Radienverhältnis ist. Für das Radienverhältnis $\alpha = 0.1$ ist der Verlauf ähnlich wie bei den Kreisrohrwerten von LAUFER. Bei den übrigen Radienverhältnissen ist die axiale Turbulenzintensität über einen größeren Bereich nahezu konstant und wächst dann in Wandnähe stark an. Ein Einfluß der Reynoldszahl auf die Meßergebnisse ist nicht eindeutig feststellbar, da die Unterschiede innerhalb der Streubreite der Meßergebnisse liegen. Für $\alpha = 0.04$ könnte man ein schwaches Anwachsen der Turbulenzintensität mit steigender Reynoldszahl anhand der Meßwerte annehmen.

Auch bei den gemessenen radialen Turbulenzintensitäten $\sqrt{v'^2}$ (Abb. 28 u. 29) kann ein Einfluß der Reynoldszahl nicht detektiert werden. Die gemessenen Werte zeigen für die Außenzone einen ähnlichen Verlauf, wie sich nach den Kreisrohrmessungen von LAUFER ergibt. Für die Innenzone ergeben sich jedoch insbesondere für $\alpha = 0.02$ starke Abweichungen von den Kreisrohrwerten; die im Ringspalt gemessenen Werte liegen zum Teil erheblich unter den Kreisrohrwerten von LAUFER.

Ganz ähnlich verhalten sich auch die Profile der azimuthalen Turbulenzintensität $\sqrt{w'^2}$ (Abb. 30 und 31). In der Außenzone verlaufen die Meßwerte annähernd parallel zu den Kreisrohrwerten. Mit sinkendem Radienverhältnis steigen dabei die Werte leicht an. Einen Einfluß der Reynoldszahl kann man für $\sqrt{w'^2}$ ebenfalls nicht feststellen. Bei der Innenzone ergibt sich wiederum, daß die Meßwerte mit sinkendem Radienverhältnis sich verstärkend z.T. erheblich unter den Rohrwerten nach LAUFER liegen.

Die Turbulenzintensitäten für die einzelnen Richtungen haben ihr Minimum durchweg im Gebiet der Nullschubspannung. Diese Beobachtung deckt sich nicht ganz mit dem Befund von HANJALIC und LAUNDER /90/ an einem Plattenkanal mit unterschiedlicher Rauigkeit, in dem ebenfalls ein stark asymmetrisches Profil vorlag. Bei diesen Messungen lag das Minimum der

axialen und radialen Turbulenzintensität ($\sqrt{u'^2}$ bzw. $\sqrt{v'^2}$) bei etwa 80 % der Profillänge der dünneren Strömungszone, wohingegen die azimutale Turbulenzintensität ($\sqrt{w'^2}$) ihr Minimum an der Nullschubspannungsposition aufwies.

Insgesamt gesehen ergibt sich für die Außenzone eine starke Anisotropie der Turbulenzintensitäten, während die Anisotropie in der Innenzone von Ringspalten nicht so stark ausgeprägt ist; mit sinkendem Radienverhältnis zeigt sich eine starke Tendenz in Richtung auf isotrope Turbulenz in der Innenzone.

3.2 Kinetische Energie der Turbulenz

Die kinetische Energie der Turbulenz $\overline{k'}$ ist definiert als

$$\overline{k'} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}). \quad (26)$$

Die aus den gemessenen Turbulenzintensitäten nach Gl. (26) ermittelten Werte der kinetischen Energie der Turbulenz wurden auf das Quadrat der jeweiligen Wandschubspannungsgeschwindigkeit bezogen. Sie sind in den Abb. 32 und 33 für die Außen- und Innenzonen der untersuchten Ringspalte dargestellt. Als Vergleichskurve wurde der Verlauf der kinetischen Energie der Turbulenz nach den Meßwerten der Turbulenzintensitäten von LAUFER eingetragen. Abgesehen von einer kleinen Zone sowohl an der Wand als auch im Gebiet der Nullschubspannung liegen die Meßwerte für Ringspalte in der Außenzone höher als die Kreisrohrdaten. Die Abhängigkeit von $\overline{k'}$ über den Radius ist für $\alpha = 0.04$ und $\alpha = 0.02$ für einen Bereich zwischen $0.2 < y/L_2 < 0.7$ fast linear. Für die Innenzone ergibt sich, daß die kinetische Energie der Turbulenz erheblich geringer ist als beim Kreisrohr, und zwar umso geringer, je kleiner das Radienverhältnis ist.

Außerdem zeigen die Meßergebnisse, daß das Minimum der kinetischen Energie des Turbulenzfeldes mit der Position der Nullschubspannung zusammenfällt. Auch die Turbulenzintensitäten in den einzelnen Richtungen hatten ihr Minimum stets am Ort der Nullschubspannung.

Um die physikalischen Vorgänge zu verstehen, die das Auseinanderfallen der Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit bewirken, betrachten wir die Gleichung der turbulenten kinetischen Energie. Es ergibt sich aus den Bewegungsgleichungen für eine zweidimensionale Scherströmung unter der Voraussetzung der Grenzschichtvereinfachungen nach BRADSHAW /91/:

$$\frac{D}{Dt} \overline{k'} = - \overline{u'v'} \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\overline{p'v'}}{\rho} + \overline{k'v'} \right) - \epsilon \quad (27)$$

wobei weiterhin angenommen ist, daß die Reynoldszahl genügend hoch ist, so daß die Diffusion der turbulenten Energie durch Zähigkeitseffekte vernachlässigt werden kann. Die Änderung der kinetischen Energie wird durch drei Terme beschrieben. Der erste Term der rechten Seite von Gl. (27) stellt die Arbeit der Hauptströmung an den Schubspannungen dar. Das Turbulenzfeld erhält in der Regel seine Energie aus der Hauptströmung aufgrund dieser Arbeit an den Schubspannungen, dieser Term wird daher als Produktionsterm bezeichnet. Bei symmetrischen Profilen sind die Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit koinzident und $\overline{u'v'}$ und $\partial u/\partial y$ wechseln gleichzeitig das Vorzeichen, so daß die Produktion stets positiv ist. Außerdem ist bei symmetrischen Profilen der zweite Term, der den turbulenten Energietransport oder die Energiediffusion beschreibt, sehr klein über nahezu den gesamten Strömungsquerschnitt. Dieser Energietransport von Druckenergie und kinetischer Energie des Turbulenzfeldes hat bei symmetrischen Strömungen nur Bedeutung im Bereich der Nullschubspannung (Geschwindigkeitsmaximum), wie Messungen an Kreisrohren von LAWN /92/ zeigen. In diesem Gebiet geht die Produktion gegen Null, da sowohl die Schubspannung wie auch der Geschwindigkeitsgradient gegen Null gehen. Durch die turbulente Bewegung wird jedoch auch in diesem Gebiet Energie dissipiert. Dieser sehr kleine Energieverlust wird durch Energietransport gedeckt. Der letzte Term in Gl. (27) stellt nämlich die Energiedissipation aufgrund der turbulenten Bewegungen dar. Dieser Term ist naturgemäß stets negativ, d.h. die Dissipation ist für die kinetische Energie der Turbulenz stets eine Senke.

Fallen nun bei asymmetrischen Geschwindigkeitsprofilen die Positionen von Maximalgeschwindigkeit und Nullschubspannung auseinander, wie es hier im Falle der glatten konzentrischen Ringspalte mit kleinen Radienverhältnissen durch Messung nachgewiesen wurde, so wird der Produktions-term $-\overline{u'v'} \frac{\partial u}{\partial y}$ negativ in der Strömungszone zwischen den beiden Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit. Physikalisch heißt das nichts anderes, als daß der Hauptströmung Energie aus dem Turbulenzfeld zufließt, im Gegensatz zu dem Normalfall, bei dem die Energie des Turbulenzfeldes aus der Hauptströmung herrührt.

Dieser Energieverlust des Turbulenzfeldes wird durch den turbulenten Energietransport (Diffusion) ausgeglichen. Dabei stammt die transportierte Energie aus der größeren Strömungszone, der Außenzone. Das ergibt sich aus der gemessenen Verteilung der kinetischen Energie der Turbulenz, denn das Minimum der turbulenten Energie fällt, wie wir gesehen haben, stets mit der Position der Nullschubspannung zusammen. Da man erwarten muß, daß die Energie in Richtung des Energiegradienten transportiert wird, stammt also die in der Strömungszone zwischen Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit vom Turbulenzfeld an die Hauptströmung abgegebene Energie aus der Außenzone. Man muß sich dabei klar machen, daß der Austausch der Energie zwischen Turbulenzfeld und Hauptströmung in dieser Zone dem Betrage nach sehr klein ist, da sowohl der Geschwindigkeitsgradient als auch die turbulente Schubspannung hier gegen Null gehen.

Anhand der Gleichung (27) ergibt sich weiterhin, daß das Konzept einer Wirbelviskosität (eddy diffusivity) oder Impulsaustauschgröße, bei dem die turbulente Schubspannung in direkte Beziehung zum Geschwindigkeitsgradienten der Hauptströmung gesetzt wird, nämlich

$$\tau_t = -\rho \overline{u'v'} = \rho \epsilon_r \frac{\partial u}{\partial y}, \quad (28)$$

nur dann sinnvoll ist, wenn der Energietransport verschwindet. In vielen Fällen ist dieser Energietransport klein und daher oft vernachlässigbar, wie z.B. von Messungen am Kreisrohr, abgesehen für den Bereich

um das Geschwindigkeitsmaximum, bekannt ist. In diesen Fällen wird fast die gesamte produzierte kinetische Energie des Turbulenzfeldes am gleichen Ort durch Dissipation in Wärmeenergie umgesetzt. Ist diese Bedingung erfüllt, dann kann das Konzept einer Impulsaustauschgröße als gute Näherung angesehen werden. Wie vorher ausgeführt, ist jedoch auch bei Kreisrohren im Gebiet der Maximalgeschwindigkeit der Energietransport nicht vernachlässigbar, und hier versagt ebenfalls das Konzept einer Impulsaustauschgröße, wie man weiß.

Für asymmetrische Strömungen sind also durch die Nichtkoinzidenz von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit die Regeln nach Prandtl /24/ für die Anwendung einer Mischungsweggleichung oder einer Austauschgröße verletzt.

Bevor man aufgrund von "eddy diffusivity"-Modellen Kanalströmungen berechnet, muß man sich immer vergewissern, ob die Anwendung berechtigt ist, d.h. ob ein Energietransport in der Strömung vernachlässigbar ist. Bei asymmetrischen Strömungsverteilungen wird das im allgemeinen nicht der Fall sein.

3.3 Schubspannung und Korrelationskoeffizient

Die gemessenen Schubspannungsprofile sind in Abb. 34 und 35 für die Außenzone bzw. Innenzone dargestellt. Zum Vergleich ist der Verlauf der sich aus dem gemessenen Druckverlust und der gemessenen Position der Nullschubspannung ergibt, gestrichelt eingetragen. Aufgrund einer Kräftebilanz ergibt sich

$$\tau \cdot U = \frac{\Delta p}{\Delta L} \cdot F. \quad (29)$$

Unter der bei ausgebildeter Ringspalt-Strömung sicherlich berechtigten Annahme $\partial p / \partial r = 0$ erhält man für die Innenzone

$$\frac{\tau}{\tau_{w1}} = \frac{r_o^2 - r^2}{r_o^2 - r_1^2} \cdot \frac{r_1}{r} \quad (30)$$

mit r_0 als dem Radius der Nullschubspannung und r_1 als dem Kernrohrradius. Wird die rechte Seite der Gl. (29) durch r_2^2 ($r_2 =$ Außenrohrradius) dividiert, ist schließlich

$$\frac{\tau}{\tau_{w1}} = \frac{\beta^2 - (r/r_2)^2}{\beta^2 - \alpha^2} \cdot \frac{\alpha}{(r/r_2)} \quad (31)$$

Entsprechend findet man für die Außenzone

$$\frac{\tau}{\tau_{w2}} = \frac{(r/r_2)^2 - \beta^2}{1 - \beta^2} \cdot \frac{1}{(r/r_2)} \quad (32)$$

In den Abb. 34 und 35 sind die Meßwerte auf die entsprechende Wandschubspannung bezogen worden. Die Übereinstimmung der berechneten und gemessenen Profile ist in der Außenzone für den Bereich $0.5 < y/L_2 \leq 1.0$ sehr gut. In Wandnähe ergeben sich Unterschiede, und zwar liegen insbesondere bei kleinen Reynoldszahlen die gemessenen Werte höher als die berechneten. Für die Innenzone ist die Übereinstimmung zwischen gemessenen Werten und dem theoretischen Verlauf ganz ausgezeichnet.

In den Abb. 36 und 37 sind die Korrelationskoeffizienten für die Außenzone bzw. Innenzone dargestellt. Es zeigt sich, daß die Korrelationskoeffizienten $\overline{u'v'}/(\sqrt{u'^2} \cdot \sqrt{v'^2})$ in der Außenzone höhere Werte aufweisen als in der Innenzone, das gilt auch in Wandnähe. Dieses Ergebnis ist entgegengesetzt zu den Meßwerten von DURST /87/, die allerdings an einem Ringspalt mit dem Radienverhältnis $\alpha = 0.446$ gemessen wurden. Ebenfalls ergibt sich im Bereich der Nullschubspannung im Gegensatz zu den Meßergebnissen von DURST keine ähnliche Verteilung für Innen- und Außenzone, sondern der Gradient des Korrelationskoeffizienten ist für die Außenzone wesentlich steiler und die Krümmung der Profile ist entgegengesetzt. Bei dem von DURST ausgemessenen Ringspalt ($\alpha = 0.446$) ergab sich, daß der Korrelationskoeffizient in einem Gebiet in Wandnähe nahezu konstant war, wie es auch bei der Rohrströmung der Fall ist. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen kann man ein Gebiet, in dem der Korrelationskoeffizient nahezu konstant ist, nicht feststellen. Im Gegenteil, während in der Außenzone der Korrelationskoeffizient näher zur Wand hin nur noch schwach ansteigt, ergibt sich für die Innenzone

ein starker Anstieg des Korrelationskoeffizienten in Wandnähe, bedingt natürlich durch den entsprechenden Verlauf der Schubspannung. Im Vergleich zur Rohrströmung zeigt der Korrelationskoeffizient allenfalls in der Außenzone in der Nähe des Ortes der Nullschubspannung ein ähnliches Verhalten, im übrigen ist der Verlauf ganz unterschiedlich.

3.4 Vergleich der Ergebnisse mit Meßergebnissen anderer Autoren

Für einen Vergleich der Meßergebnisse von Turbulenzintensitäten und kinetischer Energie der Turbulenz bei der Strömung durch Ringspalte kommen die Messungen von BRIGHTON /13/ und von LAWN und ELLIOTT /32/ in Betracht, da nur bei diesen Untersuchungen die Turbulenzintensitäten in drei Richtungen (axial, radial und azimutal) gemessen wurden. Damit die Vergleichsbasis für alle Ergebnisse gleich ist, wird für die Lage der Nullschubspannung angenommen, daß die neu gemessenen Werte diejenigen mit der größten Genauigkeit sind, wie oben ausgeführt wurde. Deshalb wird auch für die Untersuchungen von BRIGHTON und von LAWN und ELLIOTT die Position der Nullschubspannung nach Gl. (14) mit $n = 0.386$ zugrunde gelegt.

Die von den Autoren mitgeteilten Meßergebnisse sind daher umgerechnet worden. Da von BRIGHTON die Ergebnisse in Tabellenform angegeben sind, konnten diese Originalmeßwerte direkt zur Untersuchung verwendet werden. Die umgerechneten Daten sind im Anhang tabelliert.

LAWN und ELLIOTT geben ihre Meßergebnisse nur in Diagrammen an. Für die Umrechnung ihrer Werte wurde folgendermaßen vorgegangen: Aus den Diagrammen wurden für drei Werte der Profillänge, nämlich $y/L = 0.2, 0.5$ und 0.8 , jeweils für die Innen- und Außenzone die Ergebnisse abgelesen, und diese wurden dann umgerechnet.

Damit die Abhängigkeit der Turbulenzintensitäten sowie der kinetischen Energie der Turbulenz vom Radienverhältnis aus den vorhandenen Meßergebnissen abgeleitet werden kann, werden alle Meßergebnisse durch die LAUFERSchen Kreisrohrmeßwerte normiert. Die LAUFERSchen Messungen werden als Standard benutzt, weil sie in der Literatur weit verbreitet sind, obwohl z.B. die Profile der Turbulenzintensitäten nach den

Plattenmessungen von COMTE-BELLOT /93/ mit den eigenen Profilen im Verlauf über die Profillänge wesentlich besser übereinstimmen.

Für drei ausgewählte Werte der Profillänge ($y/L = 0.2, 0.5$ und 0.8) werden für alle jeweils untersuchten Reynoldszahlen die auf die LAUFER-Messungen normierten Werte bestimmt; danach wird über die verschiedenen Reynoldszahlen und schließlich über die drei y/L -Werte gemittelt. Die auf diese Weise erhaltenen relativen Werte sind in den Abb. 38 - 41 als Funktion des Radienverhältnisses dargestellt.

Die Ergebnisse der einzelnen Untersuchungen streuen zum Teil sehr stark. Es lassen sich jedoch anhand der verschiedenen Messungen für die Radienverhältnisse zwischen 0.02 und 0.56 allgemeine Tendenzen der Turbulenzintensitäten sowie der kinetischen Energie der Turbulenz in Abhängigkeit vom Radienverhältnis ablesen.

Für die axiale Turbulenzintensität (Abb. 38) ergibt sich für die Außenzone in Ringspalten ein schwacher Abfall mit steigendem Radienverhältnis. Dabei liegen die Werte für $\alpha \rightarrow 0$ etwa 20% höher als die Kreisrohrmessungen von LAUFER. $\alpha = 0$ stellt jedoch den Grenzfall des Kreisrohres dar. Eine Erklärung für die relativ hohen Werte ergibt sich aus der Tatsache, daß die LAUFERschen Meßwerte für die axiale Turbulenzintensität offensichtlich sehr niedrig sind. Messungen in Kreisrohren von KJELLSTRÖM und HEDBERG /23/, von COANTIC /94/, sowie eigene Messungen /54/ ergeben höhere Werte als die LAUFER-Messungen (s.a. DURST /87/). Auch die Messungen von COMTE-BELLOT im Rechteckkanal ergeben für die axiale Turbulenzintensität etwa $15 - 20\%$ höhere Werte als nach den Messungen von LAUFER.

Für die Innenzone von Ringspalten ergibt sich mit sinkendem Radienverhältnis ein starker Abfall der Turbulenzintensität.

Ein ähnliches Verhalten, nämlich ein sehr schwacher Abfall der Turbulenzintensität in der Außenzone mit steigendem Radienverhältnis und ein steiler Abfall mit sinkendem Radienverhältnis in der Innenzone, ergibt sich ebenfalls für die radiale (Abb. 39) und die azimutale (Abb. 40) Turbulenzintensität. In diesen beiden Fällen ergibt sich für den Grenzfall $\alpha \rightarrow 0$ (Kreisrohr) etwa der Wert 1. Das scheint auch

vernünftig zu sein, da für die radiale und axiale Turbulenzintensität die LAUFERSchen Meßwerte recht gut mit Ergebnissen anderer Autoren für Kreisrohre übereinstimmen. Auch die Ergebnisse von COMTE-BELLOT an parallelen Platten stimmen für die Intensitäten in diesen Richtungen mit den LAUFERSchen Werten recht gut überein.

Für die kinetische Energie der Turbulenz (Abb. 41) ergibt sich ein ähnliches Bild. Aufgrund der - wie oben ausgeführt - niedrigen Bezugswerte für die axiale Turbulenzintensität durch LAUFER ergibt sich für den Grenzfall $\alpha \rightarrow 0$ ein Wert von etwa 1.2. Für die Innenzone ergeben sich für die kinetische Energie der Turbulenz Werte, die zum Teil erheblich unter den Kreisrohrwerten liegen. In diesem Falle ist die Streuung der berechneten Daten sehr groß.

4. Anwendung der Meßergebnisse auf das Turbulenzmodell von PRANDTL

Turbulenzmodelle sind erforderlich, um turbulente Strömungen berechenbar zu machen. Turbulenzmodelle bestehen aus einem Satz von Transportgleichungen (partielle Differentialgleichungen) für die zeitlichen Mittelwerte von Größen, die im Prinzip aus den Navier-Stokes-Gleichungen hergeleitet werden können. Wegen der Nichtlinearität dieser Grundgleichungen und der Mittelung die durchgeführt wird, um sie zu erhalten, enthalten die Transportgleichungen mehr Unbekannte, als aus ihnen bestimmt werden können. Deshalb müssen einige der unbekanntenen Terme durch algebraische Gleichungen ersetzt werden, um das Gleichungssystem lösbar zu machen. Diese algebraischen Gleichungen, durch die beobachtete oder experimentell bestimmte Gesetzmäßigkeiten beschrieben werden, enthalten empirische "Konstanten".

Für die Anwendung der Turbulenzmodelle zur Berechnung turbulenter Strömungen ist es von entscheidender Bedeutung, daß die empirischen Konstanten bestimmt werden (z.B. aus Experimenten) und daß nachgewiesen wird, daß diese Konstanten unabhängig von den Randbedingungen (z.B. Geometrie) und vom Ort in der Strömung sind.

4.1 Turbulenzmodell von PRANDTL

In dieser Arbeit wird das Turbulenzmodell, das 1945 von PRANDTL /95/ vorgeschlagen wurde, zur Untersuchung der darin enthaltenen empirischen Konstanten verwendet. PRANDTL gibt aufgrund von Ähnlichkeitsbetrachtungen für die Impulsaustauschgröße ϵ (eddy diffusivity) die folgende Beziehung an:

$$\epsilon = K \cdot l \sqrt{\overline{k^T}}, \quad (33)$$

wobei l eine Turbulenzlänge und $\overline{k^T}$ die kinetische Energie der Turbulenz darstellt. K ist eine Konstante, die experimentell bestimmt werden muß. Für die Impulsaustauschgröße in radialer Richtung kann man schreiben

$$\epsilon_r^u = K_r^u l \sqrt{\overline{k^T}}. \quad (34)$$

In diesem Turbulenzmodell mit einer Hilfsgleichung /96/ von PRANDTL wird die Turbulenzlänge algebraisch vorgeschrieben und die kinetische Energie der Turbulenz wird durch die Lösung der Transportgleichung bestimmt. Die Transportgleichung für die kinetische Energie der Turbulenz ist deshalb eine Hilfsgleichung, da im allgemeinen die Verteilung der kinetischen Energie der Turbulenz in der Strömung nicht interessiert.

Die Impulsaustauschgröße ϵ_r^u in radialer Richtung läßt sich aus den gemessenen Geschwindigkeitsprofilen und der Schubspannungsverteilung aufgrund der Wandschubspannungen, die sich aus der Aufteilung des Strömungsquerschnittes durch die gemessene Position der Nullschubspannung ergeben, unter Verwendung des gemessenen Druckverlustbeiwertes ermitteln zu

$$\epsilon_r^u = \frac{\tau/\rho}{\partial u/\partial r} \quad (35)$$

oder in dimensionsloser Schreibweise

$$\frac{\epsilon_r^u}{L u^*} = \frac{\tau/\tau_w}{\frac{\partial(u/u_m)}{\partial(y/L)}} \frac{u^*}{u_m} \quad (36)$$

Die kinetische Energie der Turbulenz \bar{k}^t konnte aus den Turbulenzintensitäten berechnet werden. Kann man nun für die Turbulenzlänge l einen vernünftigen Ansatz machen, so läßt sich K_r^u nach Gl. (34) aus den Experimenten berechnen.

KJELLSTRÖM /97/ hat für die ihm zur Verfügung stehenden Meßergebnisse an Kreisrohren, Ringspalten und Stabbündeln derartige Berechnungen für K_r^u bereits durchgeführt. Damit die Ergebnisse von KJELLSTRÖM mit den neuen Ergebnissen vergleichbar sind, wird für die Turbulenzlänge der gleiche Ausdruck gebraucht.

4.2 Turbulenzlänge

PRANDTL hat aufgrund der Messungen von NIKURADSE /34, 98/ für die Rohrströmung die folgende Beziehung vorgeschlagen:

$$\frac{1}{r} = 0.14 - 0.08 \left(\frac{r}{R}\right)^2 - 0.06 \left(\frac{r}{R}\right)^4 . \quad (37)$$

Für Kanäle mit nichtkreisförmigen Querschnitten kann diese Beziehung nicht ohne weiteres verwendet werden.

Deshalb wurde von KJELLSTRÖM eine allgemeinere Beziehung verwendet, die BULEEV /99/ vorgeschlagen hat

$$\frac{1}{l} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \frac{1}{y} d\psi , \quad (38)$$

wobei y der Abstand zur Wand vom betrachteten Punkt in der Strömung in Richtung ψ ist.

Für den Rohrmittelpunkt ergibt sich nach der Beziehung von BULEEV $l = R/\pi$, nach der von PRANDTL angegebenen Gleichung jedoch $l = 0.14 R$. Damit ein Vergleich mit der Arbeit von PRANDTL möglich ist, wurde Gl. (38) von KJELLSTRÖM so modifiziert, daß sich in Rohrmitte der gleiche Wert ergibt wie nach der Beziehung von PRANDTL.

Es wird also die folgende Beziehung für die Turbulenzlänge verwendet

$$\frac{1}{l} = \frac{1}{0.88} \int_0^{2\pi} \frac{1}{y} d\psi . \quad (39)$$

4.3 Impulsaustauschgröße ϵ_M

Die aus den gemessenen Geschwindigkeitsprofilen ermittelten Impulsaustauschgrößen sind in dimensionsloser Form für die Außenzonen der untersuchten Ringspalte in den Abb. 42 - 44 über dem Wandabstand aufgetragen. Zum Vergleich wurde der Verlauf der Impulsaustauschgröße mit eingetragen, der sich aus den Kreisrohrmessungen von NIKURADSE /34/ ergab.

Die gemessenen Werte stimmen im wandnahen Bereich sehr gut mit dem von NIKURADSE angegebenen Verlauf überein. Zu kleineren Radienverhältnissen hin liegt in der Mitte der Strömungszone der von NIKURADSE an Kreisrohren gemessene Verlauf etwas höher. Für $y/L_2 > 0.8$ wird die Streuung der Meßwerte sehr groß, das ist auf den sehr kleinen Geschwindigkeitsgradienten im Bereich der Maximalgeschwindigkeit zurückzuführen, wodurch sich ein sehr großer Fehler für $\partial u/\partial r$ ergibt, selbst wenn die Geschwindigkeitsverteilung so genau gemessen wird, wie es hier der Fall war. Für $y/L_2 \rightarrow 1$ haben der Geschwindigkeitsgradient und die Schubspannung entgegengesetztes Vorzeichen, weil das Geschwindigkeitsmaximum nicht am gleichen Ort wie die Nullschubspannung auftritt. Für diesen Fall ist die Benutzung eines Impulsaustauschkoeffizienten nicht mehr sinnvoll. Jedoch ist das Gebiet, in dem diese Diskrepanz auftritt, sehr klein und spielt für die Berechnung von Ringspaltströmungen keine große Rolle, so daß man es hier vernachlässigen kann. Vergleicht man die gemessenen Werte mit der von REICHARDT /100/ angegebenen Beziehung für den dimensionslosen Impulsaustauschkoeffizienten

$$\frac{\epsilon_M}{L u^*} = \frac{\mathcal{K}}{3} \left[0.5 + \left(\frac{Z}{r}\right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{Z}{r}\right)^2 \right], \quad (40)$$

mit $\mathcal{K} = 0.4$ und $\frac{Z}{r} = 1 - \frac{y}{L}$, so zeigt sich, daß für $\alpha = 0.02$ die Meßwerte sehr gut beschrieben werden. Für die beiden größeren Radienverhältnisse liegt der Verlauf nach Gl. (40) insbesondere im Bereich des Maximums niedriger als die gemessenen Werte.

Für die Innenzone (Abb. 45-47) ergibt sich, daß der Verlauf nach NIKURADSE im wandnahen Bereich mit sinkendem Radienverhältnis ansteigend über den Meßwerten liegt. Auch der Verlauf nach Gl. (40) ist höher als die Meßwerte. Im Bereich der Mitte der Strömungszone scheint das Maximum der Impulsaustauschgröße mit sinkendem Radienverhältnis zu steigen und sich zu höheren y/L -Werten zu verschieben. Trotz der starken Streuung der Meßwerte ist ein Abfall der Impulsaustauschgröße gegen Null im Bereich der Nullschubspannung deutlich zu erkennen, im Gegensatz zu den Werten für die Außenzone. Dieser Abfall wird durch die REICHARDT'sche Beziehung nicht beschrieben, da Gl. (40) bekanntlich in Rohrmitte einen Wert $\epsilon_M/R \cdot u^* = 0.667$ liefert.

Messungen der Impulsaustauschgröße von JONSSON und SPARROW /101/an drei Radienverhältnissen $\alpha = 0.28; 0.56$ und 0.75 , also für größere Radienverhältnisse als bei der hier durchgeführten Untersuchung, zeigen keine Unterschiede für die Innen- und Außenzone. Die Meßwerte für alle Reynoldszahlen, Radienverhältnisse und Innen- und Außenzonen fallen zusammen innerhalb der gleichen Streubreite, wie JONSSON und SPARROW berichten. JONSSON und SPARROW ziehen aus ihren Ergebnissen den Schluß, daß die Impulsaustauschkoeffizienten unabhängig von der Geometrie der Kanalwand sind. Diese Schlußfolgerung wird durch die neuen Meßergebnisse eindeutig widerlegt.

4.4 K_r^u -Werte

Unter Benutzung der ermittelten ϵ_M -Werte, der gemessenen kinetischen Energie der Turbulenz $\overline{k^t}$ und der angenommenen Turbulenzlänge nach Gl. (40) wurden die K_r^u -Werte nach Gl. (34) bestimmt. Die Ergebnisse sind in den Abb. 48 und 49 für die Außenzone bzw. Innenzone dargestellt. Abgesehen von dem Bereich $y/L_2 > 0.8$, in dem die Ergebnisse wegen der starken Streuung der Impulsaustauschgröße ebenfalls stark streuen, sind die ermittelten Werte für die Außenzone über den Querschnitt nahezu konstant, und es ergeben sich Werte für $K_r^u \sim 0.45$. Mit steigendem Wandabstand ergibt sich eine ganz schwache Tendenz zu kleineren K_r^u -Werten.

Für $\alpha = 0.1$ findet sich auch für die Innenzone dieser leichte Abfall mit steigendem Wandabstand, der für $\alpha = 0.02$ jedoch nicht feststellbar ist. Für die Innenzone liegen die Werte für K_r^u dagegen eindeutig niedriger als für die Außenzone.

Damit eine Aussage über die Abhängigkeit der K_r^u -Werte vom Radienverhältnis gemacht werden kann, wurden die aus den Meßergebnissen von LAWN und ELLIOTT durch KJELLSTRÖM ermittelten Werte umgerechnet auf die Nullschubspannungsposition, die sich nach Gl. (14) mit $n = 0.386$ ergibt. Abb. 50 zeigt diese Werte. Obwohl die Streuung erheblich ist, kann eindeutig festgestellt werden, daß die Werte für die Innenzone niedriger liegen als für die Außenzone.

Für jedes Radienverhältnis wurde aus den berechneten Werten für die Außenzone und Innenzone jeweils ein Mittelwert gebildet. Diese Mittelwerte über die jeweilige Strömungszone sind in Abb. 51 dargestellt. Es zeigt sich, daß die K_r^u -Werte in der Außenzone relativ konstant sind und Werte um $K_r^u = 0.46$ annehmen und keine Abhängigkeit vom Radienverhältnis erkennbar ist. Für die Innenzone ergibt sich hingegen ein starker Abfall der K_r^u -Werte mit kleinerem Radienverhältnis.

Diese Tatsache steht im Gegensatz zu der Aussage von KJELLSTRÖM /97/. KJELLSTRÖM kam aufgrund seiner Untersuchungen zu dem Schluß, daß zwar die K_r^u -Werte für die Innenzone im Mittel etwas niedriger als die Werte für die Außenzone sind, daß jedoch ein signifikanter Effekt des Radienverhältnisses nicht festgestellt werden kann.

5. Schlußfolgerungen

Die durchgeführten Untersuchungen zur Strömungs- und Turbulenzverteilung in Ringspalten mit kleinen Radienverhältnissen haben gezeigt, daß zwischen Strömungen mit symmetrischen (Kreisrohr) und den hier vorliegenden asymmetrischen Geschwindigkeitsverteilungen generelle Unterschiede bestehen. Die Erkenntnisse an symmetrischen Strömungen dürfen daher nicht unkritisch auf asymmetrische Strömungen übertragen werden. Insbesondere zeigt sich, daß die Verteilungen der Turbulenzintensitäten über eine Strömungszone bei Kanalströmungen nicht universell sind, wenn sie durch die Wandschubspannungsgeschwindigkeit dimensionslos gemacht werden, wie vielfach vermutet worden war. Die dimensionslosen Turbulenzintensitäten sowie die kinetische Energie der Turbulenz sind in der Innenzone niedriger als in der Außenzone von Ringspaltströmungen; dabei sind die Unterschiede umso größer, je kleiner das Radienverhältnis ist.

Aufgrund der Literaturangaben und der neu durchgeführten Experimente konnte die Abhängigkeit der Turbulenzintensitäten und der kinetischen Energie der Turbulenz vom Radienverhältnis bei konzentrischen Ringspalten angegeben werden.

Aus der Tatsache des starken Energietransports in der Strömung und der sich daraus ergebenden Nichtkoinzidenz von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit bei asymmetrischer Strömungsverteilung ergibt sich auch, daß alle Turbulenzmodelle, die auf der Annahme einer Impulsaustauschgröße (eddy diffusivity) beruhen, nicht geeignet sind, asymmetrische Strömungen genau zu beschreiben.

Diese Annahme ist jedoch in allen Modellen enthalten, mit denen heute Ergebnisse in der Praxis berechnet werden können.

Für asymmetrische Strömungen muß man daher komplexere Turbulenzmodelle zur genauen Berechnung verwenden. Dies kann z.B. durch die Verwendung weiterer Transportgleichungen geschehen, wie von Transportgleichungen nicht nur für die kinetische Energie der Turbulenz, sondern auch für die Schubspannung selbst, wie HANJALIC und LAUNDER /102/ vorgeschlagen haben. Experimentelle Ergebnisse, die zum Testen von derartig weiterentwickelten Turbulenzmodellen stets erforderlich sind, wurden durch diese Untersuchung bereitgestellt.

IV. Zusammenfassung

Es wurde eine experimentelle Untersuchung einer asymmetrischen Strömungsverteilung in drei Ringspalten mit glatten Wänden durchgeführt. Die inkompressible, isotherme turbulente Strömung war voll entwickelt. Die sehr kleinen Durchmesser-Verhältnisse der untersuchten Ringspalte von 0.02 - 0.04 und 0.1 weiten den bislang untersuchten Bereich von Durchmesser-Verhältnissen erheblich aus. Der untersuchte Reynoldszahl-Bereich lag zwischen $2 \cdot 10^4$ und $2 \cdot 10^5$.

Die Untersuchung erstreckte sich auf den Druckverlust, die Verteilungen der mittleren Geschwindigkeit und der radialen Schubspannung, sowie auf die Verteilung der Turbulenzintensitäten in allen drei Richtungen und damit der kinetischen Energie des Turbulenzfeldes.

Erstmals wurden Meßergebnisse für eine durch Abstandshalter über 80 hydraulische Durchmesser ungestörte Strömung für zwei Durchmesser-Verhältnisse (0.02 und 0.04) gewonnen. Die Ergebnisse zeigen, daß in Bezug auf das Geschwindigkeitsprofil keine universellen Gesetzmäßigkeiten existieren, wie erwartet worden war. Jedoch sind die gemessenen Abweichungen vom Wandgesetz für Kreisrohre im Gebiet der Nullschubspannung für die Innenzone nur gering und umso kleiner, je höher die Reynoldszahl ist. Damit wurden die gemessenen erheblichen Abweichungen aus der Literatur nicht bestätigt. Die Ursachen für die von verschiedenen Autoren berichteten starken Abweichungen der Geschwindigkeitsprofile in der Innenzone vom Wandgesetz für Kreisrohre sind einerseits in der Verwendung von Abstandshaltern oder horizontalen Teststrecken mit durchhängenden Kernrohren bei den früheren Untersuchungen zu suchen, andererseits liegen sie in der fast stets verwendeten Annahme der Koinzidenz der Positionen von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit, die im Falle asymmetrischer Geschwindigkeitsverteilungen nicht zutrifft, wie die neuen Ergebnisse zeigen.

Die mit den unterschiedlichsten Annahmen theoretisch vorausgesagten Druckverlustbeiwerte für Ringspalte mit kleinen Durchmesser-Verhältnissen werden erstmals experimentell voll bestätigt.

Die Turbulenzuntersuchungen zeigen, daß bei den hier vorliegenden stark asymmetrischen Geschwindigkeitsverteilungen ein Transport turbulenter kinetischer Energie von der energiereicheren Außenzone in die energieärmere Innenzone stattfindet. Dieser Energietransport ist die Ursache für die in glatten konzentrischen Ringspalten eindeutig belegte Nichtkoinzidenz von Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit und erklärt gleichzeitig das Versagen des Konzeptes einer Impulsaustauschgröße (eddy diffusivity) zur Berechnung von asymmetrischen Strömungen.

Nomenklatur

B	Konstante
c	Konstante
d	Durchmesser
K	Konstante
$\overline{k'}$	kinetische Energie der Turbulenz
L	Länge
l	Profillänge
n	Exponent
p	Druck
Δp	Druckdifferenz
R	Gaskonstante
Re	Reynolds-Zahl
r	Radius
\hat{r}	Radius der Maximalgeschwindigkeit
$S^* = \frac{\beta - \alpha}{1 - \beta}$	Parameter
T	Temperatur
U	benetzter Umfang
u	Geschwindigkeit
u^*	Schubspannungsgeschwindigkeit
$u^+ = \frac{u}{u^*}$	dimensionslose Geschwindigkeit
u'	} Komponenten der Schwankungsgeschwindigkeit
v'	
w'	
y	Wandabstand
$y^+ = \frac{\rho y u^*}{\eta}$	dimensionsloser Wandabstand
$\alpha = r_1/r_2$	Durchmesserverhältnis
$\beta = r_o/r_2$	dimensionsloser Radius der Nullschubspannung
ϵ	Impulsaustauschgröße
\mathcal{K}	Konstante

λ	Druckverlustbeiwert
η	dynamische Viskosität
ρ	Dichte
ϕ	relative Feuchte
τ	Schubspannung

Indizes

o	Nullschubspannung
1	Innen
2	Außen
av	Mittelwert
f	feucht
m	über den Querschnitt gemittelt
tr	trocken
M	Impuls
WD	Wasserdampf

Anhang A2

Literatur:

- /1/ K. Maubach and K. Rehme
Negative eddy diffusivities for asymmetric turbulent velocity profiles ? Int. J. Heat Mass Transfer 15, pp. 425 - 432 (1972)
- /2/ E.S. Davis
Heat transfer and pressure drop in annuli
Trans. ASME 65, pp. 755 - 760 (1943)
- /3/ R.R. Rothfus
Velocity gradients and friction in concentric annuli, Ph. D. Thesis,
Carnegie Inst. of Technology (1948)
- /4/ J.G. Knudsen and D.L. Katz
Velocity profiles in annuli, Proc. Midwest. Conf. Fluid Dynamics,
1st Conf. Univ. Illinois, Ann Arbor pp. 175 - 203 (1950)
- /5/ J.G. Knudsen and D.L. Katz
Fluid dynamics and heat transfer, New York, N.Y., Mc Graw-Hill
Book Co., Inc. (1958)
- /6/ R.R. Rothfus, C.C. Monrad and K.E. Senecal
Velocity distribution and fluid friction in smooth concentric
annuli, Ind. Eng. Chemistry 42, pp. 2511 - 2520 (1950)
- /7/ R.R. Rothfus, C.C. Monrad, K.G. Sikchi, and W.J. Heideger
Isothermal skin friction in flow through annular sections,
Ind. Eng. Chemistry 47, pp. 913 - 918 (1955)
- /8/ F.R. Lorenz
Über turbulente Strömung durch Rohre mit kreisringförmigem Querschnitt
Mitteilungen des Instituts für Strömungsmaschinen der TH Karlsruhe
Nr. 2 (1932)
- /9/ R. Koch und K. Feind
Druckverlust und Wärmeübergang in Ringspalten
Chemie-Ing.-Techn. 30 (9), pp. 577 - 584 (1958)

- /10/ A.A. Nicol and J.O. Medwell
Velocity profiles and roughness effects in annular pipes,
J. Mechanical Engineering Science 6 (2), pp. 110 - 115 (1964)
- /11/ E.Y. Leung, W.M. Kays, and W.C. Reynolds
Heat transfer with turbulent flow in concentric and eccentric
annuli with constant and variable heat flux, Stanford Report
No. AHT-4 (1962)
- /12/ W.M. Kays and E.Y. Leung
Heat transfer in annular passages - Hydrodynamically developed
turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux, Int. J. Heat
Mass Transfer 6, pp. 537 - 557 (1963)
- /13/ J.A. Brighton
The structure of fully developed turbulent flow in annuli,
Ph. D. Thesis, Purdue University (1963)
- /14/ J.A. Brighton and J.B. Jones
Fully developed turbulent flow in annuli, J. Basic Engineering
86D, pp. 835 - 844 (1964)
- /15/ T.H. Okiishi and G.K. Serovy
Experimental velocity profiles for fully developed turbulent
flow of air in concentric annuli, ASME Paper 64-WA/FE-32 (1964)
- /16/ Y. Lee
Turbulent flow and heat transfer in concentric and eccentric annuli
Ph. D. Thesis, University of Liverpool (1964)
- /17/ V.K. Jonsson
Experimental studies of turbulent flow phenomena in eccentric
annuli, Ph. D. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis (1965)
- /18/ V.K. Jonsson and E.M. Sparrow
Experiments on turbulent-flow phenomena in eccentric annular
ducts, J. Fluid Mech. 25, pp. 65 - 86 (1966)

- /19/ W.K. Sartory
Turbulent flow in annular ducts
Ph.D. Thesis, Carnegie Inst. of Technology, (1962)
- /20/ R.R. Rothfus, W.K. Sartory, and R.I. Kermod
Flow in concentric annuli at high Reynolds numbers,
A.I.Ch.E. Journal 12, pp. 1086 - 1091 (1966)
- /21/ C.M. Ivey
The position of maximum velocity in annular flow,
unpublished MSc thesis, University of Windsor, Canada
(1965), cf. /50/
- /22/ H.D. Ball and N.Z. Azer
Experimental investigation of eddy diffusivities of air in
turbulent annular flow, Proceedings of the 1972 Heat Transfer
and Fluid Mechanics Institute, San Fernando Valley
June 14 - 16, 1972, Stanford University Press, Stanford,
pp. 19 - 38 (1972)
- /23/ B. Kjellström and S. Hedberg
On shear stress distributions for flow in smooth or partially
rough annuli, Report AE-243 of AB Atomenergi, Stockholm (1966)
- /24/ L. Prandtl
Führer durch die Strömungslehre, Verlag Friedr. Vieweg u. Sohn,
Braunschweig, 6. Auflage (1965)
- /25/ A. Quarmby
An experimental study of turbulent flow through concentric
annuli, Int. J. Mech. Sci. 9, pp. 205 - 221 (1967)
- /26/ A. Quarmby
The ratio of the wall shear stresses in concentric annuli,
Aeron. J. of Roy. Aeron. Soc. 72, pp. 345 - 346 (1968)

/27/ H. Barthels

Darstellung des Wärmeüberganges in konzentrischen Ringspalten unter Benutzung der Analogie zwischen Impuls- und Wärmeaustausch.

Report Jül-506-RB der KFA Jülich (1967)

/28/ J.H. Preston

The determination of turbulent skin friction by means of Pitot tubes, Journal of the Royal Aeronautical Society 58, pp. 109 - 121 (1954)

/29/ A. Quarmby

On the use of the Preston tube in concentric annuli, Aeron. J. of the Roy. Aeron. Soc. 71, pp. 47 - 49 (1967)

/30/ W. Eifler

Begrenzungen für die Anwendbarkeit von Preston-Rohren in Kanalströmungen, Wärme- und Stoffübertragung 3, pp. 58 - 62 (1970)

/31/ S.L. Smith, C.J. Lawn and M.J. Hamlin

The direct measurement of wall shear stress in an annulus, C.E.G.B. Report RD/B/N 1232 (1968)

/32/ C.J. Lawn and C.J. Elliott

Fully developed turbulent flow through concentric annuli, C.E.G.B. Report RD/B/N 1878 (1971)

/33/ R.R. Rothfus, J.E. Walker and G.A. Whan

Correlation of local velocities in tubes, annuli, and parallel plates, A.I.Ch.E. Journal 4, pp. 240 - 245 (1958)

/34/ J. Nikuradse

Gesetzmäßigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Rohren, Forschungs-Arbeiten auf dem Gebiet des Ing.-Wesens, VDI-Forschungsheft No. 356 (1932)

- /35/ H. Barrow, Y. Lee and A. Roberts
The similarity hypothesis applied to turbulent flow in an annulus,
Int. J. Heat Mass Transfer 8, pp. 1499 - 1505 (1965)
- /36/ D.A. Ratkowsky
Fluid friction and heat transfer in plain, concentric annuli,
Canadian J. Chemical Engineering 44, pp. 8 - 12 (1966)
- /37/ S. Levy
Turbulent flow in an annulus, J. Heat Transfer 89, pp. 25 - 31
(1967)
- /38/ A. Roberts
A comment on the turbulent flow velocity profile in a concentric
annulus, Int. J. Heat Mass Transfer 10, pp. 709 - 712 (1967)
- /39/ I. Michiyoshi and T. Nakajima
Fully developed turbulent flow in a concentric annulus,
J. of Nuclear Science and Technology 5 (7), pp. 354 - 359
(1968)
- /40/ H. Gräber
Der Wärmeübergang in glatten Röhren, zwischen parallelen Platten,
in Ringspalten und längs Rohrbündeln bei exponentieller Wärme-
flußverteilung in erzwungener laminarer oder turbulenter Strömung.
Int. J. Heat Mass Transfer 13, pp. 1645 - 1703 (1970)
- /41/ V.M. Kashcheev and E.V. Nomofilov
Calculation of hydrodynamic properties with the turbulent flow
of a liquid in concentric annular channels, High Temperature 8 (1),
pp. 86 - 92 (1970)
- /42/ C.W. Clump and D. Kwasnoski
Turbulent flow in concentric annuli, A.I.Ch.E. Journal 14,
pp. 164 - 168 (1968)

/43/ W. Eifler

Über die turbulente Geschwindigkeitsverteilung und Wandreibung
in Strömungskanälen verschiedener Querschnitte. Dissertation
Technische Hochschule Darmstadt (1968)

/44/ W. Eifler

Berechnung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung und der
Wandreibung in konzentrischen Ringspalten, Wärme- und Stoff-
übertragung 2, pp. 36 - 46 (1969)

/45/ T.C. Min, H.W. Hoffman and F.N. Peebles

A bilateral approach to the analysis of turbulent flow in an
annulus, Nuclear Engineering and Design 15, pp. 65 - 76 (1971)

/46/ W. Tiedt

Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes
konzentrischer und exzentrischer Ringspalte, Chemiker-Ztg./
Chem. Apparatur 90, pp. 813 - 821 (1966), 91, pp. 17 - 25,
149 - 155, 299 - 311, 569 - 576, 968 - 975 (1967), 92,
pp. 76 - 89 (1968)

/47/ E.O. Macagno and D.W. McDougall

Turbulent Flow in annular pipes, A.I.Ch.E. Journal 12,
pp. 437 - 444 (1966)

/48/ K. Maubach

Reibungsgesetze turbulenter Strömungen in geschlossenen, glatten
und rauhen Kanälen von beliebigem Querschnitt
Dissertation Univ. Karlsruhe, Externer Bericht INR-4/69-22
des Kernforschungszentrums Karlsruhe (1969)

/49/ K. Maubach

Reibungsgesetze turbulenter Strömungen, Chemie-Ing.-Technik
42 (15), pp. 995 - 1004 (1970)

- /50/ N.W. Wilson and J.O. Medwell
An analysis of heat transfer for fully developed turbulent flow in concentric annuli, J. Heat Transfer 90, pp. 43 - 50 (1968)
- /51/ E.R. Van Driest
On turbulent flow near a wall, Paper No. 12
Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute Symposium, University of California, Los Angeles (1955)
- /52/ A. Quarmby
An analysis of turbulent flow in concentric annuli, Appl. Sci. Res. 19, pp. 250 - 273 (1968)
- /53/ A. Quarmby and R.K. Anand
Turbulent heat transfer in concentric annuli with constant wall temperatures, J. Heat Transfer 92, pp. 33 - 45 (1970)
- /54/ K. Rehme
Untersuchungen der Turbulenz- und Schubspannungsverteilung an einem Kreisrohr mit einem Hitzdraht-Anemometer
Report KFK 1642 of Kernforschungszentrum Karlsruhe (1972)
- /55/ Durchflußmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturidüsen (VDI-Durchflußmeßregeln), DIN 1952, August 1971
- /56/ Gebrauchsanweisung und Servicehandbuch für Typ 55 D01 Anemometer Grundgerät, DISA Elektronik A/S, Herlev, Dänemark (Juni 1969)
- /57/ V.C. Patel
Calibration of the Preston tube and limitation on its use in pressure gradients, J. Fluid Mechanics 23 (1), pp. 185 - 208 (1965)
- /58/ K.H. Presser
Wärmeübergang und Druckverlust an Reaktorbrennelementen in Form längsdurchströmter Rundstabbündel, Report Jül-486-RB der KFA Jülich (1967)

/59/ G. Varadi

Thermodynamische Stoffwerte von Luft, Report TM-IN-411 des Eidgenössischen Instituts für Reaktorforschung Würenlingen, Schweiz (1969)

/60/ F.A. Mac Millan

Experiments on Pitot-tubes in shear flow, Gt. Brit. ARC Report and Memoranda No. 3028, Ministry of Supply (AIR) London (1956)

/61/ J. Laufer

The structure of turbulence in fully developed pipe flow, NACA TN 1174 (1954)

/62/ W. Wuest

Strömungs sonden, Teil I. Gesamtdrucksonden (Pitotrohre), ATM V116-9, Lieferung 299 (Dezember 1960)

/63/ B. Kjellström and S. Hedberg

Calibration experiments with a DISA-hot-wire anemometer, Report AE-338 of AB Atomenergi, Stockholm (1968)

/64/ B. Kjellström and S. Hedberg

Die Eichung eines DISA Hitzdrahtanemometers und Bestätigung der Eichung durch Messungen in einem zylindrischen Kanal, DISA-Information Nr. 9, pp. 8 - 21 (1970)

/65/ F. Durst, A. Melling, and J.H. Whitelaw

The interpretation of hot wire signals in low turbulence flows, Report ET/TN/B/5 des Imperial College of Science and Technology, London (January 1971)

/66/ A. Quarmby

Improved application of the von Karman similarity hypothesis to turbulent flow in ducts, Journal Mechanical Engineering Science 11 (1), pp. 14 - 21 (1969)

/67/ R.G. Deissler

Analysis of turbulent heat transfer, mass transfer and fluid friction in smooth tubes at high Prandtl and Schmidt numbers, N.A.C.A. Report 1210 (1955)

/68/ J. Lee

On von Karman's eddy viscosity in bounded flow, Appl. Sci. Res. A14, p. 250 (1965)

/69/ S. Goldstein

Modern developments in fluid dynamics, Vol. 2, p. 331, Oxford University Press, Oxford (1938)

/70/ R.B. Crookston

Heat and momentum transfer for turbulent flow in annuli with small cores, Ph. D. Thesis, Carnegie Institute of Technology, Pittsburgh (1966)

/71/ R.B. Crookston, R.R. Rothfus and R.I. Kermode

Turbulent heat transfer in annuli with small cores, Int. J. Heat Mass Transfer 11, pp. 415 - 426 (1968)

/72/ D. Wilkie

Forced convection heat transfer from surfaces roughened by transverse ribs. Paper No. 1, Int. Heat Transfer Conference Chicago, U.S.A. (1966)

/73/ D. Wilkie, M. Cowin, P. Burnett and T. Burgoyne

Friction factor measurements in a rectangular channel with walls of identical and non-identical roughness

/74/ K. Maubach

Rough annulus pressure-drop: Interpretation of experiments and recalculation for square ribs, Int. J. Heat Mass Transfer 15, pp. 2489 - 2498 (1972)

/75/ D. Eyre

A theoretical study of the position of the surface of zero shear between dissimilarly roughened surfaces
TRG Report 1741 (W). UKAEA, Risley (1969)

/76/ D.I. Nathan and M.A.M. Pirie

On the interpretation of heat transfer and pressure drop tests on roughened rods in smooth circular channels
Report RD/B/N1370 des Central Electricity Generating Board, Berkeley (1970)

/77/ W. Baumann and K. Rehme

Pressure drop performance of artificial roughness as a function of roughness geometry, NEA-GCFR Collaborative Development Programme, Specialist Meeting on Core Performance, Studsvik (Schweden) (1973)

/78/ C.J. Lawn

The use of an eddy viscosity model to predict the heat transfer and pressure drop performance of roughened surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer 17, pp. 421-428 (1974)

/79/ D.C. Leslie

Review of developments in turbulence theory
Rep. Prog. Phys. 36, pp. 1365-1424 (1973)

/80/ J.O. Hinze

Turbulent flow regions with shear stress and mean velocity gradient of opposite sign, Appl. Sci. Res. 22, pp. 163-175 (1970)

/81/ H. Schlichting

Experimentelle Untersuchungen zum Rauheitsproblem, Ing. Arch. 7 (1), pp. 1-34 (1936)

/82/ V.C. Patel

A unified view of the law of the wall using mixing-length theory, Aeronautical Quarterly 24, pp. 55 - 70 (1973)

- /83/ K. Maubach and K. Rehme
Pressure drop for parallel flow through a roughened rod cluster
Nuclear Engng. and Design 25, 369 - 378 (1973)
- /84/ K. Rehme
Pressure drop performance of rod bundles in hexagonal arrangements,
Int. J. Heat Mass Transfer 15, pp. 2499 - 2517 (1972)
- /85/ J. Marek, K. Maubach and K. Rehme
Heat transfer and pressure drop performance of rod bundles arranged
in square arrays, Int. J. Heat Mass Transfer 16, pp. 2215-2228 (1973)
- /86/ K. Rehme
Simple method of predicting friction factors of turbulent flow
in noncircular channels, Int. J. Heat Mass Transfer 16, pp. 933 - 950
(1973)
- /87/ F. Durst
On turbulent flow through annular passages with smooth and rough
cores, M.Sc. Thesis, Imperial College, London (1968)
- /88/ C.J. Lawn and C.J. Elliott
Fully developed turbulent flow through concentric annuli, Journal
Mechanical Engineering Science 14 (3), pp. 195 - 204 (1972)
- /89/ D.C. Collis and M.J. Williams
Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds
numbers, J. Fluid Mech. 6, pp. 357 - 384 (1959)
- /90/ K. Hanjalic and B.E. Launder
Fully-developed flow in rectangular ducts of non-uniform surface
texture, I - An experimental investigation, Report TWF/TN/48
des Imperial College, London (1968)
- /91/ P. Bradshaw
An introduction to turbulence and its measurement, Pergamon Press,
Oxford (1971)

/92/ C.J. Lawn

Application of the turbulence energy equation to fully developed flow in simple ducts, Report RD/B/R1575(A)-(C) des Central Electricity Generating Board, Berkeley (1970)

/93/ G. Comte-Bellot

Écoulement turbulent entre deux parois parallèles, Publications Scientifiques et Techniques du Ministère d l'Air No. 419, Paris (1965)

/94/ M. Coantic

Contribution à l'étude théorique et expérimentale de l'écoulement turbulent dans un tube circulaire, Publications Scientifiques et Techniques du Ministère d l'Air, Note Technique, No. 113, Paris (1962)

/95/ L. Prandtl

Über ein neues Formelsystem für die ausgebildete Turbulenz. Nachr. Akad. der Wissenschaften zu Göttingen, Math.-phys. Klasse 1945, 6 - 19; s.a. Ludwig Prandtl, Gesammelte Abhandlungen, Berlin 1961, S. 874 - 887

/96/ B.E. Launder

Mathematical models of turbulence, Lecture 1: Introduction, Imperial College of Science and Technology, London, Report TM/TN/A/1 (1971)

/97/ B. Kjellström

Transport processes in turbulent channel flow, Report AE-RL-1344 (1972)

/98/ J. Nikuradse

Strömungsgesetze in rauhen Rohren, Forsch. Geb. Ing. Wes., VDI Forschungsheft Nr. 361 (1933)

/99/ N.I. Buleev

Theoretical model of the mechanism of turbulent exchange in fluid flows, AERE-Trans. 957 (1963)

/100/ H. Reichardt

Vollständige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung
in glatten Leitungen, ZAMM 31 (7), pp. 208 - 219 (1951)

/101/ V.K. Jonsson and E.M. Sparrow

Turbulent diffusivity for momentum transfer in concentric annuli,
Trans. ASME, Journal of Basic Engng. 88, pp. 550 - 552 (1966)

/102/ K. Hanjalic and B.E. Launder

A Reynolds stress model of turbulence and its application to
thin shear flows, J. Fluid Mechanics 52, pp. 609 - 638 (1972)

Anhang A3: Tabellen und Diagramme

Tabelle 1: Untersuchungen an glatten Ringspalten-Hauptparameter

Jahr	Autor	Literatur	Durchmesser- verhältnis	Re-Zahl · 10 ⁴	Medium	Druck- verlust	Geschwind. verteilung	Maximalgeschw. Doppelpitotrohr	Nullschubspan.	
									H Hitzdraht	P Prestonrohr
1932	LORENZ	/8/	o.o526	10-100	Wasser	x	x	-	-	-
			o.184	10-100	"	x	x	-	-	-
			o.526	10-100	"	x	x	-	-	-
1948	ROTHFUS	/3/	o.649	o.4-1.4	Luft	x	x	-	-	-
			o.163	o.6-2	"	x	x	-	-	-
1950	KNUDSEN, KATZ	/4/	o.278	o.9-6	Wasser	x	x	-	-	-
1950	ROTHFUS et al.	/6/	o.162	o.1-2	Luft	x	x	-	-	-
			o.650	o.o7-1.5	"	x	x	-	-	-
1955	ROTHFUS et al.	/7/	o.562	o.o9-4.5	Wasser	(x)	-	Schubspannung am Kernrohr	-	-
			o.337	o.o9-4.5	"	(x)	-		-	-
1958	KOCH, FEIND	/9/	o.212	o.o2-6	Luft	x	-	Wandschubspannung am Außenrohr	-	-
			o.403	o.o2-6	"	x	-		-	-
			o.600	o.o2-6	"	x	-		-	-
			o.698	o.o2-6	"	x	-		-	-
			o.793	o.o2-6	"	x	-		-	-
			o.838	o.o2-6	"	x	-		-	-
1963	NICOLL, MEDWELL	/10/	o.7	o.6-4	Wasser	x	x	-	-	-
1963	BRIGHTON, JONES	/13,14/	o.o625	4-30	Luft (Wasser)	x	x	x	-	H
			o.125	4-30	"	x	x	x	-	H
			o.375	4-30	"	x	x	x	-	H
			o.562	4-30	"	x	x	x	-	H
1964	OKIISHI, SEROVY	/15/	o.344	1.2-4	Luft	-	x	-	-	-
			o.531	2-7	"	-	x	-	-	-
			o.781	3-10	"	-	x	-	-	-

Tabelle 1: Fortsetzung

Jahr	Autor	Literatur	Durchmesser- verhältnis	Re-Zahl $\cdot 10^4$	Medium	Druck- verlust	Geschwind. verteilung	Maximalgeschw. Doppelpitotrohr	Nullschubspan.	
									H P	Hitzdraht Prestonrohr
1964	LEE	/16/	o.0124	1-5	Luft	x	x	-	-	
			o.258	0.9-4.5	"	x	x	-	-	
			o.387	0.9-5.1	"	x	x	-	-	
			o.617	0.9-4.3	"	x	x	-	-	
1965	JONSSON	/17/	o.281	3-20	Luft	x	x	-	-	
			o.561	3-20	"	x	x	-	-	
			o.75	3-20	"	x	x	-	-	
1965	SARTORY	/19/	o.0262	3-30	Wasser	x	x	-	-	
			o.0676	3-30	"	x	x	-	-	
1966	QUARMBY	/25/	o.107	0.6-9	Luft	x	x	-	-	P
			o.178	0.6-9	"	x	x	-	-	P
			o.347	0.6-9	"	x	x	-	-	P
1966	KJELLSTRÖM	/23/	o.446	15-40	Luft	x	x	-	-	H
1967	BARTHELS	/27/	o.141	2-5	Wasser	x	x	-	-	P
			o.355	2-6	"	x	x	-	-	P
			o.453	1.6-10	"	x	x	-	-	P
			o.568	1-10	"	x	x	-	-	P
1968	SMITH et al.	/31/	o.088	18-31	Luft	x	x	-	-	H
1971	LAWN, ELLIOTT	/32/	o.088	2-30	Luft	x	x	x	-	H
			o.176	2-30	"	x	x	x	-	H
			o.396	2-30	"	x	x	x	-	H
1972	BALL, AZER	/22/	o.25	2-20	Luft	x	x	-	-	-

Tabelle 2: Verwendete Daten für Abb. 12

Autor	Literatur	α	β	S^*
KJELLSTRÖM	/23/	0.446	0.701	0.853
QUARMBY	/25/	0.347	0.609	0.669
		0.178	0.459	0.520
		0.107	0.374	0.426
BARTHEL	/27/	0.142	0.42	0.479
		0.355	0.605	0.633
		0.452	0.68	0.713
		0.57	0.765	0.830
SMITH et al.	/31/	0.088	0.353	0.410
LAWN, ELLIOTT	/32/	0.088	0.362	0.430
		0.176	0.474	0.567
		0.396	0.649	0.721
DIESE ARBEIT	-	0.0198	0.196	0.219
		0.0396	0.257	0.293
		0.0998	0.358	0.402

Tabelle 3: Verwendete Daten für Abb. 13

Autor	Literatur	α	$\hat{\beta}$	\hat{S}^x
LORENZ	/8/	0.0526	0.3	0.353
		0.184	0.506	0.652
		0.526	0.732	0.768
NICOLL, MEDWELL	/10/	0.7	0.846	0.948
BRIGHTON	/13/	0.0625	0.327	0.394
		0.125	0.418	0.504
		0.375	0.631	0.695
		0.562	0.762	0.843
ROTHFUS et al.	/20/	0.0262	0.251	0.312
		0.0676	0.345	0.424
KJELLSTRÖM	/23/	0.446	0.702	0.859
QUARMBY	/25/	0.356	0.618	0.684
CROOKSTON	/70/	0.0318	0.279	0.342
		0.0627	0.340	0.419
		0.105	0.395	0.481
SMITH et al.	/31/	0.088	0.371	0.450
LAWN, ELLIOTT	/32/	0.088	0.379	0.469
		0.176	0.486	0.549
		0.396	0.655	0.751
BALL, AZER	/22/	0.25	0.535	0.613
DIESE ARBEIT	-	0.0198	0.209	0.239
		0.0396	0.269	0.313
		0.0998	0.388	0.471

Tabelle 4: Dimensionslose Krümmungsradien und Druckgradienten dieser Untersuchung

α	$Re \cdot 10^5$	u_1^*	u_2^*	u_2^*/u_1^*	a_1^*	$-\Delta_{p1} \cdot 10^3$	a_2^*	$-\Delta_{p2} \cdot 10^3$
0.0198	0.4157	0.502	0.333	0.663	32.6	0.558	1092	1.915
	0.802	0.881	0.610	0.692	56.5	0.499	1974	1.506
	1.139	1.185	0.840	0.709	75.7	0.273	2709	0.766
	1.607	1.590	1.155	0.726	101.0	0.215	3704	0.562
	2.299	2.165	1.613	0.745	136.5	0.167	5135	0.404
0.0396	0.2068	0.260	0.188	0.723	33.2	1.344	606	3.556
	0.3984	0.463	0.340	0.734	58.4	0.786	1083	1.988
	0.7024	0.761	0.570	0.749	95.1	0.501	1798	1.192
	1.046	1.09	0.827	0.759	134.3	0.364	2512	0.832
	2.164	2.04	1.584	.776	253.2	0.201	4963	0.430
0.0998	0.3249	0.365	0.311	0.852	114.6	1.453	978	2.349
	0.7523	0.768	0.658	0.857	240.2	0.700	2062	1.112
	0.8955	0.888	0.761	0.857	280.6	0.599	2409	0.952
	1.656	1.565	1.349	0.862	484.8	0.351	4186	0.548
	2.021	1.896	1.638	0.864	579.0	0.295	5011	0.457

Tabelle 5: Turbulenzuntersuchungen in Ringspalten

Autor	Jahr	Radienverhältnis α	Re-Bereich $\cdot 10^{-5}$	L/De	Gemessene Größen				
					\bar{u}	$\sqrt{u'^2}$	$\sqrt{v'^2}$	$\sqrt{w'^2}$	$\overline{u'v'}$
BRIGHTON	1963	0.0625	0.96-3.3	43.2	x	x	x	x	x
		0.125	0.89-3.1	46.3	x	x	x	x	x
		0.375	0.65-2.2	64.8	x	x	x	x	x
		0.562	0.46-1.5	92.6	x	x	x	x	x
KJELLSTRÖM, HEDBERG	1966	0.446	1.5 -3	54	x	x	x		x
DURST	1968	0.446	1 -10	54.8	x	x	x		x
LAWN, ELLIOTT	1971	0.088	0.62-2.3	52.7	x	x	x	x	x
		0.176	0.68-1.8	58.4	x	x	x	x	x
		0.396	0.68-1.5	79.6	x	x	x	x	x
DIESE ARBEIT		0.0198	0.41-2.3	76.5	x	x	x	x	x
		0.0396	0.21-2.2	78.1	x	x	x	x	x
		0.0998	0.32-2.0	83.3	x	x	x	x	x

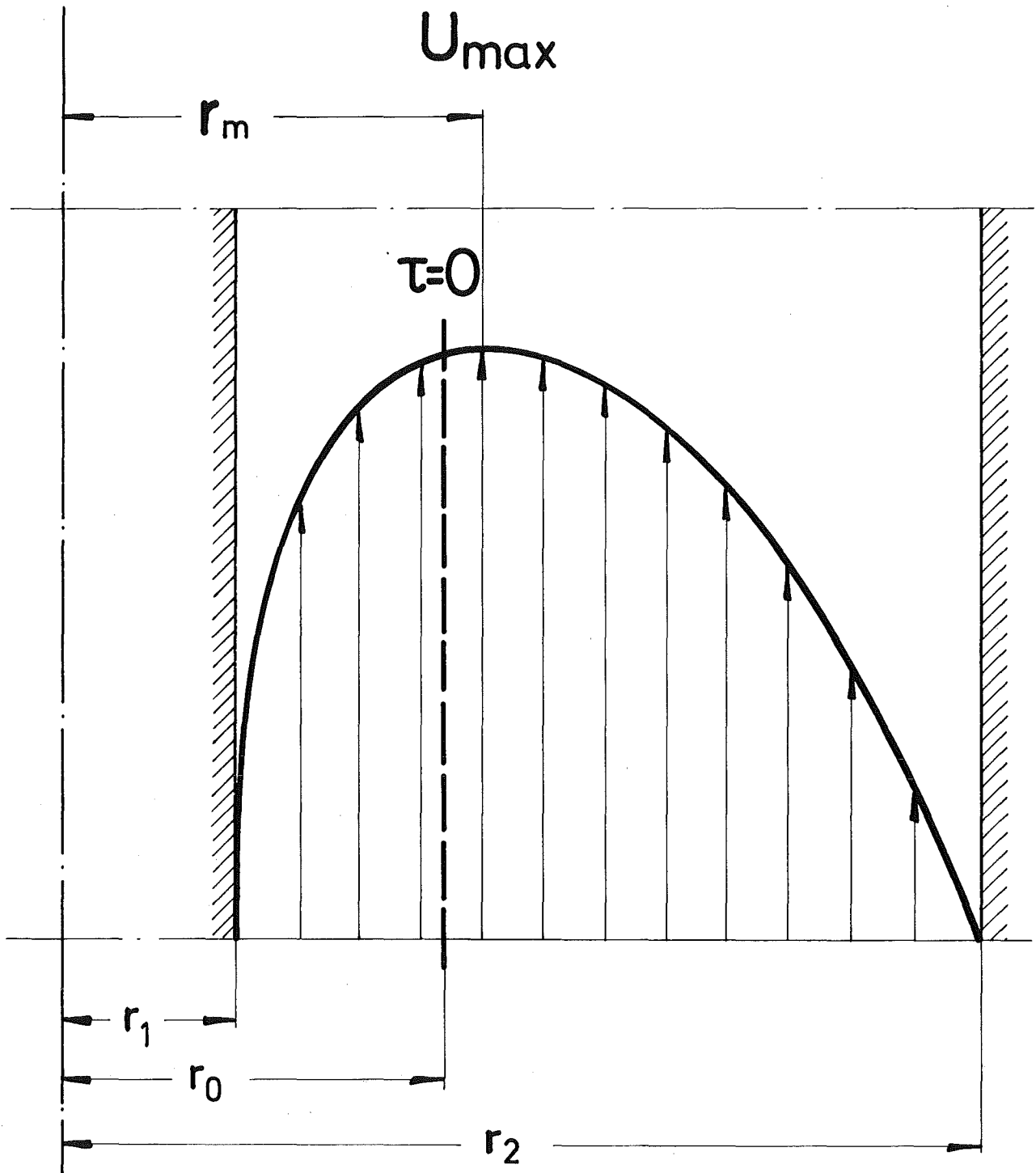
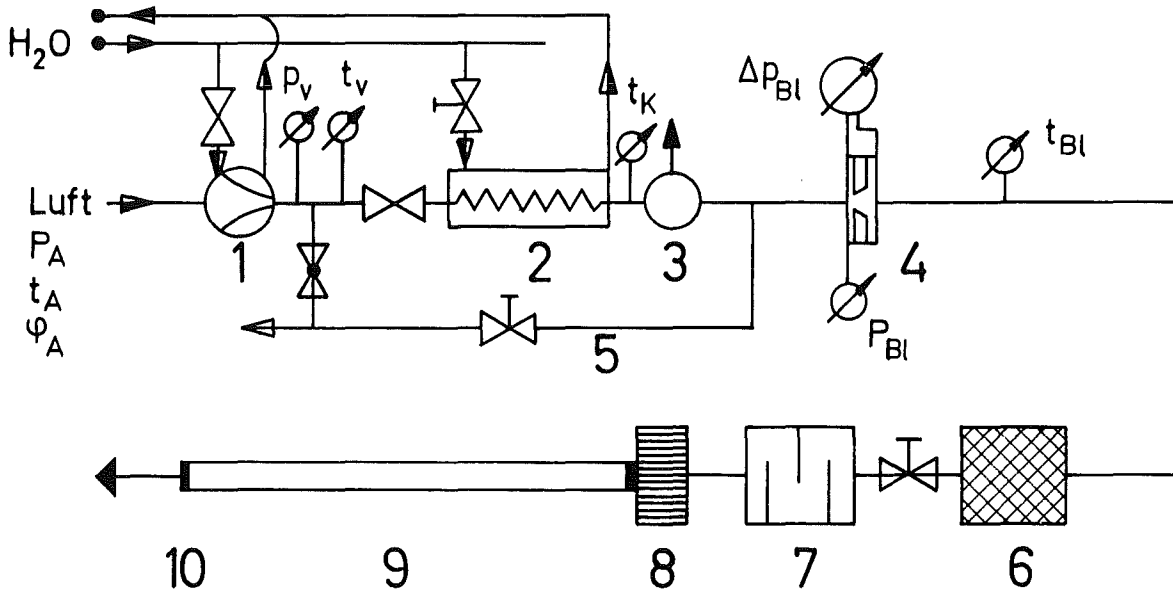


Fig. 1 Strömung im Ringspalt (schematisch)



- | | |
|---|--|
| 1. Verdichter ($1000 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$, 4 bar, 80 KW) | P_v Druck am Verdichteraustritt |
| 2. Luftkühler | t_v Temperatur am Verdichteraustritt |
| 3. Wasserabscheider | t_K Temperatur Kühleraustritt |
| 4. Durchflußmessung | Δp_{Bl} Wirkdruck an der Blende |
| 5. Bypass | P_{Bl} Druck vor der Blende |
| 6. Filter | t_{Bl} Temperatur an der Blende |
| 7. Schalldämpfer | P_A Druck am Verdichtereintritt |
| 8. Gleichrichter | t_A Temperatur am Verdichtereintritt |
| 9. Teststrecke | φ_A rel. Feuchte am Verdichtereintritt |
| 10. Offener Austritt (Meßebe) | |

Fig. 2 Versuchsanlage (schematisch)

A = Abstandshalter

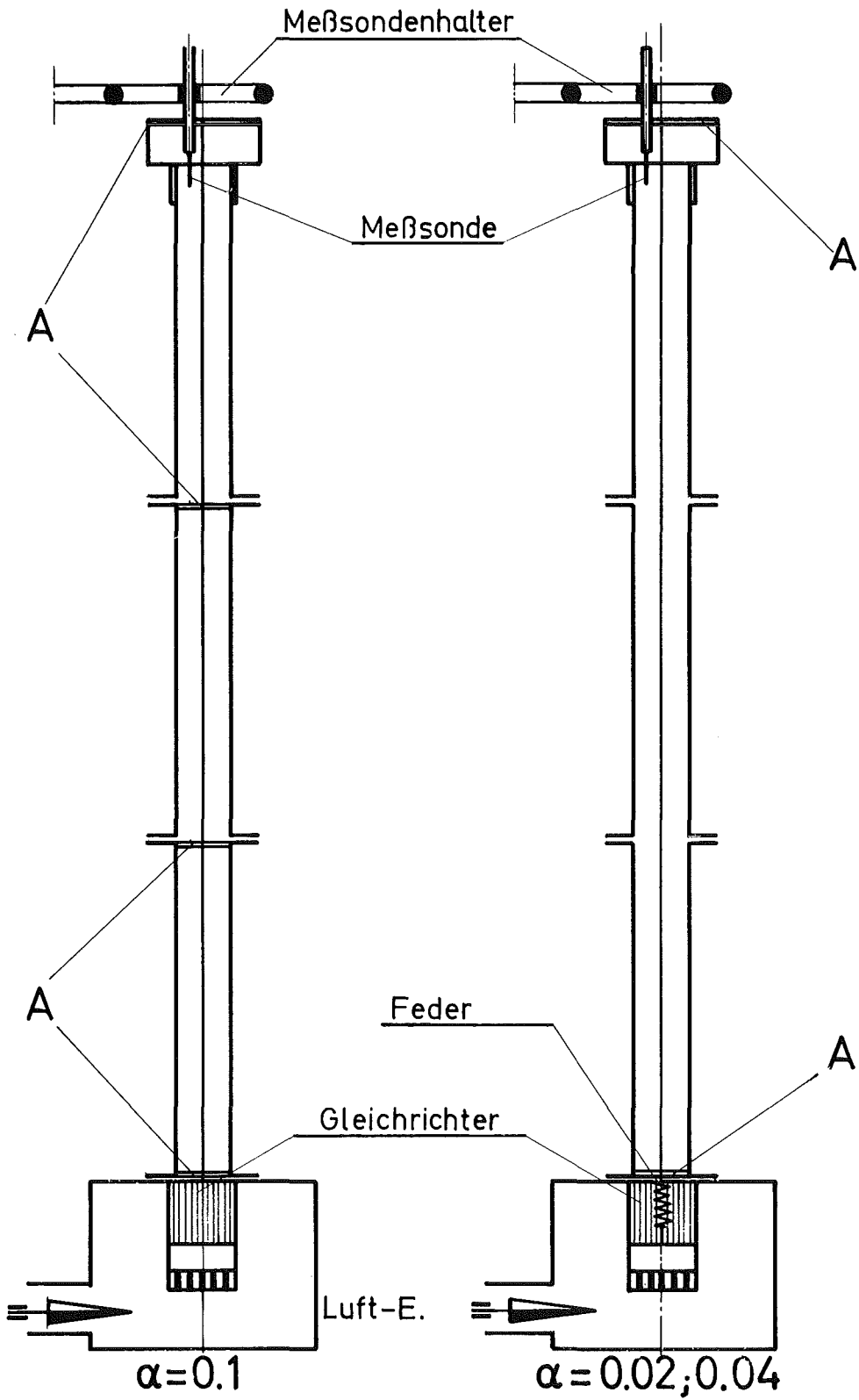


Fig. 3 Teststrecke (schematisch)

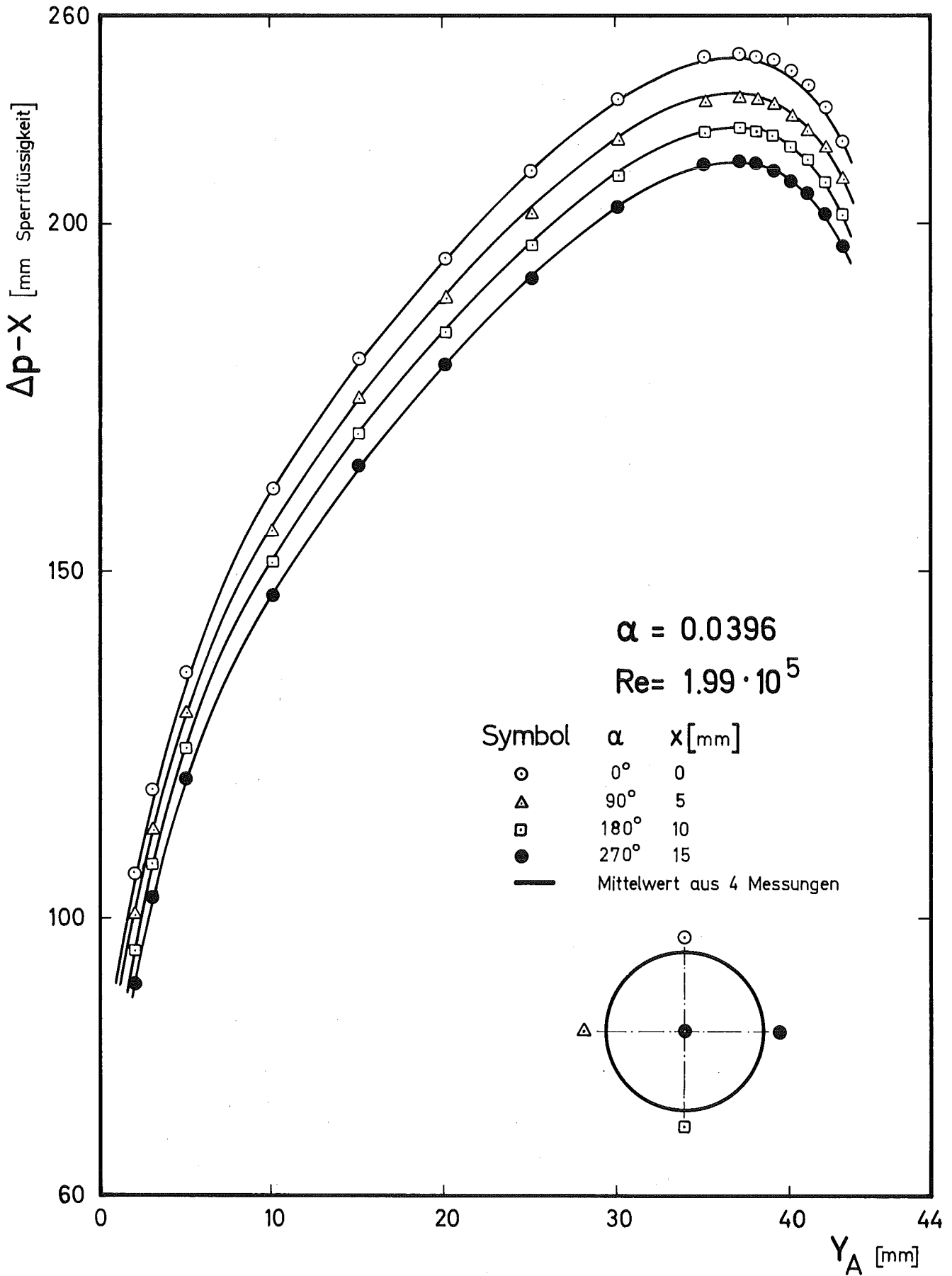


Fig. 4 Symmetrie des Geschwindigkeitsprofils

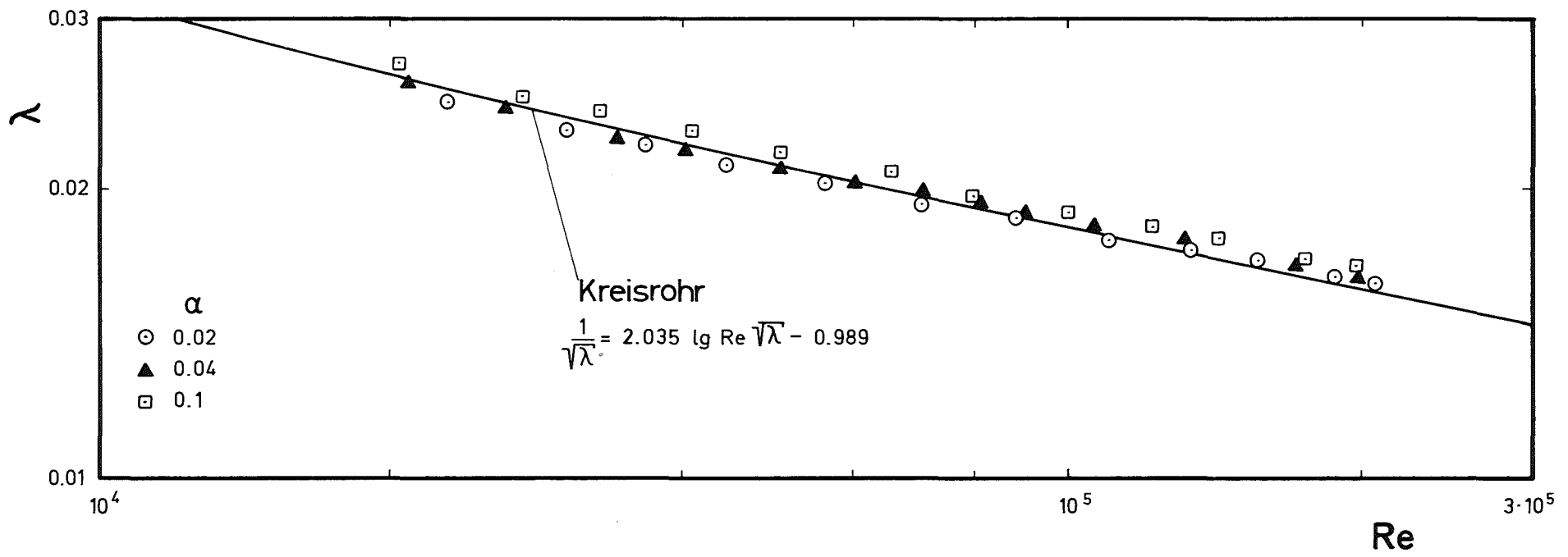


Fig. 5 Gemessene Druckverlustbeiwerte als Funktion der Reynoldszahl

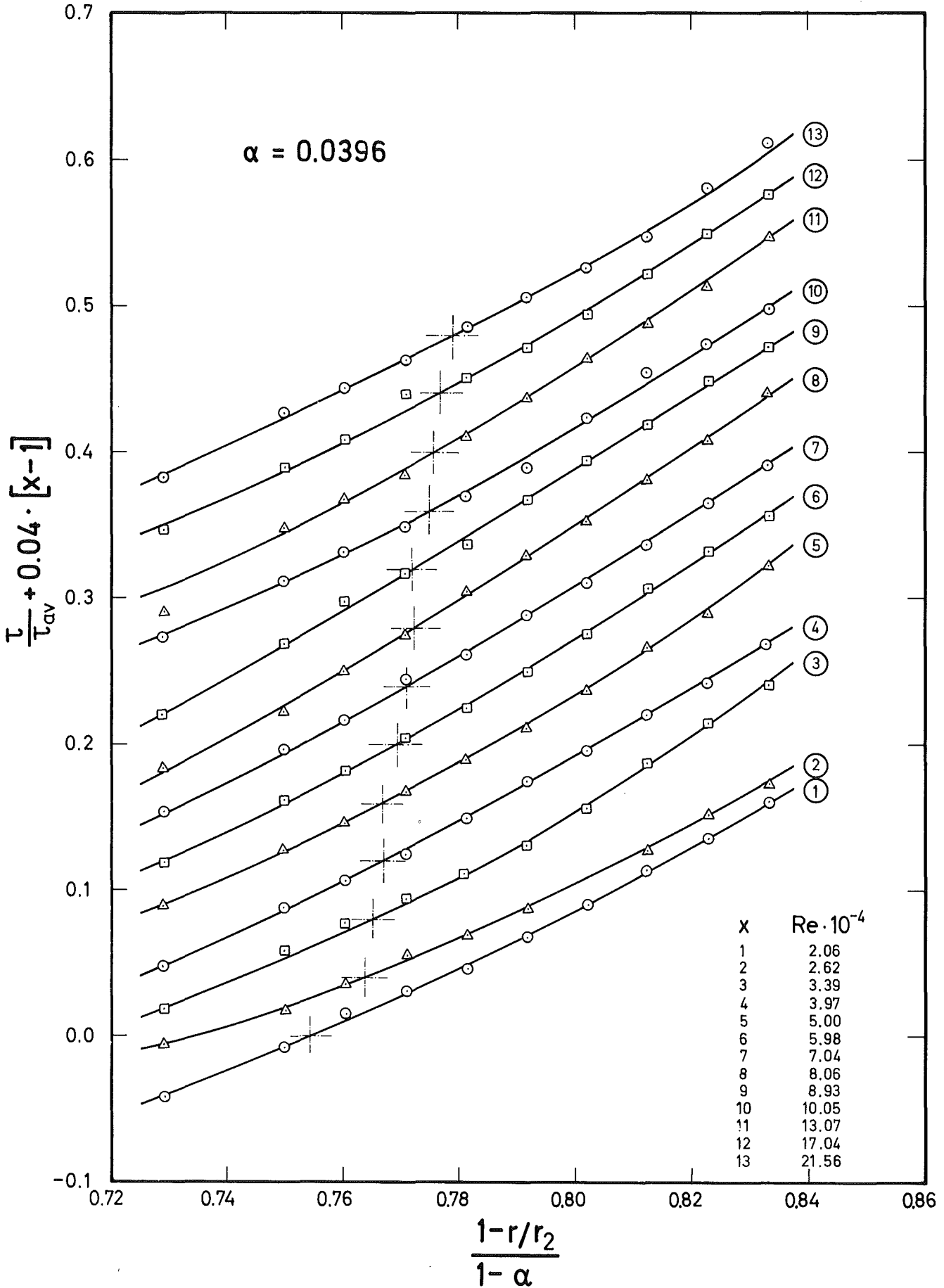


Fig. 6 Schubspannungsverteilung in der Umgebung der Nullschubspannung
(Hitzdraht-Messung)

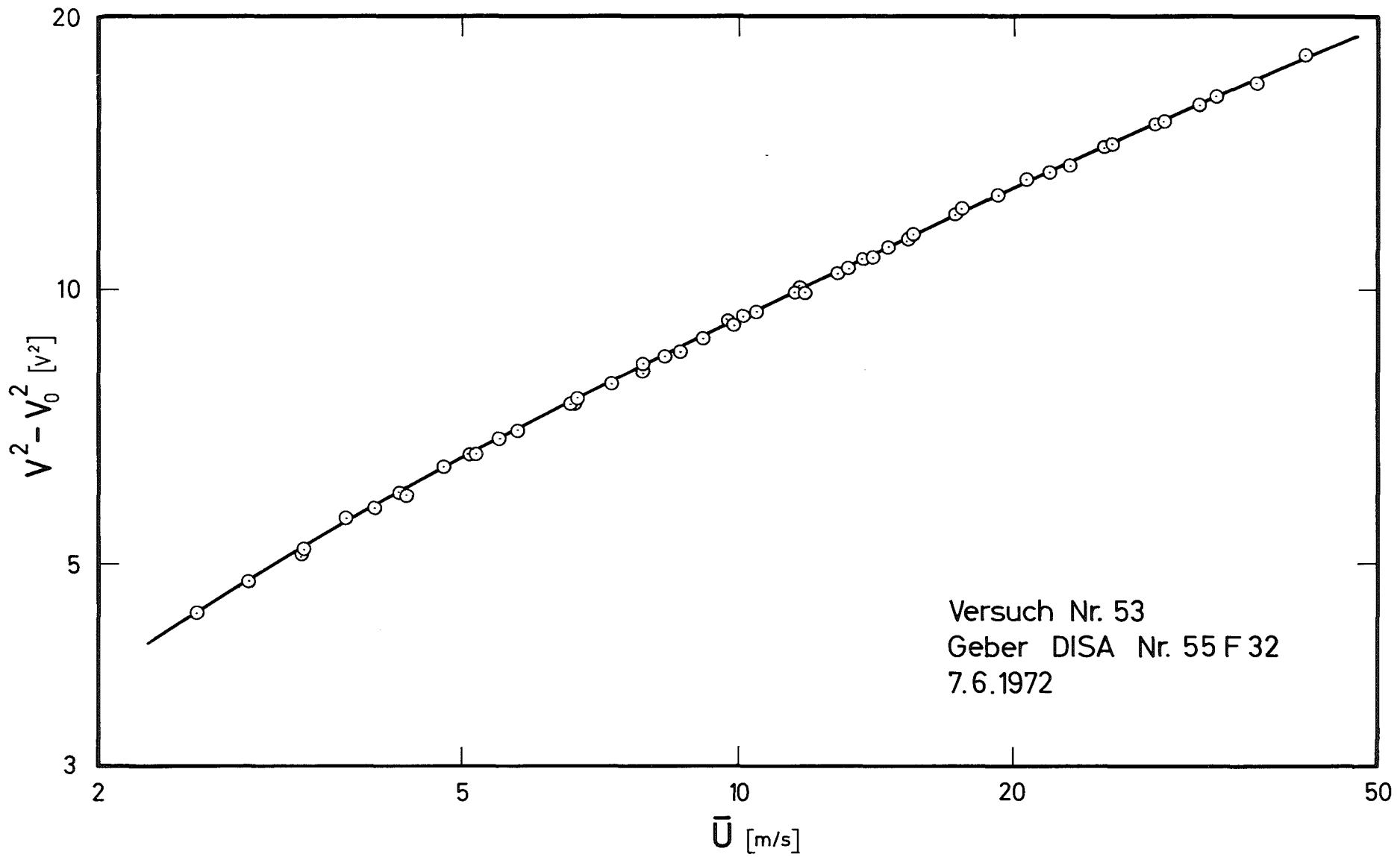


Fig. 7 Eichkurve des Hitzdrahtgebers

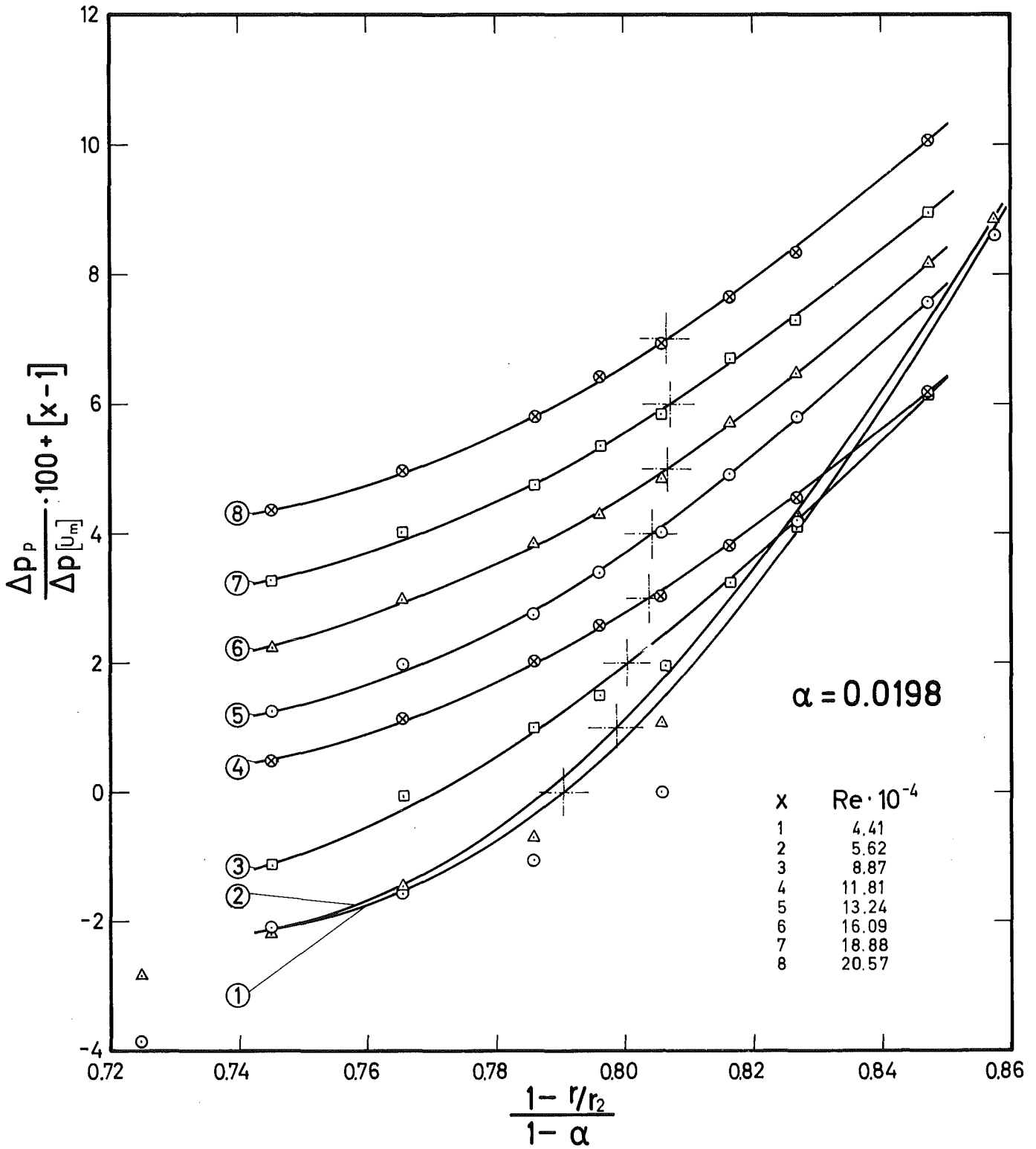


Fig. 8 Geschwindigkeitsgradient in der Umgebung des Geschwindigkeitsmaximums (Doppel-Pitotrohr-Messung)

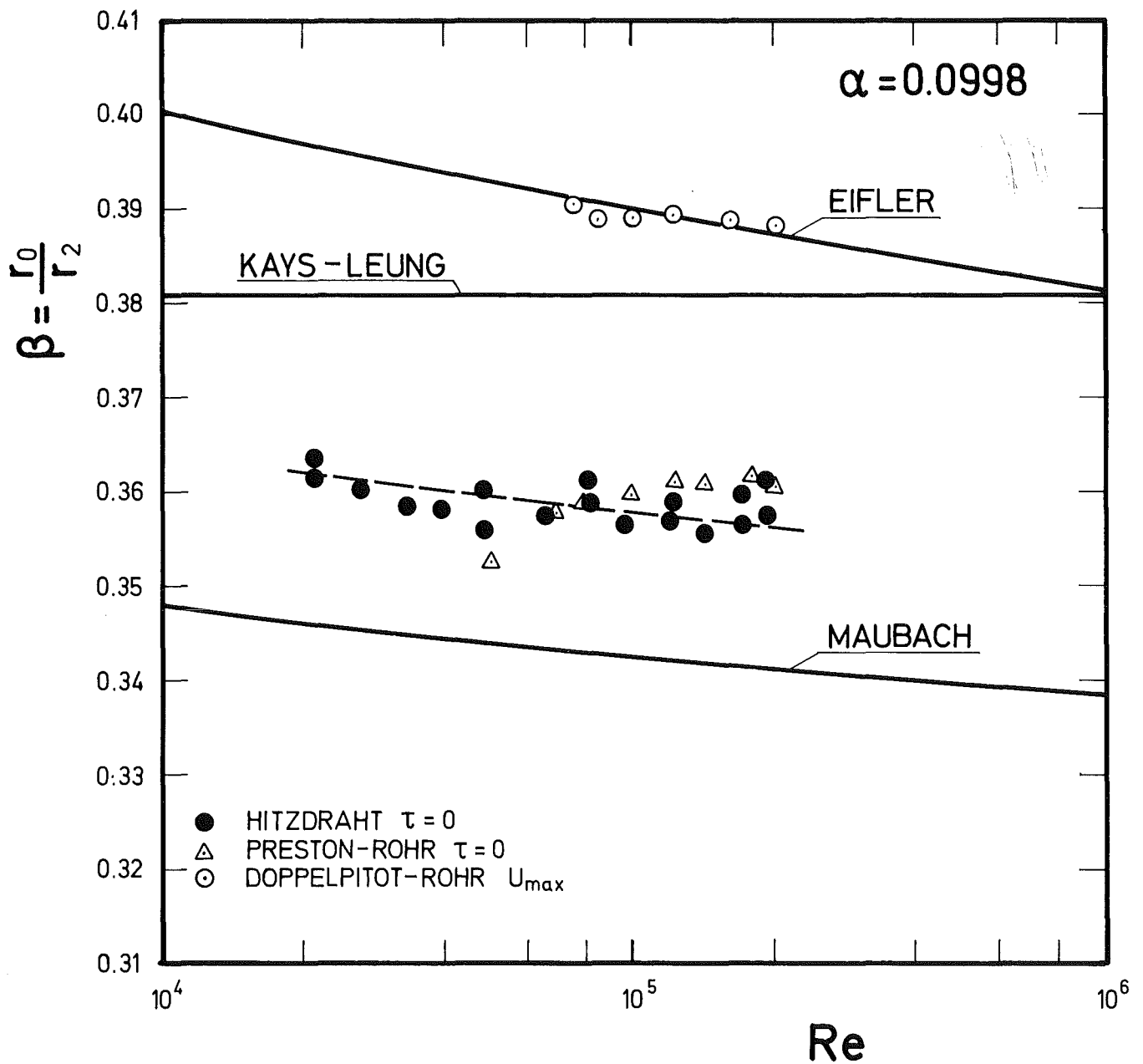


Fig. 9 Positionen der Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Reynoldszahl: $\alpha = 0.0998$

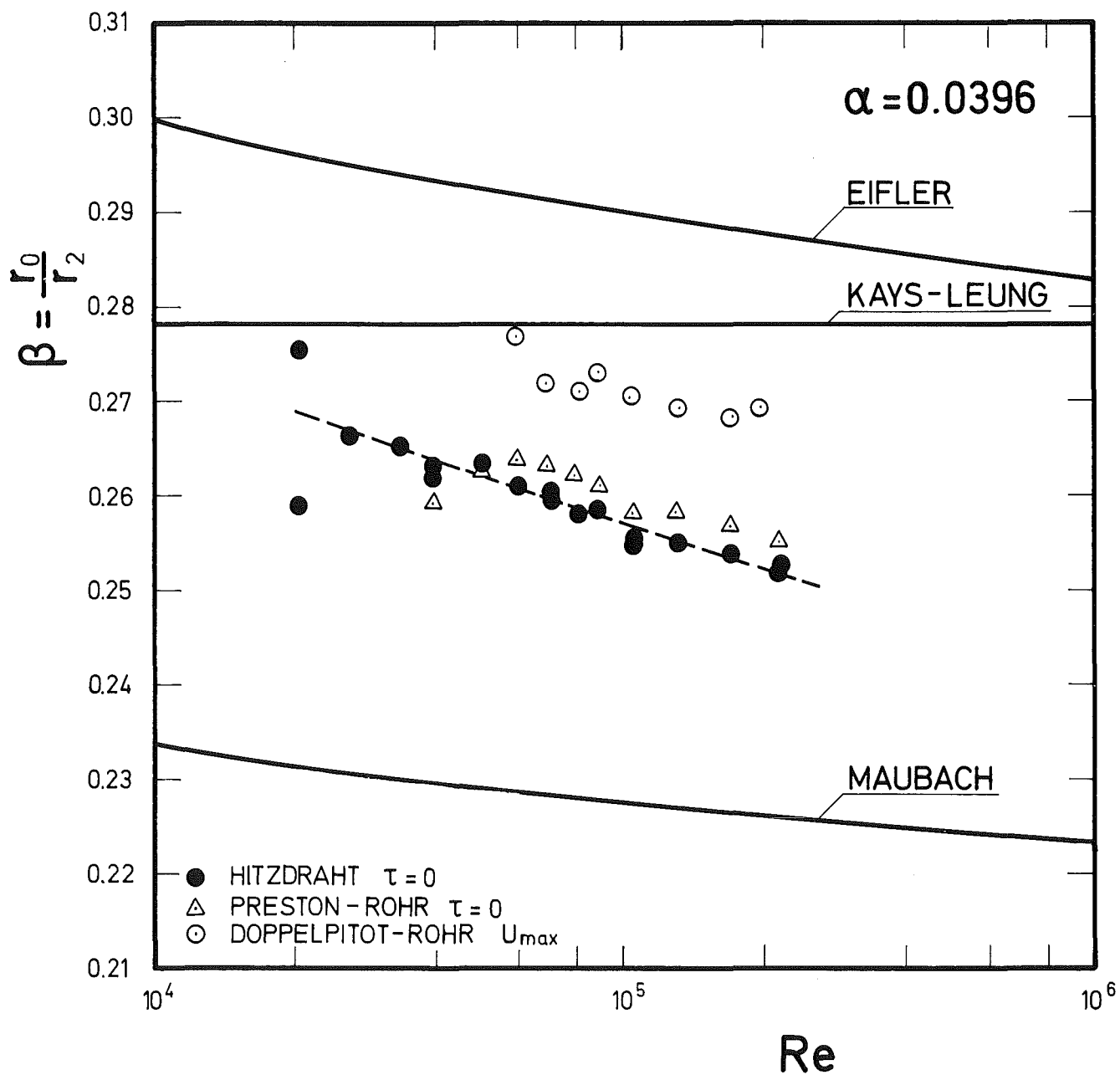


Fig. 10 Positionen der Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Reynoldszahl: $\alpha = 0.0396$

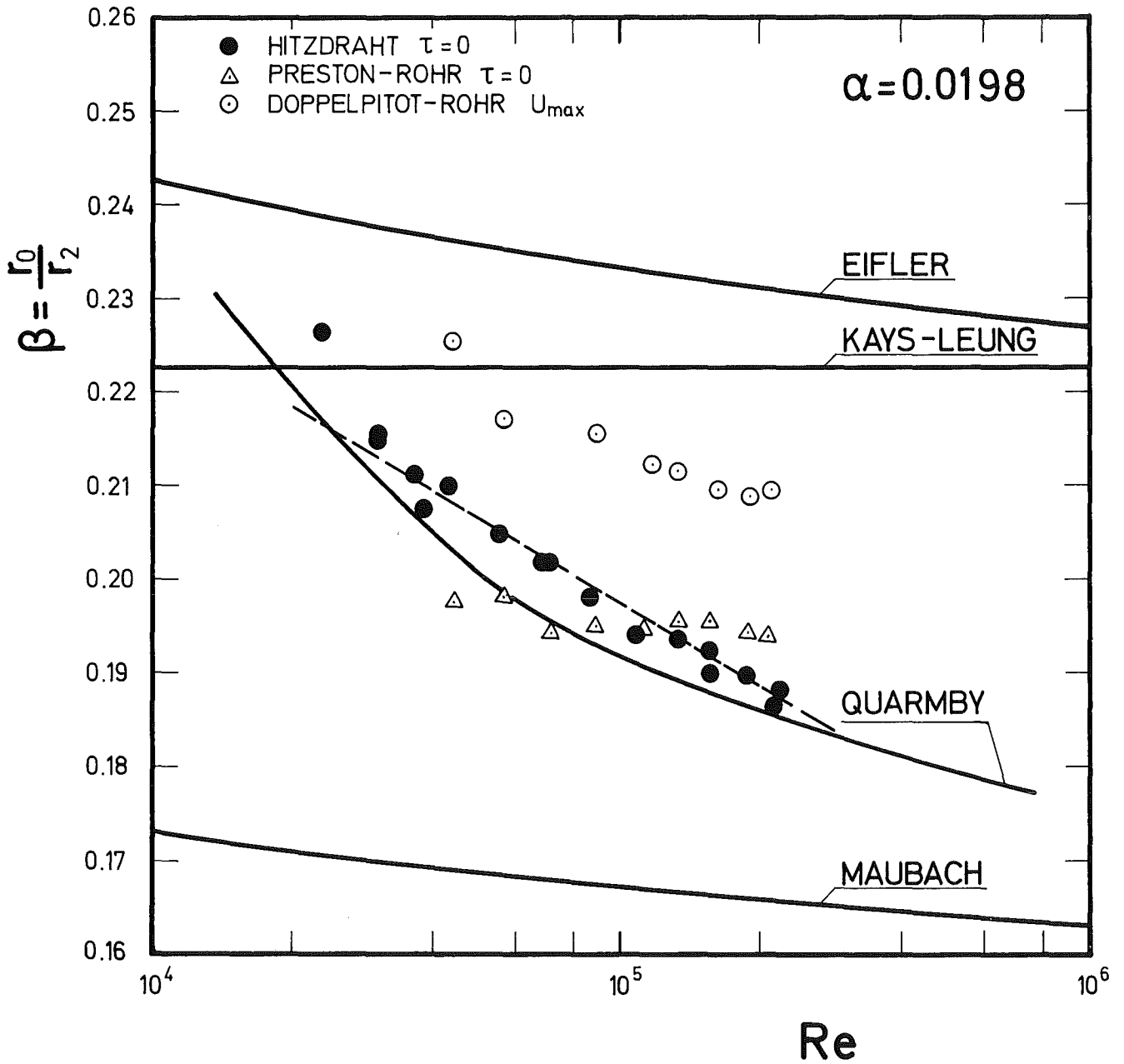


Fig. 11 Positionen der Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Reynoldszahl: $\alpha = 0.0198$

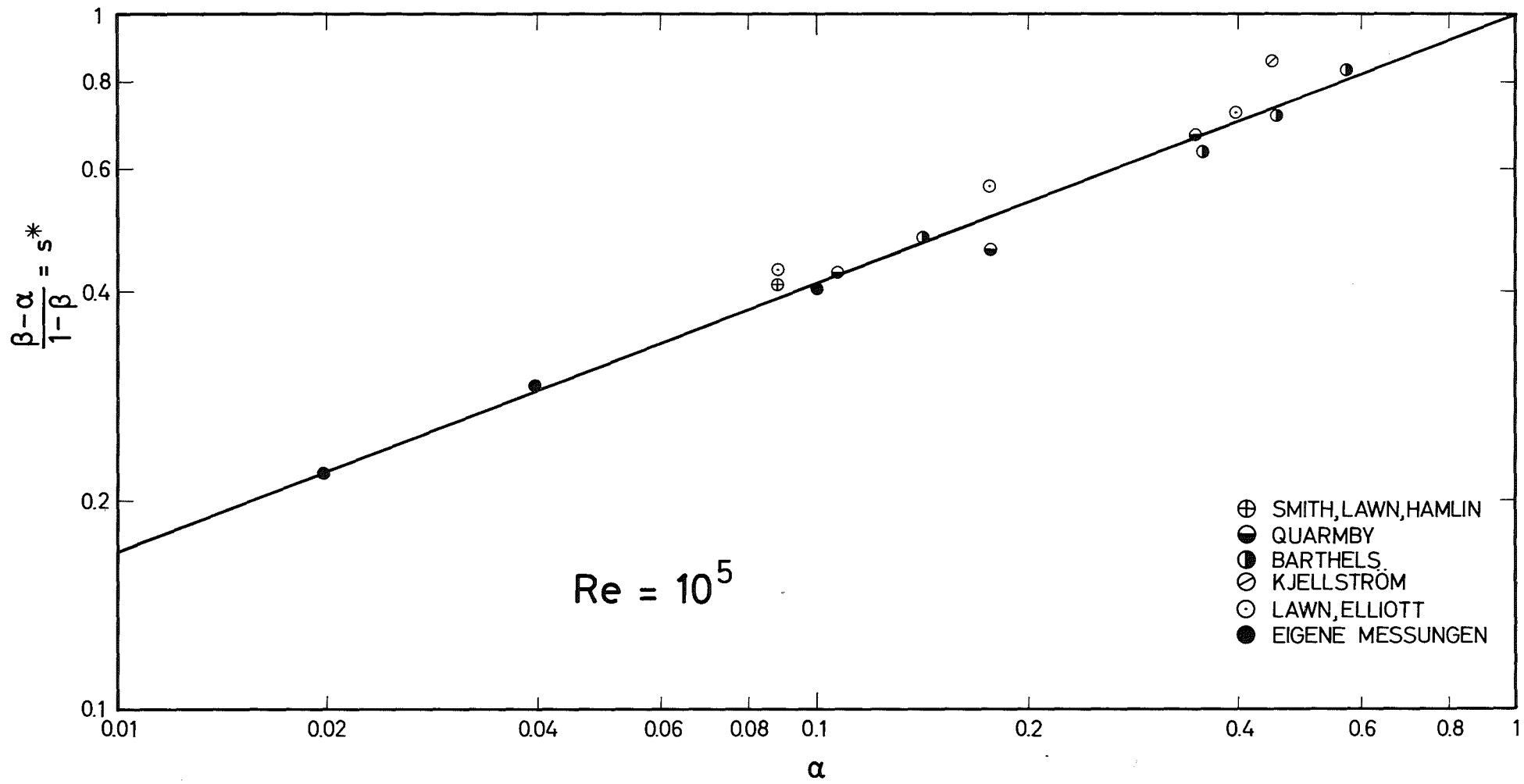


Fig. 12 Position der Nullschubspannung als Funktion des Radienverhältnisses

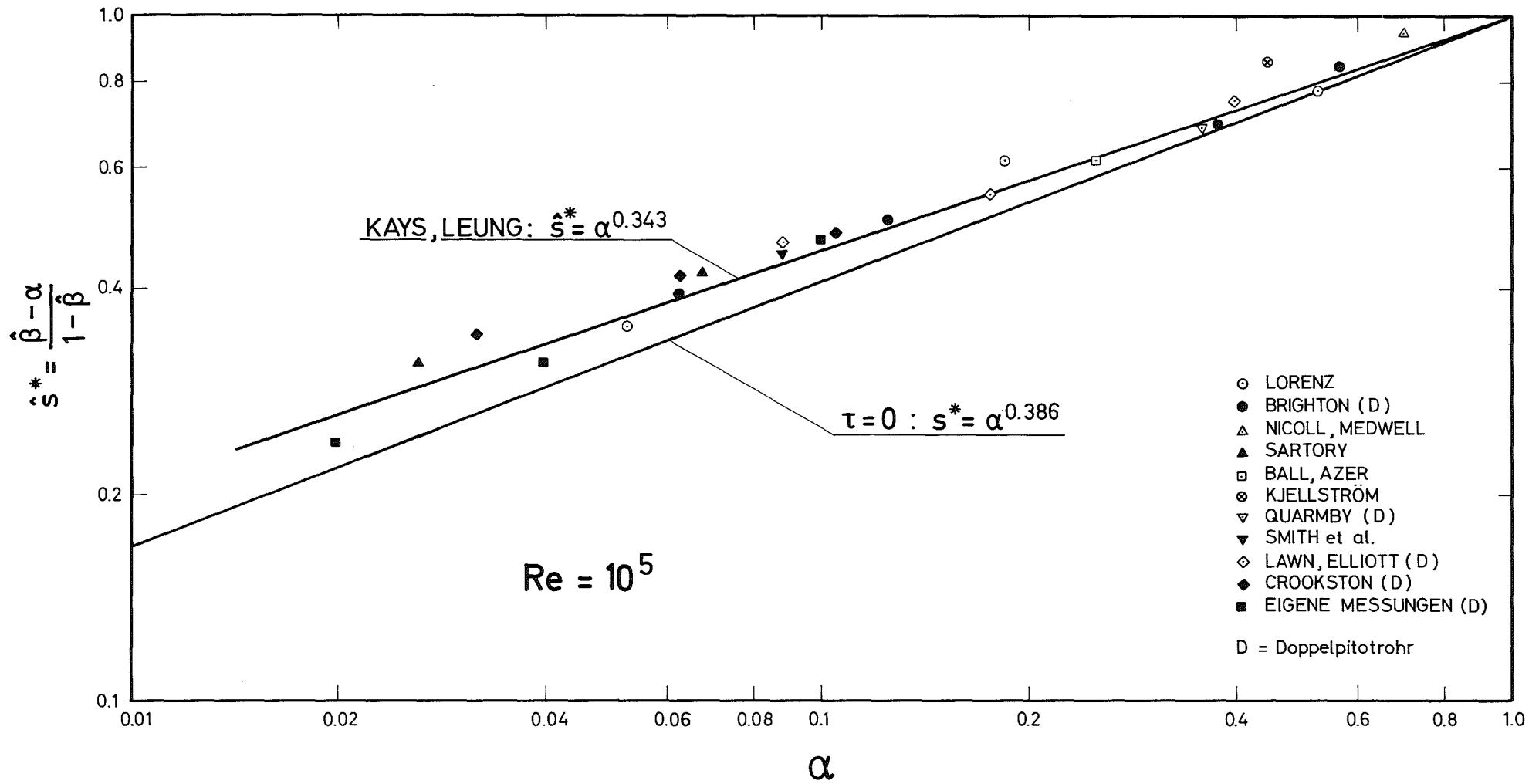


Fig. 13 Position der Maximalgeschwindigkeit als Funktion des Radienverhältnisses

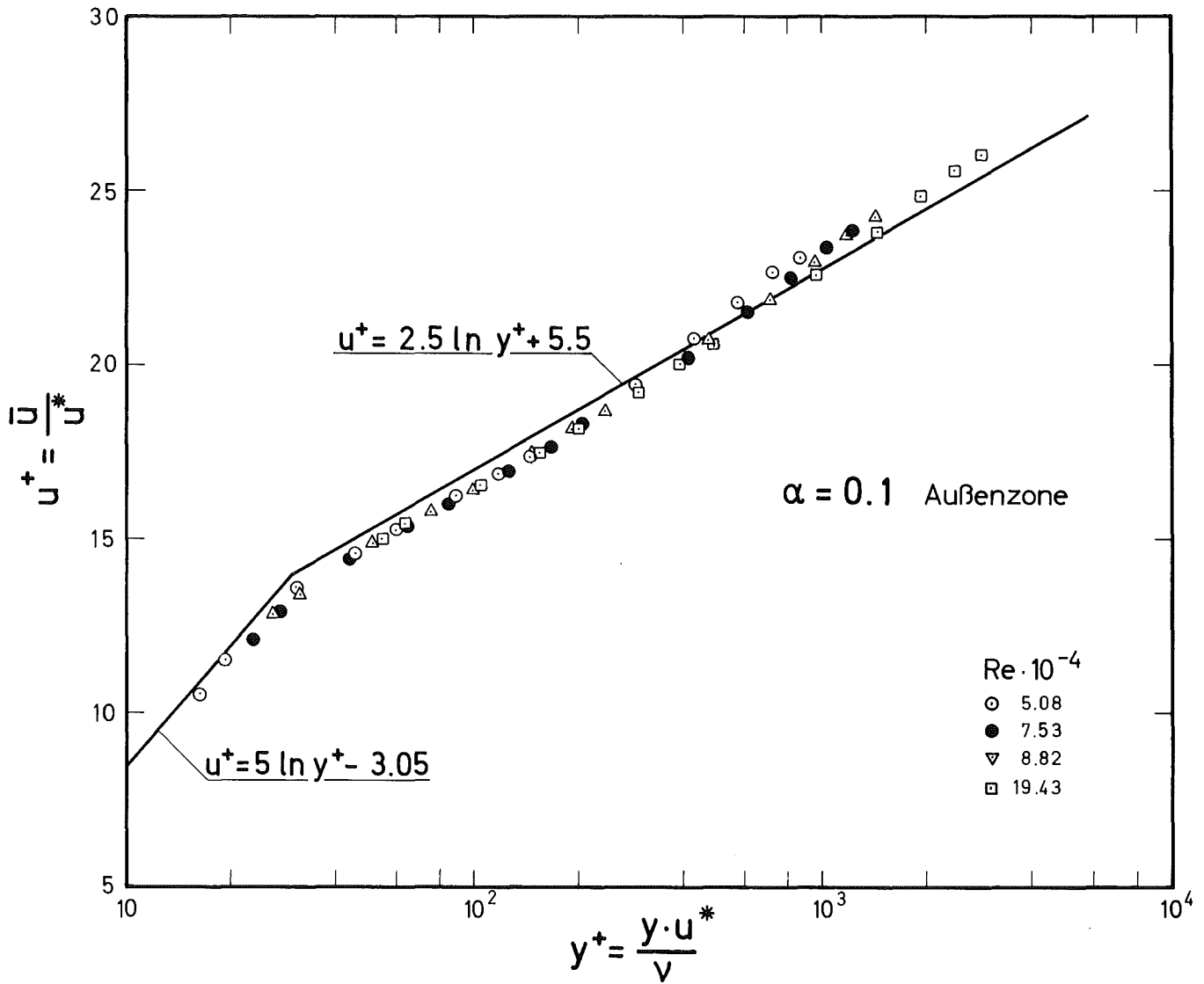


Fig. 14 Geschwindigkeitsprofil in der Außenzone: $\alpha = 0.1$

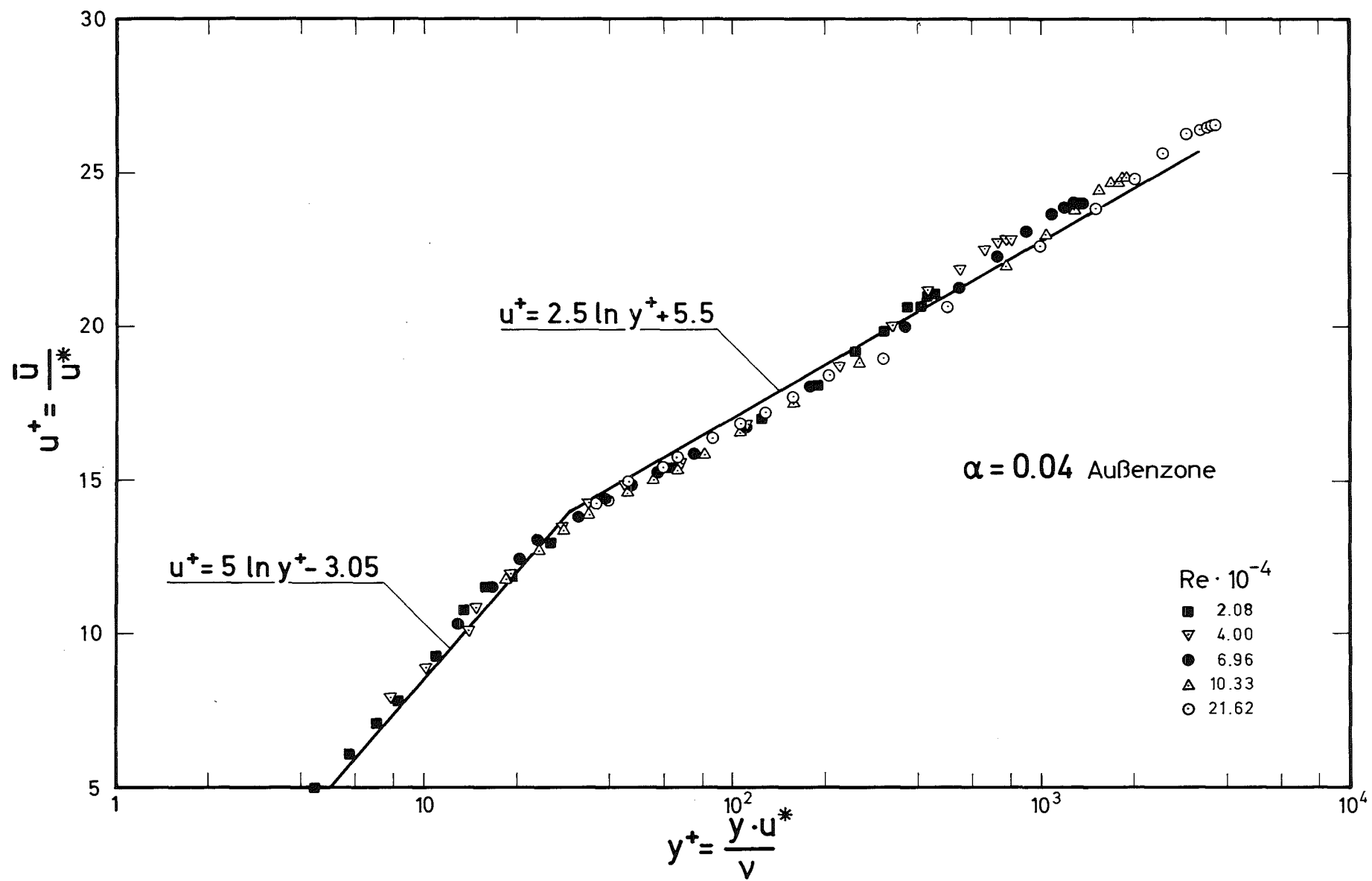


Fig. 15 Geschwindigkeitsprofil in der Außenzone: $\alpha = 0.04$

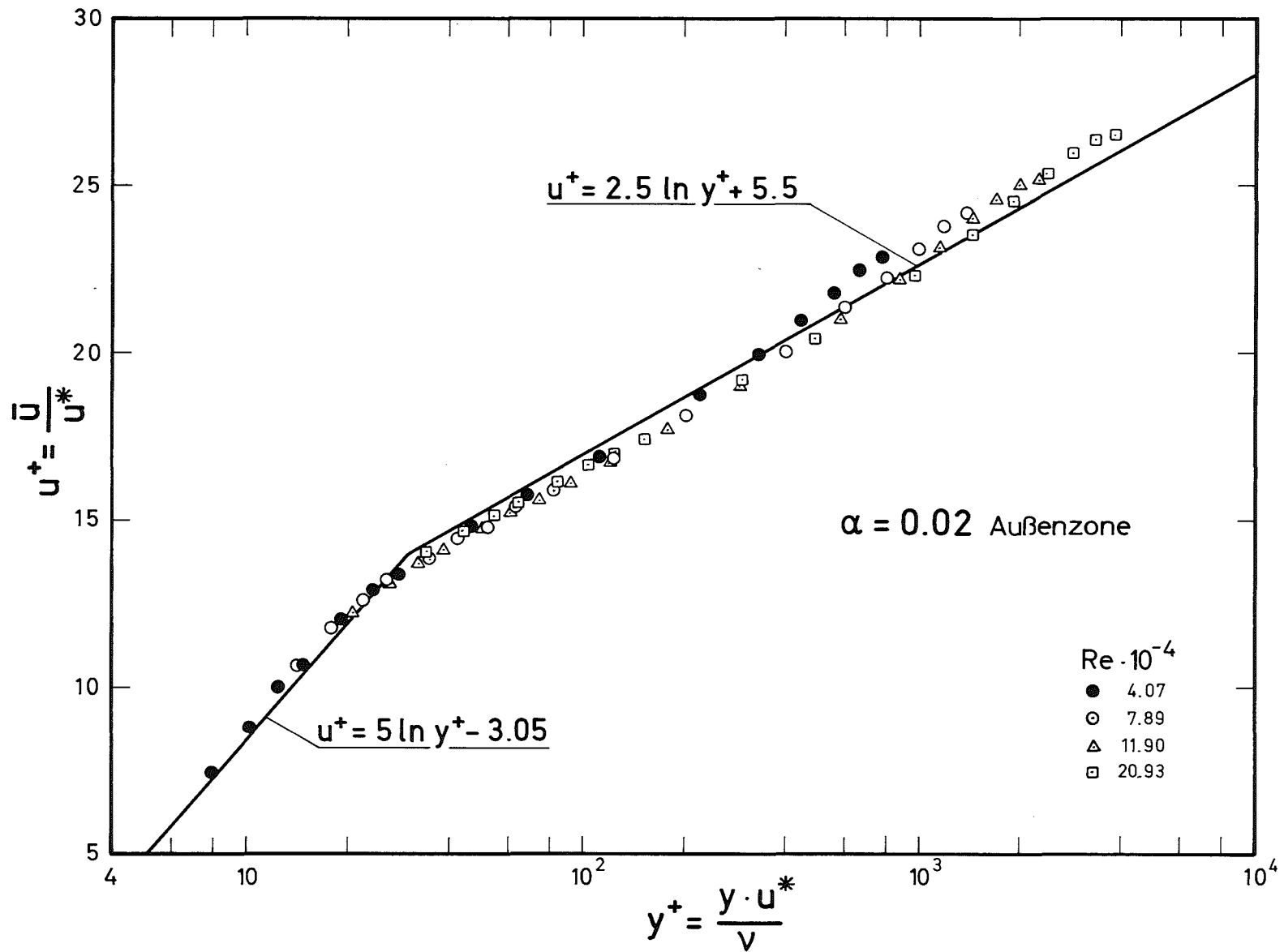


Fig. 16 Geschwindigkeitsprofil in der Außenzone: $\alpha = 0.02$

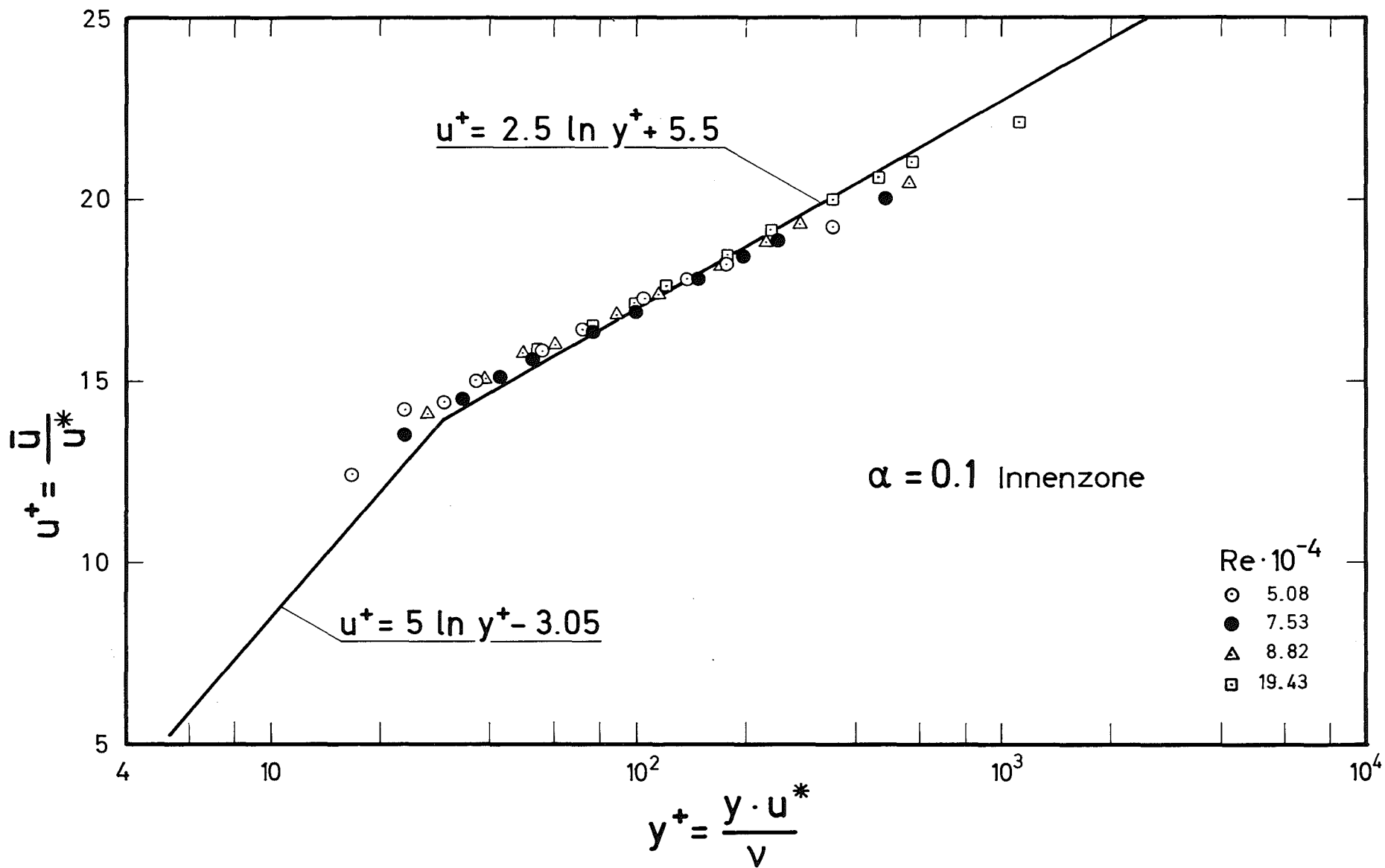


Fig. 17 Geschwindigkeitsprofil in der Innenzone: $\alpha = 0.1$

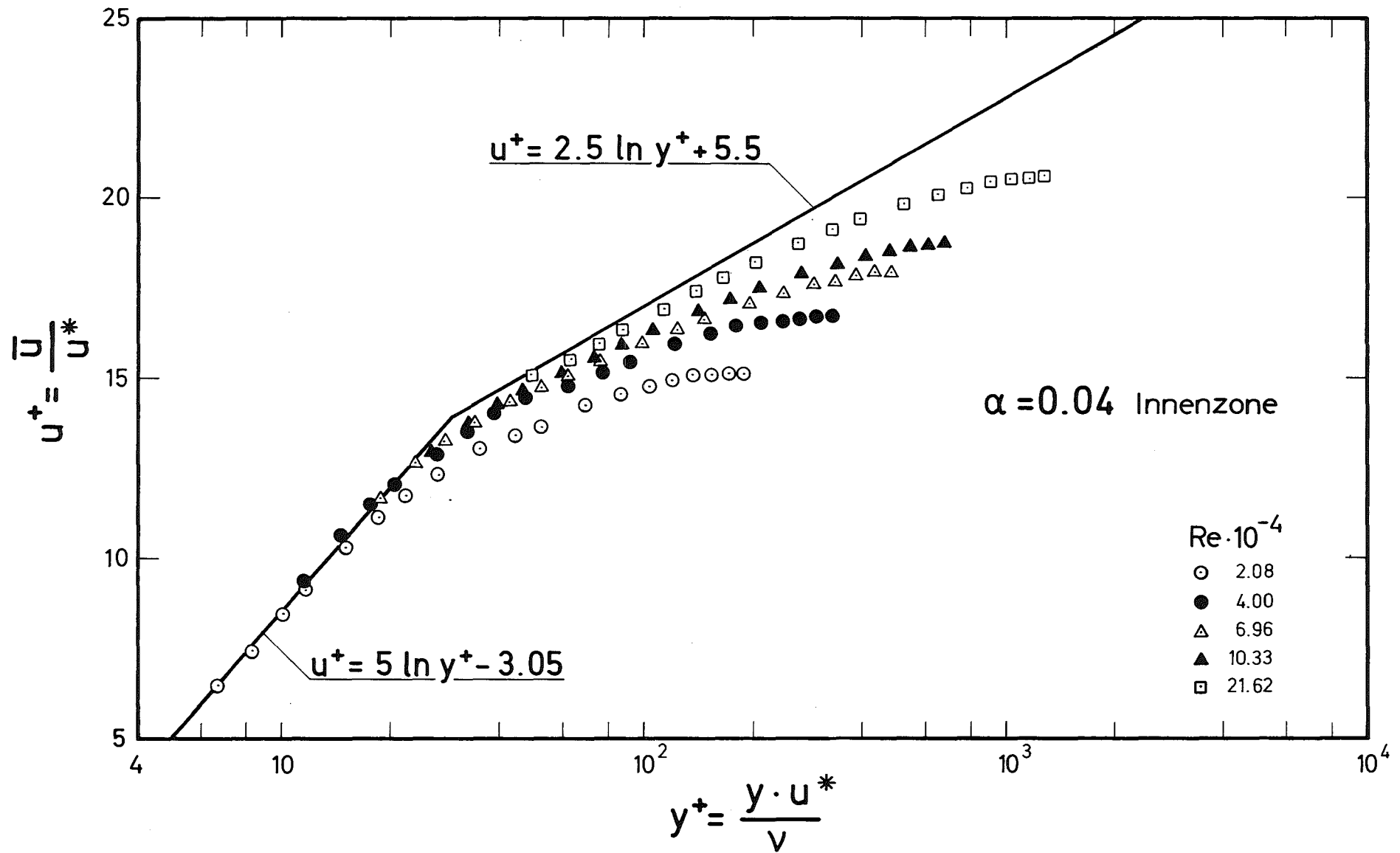


Fig. 18 Geschwindigkeitsprofil in der Innenzone: $\alpha = 0.04$

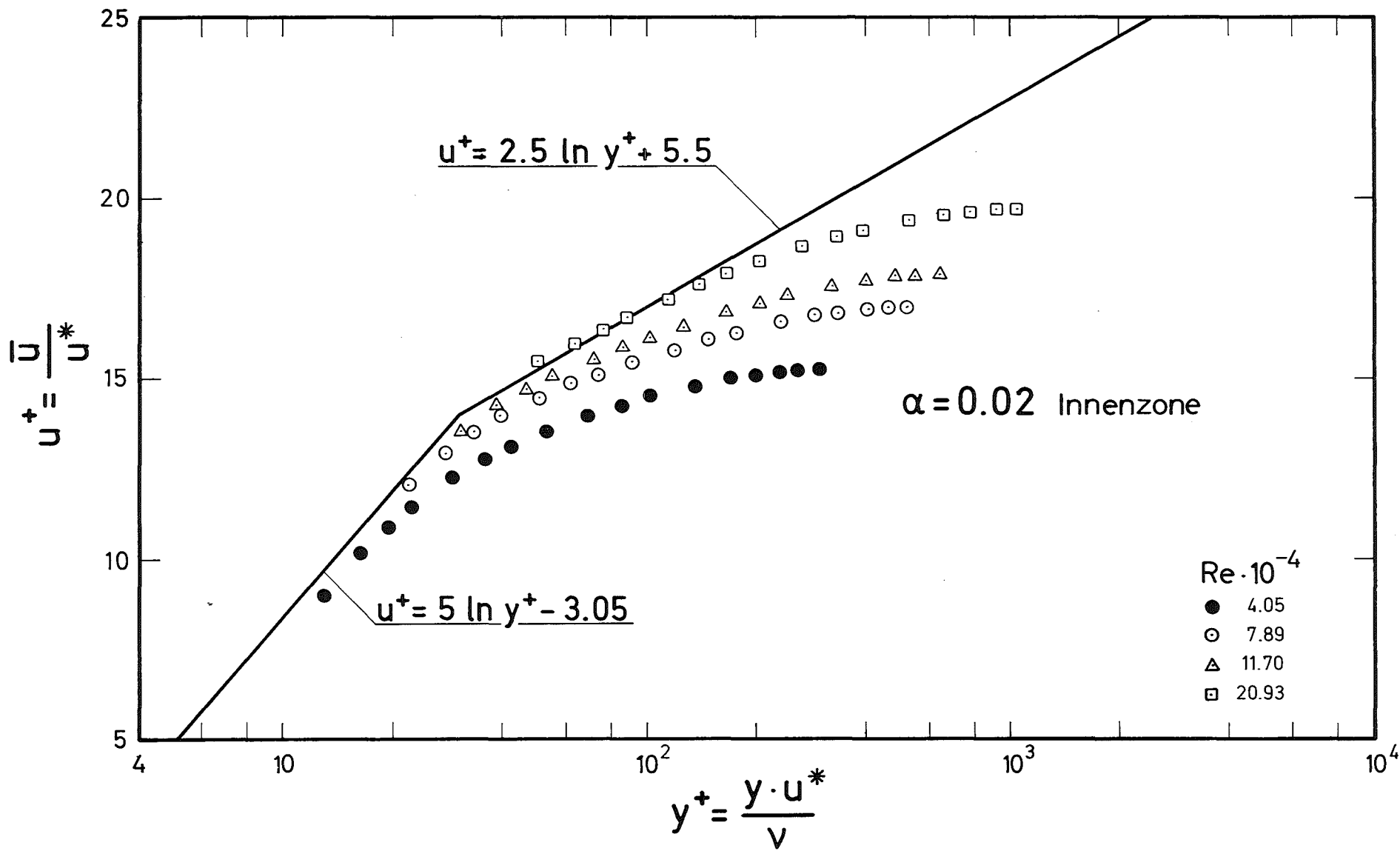


Fig. 19 Geschwindigkeitsprofil in der Innenzone: $\alpha = 0.02$

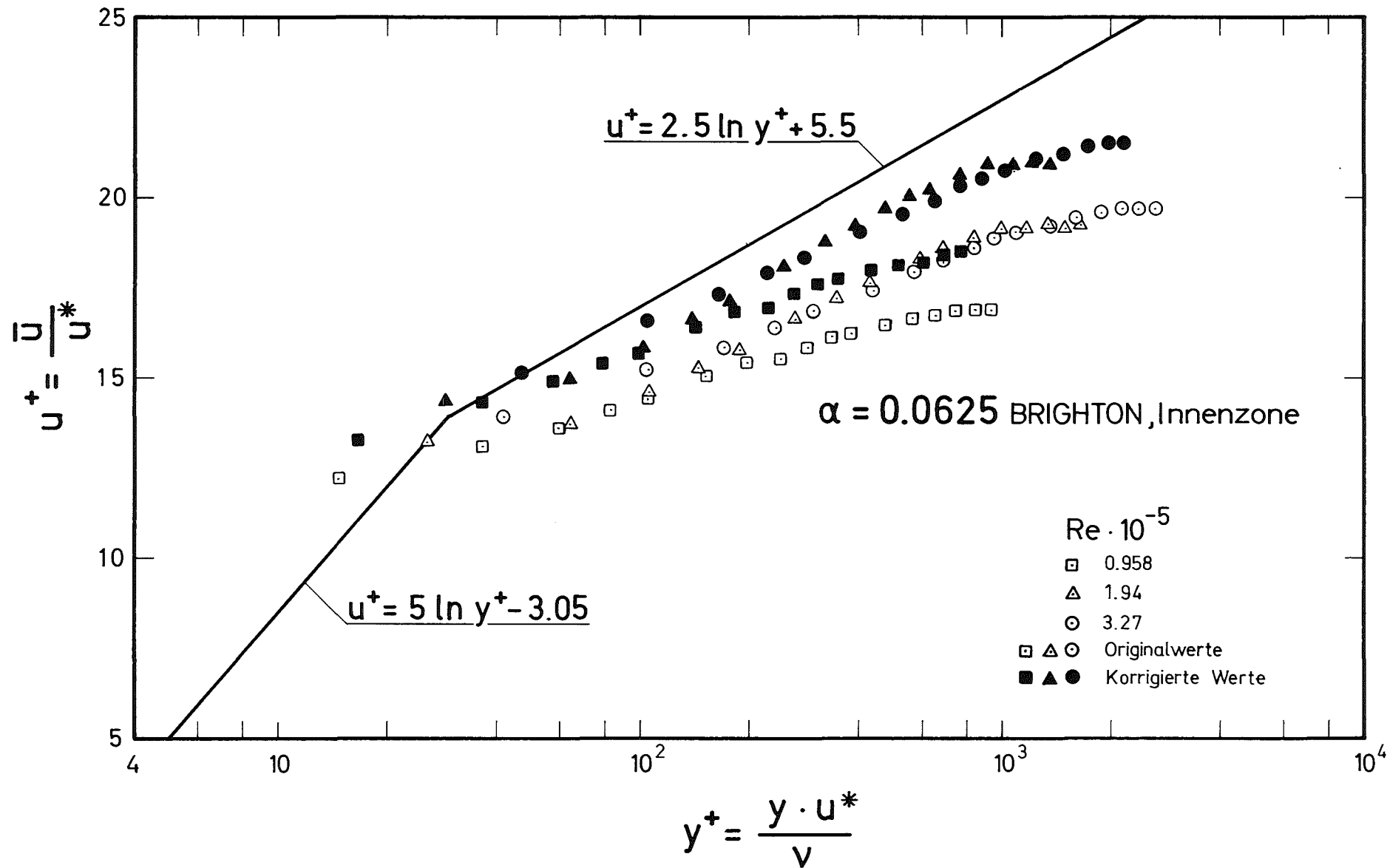


Fig. 20 Meßwerte von Brighton $\alpha = 0.0625$ Innenzone

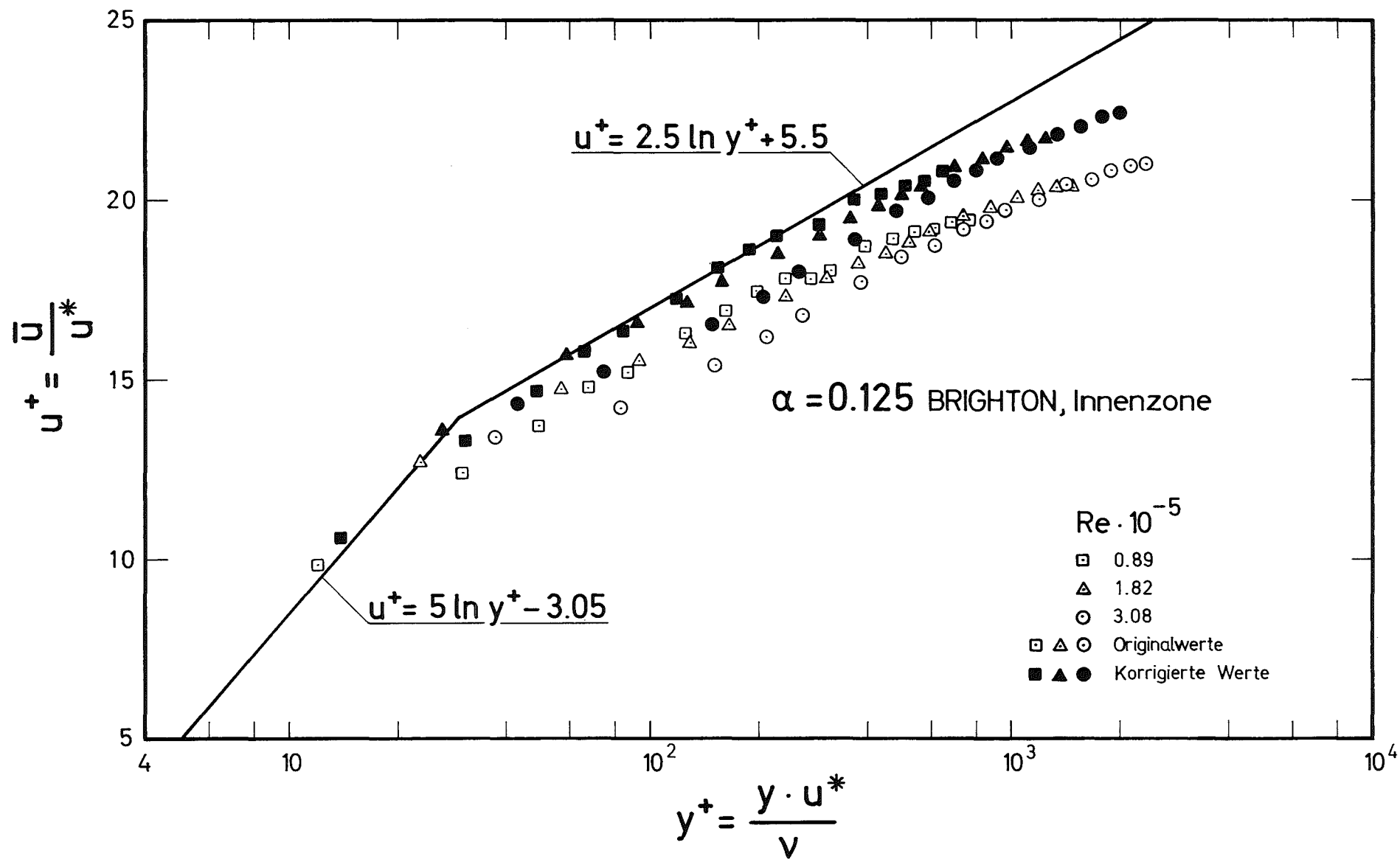


Fig. 21 Meßwerte von Brighton $\alpha = 0.125$ Innenzone

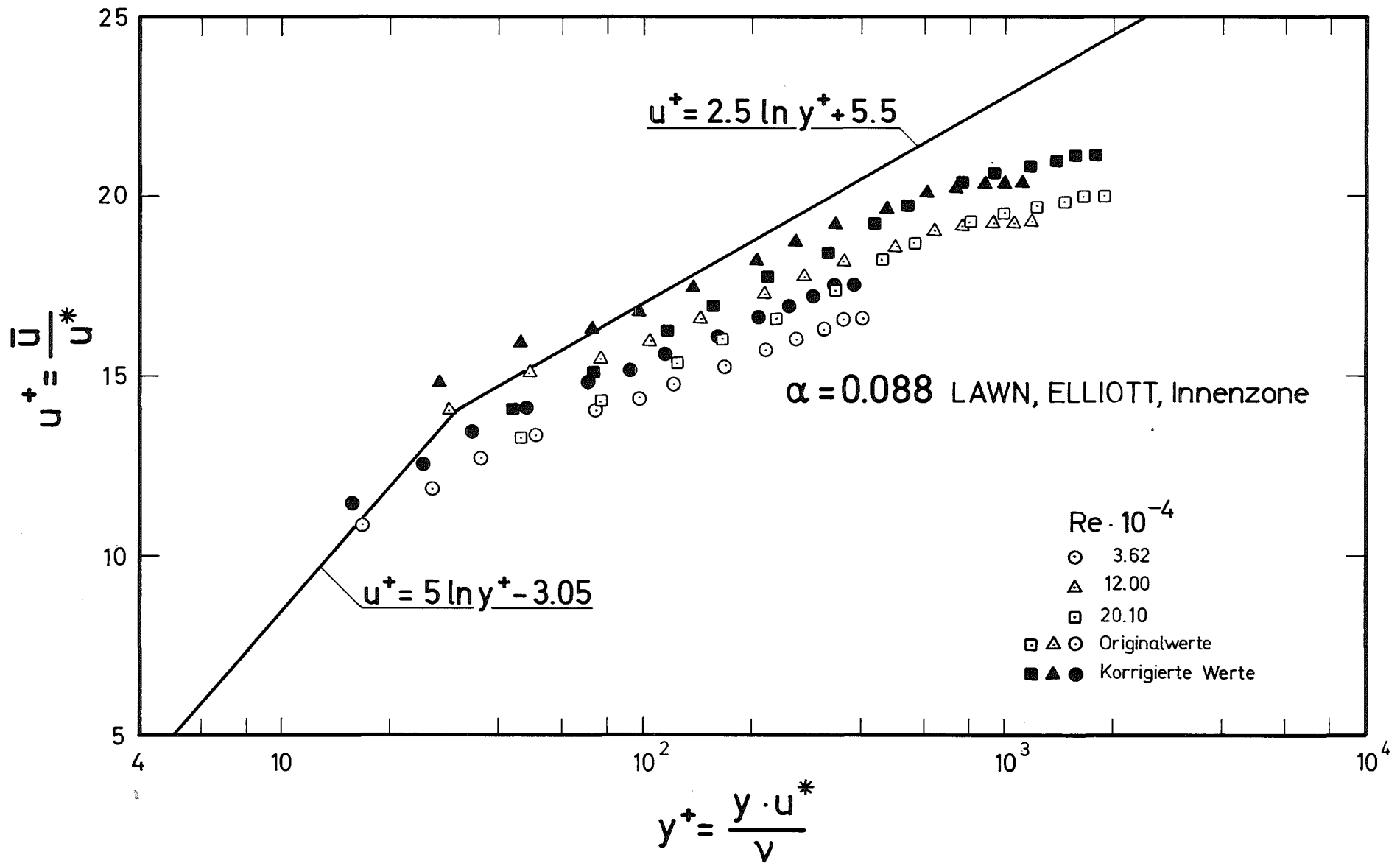


Fig. 22 Meßwerte von Lawn und Elliott $\alpha = 0.088$ Innenzone

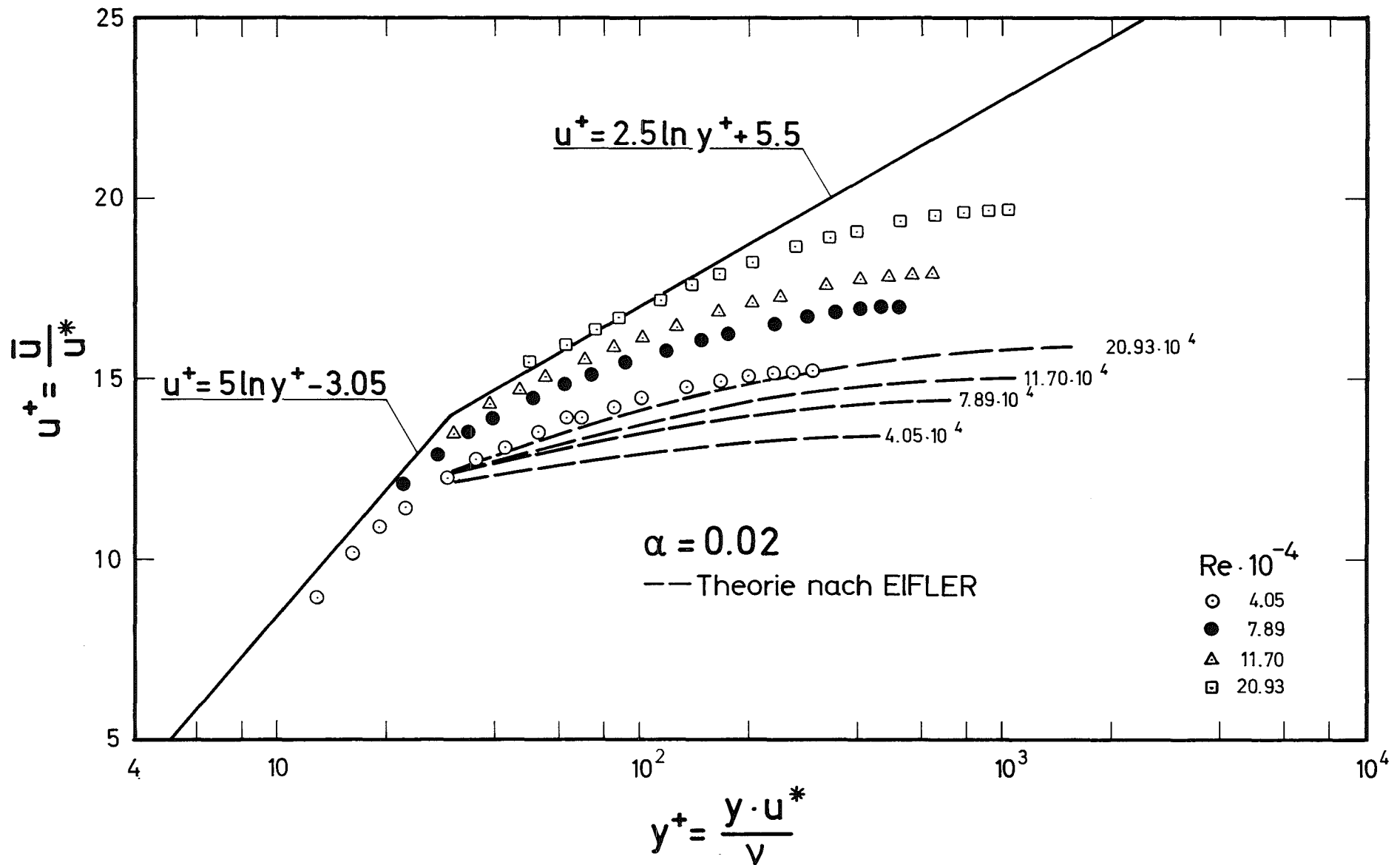


Fig. 23 Vergleich mit der Theorie nach Eifler

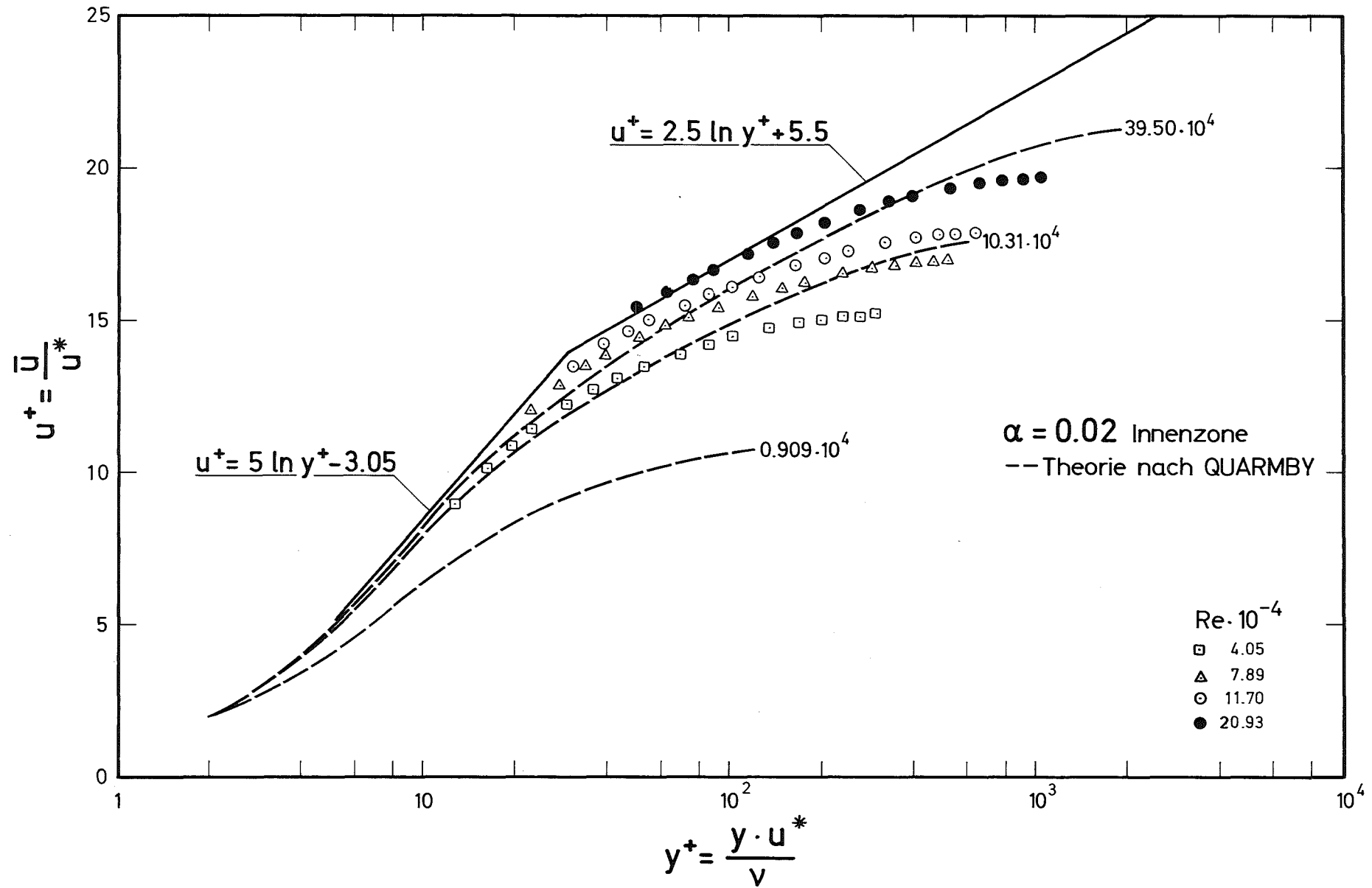


Fig. 24 Vergleich mit der Theorie nach Quarmby

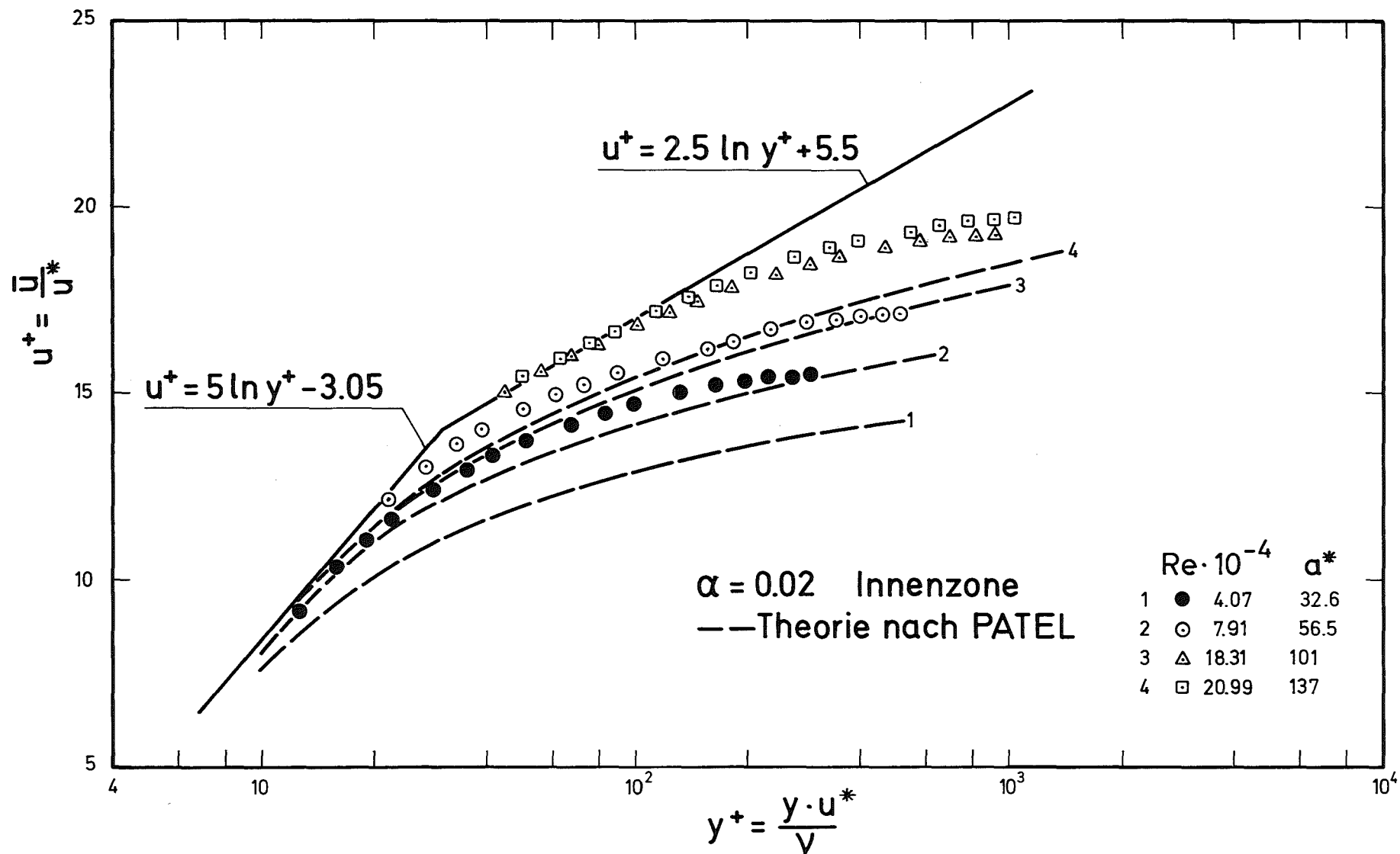


Fig. 25 Vergleich mit der Theorie nach Patel

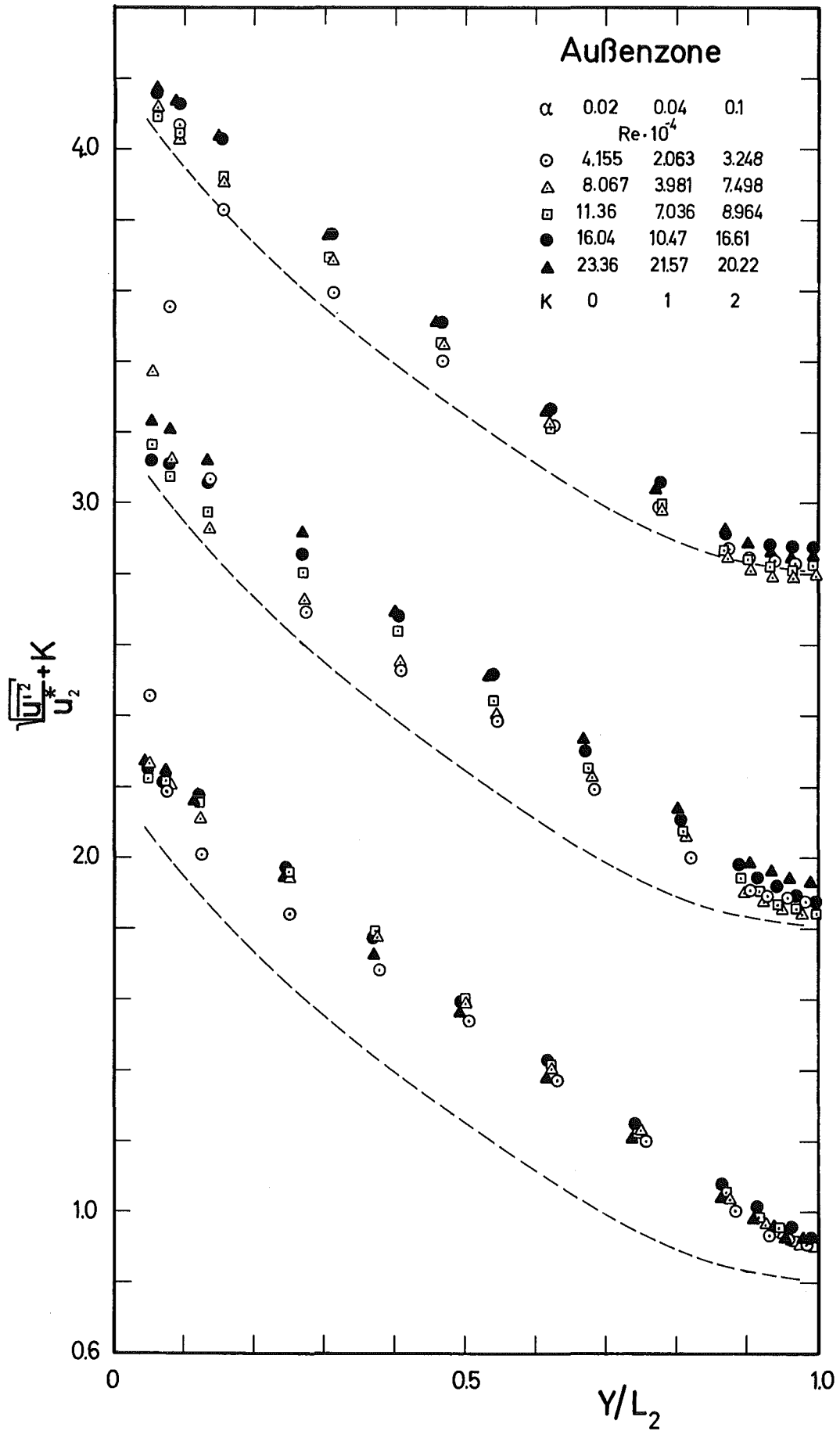


Fig. 26 Axiale Turbulenzintensität in der Außenzone

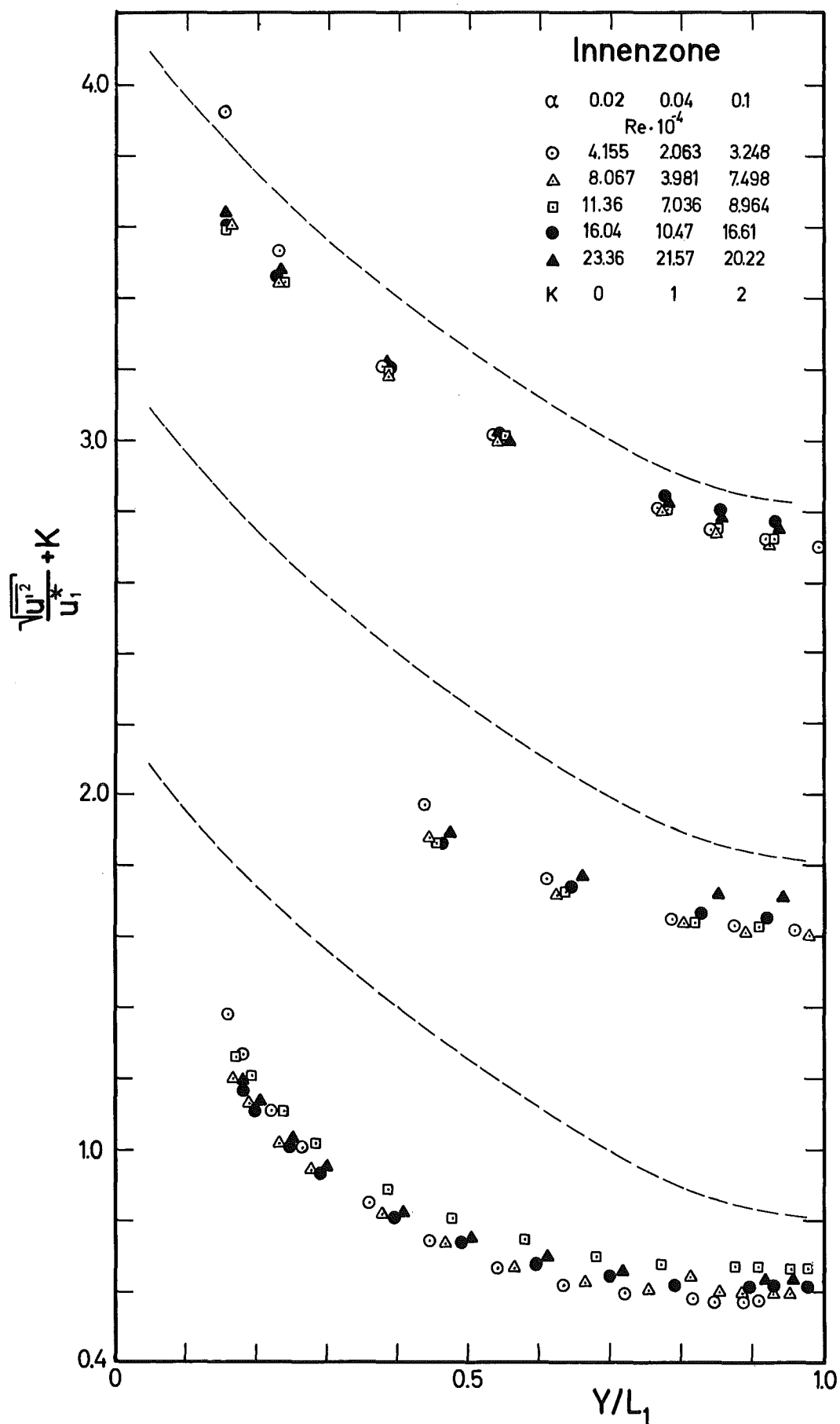


Fig. 27 Axiale Turbulenzintensität in der Innenzone

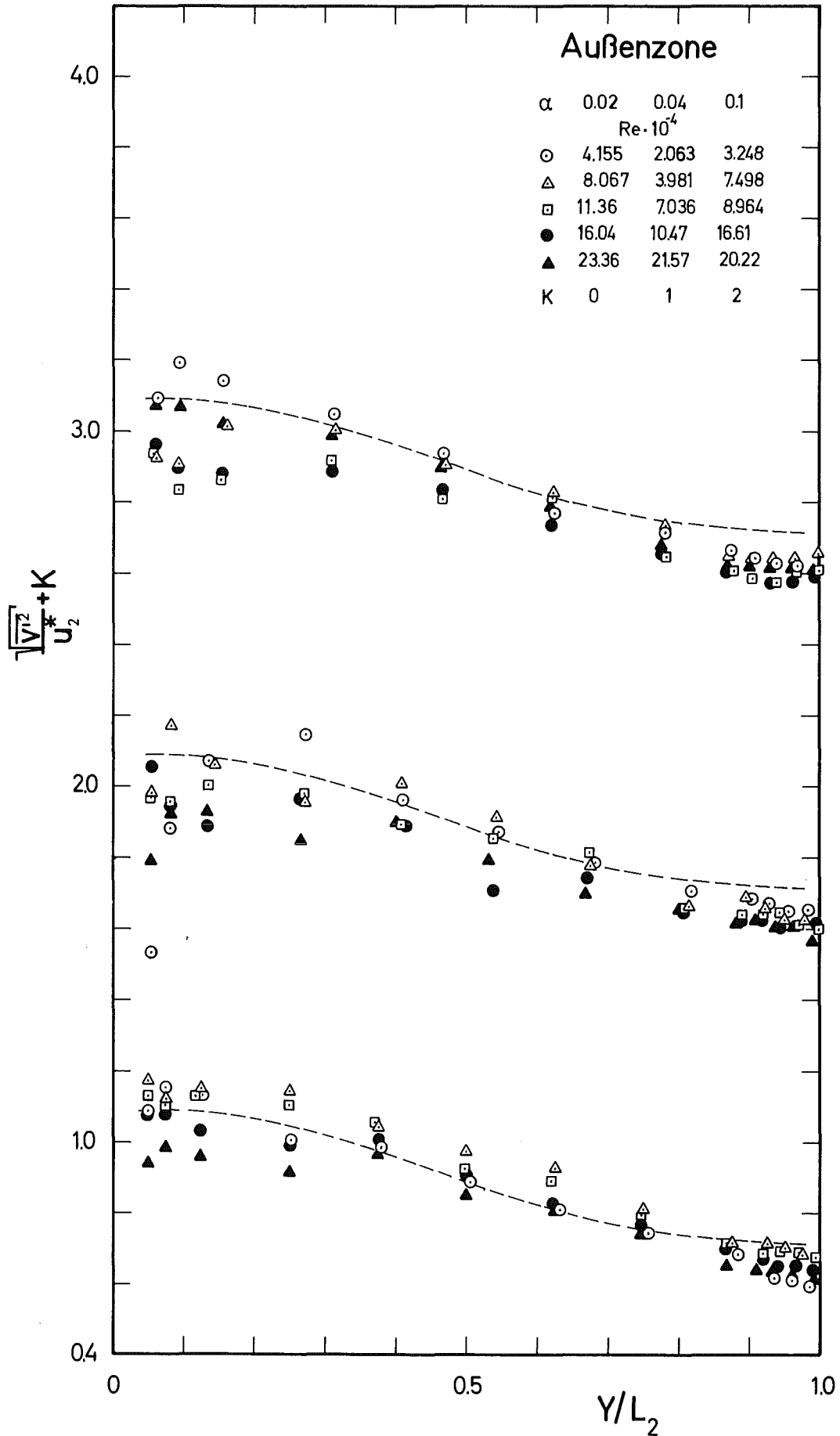


Fig. 28 Radiale Turbulenzintensität in der Außenzone

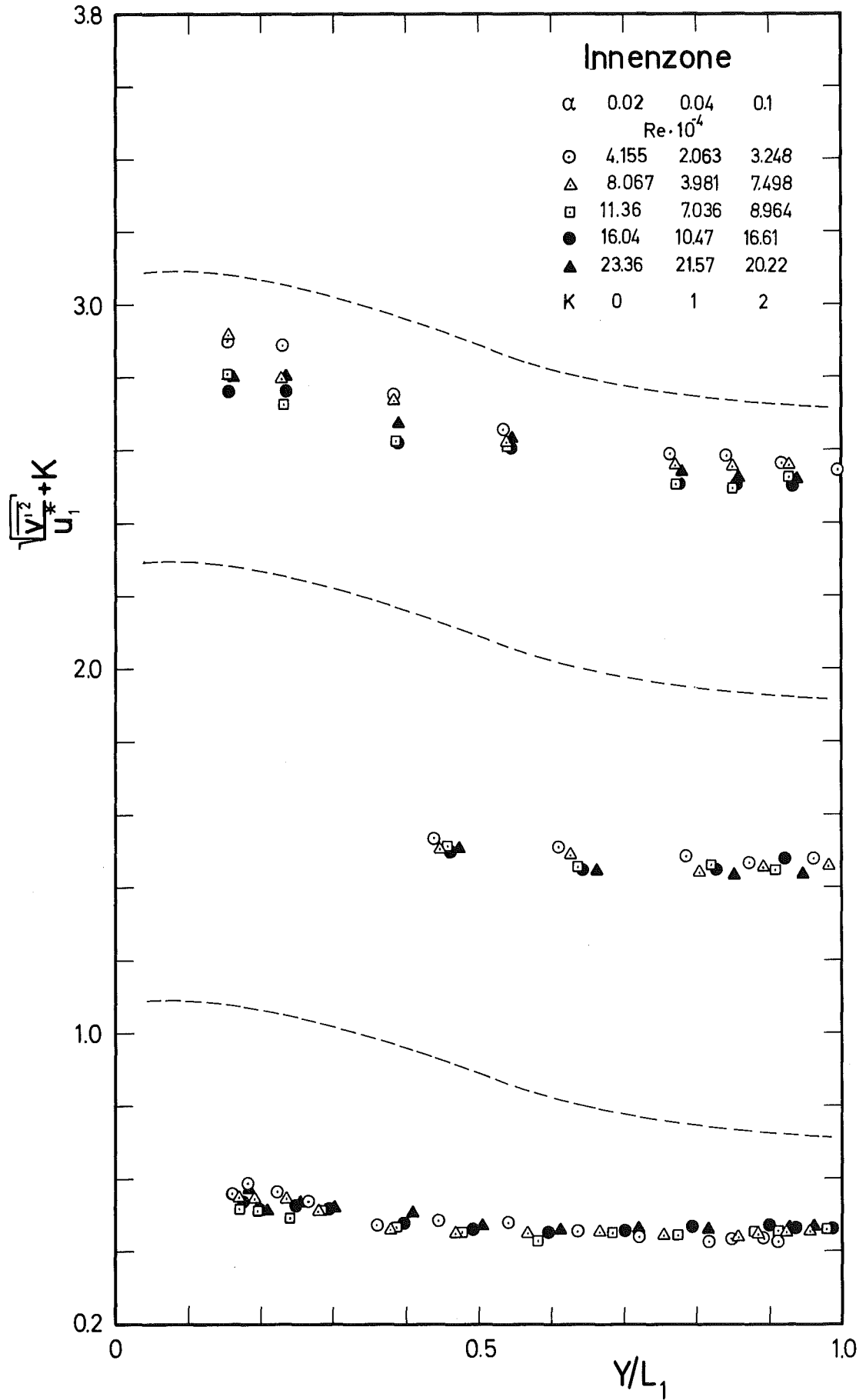


Fig. 29 Radiale Turbulenzintensität in der Innenzone

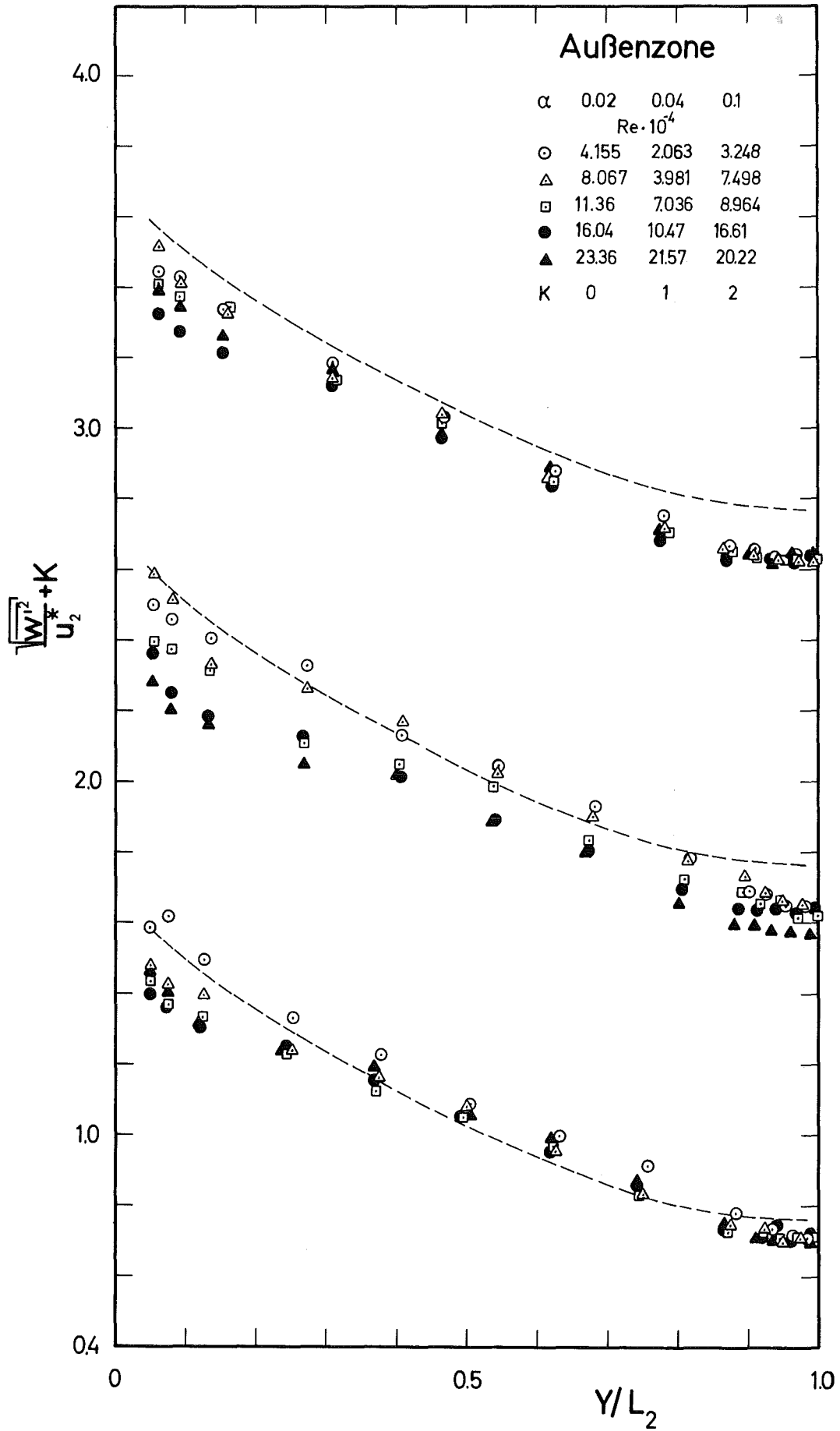


Fig. 30 Azimutale Turbulenzintensität in der Außenzone

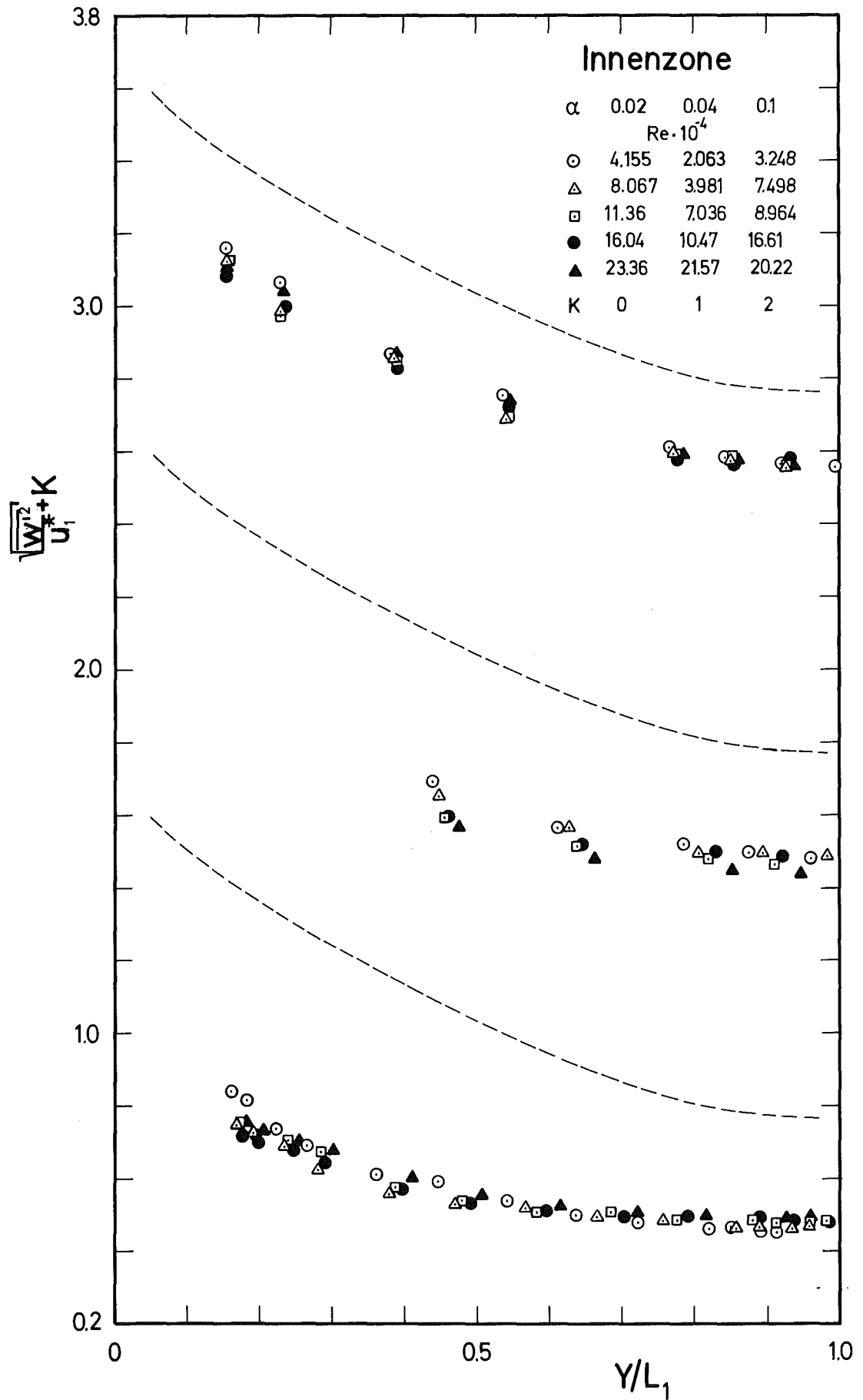


Fig. 31 Azimutale Turbulenzintensität in der Innenzone

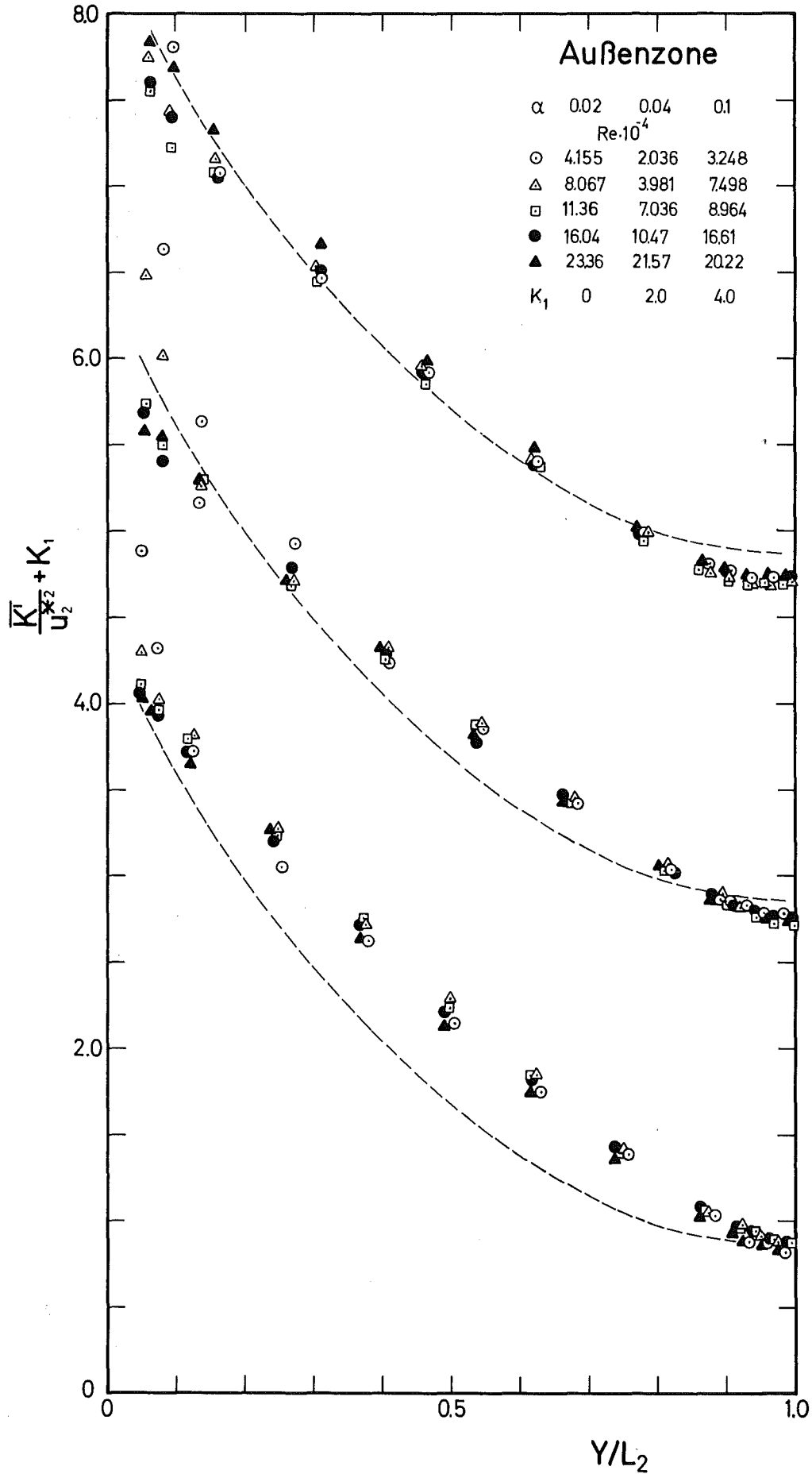


Fig. 32 Kinetische Energie der Turbulenz in der Außenzone

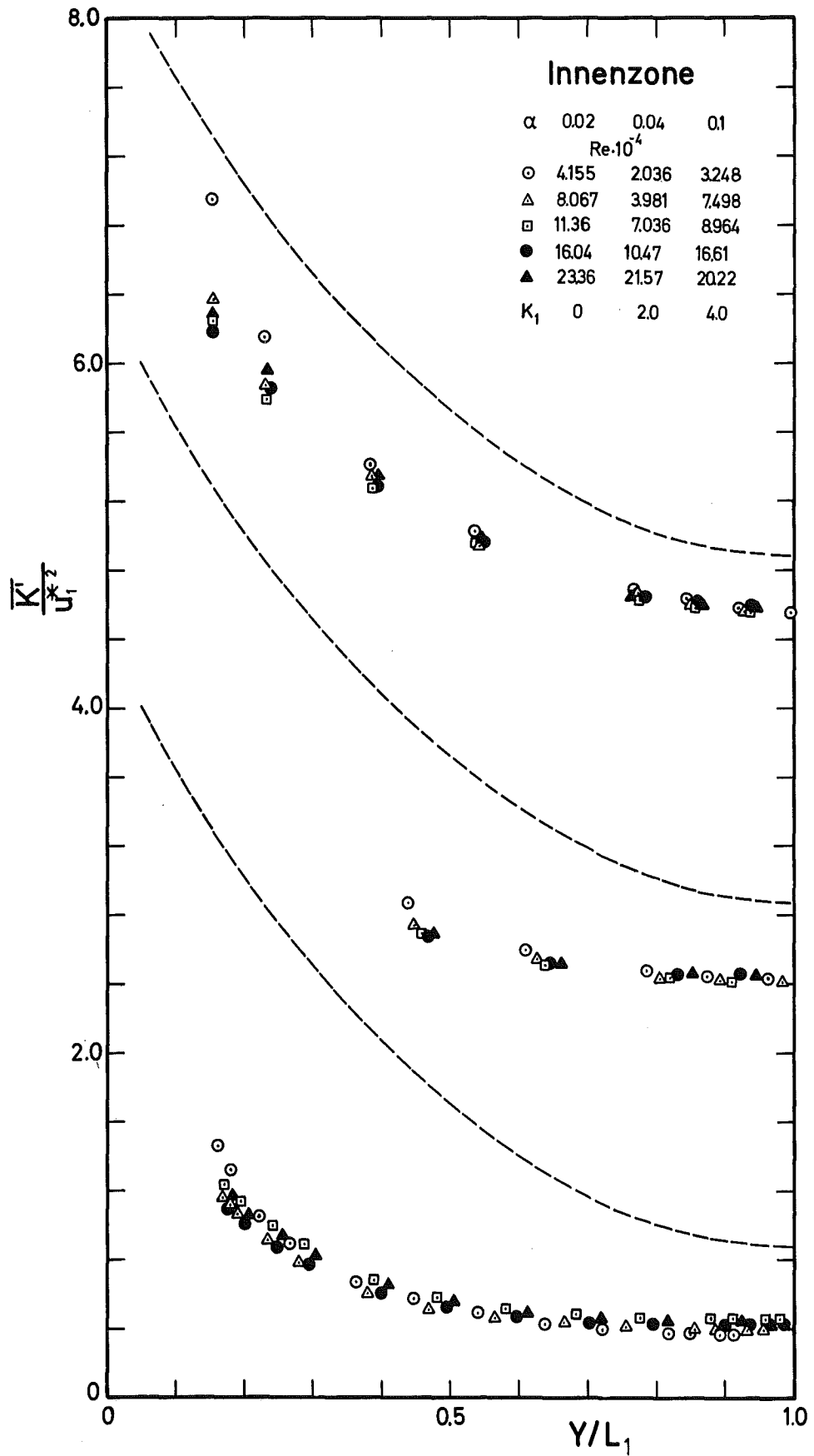


Fig. 33 Kinetische Energie der Turbulenz in der Innenzone

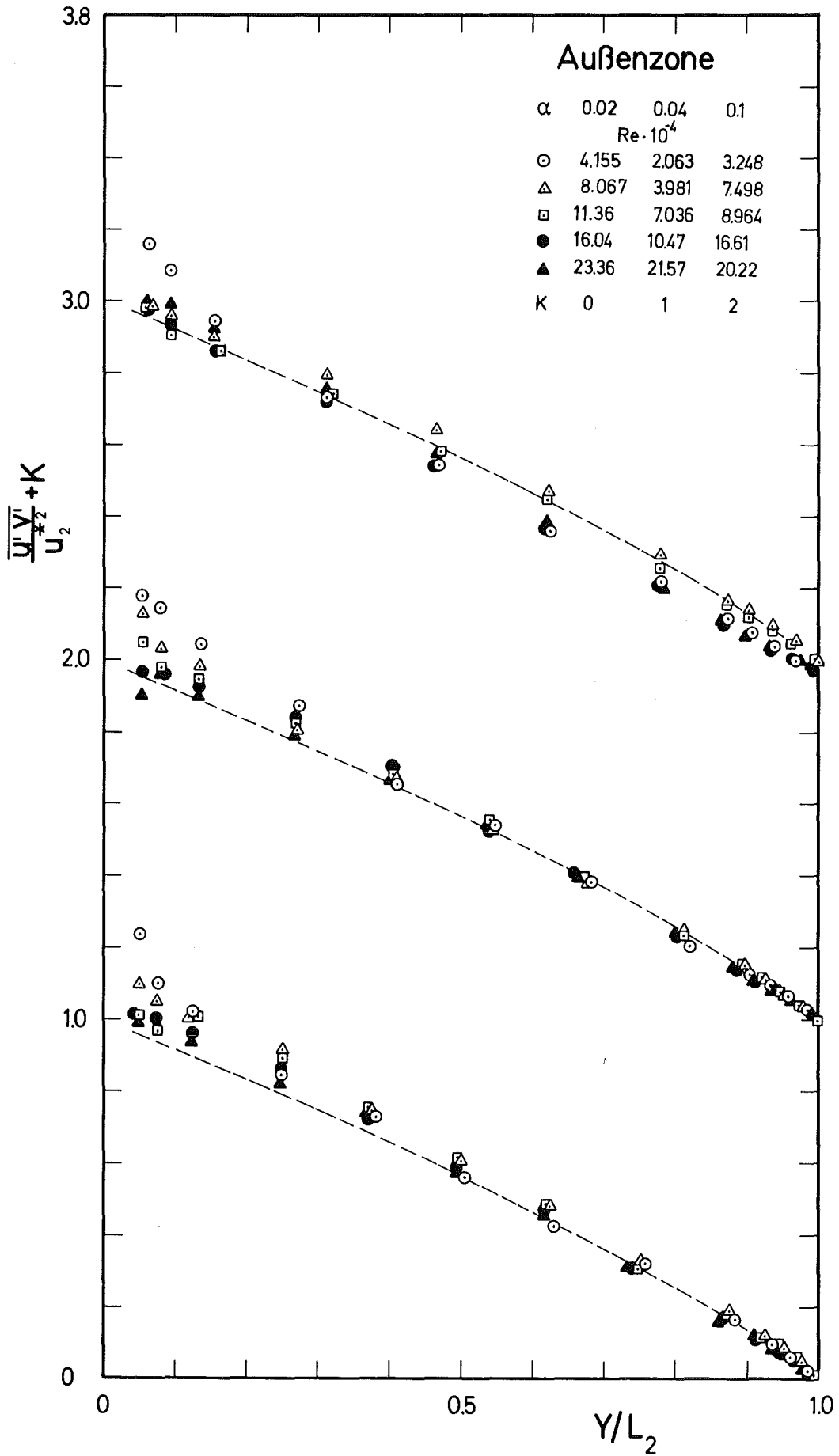


Fig. 34 Gemessene Schubspannungsverteilung in der Außenzone

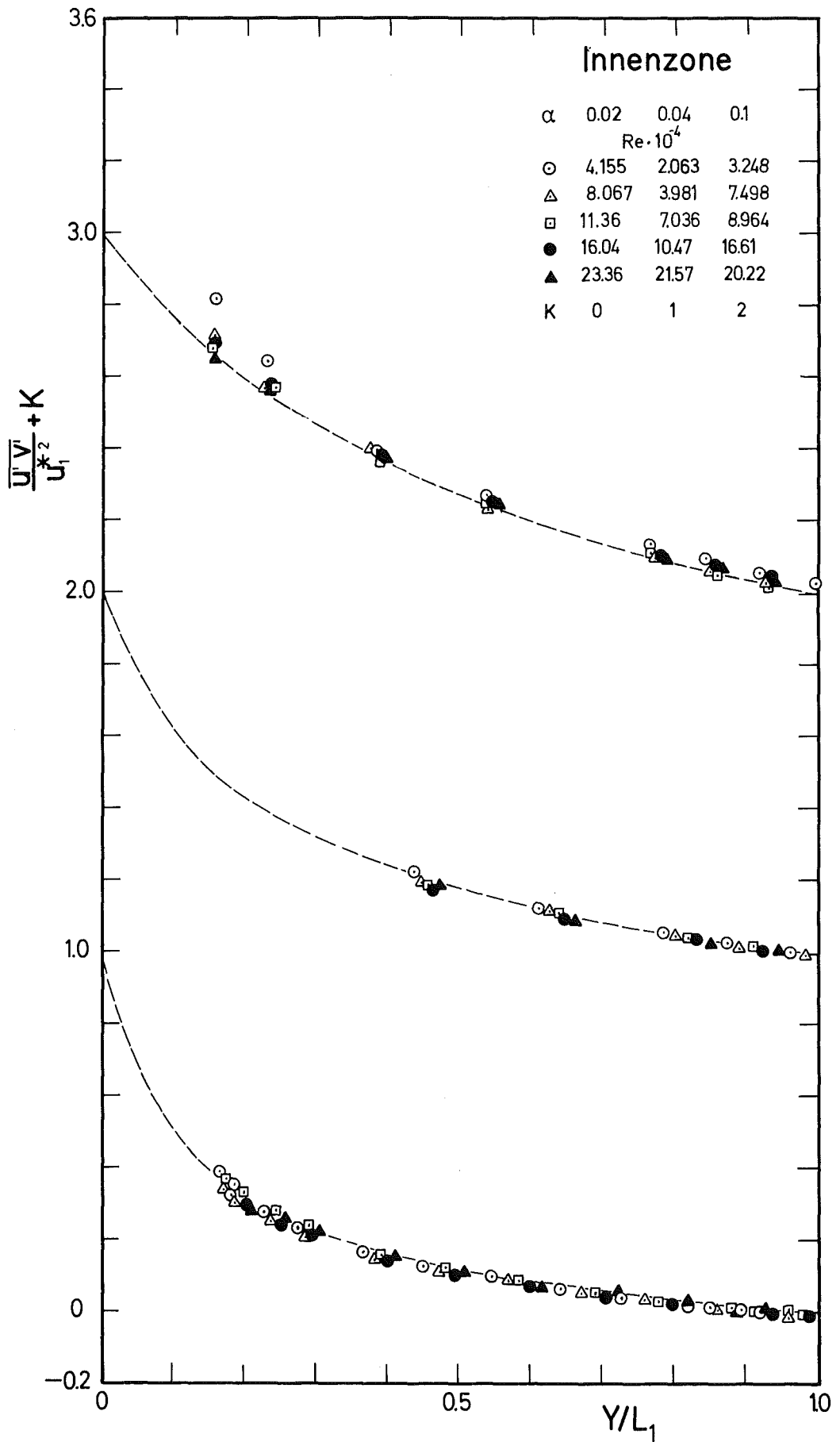


Fig. 35 Gemessene Schubspannungsverteilung in der Innenzone

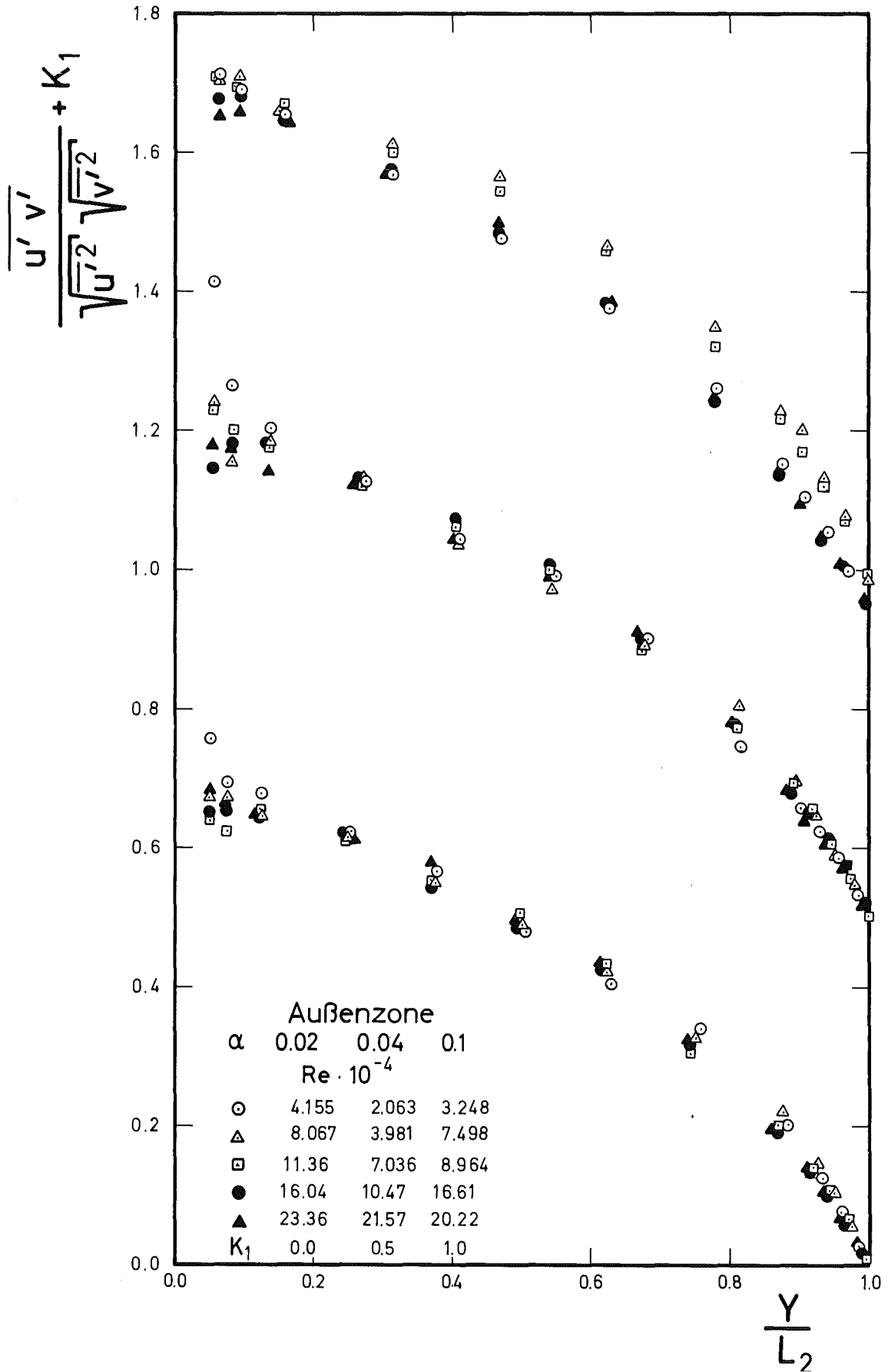


Fig. 36 Korrelationskoeffizient in der Außenzone

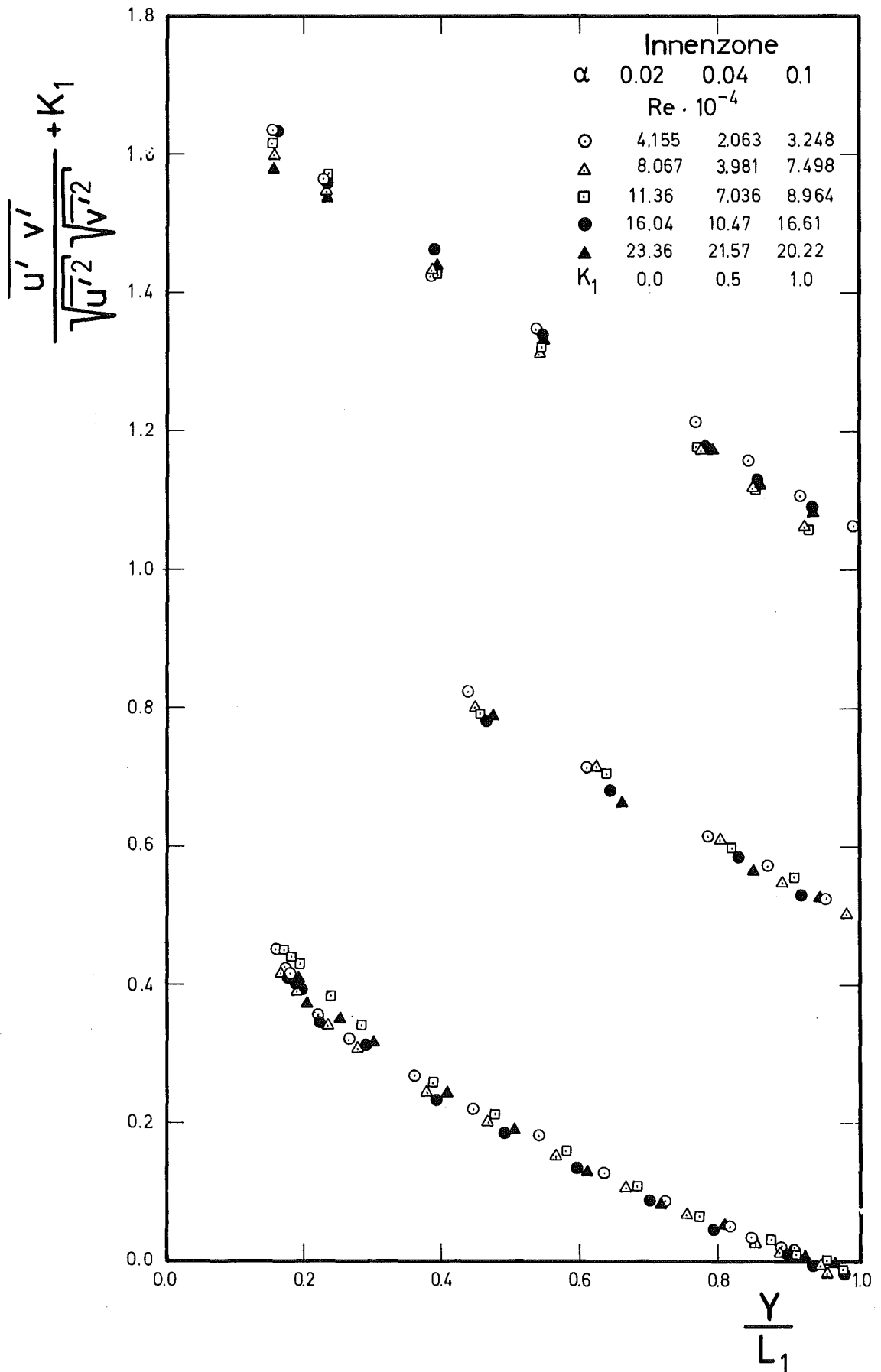


Fig. 37 Korrelationskoeffizient in der Innenzone

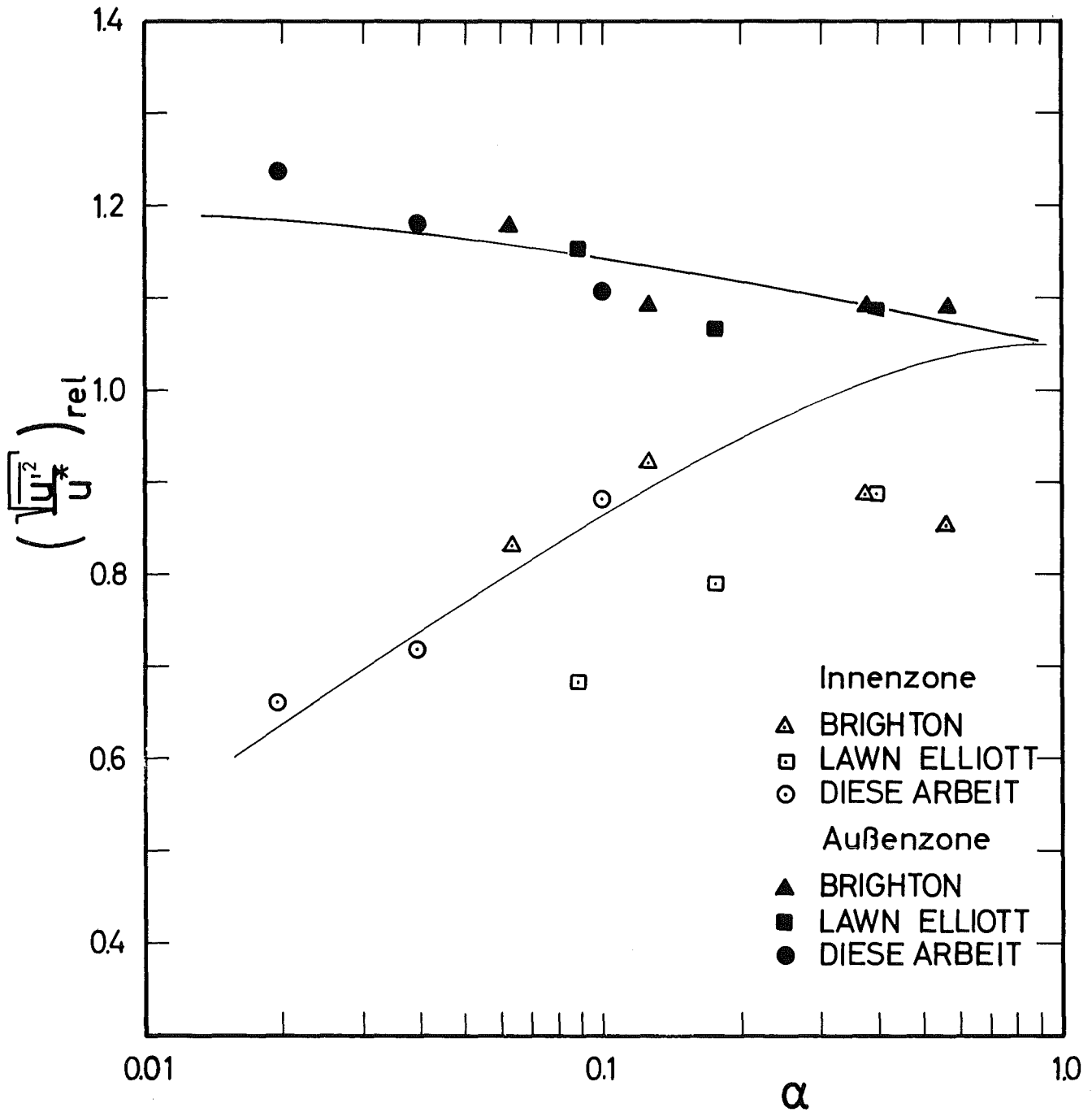


Fig. 38 Relative axiale Turbulenzintensität als Funktion des Radienverhältnisses

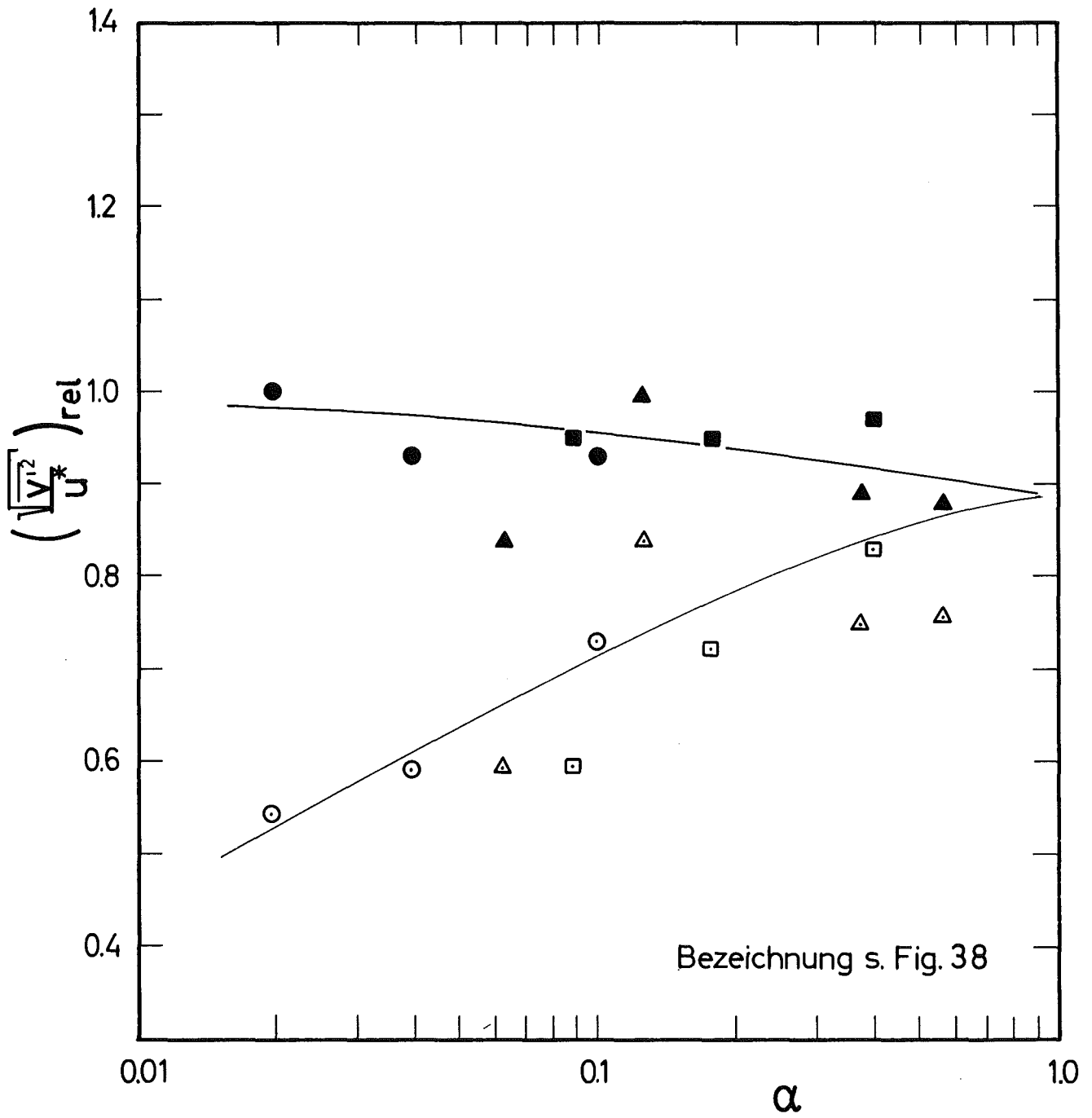


Fig. 39 Relative radiale Turbulenzintensität als Funktion des Radienverhältnisses

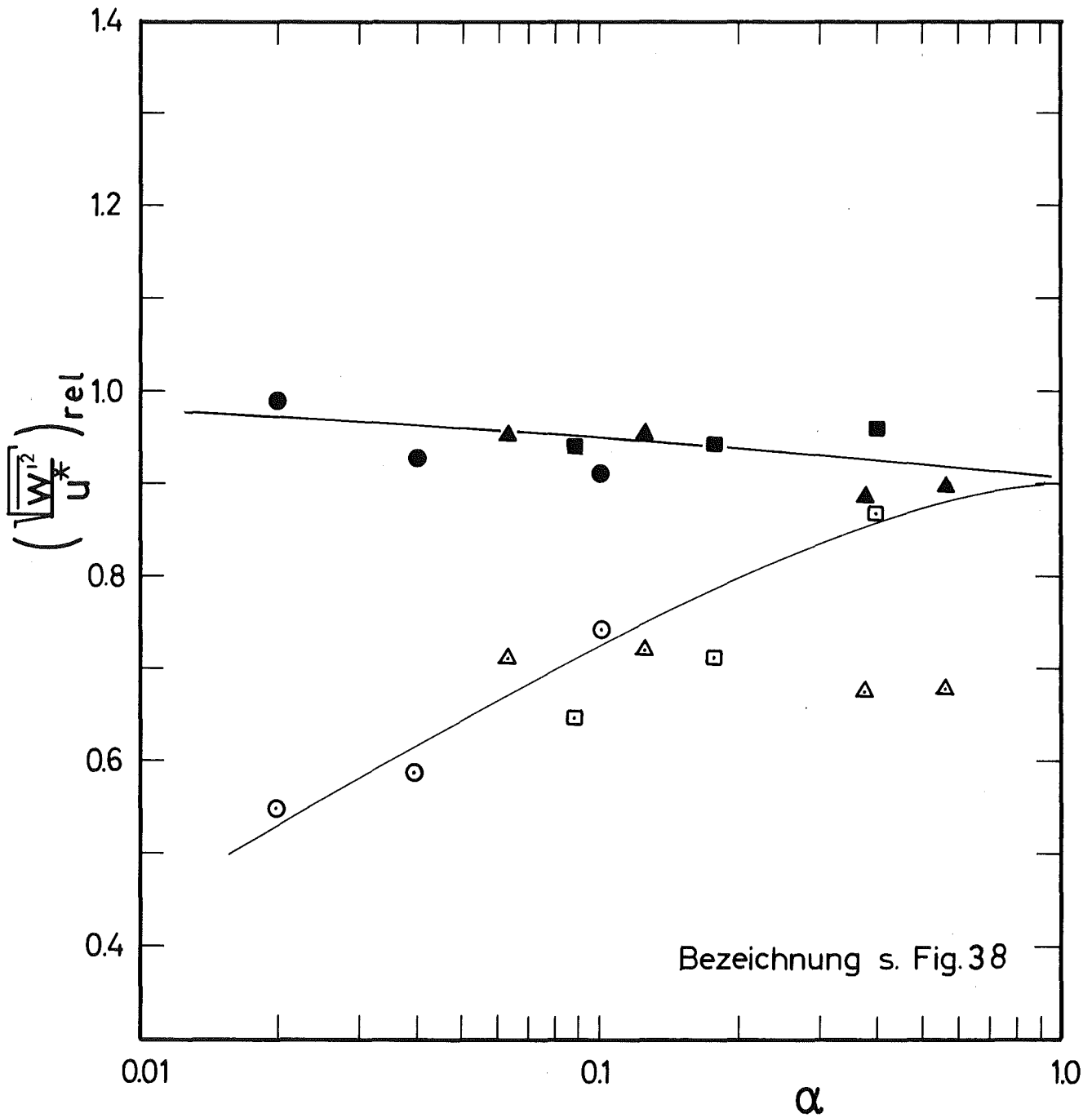


Fig. 40 Relative azimuthale Turbulenzintensität als Funktion des Radienverhältnisses

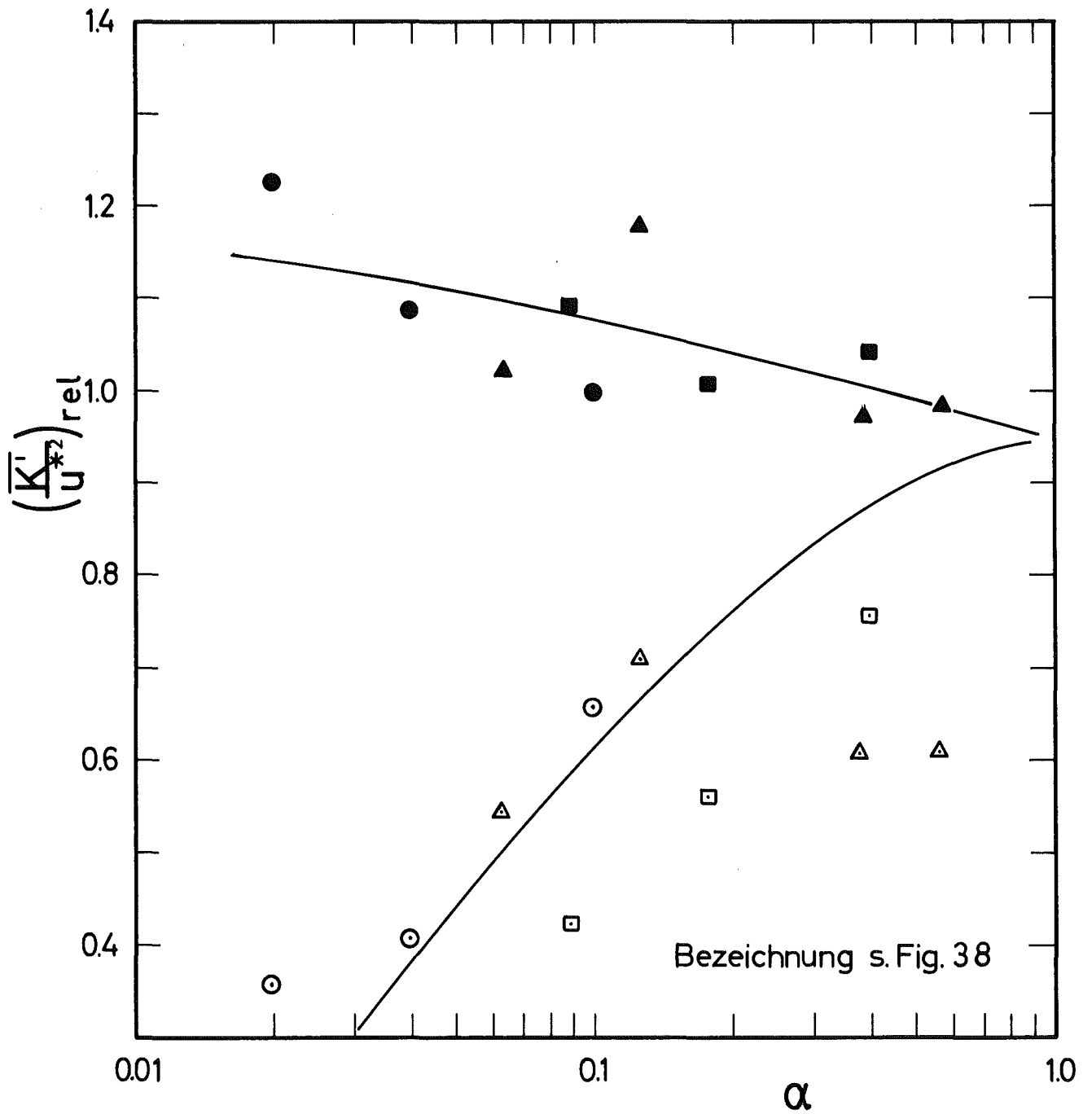


Fig. 41 Relative kinetische Energie der Turbulenz in Abhängigkeit vom Radienverhältnis

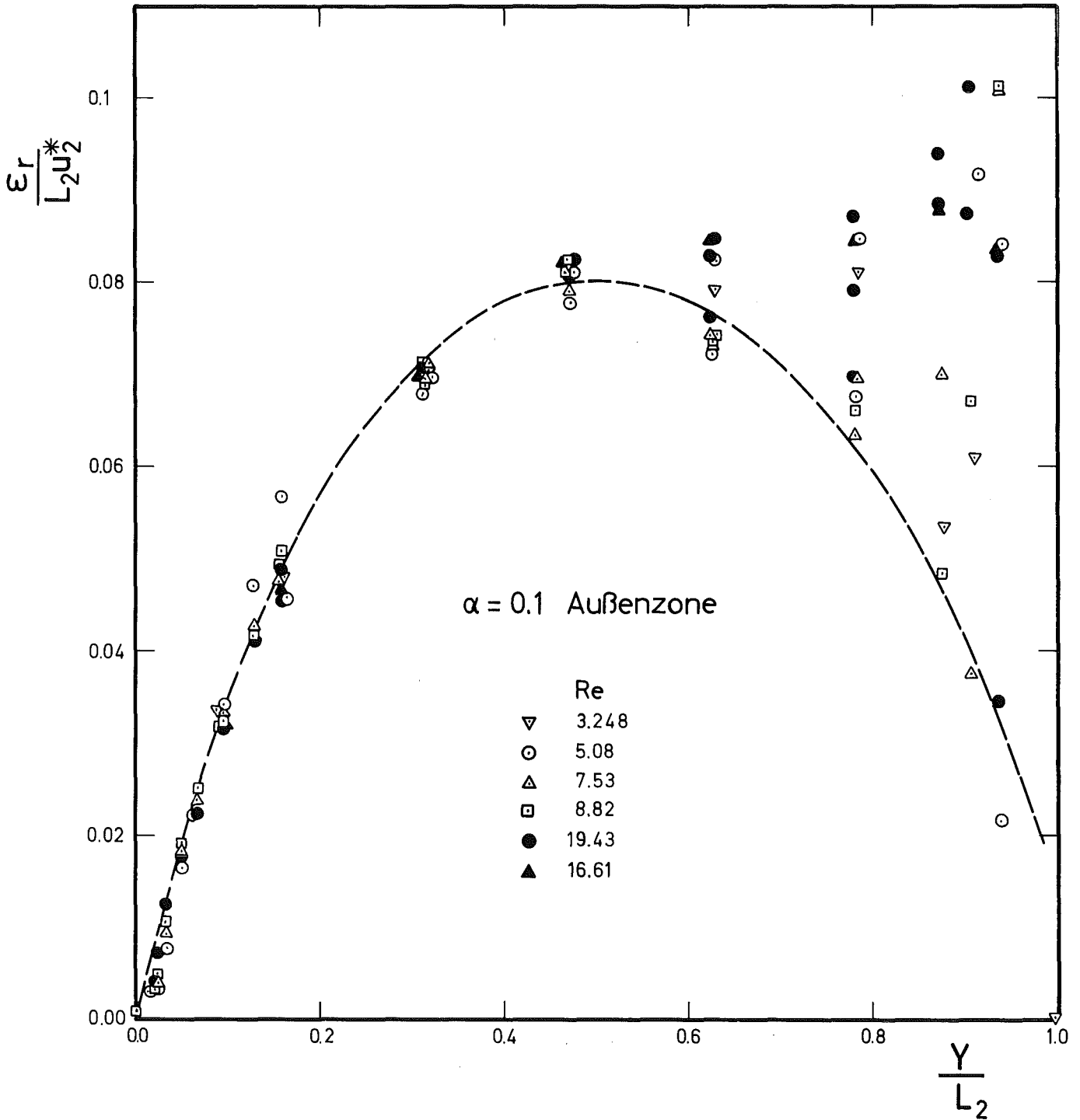


Fig. 42 Impulsaustauschkoeffizienten in der Außenzone: $\alpha = 0.1$

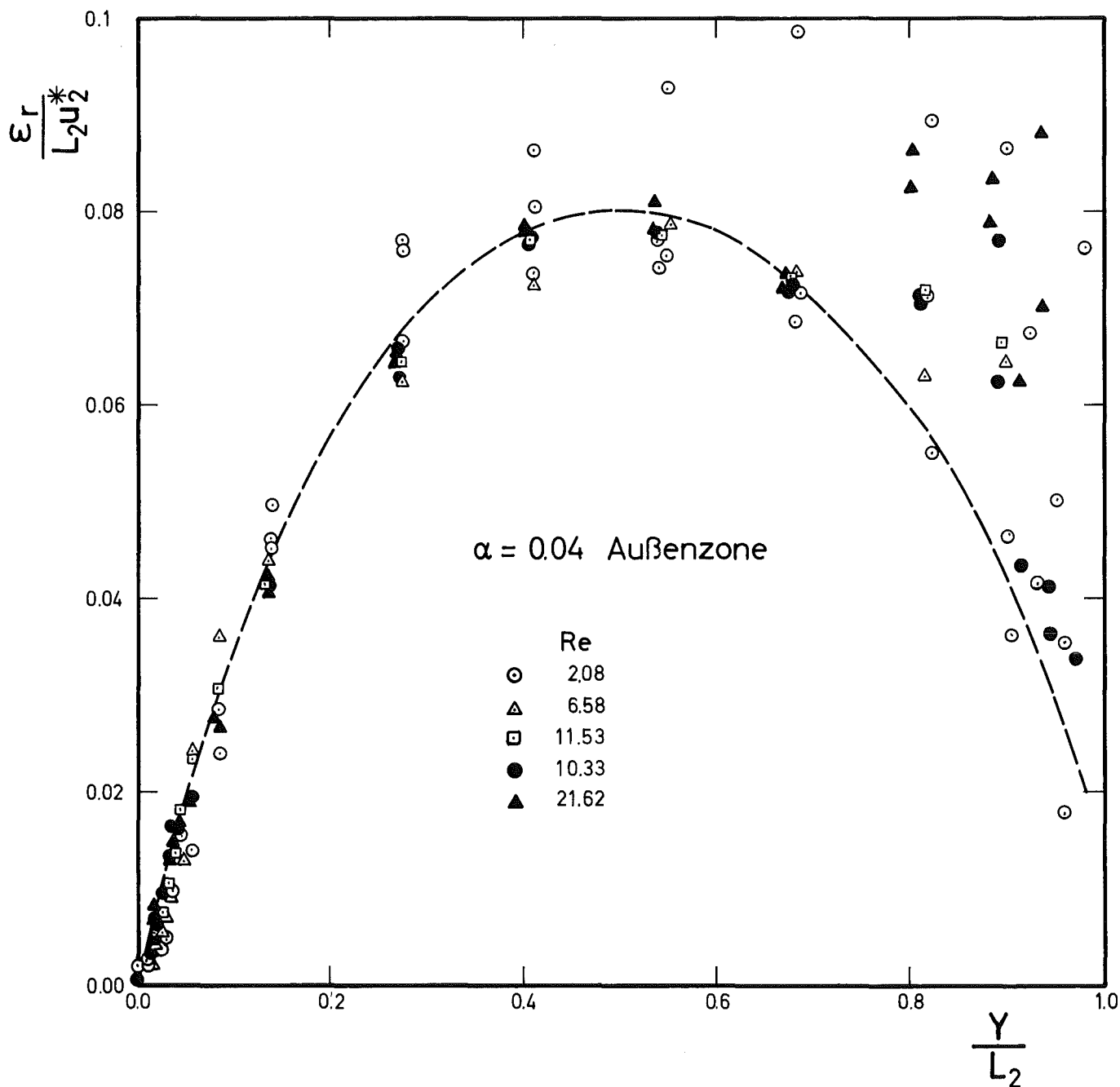


Fig. 43 Impulsaustauschkoeffizienten in der Außenzone: $\alpha = 0.04$

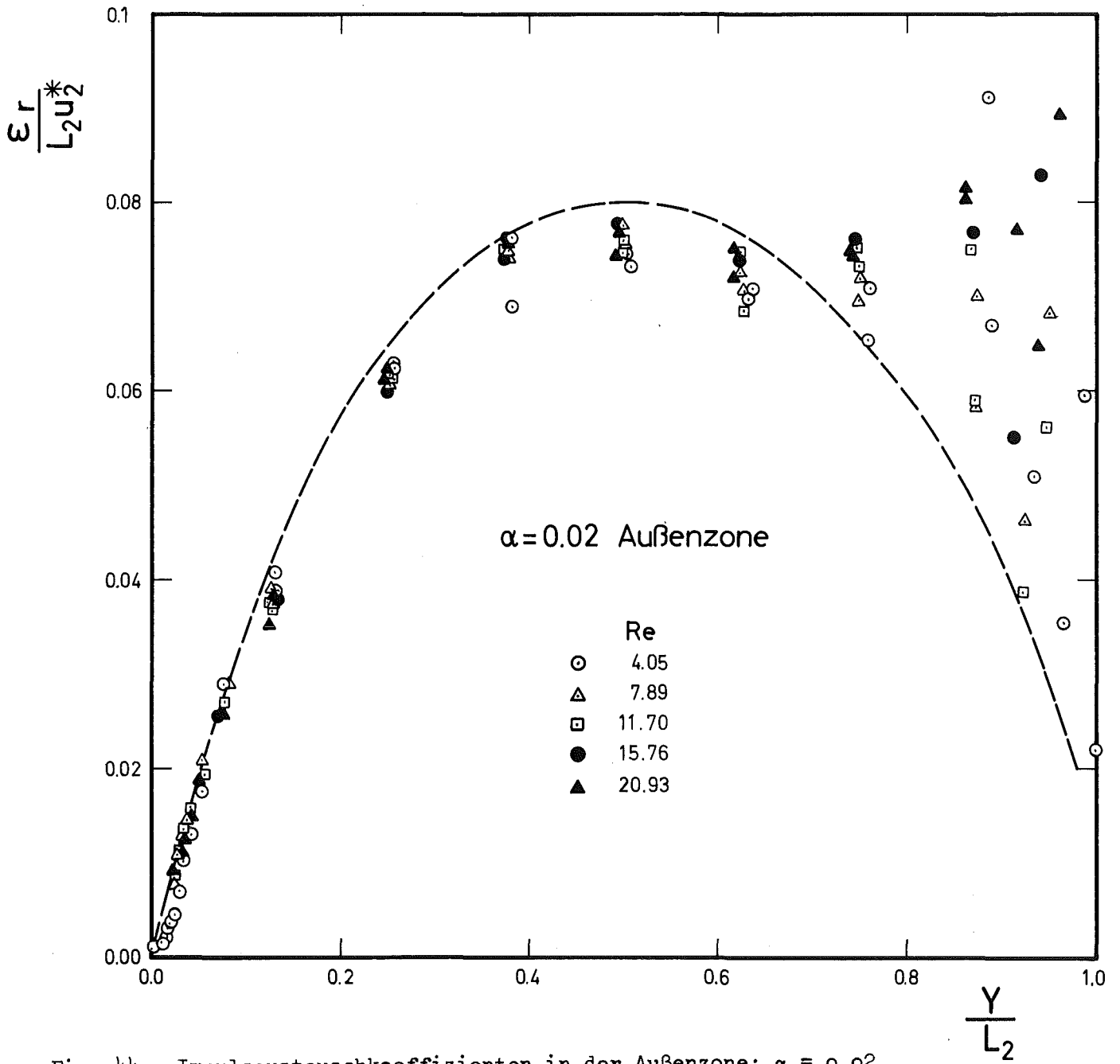


Fig. 44 Impulsaustauschkoeffizienten in der Außenzone: $\alpha = 0.02$

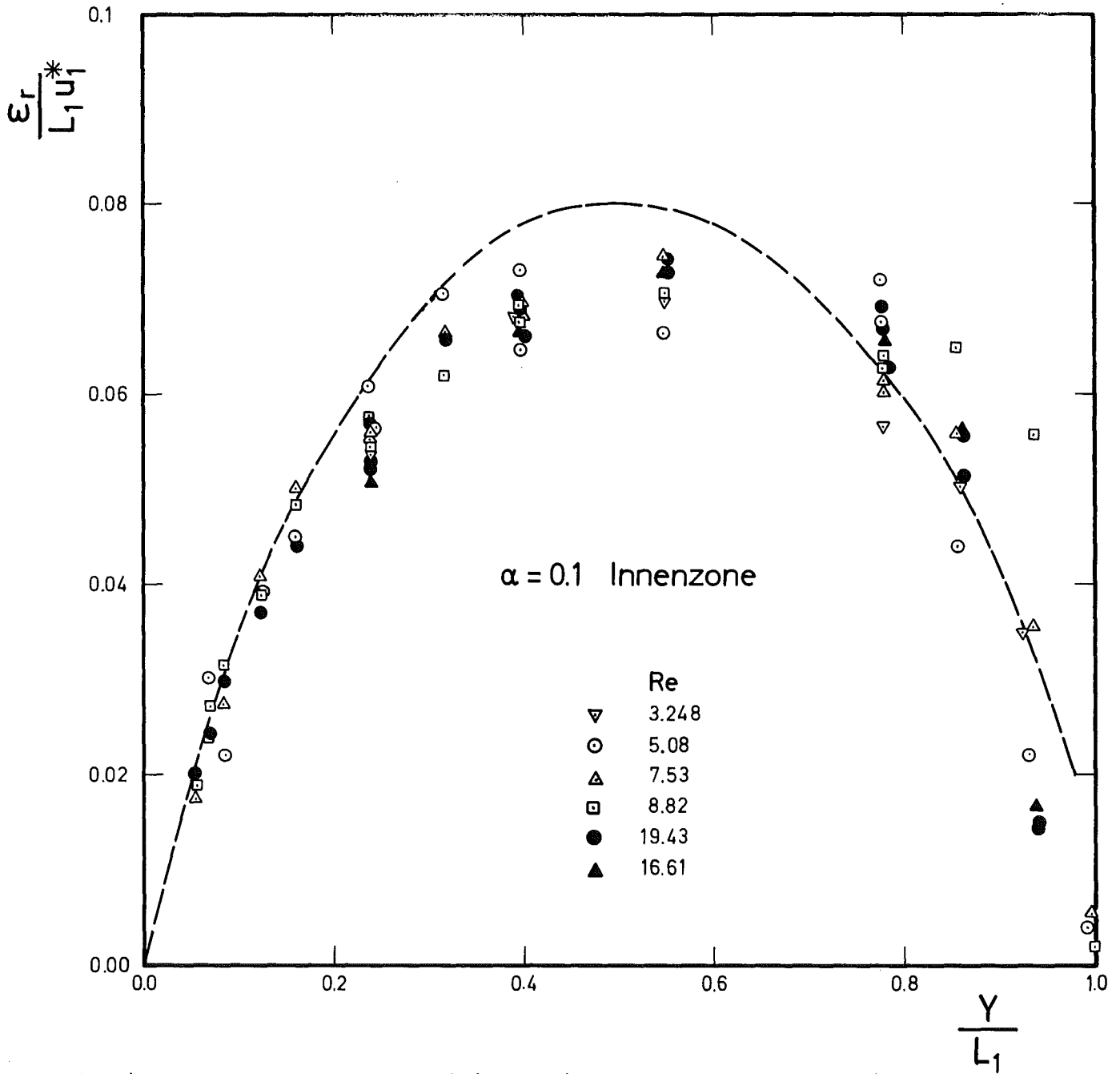


Fig. 45 Impulsaustauschkoeffizienten in der Innenzone: $\alpha = 0.1$

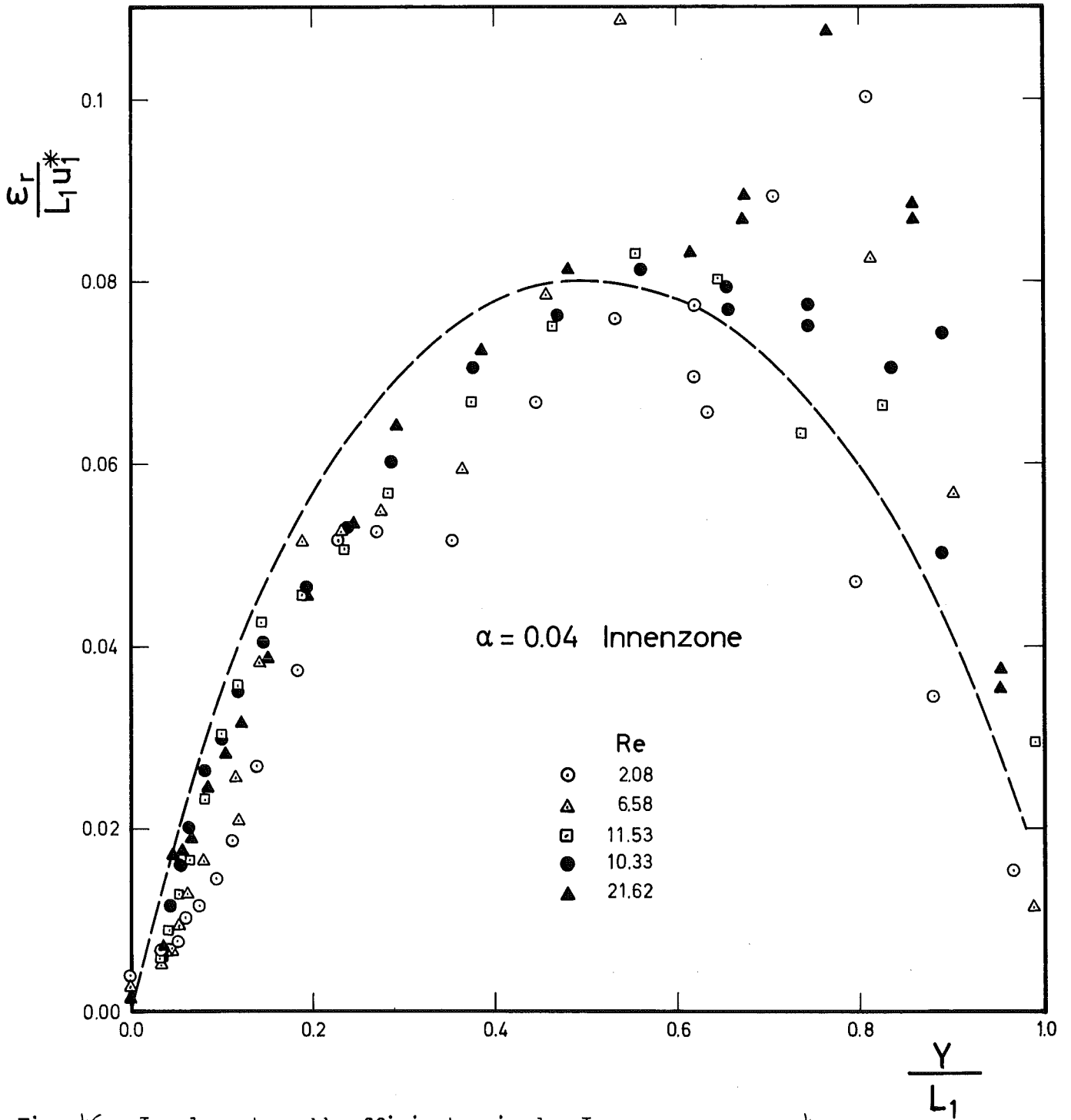


Fig. 46 Impulsaustauschkoeffizienten in der Innenzone: $\alpha = 0.04$

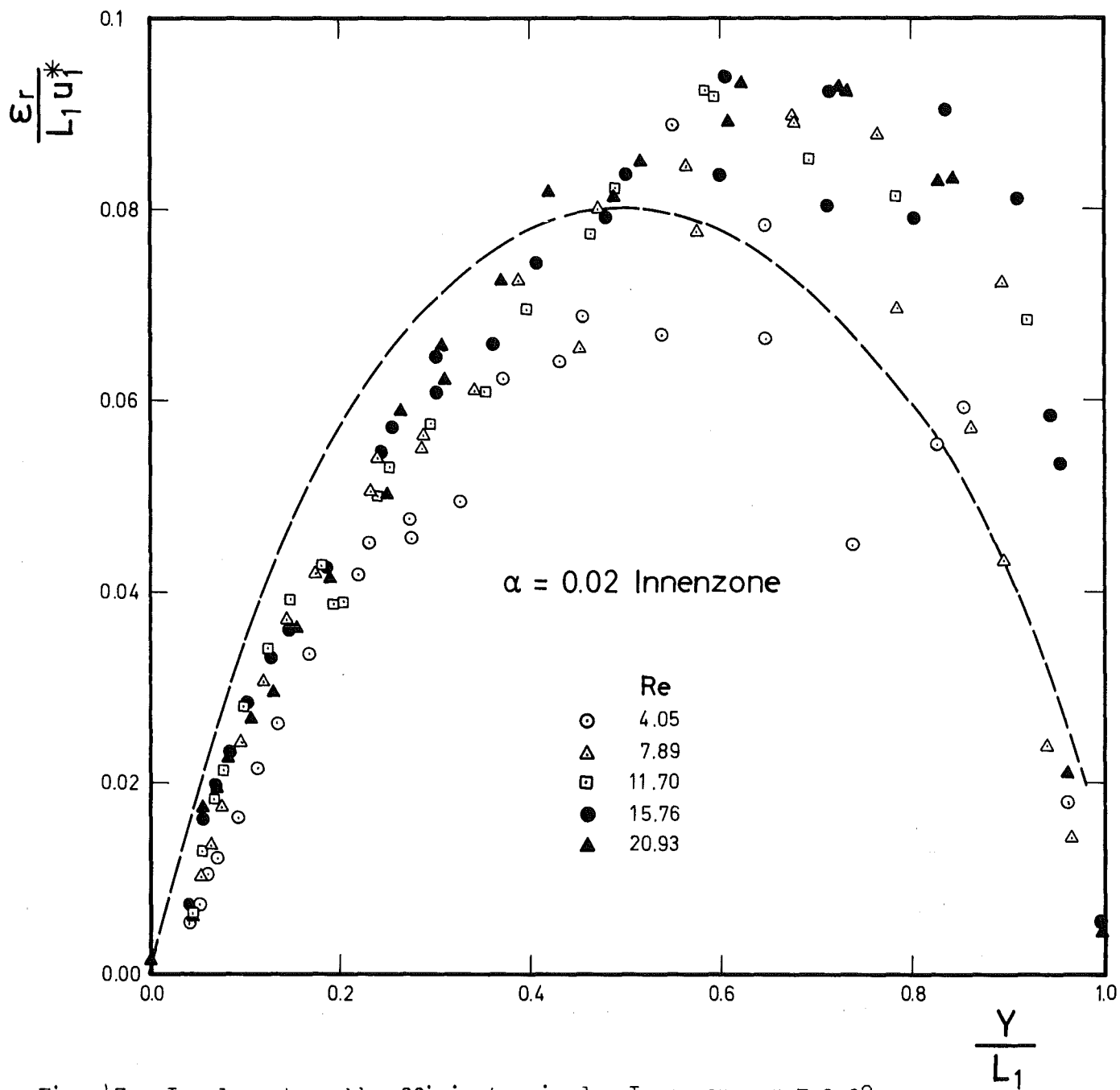


Fig. 47 Impulsaustauschkoeffizienten in der Innenzone: $\alpha = 0.02$

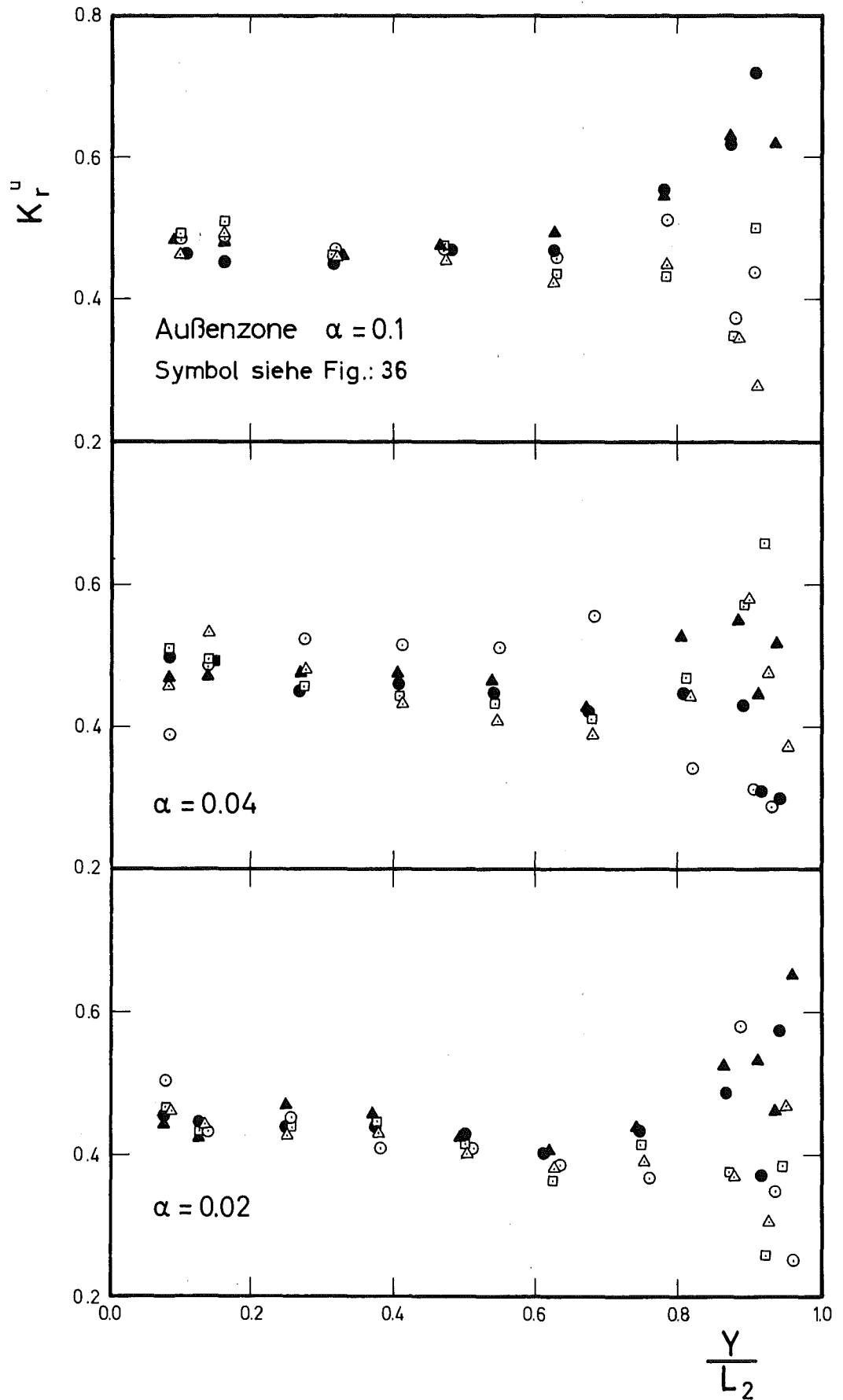


Fig. 48 K_r^u -Werte in der Außenzone

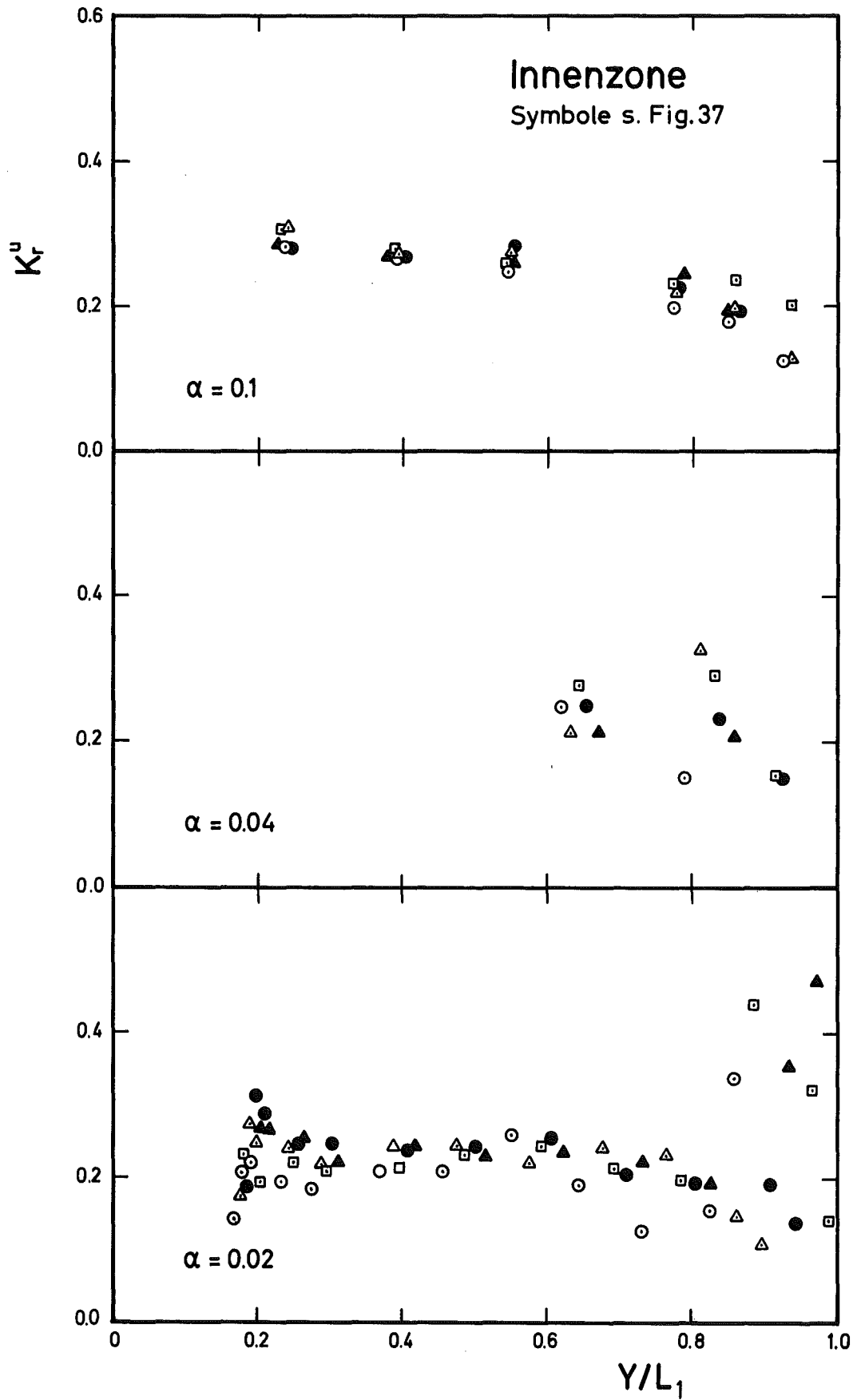


Fig. 49 K_r^u -Werte in der Innenzone

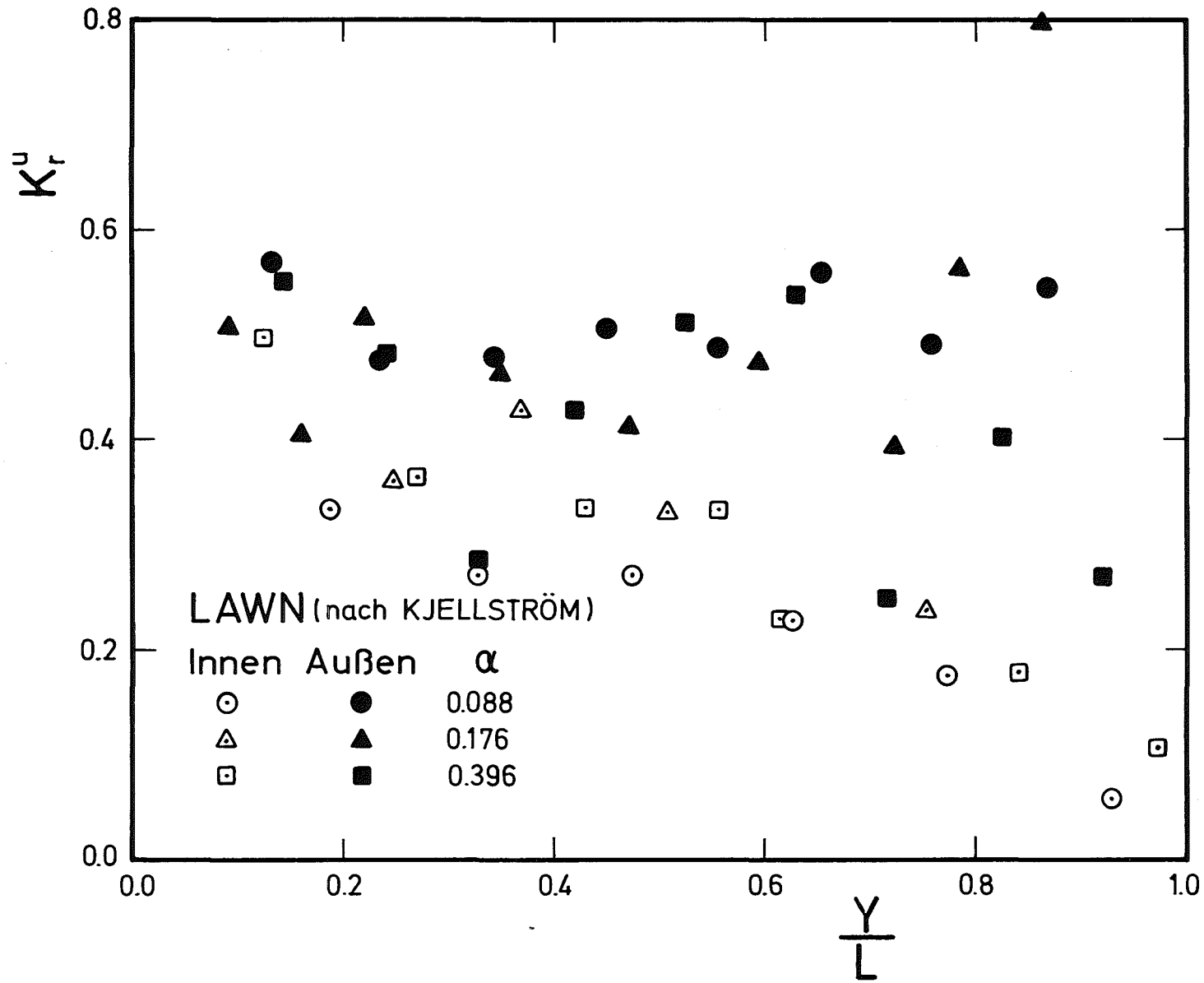


Fig. 50 K_r^u -Werte nach Lawn und Elliott

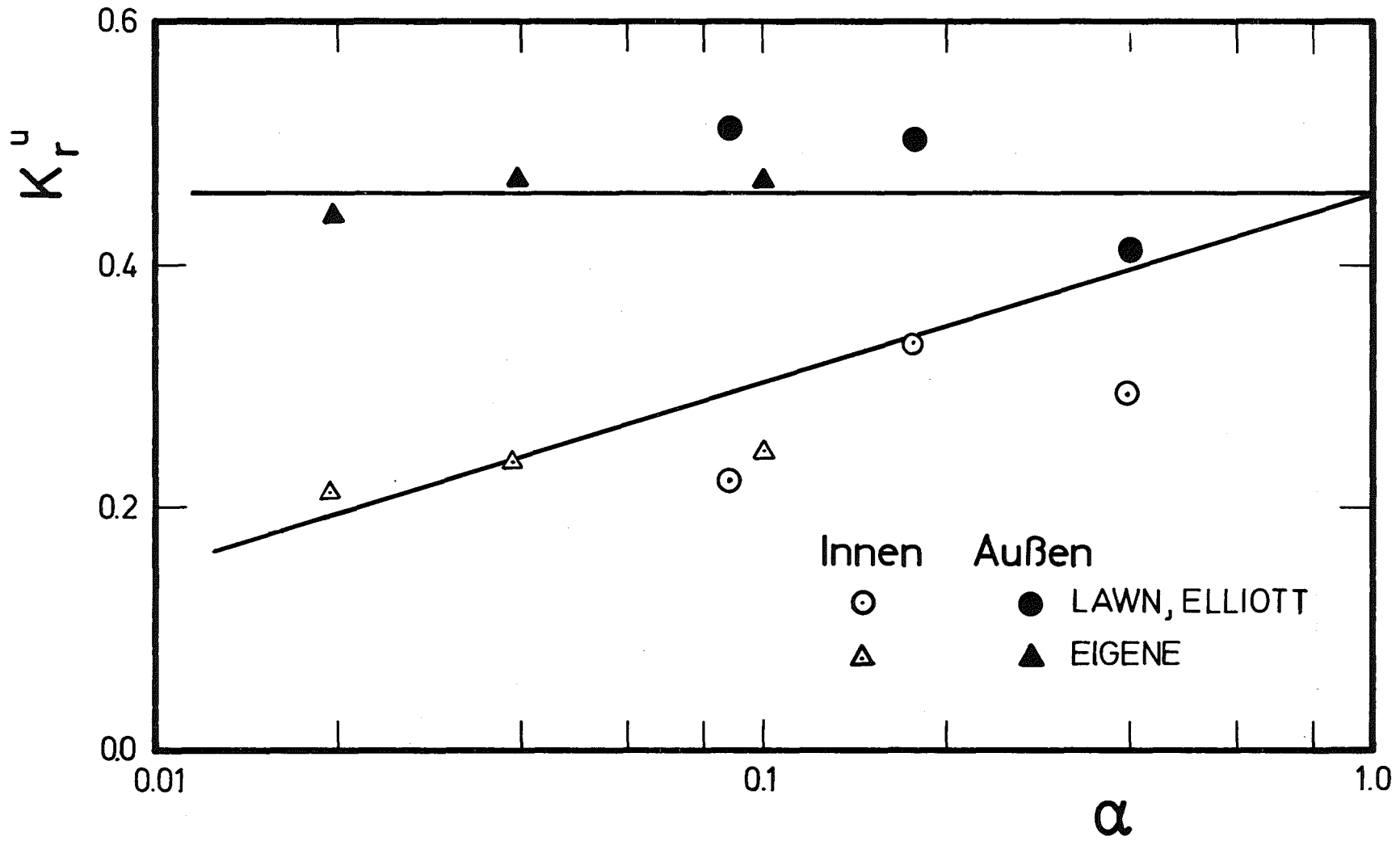


Fig. 51 K_r^u -Werte als Funktion des Radienverhältnisses

Anhang A4: Meßwerttabellen

Meßergebnisse: Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit

Durchmesser Verhältnis $D1/D2 = 0.0998$

$\tau = 0$ (Hitzdraht)		U_{\max} (Doppelpitotrohr)	
Re	β	Re	$\hat{\beta}$
Versuch Nr. 15		Versuch Nr. 74	
$2.121 \cdot 10^4$	0.3636	$7.521 \cdot 10^4$	0.3904
$2.651 \cdot 10^4$	0.3602	$8.368 \cdot 10^4$	0.3892
$3.351 \cdot 10^4$	0.3584	$9.922 \cdot 10^4$	0.3894
$3.986 \cdot 10^4$	0.3581	$1.212 \cdot 10^5$	0.3893
$4.878 \cdot 10^4$	0.3602	$1.607 \cdot 10^5$	0.3883
$6.574 \cdot 10^4$	0.3575	$2.019 \cdot 10^5$	0.3885
$8.062 \cdot 10^4$	0.3613		
$9.778 \cdot 10^4$	0.3563		
$1.200 \cdot 10^5$	0.3567		
$1.428 \cdot 10^5$	0.3553		
$1.715 \cdot 10^5$	0.3595		
$1.939 \cdot 10^5$	0.3613		
Versuch Nr. 19			
$2.130 \cdot 10^4$	0.3615		
$4.884 \cdot 10^4$	0.3559		
$8.079 \cdot 10^4$	0.3589		
$1.221 \cdot 10^5$	0.3588		
$1.738 \cdot 10^5$	0.3566		
$1.927 \cdot 10^5$	0.3575		

Meßergebnisse: Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit

Durchmesser Verhältnis $D1/D2 = 0.0396$

$\tau = 0$ (Hitzdraht)		U_{max} (Doppelpitotrohr)	
Re	β	Re	$\hat{\beta}$
Versuch Nr. 53		Versuch Nr. 52	
$2.060 \cdot 10^4$	0.2754	$8.876 \cdot 10^4$	0.2729
$2.615 \cdot 10^4$	0.2663	$1.046 \cdot 10^5$	0.2705
$3.388 \cdot 10^4$	0.2651	$1.306 \cdot 10^5$	0.2693
$3.968 \cdot 10^4$	0.2630	$1.712 \cdot 10^5$	0.2683
$5.001 \cdot 10^4$	0.2634	$1.970 \cdot 10^5$	0.2693
$5.977 \cdot 10^4$	0.2610		
$7.040 \cdot 10^4$	0.2594		
$8.057 \cdot 10^4$	0.2581	Versuch Nr. 59	
$8.931 \cdot 10^4$	0.2583	$5.965 \cdot 10^4$	0.2768
$1.053 \cdot 10^5$	0.2554	$6.910 \cdot 10^4$	0.2718
$1.307 \cdot 10^5$	0.2550	$8.026 \cdot 10^4$	0.2710
$1.704 \cdot 10^5$	0.2538		
$2.156 \cdot 10^5$	0.2519		
Versuch Nr. 54-58			
$2.158 \cdot 10^5$	0.2528		
$1.047 \cdot 10^5$	0.2547		
$7.036 \cdot 10^4$	0.2605		
$3.981 \cdot 10^4$	0.2615		
$2.063 \cdot 10^4$	0.2586		

Meßergebnisse: Nullschubspannung und Maximalgeschwindigkeit

Durchmesser Verhältnis $D1/D2 = 0.0198$

$\tau = 0$ (Hitzdraht)		U_{\max} (Doppelpitotrohr)	
Re	β	Re	$\hat{\beta}$
Versuch Nr. 30		Versuch Nr. 48	
$2.339 \cdot 10^4$	0.2265	$4.413 \cdot 10^4$	0.2254
$3.074 \cdot 10^4$	0.2158	$5.622 \cdot 10^4$	0.2173
$3.666 \cdot 10^4$	0.2111	$8.867 \cdot 10^4$	0.2155
$4.381 \cdot 10^4$	0.2098	$1.181 \cdot 10^5$	0.2122
$5.586 \cdot 10^4$	0.2048	$1.324 \cdot 10^5$	0.2116
$7.067 \cdot 10^4$	0.2018	$1.609 \cdot 10^5$	0.2095
$8.714 \cdot 10^4$	0.1983	$1.888 \cdot 10^5$	0.2088
$1.101 \cdot 10^5$	0.1941	$2.051 \cdot 10^5$	0.2095
$1.331 \cdot 10^5$	0.1934		
$1.552 \cdot 10^5$	0.1924		
$1.869 \cdot 10^5$	0.1896		
$2.166 \cdot 10^5$	0.1866		
$2.190 \cdot 10^5$	0.1884		
Versuch Nr. 47			
$3.050 \cdot 10^4$	0.2149		
$3.799 \cdot 10^4$	0.2074		
$6.991 \cdot 10^4$	0.2016		
$1.540 \cdot 10^5$	0.1897		

Meßergebnisse: Nullschubspannung (Prestonrohr)

Durchmesser Verhältnis: $D1/D2 = 0.0998$, Versuch Nr. 20

Re	β
$5.001 \cdot 10^4$	0.3526
$6.078 \cdot 10^4$	0.3576
$9.978 \cdot 10^4$	0.3597
$1.222 \cdot 10^5$	0.3614
$1.434 \cdot 10^5$	0.3608
$1.760 \cdot 10^5$	0.3613
$1.999 \cdot 10^5$	0.3607

Durchmesser Verhältnis: $D1/D2 = 0.0396$, Versuch Nr. 68

Re	β
$3.938 \cdot 10^4$	0.2591
$5.014 \cdot 10^4$	0.2629
$5.992 \cdot 10^4$	0.2637
$6.977 \cdot 10^4$	0.2631
$7.990 \cdot 10^4$	0.2622
$8.963 \cdot 10^4$	0.2613
$1.050 \cdot 10^5$	0.2583
$1.301 \cdot 10^5$	0.2583
$1.708 \cdot 10^5$	0.2567
$2.141 \cdot 10^5$	0.2553

Durchmesser Verhältnis: $D1/D2 = 0.0198$, Versuch Nr. 46

Re	β
$4.442 \cdot 10^4$	0.1975
$5.635 \cdot 10^4$	0.1982
$7.046 \cdot 10^4$	0.1941
$8.866 \cdot 10^4$	0.1950
$1.110 \cdot 10^5$	0.1946
$1.336 \cdot 10^5$	0.1955
$1.561 \cdot 10^5$	0.1955
$1.872 \cdot 10^5$	0.1947
$2.060 \cdot 10^5$	0.1940

ERGEBNISSE DRUCKVERLUSTMESSUNG

VERSUCH NR. 14

DURCHMESSERVERHAELTNIS

$D1/D2 = 0.0998$

RE	F
0.797E 05	0.02001
0.658E 05	0.02077
0.503E 05	0.02197
0.410E 05	0.02291
0.330E 05	0.02415
0.274E 05	0.02542
0.214E 05	0.02717
0.999E 05	0.01896
0.122E 06	0.01836
0.143E 06	0.01776
0.176E 06	0.01697
0.198E 06	0.01665

VERSUCH NR. 50

DURCHMESSERVERHAELTNIS

$D1/D2 = 0.0396$

RE	F
0.210E 05	0.02587
0.264E 05	0.02433
0.345E 05	0.02269
0.406E 05	0.02199
0.508E 05	0.02108
0.606E 05	0.02044
0.710E 05	0.02001
0.812E 05	0.01956
0.907E 05	0.01879
0.106E 06	0.01842
0.132E 06	0.01774
0.171E 06	0.01668
0.197E 06	0.01625

ERGEBNISSE DRUCKVERLUSTMESSUNG

VERSUCH NR. 45

DURCHMESSERVERHAELTNIS

$D1/D2 = 0.0198$

RE	F
0.230E 05	0.02468
0.305E 05	0.02318
0.369E 05	0.02228
0.446E 05	0.02118
0.566E 05	0.02029
0.708E 05	0.01932
0.891E 05	0.01871
0.111E 06	0.01775
0.134E 06	0.01729
0.157E 06	0.01690
0.188E 06	0.01623
0.207E 06	0.01595

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 16
D1/D2 = 0.0998
RE = 0.5104E 05

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.97 MM
D1 = 9.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHT
TEMPERATUR

UM = 9.009 M/S
RHO = 1.171 KG/M**3
T = 302.9 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.3596
L2 = 32.01 MM
L1 = 12.98 MM
UR2 = 0.464 M/S
UR1 = 0.543 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.5	4.646	0.516	17.22	10.02
2	0.6	5.101	0.566	20.14	11.00
3	1.0	6.058	0.672	31.82	13.07
4	1.5	6.556	0.728	46.42	14.14
5	2.0	6.901	0.766	61.02	14.89
6	3.0	7.355	0.816	90.21	15.87
7	4.0	7.674	0.852	119.41	16.55
8	5.0	7.899	0.877	148.60	17.04
9	10.0	8.842	0.981	294.57	19.08
10	15.0	9.445	1.048	440.54	20.38
11	20.0	9.929	1.102	586.52	21.42
12	25.0	10.320	1.145	732.49	22.26
13	30.0	10.511	1.167	878.46	22.68

INNENZONE

14	35.0	10.386	1.153	344.96	19.12
15	40.0	9.850	1.093	173.93	18.14
16	41.0	9.618	1.068	139.73	17.71
17	42.0	9.323	1.035	105.52	17.17
18	43.0	8.883	0.986	71.32	16.36
19	43.5	8.545	0.948	54.21	15.73
20	44.0	8.120	0.901	37.11	14.95
21	44.2	7.769	0.862	30.27	14.30
22	44.4	7.662	0.850	23.43	14.11
23	44.6	6.692	0.743	16.59	12.32

VERSUCH	NR. 16
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0998
REYNOLDSZAHL	RE = 0.7554E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.97 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 9.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 13.424 M/S
DICHTE	RHO = 1.166 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 303.7 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.3586
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 32.06 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 12.93 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.662 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.773 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.5	7.667	0.571	24.43	11.58
2	0.6	8.183	0.610	28.57	12.36
3	1.0	9.273	0.691	45.14	14.01
4	1.5	9.892	0.737	65.85	14.94
5	2.0	10.335	0.770	86.55	15.61
6	3.0	10.997	0.819	127.96	16.61
7	4.0	11.459	0.854	169.38	17.31
8	5.0	11.854	0.883	210.79	17.91
9	10.0	13.097	0.976	417.85	19.78
10	15.0	13.955	1.040	624.91	21.08
11	20.0	14.626	1.090	831.98	22.09
12	25.0	15.170	1.130	1039.04	22.92
13	30.0	15.515	1.156	1246.10	23.44

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
INNENZONE					
14	35.0	15.359	1.144	487.70	19.87
15	40.0	14.466	1.078	245.90	18.71
16	41.0	14.123	1.052	197.55	18.27
17	42.0	13.664	1.018	149.19	17.68
18	43.0	12.984	0.967	100.83	16.80
19	43.5	12.576	0.937	76.65	16.27
20	44.0	11.941	0.890	52.47	15.45
21	44.2	11.561	0.861	42.80	14.96
22	44.4	11.117	0.828	33.13	14.38
23	44.6	10.380	0.773	23.45	13.43

VERSUCH	NR. 16
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0998
REYNOLDSZAHL	RE = 0.8876E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.97 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 9.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 15.865 M/S
DICHTE	RHO = 1.163 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 305.1 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.3582
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 32.08 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 12.91 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.769 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.897 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.5	9.473	0.597	28.23	12.32
2	0.6	10.016	0.631	33.01	13.02
3	1.0	11.136	0.702	52.15	14.48
4	1.5	11.845	0.747	76.07	15.40
5	2.0	12.324	0.777	99.99	16.02
6	3.0	13.083	0.825	147.83	17.01
7	4.0	13.679	0.862	195.67	17.78
8	5.0	14.102	0.889	243.51	18.33
9	10.0	15.635	0.986	482.72	20.33
10	15.0	16.528	1.042	721.92	21.49
11	20.0	17.336	1.093	961.13	22.54
12	25.0	17.949	1.131	1200.33	23.34
13	30.0	18.329	1.155	1439.54	23.83
INNENZONE					
14	35.0	18.168	1.145	562.63	20.26
15	40.0	17.182	1.083	283.69	19.16
16	41.0	16.779	1.058	227.90	18.71
17	42.0	16.186	1.020	172.11	18.05
18	43.0	15.487	0.976	116.32	17.27
19	43.5	14.965	0.943	88.43	16.68
20	44.0	14.216	0.896	60.53	15.85
21	44.2	13.850	0.873	49.37	15.44
22	44.4	13.378	0.843	38.22	14.91
23	44.6	12.587	0.793	27.06	14.03

VERSUCH	NR. 16
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0998
REYNOLDSZAHL	RE = 0.1949E 06
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.97 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 9.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 35.421 M/S
DICHTE	RHO = 1.151 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 307.5 K
NULLSCHUBSPANNUNG	R0/R2 = 0.3562
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 32.18 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 12.82 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 1.586 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 1.837 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.5	23.047	0.651	57.26	14.53
2	0.6	23.756	0.671	66.97	14.98
3	1.0	25.550	0.721	105.79	16.11
4	1.5	27.094	0.765	154.32	17.08
5	2.0	28.240	0.797	202.84	17.80
6	3.0	29.881	0.844	299.90	18.84
7	4.0	31.083	0.878	396.95	19.59
8	5.0	31.999	0.903	494.01	20.17
9	10.0	35.082	0.990	979.28	22.12
10	15.0	37.047	1.046	1464.55	23.35
11	20.0	38.668	1.092	1949.82	24.38
12	25.0	39.880	1.126	2435.09	25.14
13	30.0	40.617	1.147	2920.36	25.60

INNENZONE					
14	35.0	40.243	1.136	1133.77	21.90
15	40.0	38.261	1.080	571.66	20.82
16	41.0	37.444	1.057	459.24	20.38
17	42.0	36.339	1.026	346.82	19.78
18	43.0	34.754	0.981	234.40	18.91
19	43.5	33.572	0.948	178.19	18.27
20	44.0	31.991	0.903	121.98	17.41
21	44.2	31.183	0.880	99.49	16.97
22	44.4	30.051	0.848	77.01	16.35
23	44.6	28.740	0.811	54.52	15.64

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 62
D1/D2 = 0.0396
RE = 0.2074E 05

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTe
TEMPERATUR

UM = 3.368 M/S
RHO = 1.181 KG/M**3
T = 298.6 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2686
L2 = 36.55 MM
L1 = 11.45 MM
UR2 = 0.189 M/S
UR1 = 0.262 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/LM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	0.932	0.277	4.74	4.92
2	0.4	1.159	0.344	5.95	6.12
3	0.5	1.353	0.402	7.17	7.15
4	0.6	1.494	0.444	8.38	7.89
5	0.8	1.771	0.526	10.81	9.35
6	1.0	2.061	0.612	13.24	10.88
7	1.2	2.198	0.653	15.68	11.61
8	1.5	2.277	0.676	19.32	12.02
9	2.0	2.480	0.736	25.40	13.10
10	3.0	2.731	0.811	37.55	14.42
11	5.0	2.938	0.872	61.85	15.52
12	10.0	3.254	0.966	122.61	17.19
13	15.0	3.452	1.025	183.36	18.23
14	20.0	3.666	1.089	244.12	19.36
15	25.0	3.807	1.130	304.88	20.11
16	30.0	3.942	1.170	365.63	20.82
17	33.0	3.958	1.175	402.09	20.90
18	35.0	4.015	1.192	426.39	21.21
19	36.0	4.027	1.196	438.54	21.27
INNENZONE					
20	37.0	4.013	1.192	186.74	15.29
21	38.0	4.011	1.191	169.90	15.29
22	39.0	4.009	1.190	153.06	15.28
23	40.0	3.993	1.186	136.22	15.22

VERSUCH	NR. 61
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0396
REYNOLDSZAHL	RE = 0.3993E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 3.96 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 6.575 M/S
DICHTE	RHO = 1.169 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 300.1 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.2638
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 36.80 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 11.20 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.343 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.466 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	2.728	0.415	8.47	7.95
2	0.4	3.071	0.467	10.65	8.94
3	0.5	3.492	0.531	12.82	10.17
4	0.6	3.729	0.567	14.99	10.86
5	0.8	4.119	0.626	19.34	12.00
6	1.0	4.440	0.675	23.68	12.93
7	1.2	4.640	0.706	28.03	13.52
8	1.5	4.905	0.746	34.54	14.29
9	2.0	5.116	0.778	45.41	14.90
10	3.0	5.372	0.817	67.13	15.65
11	5.0	5.790	0.881	110.58	16.86
12	10.0	6.456	0.982	219.21	18.80
13	15.0	6.931	1.054	327.84	20.19
14	20.0	7.284	1.108	436.46	21.22
15	25.0	7.544	1.147	545.09	21.97
16	30.0	7.772	1.182	653.72	22.64
17	33.0	7.860	1.196	718.89	22.89
18	35.0	7.890	1.200	762.34	22.98
19	36.0	7.886	1.199	784.07	22.97
INNENZONE					
20	37.0	7.881	1.199	327.27	16.90
21	38.0	7.870	1.197	297.76	16.88
22	39.0	7.845	1.193	268.25	16.82
23	40.0	7.812	1.188	238.74	16.75

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 60
D1/D2 = 0.0396
RE = 0.6953E 05

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTE
TEMPERATUR

UM = 11.517 M/S
RHO = 1.166 KG/M**3
T = 301.5 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2597
L2 = 37.00 MM
L1 = 11.00 MM
UR2 = 0.567 M/S
UR1 = 0.757 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	5.866	0.509	13.91	10.35
2	0.4	6.541	0.568	17.48	11.54
3	0.5	7.055	0.613	21.04	12.44
4	0.6	7.355	0.639	24.61	12.97
5	0.8	7.832	0.680	31.75	13.81
6	1.0	8.157	0.708	38.88	14.39
7	1.2	8.396	0.729	46.01	14.81
8	1.5	8.662	0.752	56.71	15.28
9	2.0	9.003	0.782	74.55	15.88
10	3.0	9.515	0.826	110.22	16.78
11	5.0	10.251	0.890	181.55	18.08
12	10.0	11.351	0.986	359.90	20.02
13	15.0	12.077	1.049	538.24	21.30
14	20.0	12.639	1.097	716.58	22.29
15	25.0	13.107	1.138	894.93	23.11
16	30.0	13.447	1.168	1073.27	23.72
17	33.0	13.576	1.179	1180.28	23.94
18	35.0	13.633	1.184	1251.61	24.04
19	36.0	13.633	1.184	1287.28	24.04
20	37.0	13.623	1.183	1322.95	24.02

INNENZONE

21	38.0	13.617	1.182	480.55	17.99
22	39.0	13.592	1.180	432.92	17.95
23	40.0	13.523	1.174	385.29	17.86

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 63
D1/D2 = 0.0396
RE = 0.1037E 06

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTE
TEMPERATUR

UM = 17.322 M/S
RHG = 1.159 KG/M**3
T = 302.7 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2567
L2 = 37.15 MM
L1 = 10.85 MM
UR2 = 0.819 M/S
UR1 = 1.080 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	9.648	0.557	19.92	11.78
2	0.4	10.431	0.602	25.03	12.74
3	0.5	10.955	0.632	30.14	13.38
4	0.6	11.359	0.656	35.25	13.87
5	0.8	11.910	0.688	45.46	14.54
6	1.0	12.276	0.709	55.68	14.99
7	1.2	12.532	0.723	65.90	15.30
8	1.5	12.947	0.747	81.22	15.81
9	2.0	13.547	0.782	106.76	16.54
10	3.0	14.356	0.829	157.84	17.53
11	5.0	15.428	0.891	260.01	18.84
12	10.0	16.971	0.980	515.42	20.72
13	15.0	17.997	1.039	770.82	21.97
14	20.0	18.837	1.087	1026.23	23.00
15	25.0	19.496	1.125	1281.64	23.80
16	30.0	20.043	1.157	1537.05	24.47
17	33.0	20.215	1.167	1690.30	24.68
18	35.0	20.285	1.171	1792.46	24.77
19	36.0	20.343	1.174	1843.54	24.84
20	37.0	20.342	1.174	1894.62	24.84
INNENZONE					
21	38.0	20.296	1.172	679.64	18.79
22	39.0	20.223	1.167	612.28	18.73
23	40.0	20.143	1.163	544.92	18.65

VERSUCH	NR. 64
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0396
REYNOLDSZAHL	RE = 0.2162E 06
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 3.96 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 36.189 M/S
DICHTE	RHO = 1.159 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 303.2 K
NULLSCHUBSPANNUNG	R0/R2 = 0.2513
PRÜFILLAENGE AUSSEN	L2 = 37.42 MM
PRÜFILLAENGE INNEN	L1 = 10.58 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 1.594 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 2.054 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	22.603	0.625	38.70	14.18
2	0.4	23.693	0.655	48.63	14.86
3	0.5	24.471	0.676	58.55	15.35
4	0.6	24.973	0.690	68.48	15.66
5	0.8	25.998	0.718	88.32	16.31
6	1.0	26.693	0.738	108.17	16.74
7	1.2	27.286	0.754	128.02	17.12
8	1.5	28.058	0.775	157.79	17.60
9	2.0	29.224	0.808	207.41	18.33
10	3.0	30.823	0.852	306.66	19.33
11	5.0	32.829	0.907	505.14	20.59
12	10.0	35.850	0.991	1001.34	22.49
13	15.0	37.831	1.045	1497.55	23.73
14	20.0	39.387	1.088	1993.76	24.71
15	25.0	40.697	1.125	2489.96	25.53
16	30.0	41.732	1.153	2986.17	26.18
17	33.0	41.964	1.160	3283.90	26.32
18	35.0	42.136	1.164	3482.38	26.43
19	36.0	42.160	1.165	3581.62	26.44
20	37.0	42.169	1.165	3680.86	26.45
INNENZONE					
21	38.0	42.131	1.164	1289.90	20.51
22	39.0	42.031	1.161	1162.06	20.47
23	40.0	41.948	1.159	1034.22	20.43

VERSUCH	NR. 62
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0396
REYNOLDSZAHL	RE = 0.2074E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 3.96 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 3.368 M/S
DICHTE	RHO = 1.181 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 298.6 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.2686
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 36.55 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 11.45 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.189 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.262 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/LM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	33.0	3.951	1.173	402.09	20.87
2	34.0	3.983	1.183	414.24	21.04
3	35.0	3.989	1.185	426.39	21.07
4	36.0	4.001	1.188	438.54	21.13
INNENZONE					
5	37.0	4.000	1.188	186.74	15.24
6	38.0	4.005	1.189	169.90	15.26
7	39.0	4.003	1.188	153.06	15.26
8	40.0	4.000	1.188	136.22	15.25
9	41.0	3.957	1.175	119.38	15.08
10	42.0	3.920	1.164	102.55	14.94
11	43.0	3.860	1.146	85.71	14.71
12	44.0	3.777	1.122	68.87	14.40
13	45.0	3.625	1.076	52.03	13.82
14	45.5	3.551	1.054	43.61	13.53
15	46.0	3.450	1.024	35.19	13.15
16	46.5	3.273	0.972	26.77	12.47
17	46.8	3.116	0.925	21.72	11.87
18	47.0	2.947	0.875	18.35	11.23
19	47.2	2.723	0.809	14.99	10.38
20	47.4	2.411	0.716	11.62	9.19
21	47.5	2.244	0.666	9.93	8.55
22	47.6	1.963	0.583	8.25	7.48
23	47.7	1.718	0.510	6.57	6.55

VER SUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZahl

NR. 61
D1/D2 = 0.0396
RE = 0.3993E 05

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTe
TEMPERATUR

UM = 6.575 M/S
RHO = 1.169 KG/M**3
T = 300.1 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2638
L2 = 36.80 MM
L1 = 11.20 MM
UR2 = 0.343 M/S
UR1 = 0.466 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	33.0	7.817	1.189	718.89	22.77
2	34.0	7.837	1.192	740.62	22.82
3	35.0	7.849	1.194	762.34	22.86
4	36.0	7.849	1.194	784.07	22.86
INNENZONE					
5	37.0	7.844	1.193	327.27	16.82
6	38.0	7.830	1.191	297.76	16.79
7	39.0	7.805	1.187	268.25	16.73
8	40.0	7.775	1.183	238.74	16.67
9	41.0	7.742	1.177	209.23	16.60
10	42.0	7.700	1.171	179.72	16.51
11	43.0	7.621	1.159	150.21	16.34
12	44.0	7.483	1.138	120.70	16.05
13	45.0	7.254	1.103	91.19	15.55
14	45.5	7.118	1.083	76.43	15.26
15	46.0	6.944	1.056	61.68	14.89
16	46.5	6.754	1.027	46.92	14.48
17	46.8	6.547	0.996	38.07	14.04
18	47.0	6.322	0.962	32.17	13.56
19	47.2	6.051	0.920	26.26	12.97
20	47.4	5.637	0.857	20.36	12.09
21	47.5	5.388	0.820	17.41	11.55
22	47.6	4.976	0.757	14.46	10.67
23	47.7	4.373	0.665	11.51	9.38

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 60
D1/D2 = 0.0396
RE = 0.6953E 05

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHT
TEMPERATUR

UM = 11.517 M/S
RHO = 1.166 KG/M**3
T = 301.5 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2597
L2 = 37.00 MM
L1 = 11.00 MM
UR2 = 0.567 M/S
UR1 = 0.757 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	33.0	13.581	1.179	1180.27	23.95
2	34.0	13.624	1.183	1215.94	24.03
3	35.0	13.633	1.184	1251.61	24.04
4	36.0	13.633	1.184	1287.28	24.04
5	37.0	13.623	1.183	1322.95	24.02
INNENZONE					
6	38.0	13.622	1.183	480.55	17.99
7	39.0	13.597	1.181	432.92	17.96
8	40.0	13.518	1.174	385.29	17.85
9	41.0	13.423	1.166	337.67	17.73
10	42.0	13.321	1.157	290.04	17.60
11	43.0	13.167	1.143	242.42	17.39
12	44.0	12.952	1.125	194.79	17.11
13	45.0	12.628	1.097	147.16	16.68
14	45.5	12.400	1.077	123.35	16.38
15	46.0	12.098	1.050	99.54	15.98
16	46.5	11.721	1.018	75.73	15.48
17	46.8	11.449	0.994	61.44	15.12
18	47.0	11.198	0.972	51.91	14.79
19	47.2	10.879	0.945	42.39	14.37
20	47.4	10.402	0.903	32.86	13.74
21	47.5	10.064	0.874	28.10	13.29
22	47.6	9.583	0.832	23.34	12.66
23	47.7	8.825	0.766	18.57	11.66

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 63
D1/D2 = 0.0396
RE = 0.1037E 06

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTE
TEMPERATUR

UM = 17.322 M/S
RHO = 1.159 KG/M**3
T = 302.7 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2567
L2 = 37.15 MM
L1 = 10.85 MM
UR2 = 0.819 M/S
UR1 = 1.080 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	33.0	20.162	1.164	1690.29	24.62
2	34.0	20.214	1.167	1741.38	24.68
3	35.0	20.233	1.168	1792.46	24.70
4	36.0	20.277	1.171	1843.54	24.76
5	37.0	20.277	1.171	1894.62	24.76
INNENZONE					
6	38.0	20.269	1.170	679.64	18.77
7	39.0	20.223	1.167	612.28	18.73
8	40.0	20.137	1.162	544.92	18.65
9	41.0	20.023	1.156	477.57	18.54
10	42.0	19.855	1.146	410.21	18.38
11	43.0	19.651	1.134	342.85	18.20
12	44.0	19.332	1.116	275.49	17.90
13	45.0	18.917	1.092	208.14	17.52
14	45.5	18.601	1.074	174.46	17.22
15	46.0	18.187	1.050	140.78	16.84
16	46.5	17.639	1.018	107.10	16.33
17	46.8	17.215	0.994	86.89	15.94
18	47.0	16.852	0.973	73.42	15.60
19	47.2	16.384	0.946	59.95	15.17
20	47.4	15.832	0.914	46.48	14.66
21	47.5	15.428	0.891	39.74	14.29
22	47.6	14.887	0.859	33.01	13.78
23	47.7	14.048	0.811	26.27	13.01

VERSUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 64
 $D1/D2 = 0.0396$
 $RE = 0.2162E 06$

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

$D2 = 99.96$ MM
 $D1 = 3.96$ MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

$UM = 36.189$ M/S
 $RHO = 1.159$ KG/M**3
 $T = 303.2$ K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

$RO/R2 = 0.2513$
 $L2 = 37.42$ MM
 $L1 = 10.58$ MM
 $UR2 = 1.594$ M/S
 $UR1 = 2.054$ M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	33.0	41.980	1.160	3283.89	26.33
2	34.0	42.098	1.163	3383.14	26.41
3	35.0	42.199	1.166	3482.38	26.47
4	36.0	42.207	1.166	3581.62	26.47
5	37.0	42.200	1.166	3680.86	26.47
INNENZONE					
6	38.0	42.162	1.165	1289.90	20.53
7	39.0	42.063	1.162	1162.06	20.48
8	40.0	41.979	1.160	1034.23	20.44
9	41.0	41.802	1.155	906.39	20.35
10	42.0	41.514	1.147	778.55	20.21
11	43.0	41.113	1.136	650.71	20.02
12	44.0	40.577	1.121	522.87	19.76
13	45.0	39.736	1.098	395.03	19.35
14	45.5	39.186	1.083	331.11	19.08
15	46.0	38.343	1.060	267.19	18.67
16	46.5	37.288	1.030	203.27	18.16
17	46.8	36.404	1.006	164.92	17.73
18	47.0	35.611	0.984	139.35	17.34
19	47.2	34.690	0.959	113.78	16.89
20	47.4	33.478	0.925	88.21	16.30
21	47.5	32.675	0.903	75.43	15.91
22	47.6	31.808	0.879	62.64	15.49
23	47.7	30.875	0.853	49.86	15.03

VERSUCH	NR. 38
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDSZAHL	RE = 0.4067E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 6.544 M/S
DICHTE	RHO = 1.172 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 300.3 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.2088
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 39.54 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 9.45 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.338 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.510 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	39.0	7.940	1.213	837.40	23.51
INNENZONE					
2	40.0	7.938	1.213	294.14	15.57
3	41.0	7.896	1.207	261.79	15.48
4	42.0	7.890	1.206	229.43	15.47
5	43.0	7.848	1.199	197.07	15.39
6	44.0	7.785	1.190	164.71	15.26
7	45.0	7.673	1.172	132.35	15.05
8	46.0	7.532	1.151	99.99	14.77
9	46.5	7.396	1.130	83.81	14.50
10	47.0	7.239	1.106	67.63	14.20
11	47.5	7.014	1.072	51.45	13.75
12	47.8	6.814	1.041	41.74	13.36
13	48.0	6.616	1.011	35.27	12.97
14	48.2	6.354	0.971	28.80	12.46
15	48.4	5.932	0.907	22.33	11.63
16	48.5	5.647	0.863	19.09	11.07
17	48.6	5.284	0.807	15.86	10.36
18	48.7	4.670	0.714	12.62	9.16

VERSUCH	NR. 37
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDSZAHL	RE = 0.7911E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 13.040 M/S
DICHTE	RHO = 1.153 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 303.4 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.2003
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 39.97 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 9.02 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.630 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.910 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	39.0	15.625	1.198	1524.42	24.81
INNENZONE					
2	40.0	15.620	1.198	512.44	17.16
3	41.0	15.606	1.197	456.06	17.14
4	42.0	15.565	1.194	399.69	17.10
5	43.0	15.481	1.187	343.31	17.01
6	44.0	15.407	1.181	286.94	16.93
7	45.0	15.233	1.168	230.57	16.73
8	46.0	14.956	1.147	174.19	16.43
9	46.5	14.772	1.133	146.01	16.23
10	47.0	14.520	1.113	117.82	15.95
11	47.5	14.185	1.088	89.63	15.58
12	47.8	13.888	1.065	72.72	15.26
13	48.0	13.642	1.046	61.45	14.99
14	48.2	13.282	1.019	50.17	14.59
15	48.4	12.782	0.980	38.90	14.04
16	48.5	12.414	0.952	33.26	13.64
17	48.6	11.874	0.911	27.62	13.04
18	48.7	11.096	0.851	21.99	12.19

VERSUCH	NR. 36
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDSZAHL	RE = 0.1171E 06
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 19.458 M/S
DICHTE	RHO = 1.147 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 304.3 K
NULLSCHUBSPANNUNG	R0/R2 = 0.1952
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 40.22 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 8.77 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.905 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 1.274 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	39.0	22.977	1.181	2174.72	25.38
2	40.0	22.977	1.181	2230.37	25.37
INNENZONE					
3	41.0	22.958	1.180	633.43	18.02
4	42.0	22.916	1.178	555.13	17.99
5	43.0	22.861	1.175	476.83	17.94
6	44.0	22.729	1.168	398.53	17.84
7	45.0	22.545	1.159	320.24	17.70
8	46.0	22.190	1.140	241.94	17.42
9	46.5	21.916	1.126	202.79	17.20
10	47.0	21.576	1.109	163.64	16.93
11	47.5	21.064	1.083	124.49	16.53
12	47.8	20.658	1.062	101.01	16.21
13	48.0	20.325	1.045	85.34	15.95
14	48.2	19.873	1.021	69.69	15.60
15	48.4	19.263	0.990	54.03	15.12
16	48.5	18.829	0.968	46.20	14.78
17	48.6	18.274	0.939	38.37	14.34
18	48.7	17.317	0.890	30.54	13.59

VERSUCH	NR. 35
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDSZAHL	RE = 0.1831E 06
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 30.656 M/S
DICHTE	RHO = 1.140 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 305.1 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.1895
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 40.51 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 8.48 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 1.370 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 1.868 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	39.0	36.037	1.176	3263.61	26.31
2	40.0	36.034	1.175	3347.12	26.31
INNENZONE					
3	41.0	36.031	1.175	921.32	19.29
4	42.0	35.953	1.173	807.43	19.25
5	43.0	35.867	1.170	693.55	19.20
6	44.0	35.656	1.163	579.67	19.09
7	45.0	35.357	1.153	465.78	18.93
8	46.0	34.876	1.138	351.90	18.67
9	46.5	34.496	1.125	294.96	18.47
10	47.0	34.004	1.109	238.02	18.21
11	47.5	33.318	1.087	181.08	17.84
12	47.8	32.669	1.066	146.91	17.49
13	48.0	32.113	1.048	124.13	17.19
14	48.2	31.444	1.026	101.36	16.84
15	48.4	30.535	0.996	78.58	16.35
16	48.5	29.928	0.976	67.19	16.02
17	48.6	29.171	0.952	55.81	15.62
18	48.7	28.132	0.918	44.42	15.06

VERSUCH	NR. 34
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDS ZAHL	RE = 0.2099E 06
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 34.410 M/S
DICHTE	RHO = 1.160 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 303.4 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.1877
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 40.60 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 8.39 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 1.519 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 2.051 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	39.0	40.499	1.177	3695.44	26.67
2	40.0	40.544	1.178	3790.00	26.70
INNENZONE					
3	41.0	40.457	1.176	1033.12	19.73
4	42.0	40.404	1.174	905.42	19.70
5	43.0	40.268	1.170	777.71	19.63
6	44.0	40.082	1.165	650.01	19.54
7	45.0	39.743	1.155	522.31	19.38
8	46.0	39.210	1.140	394.60	19.12
9	46.5	38.841	1.129	330.75	18.94
10	47.0	38.323	1.114	266.90	18.69
11	47.5	37.427	1.088	203.05	18.25
12	47.8	36.726	1.067	164.74	17.91
13	48.0	36.104	1.049	139.20	17.60
14	48.2	35.304	1.026	113.66	17.21
15	48.4	34.243	0.995	88.12	16.70
16	48.5	33.571	0.976	75.35	16.37
17	48.6	32.700	0.950	62.58	15.94
18	48.7	31.720	0.922	49.81	15.47

VERSUCH	NR. 41
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDSZAHL	RE = 0.4086E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 6.540 M/S
DICHTE	RHO = 1.183 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 301.7 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.2087
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 39.55 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 9.44 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.337 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.509 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	2.553	0.390	8.39	7.57
2	0.4	3.020	0.462	10.54	8.95
3	0.5	3.435	0.525	12.69	10.18
4	0.6	3.665	0.560	14.85	10.87
5	0.8	4.146	0.634	19.15	12.29
6	1.0	4.428	0.677	23.45	13.13
7	1.2	4.606	0.704	27.76	13.65
8	1.5	4.817	0.737	34.21	14.28
9	2.0	5.084	0.777	44.97	15.07
10	3.0	5.391	0.824	66.48	15.98
11	5.0	5.808	0.888	109.51	17.22
12	10.0	6.461	0.988	217.09	19.16
13	15.0	6.863	1.049	324.67	20.35
14	20.0	7.208	1.102	432.25	21.37
15	25.0	7.506	1.148	539.83	22.25
16	30.0	7.735	1.183	647.40	22.93
17	35.0	7.869	1.203	754.98	23.33
INNENZONE					
18	40.0	7.936	1.214	294.94	15.58
19	42.0	7.908	1.209	229.97	15.53

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 42
D1/D2 = 0.0198
RE = 0.7926E 05

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTE
TEMPERATUR

UM = 12.749 M/S
RHO = 1.181 KG/M**3
T = 303.2 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PRUFILLAENGE AUSSEN
PRUFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2002
L2 = 39.97 MM
L1 = 9.02 MM
UR2 = 0.616 M/S
UR1 = 0.890 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	6.659	0.522	15.24	10.82
2	0.4	7.341	0.576	19.15	11.92
3	0.5	7.852	0.616	23.06	12.75
4	0.6	8.201	0.643	26.96	13.32
5	0.8	8.656	0.679	34.78	14.06
6	1.0	8.980	0.704	42.59	14.59
7	1.2	9.212	0.723	50.41	14.96
8	1.5	9.556	0.750	62.13	15.52
9	2.0	9.949	0.780	81.67	16.16
10	3.0	10.486	0.823	120.75	17.03
11	5.0	11.324	0.888	198.90	18.39
12	10.0	12.495	0.980	394.28	20.29
13	15.0	13.307	1.044	589.66	21.61
14	20.0	13.869	1.088	785.04	22.53
15	25.0	14.406	1.130	980.43	23.40
16	30.0	14.820	1.162	1175.81	24.07
17	35.0	15.069	1.182	1371.19	24.48
INNENZONE					
18	40.0	15.191	1.192	512.70	17.08
19	42.0	15.128	1.187	399.77	17.00

VERSUCH	NR. 43
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDSZAHL	RE = 0.1197E 06
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 19.027 M/S
DICHTE	RHO = 1.189 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 301.0 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.1949
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 40.24 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 8.75 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.884 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 1.241 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	10.866	0.571	22.13	12.30
2	0.4	11.650	0.612	27.81	13.18
3	0.5	12.213	0.642	33.48	13.82
4	0.6	12.584	0.661	39.16	14.24
5	0.8	13.156	0.691	50.51	14.89
6	1.0	13.590	0.714	61.85	15.38
7	1.2	13.919	0.732	73.20	15.75
8	1.5	14.351	0.754	90.23	16.24
9	2.0	14.946	0.785	118.60	16.91
10	3.0	15.790	0.830	175.35	17.87
11	5.0	16.970	0.892	288.84	19.20
12	10.0	18.692	0.982	572.58	21.15
13	15.0	19.765	1.039	856.32	22.37
14	20.0	20.650	1.085	1140.06	23.37
15	25.0	21.405	1.125	1423.79	24.22
16	30.0	21.938	1.153	1707.53	24.83
17	35.0	22.323	1.173	1991.27	25.26
18	40.0	22.456	1.180	2275.01	25.41
INNENZONE					
19	42.0	22.379	1.176	564.46	18.03

VERSUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 44
D1/D2 = 0.0198
RE = 0.2099E 06

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTER
TEMPERATUR

UM = 34.141 M/S
RHO = 1.173 KG/M**3
T = 304.6 K

NULLSCHUBSPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.1877
L2 = 40.60 MM
L1 = 8.39 MM
UR2 = 1.507 M/S
UR1 = 2.035 M/S

NR	Y MM	U M/S	U/UM	Y+	U+
AUSSENZONE					
1	0.3	21.140	0.619	36.89	14.03
2	0.4	22.156	0.649	46.35	14.70
3	0.5	22.881	0.670	55.81	15.19
4	0.6	23.363	0.684	65.27	15.51
5	0.8	24.284	0.711	84.19	16.12
6	1.0	24.985	0.732	103.11	16.58
7	1.2	25.580	0.749	122.03	16.98
8	1.5	26.349	0.772	150.40	17.49
9	2.0	27.373	0.802	197.70	18.17
10	3.0	28.885	0.846	292.30	19.17
11	5.0	30.873	0.904	481.48	20.49
12	10.0	33.728	0.988	954.46	22.38
13	15.0	35.580	1.042	1427.43	23.61
14	20.0	37.043	1.085	1900.40	24.59
15	25.0	38.279	1.121	2373.37	25.41
16	30.0	39.231	1.149	2846.34	26.04
17	35.0	39.862	1.168	3319.31	26.46
18	40.0	40.079	1.174	3792.28	26.60
INNENZONE					
19	42.0	40.022	1.172	904.43	19.67

VER SUCH
DURCHMESSERVERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 72
D1/D2 = 0.0998
RE = 0.3249E 05

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 9.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTE
TEMPERATUR

UM = 5.738 M/S
RHC = 1.166 KG/M**3
T = 301.2 K

NULLSCHUB SPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.3607
L2 = 31.95 MM
L1 = 13.04 MM
UR2 = 0.311 M/S
UR1 = 0.365 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{*2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.063	0.789	2.450	1.093	1.446	4.644	-1.168	-0.034	-0.714	14.57	39.12
2	0.094	0.838	2.075	1.195	1.433	3.893	-1.089	-0.016	-0.691	15.48	58.68
3	0.156	0.904	1.832	1.145	1.340	3.232	-0.949	-0.009	-0.656	16.70	97.80
4	0.313	1.008	1.598	1.050	1.188	2.533	-0.739	-0.022	-0.570	18.61	195.59
5	0.469	1.078	1.405	0.940	1.031	1.960	-0.548	0.003	-0.477	19.91	293.39
6	0.626	1.131	1.222	0.772	0.982	1.435	-0.365	0.007	-0.376	20.88	391.18
7	0.782	1.173	0.988	0.717	0.754	1.030	-0.220	0.0	-0.262	21.66	488.98
8	0.876	1.185	0.871	0.667	0.667	0.824	-0.115	0.000	-0.151	21.89	547.65
9	0.908	1.190	0.850	0.645	0.654	0.783	-0.077	0.008	-0.105	21.99	567.21
10	0.939	1.192	0.834	0.630	0.635	0.748	-0.039	0.015	-0.054	22.01	586.77
11	0.970	1.190	0.828	0.622	0.643	0.743	0.002	0.012	0.003	21.99	606.33
INNENZONE											
12	0.996	1.188	0.703	0.546	0.558	0.551	0.039	0.005	0.063	18.65	298.80
13	0.920	1.184	0.722	0.562	0.564	0.578	0.068	0.007	0.106	18.60	275.80
14	0.843	1.179	0.755	0.584	0.583	0.626	0.104	0.006	0.157	18.52	252.80
15	0.766	1.171	0.813	0.585	0.612	0.689	0.147	0.009	0.213	18.39	229.79
16	0.536	1.136	1.023	0.656	0.756	1.024	0.284	0.015	0.347	17.84	160.79
17	0.383	1.095	1.218	0.757	0.869	1.406	0.407	0.025	0.424	17.20	114.78
18	0.229	1.034	1.538	0.892	1.066	2.149	0.661	0.047	0.565	16.24	68.78
19	0.153	0.981	1.934	0.898	1.163	2.949	0.837	0.065	0.635	15.41	45.77

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 71
 D1/D2 = 0.0998
 RE = 0.7523E 05

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 9.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 13.339 M/S
 RHC = 1.165 KC/M**3
 T = 302.6 K

NULLSCHUB SPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.3586
 L2 = 32.06 MM
 L1 = 12.93 MM
 UR2 = 0.658 M/S
 UR1 = 0.768 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.062	0.810	2.122	0.931	1.520	3.840	0.990	0.004	0.705	16.41	82.52
2	0.094	0.856	2.034	0.906	1.420	3.486	0.966	0.008	0.711	17.35	123.78
3	0.156	0.919	1.911	1.019	1.342	3.245	0.915	0.004	0.656	18.62	206.30
4	0.312	1.018	1.691	1.009	1.143	2.592	0.802	0.018	0.614	20.63	412.60
5	0.468	1.085	1.447	0.908	1.046	2.006	0.649	0.019	0.566	21.99	618.90
6	0.624	1.130	1.212	0.828	0.865	1.451	0.476	0.030	0.475	22.91	825.19
7	0.780	1.149	0.982	0.728	0.716	1.004	0.295	0.030	0.349	23.28	1031.49
8	0.873	1.154	0.839	0.647	0.662	0.780	0.168	0.022	0.229	23.39	1155.27
9	0.905	1.155	0.812	0.648	0.640	0.744	0.148	0.023	0.204	23.42	1196.53
10	0.936	1.156	0.791	0.650	0.633	0.725	0.096	0.025	0.134	23.44	1237.79
11	0.967	1.157	0.788	0.647	0.620	0.712	0.055	0.021	0.077	23.45	1279.05
12	0.998	1.157	0.756	0.657	0.623	0.726	-0.011	0.017	-0.015	23.46	1320.31
INNENZONE											
13	0.927	1.157	0.705	0.563	0.556	0.562	-0.039	0.010	-0.061	20.09	577.67
14	0.850	1.157	0.748	0.555	0.577	0.600	-0.076	0.009	-0.117	20.09	529.49
15	0.772	1.156	0.806	0.561	0.598	0.661	-0.115	0.010	-0.172	20.07	481.31
16	0.540	1.129	1.010	0.622	0.692	0.944	-0.245	0.006	-0.309	19.60	336.77
17	0.386	1.091	1.185	0.740	0.859	1.345	-0.404	0.002	-0.431	18.93	240.41
18	0.231	1.031	1.456	0.799	0.989	1.868	-0.589	0.005	-0.546	17.89	144.06
19	0.154	0.982	1.622	0.916	1.127	2.370	-0.732	0.006	-0.601	17.05	95.88

VERSUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 70
 D1/C2 = 0.0998
 RE = 0.8955E 05

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 9.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 15.717 M/S
 RHC = 1.175 KG/M**3
 T = 301.9 K

NULLSCHUSSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.3582
 L2 = 32.08 MM
 L1 = 12.91 MM
 UR2 = 0.761 M/S
 UR1 = 0.888 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.062	0.801	2.094	0.936	1.410	3.624	-0.989	-0.011	-0.706	16.53	96.44
2	0.094	0.849	2.043	0.836	1.376	3.382	-0.905	-0.007	-0.693	17.53	144.66
3	0.156	0.913	1.919	0.871	1.345	3.125	-0.867	0.0	-0.670	18.85	241.11
4	0.312	1.012	1.692	0.922	1.137	2.502	-0.749	0.017	-0.600	20.88	482.21
5	0.468	1.074	1.449	0.809	1.011	1.887	-0.589	0.015	-0.544	22.17	723.32
6	0.623	1.122	1.205	0.811	0.852	1.418	-0.452	0.013	-0.457	23.15	964.42
7	0.779	1.155	0.999	0.649	0.710	0.962	-0.259	0.020	-0.321	23.85	1205.52
8	0.873	1.163	0.862	0.608	0.665	0.777	-0.157	0.018	-0.218	24.02	1350.19
9	0.904	1.165	0.839	0.584	0.635	0.723	-0.119	0.019	-0.171	24.06	1398.41
10	0.935	1.166	0.822	0.572	0.630	0.700	-0.082	0.017	-0.119	24.08	1446.63
11	0.966	1.167	0.812	0.607	0.622	0.708	-0.048	0.011	-0.069	24.09	1494.85
12	0.998	1.165	0.821	0.615	0.626	0.722	-0.006	0.008	-0.008	24.05	1543.07
INNENZONE											
13	0.929	1.161	0.721	0.524	0.560	0.555	0.036	0.006	0.059	20.56	674.13
14	0.851	1.155	0.759	0.498	0.581	0.581	0.072	0.003	0.116	20.45	617.91
15	0.774	1.149	0.809	0.506	0.594	0.631	0.111	0.005	0.173	20.34	561.68
16	0.541	1.119	1.016	0.608	0.695	0.942	0.252	-0.004	0.321	19.81	393.01
17	0.386	1.083	1.194	0.627	0.857	1.276	0.376	-0.007	0.434	19.18	280.56
18	0.232	1.022	1.450	0.729	0.973	1.790	0.584	0.0	0.568	18.10	168.11
19	0.154	0.973	1.604	0.808	1.122	2.242	0.700	-0.005	0.615	17.22	111.89

VERSUCH
DURCHMESSER VERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 69
D1/D2 = 0.0998
RE = 0.1656E 06

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 9.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTE
TEMPERATUR

UM = 29.648 M/S
RHO = 1.155 KG/M**3
T = 303.0 K

NULLSCHUB SPANNUNG
PROFILLAENGE AUSSEN
PROFILLAENGE INNEN
SCHUB SPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
SCHUB SPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.3567
L2 = 32.15 MM
L1 = 12.84 MM
UR2 = 1.349 M/S
UR1 = 1.565 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{U_M}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{U_R}$	$\frac{K^*}{U_R^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{U_R^2}$	$\frac{U^*W^*}{U_R^2}$	COR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.062	0.810	2.156	0.965	1.321	3.662	-0.977	-0.010	-0.677	17.81	167.57
2	0.093	0.858	2.125	0.897	1.271	3.468	-0.938	0.003	-0.680	18.85	251.36
3	0.155	0.919	2.028	0.881	1.208	3.174	-0.862	0.010	-0.645	20.20	418.92
4	0.311	1.012	1.760	0.887	1.115	2.563	-0.717	0.015	-0.574	22.23	827.86
5	0.466	1.068	1.509	0.836	0.961	1.950	-0.542	0.032	-0.483	23.47	1256.79
6	0.622	1.110	1.266	0.733	0.837	1.419	-0.367	0.028	-0.381	24.40	1675.72
7	0.777	1.139	1.055	0.654	0.679	1.001	-0.201	0.018	-0.242	25.04	2094.65
8	0.871	1.149	0.906	0.601	0.623	0.785	-0.098	0.012	-0.132	25.25	2346.01
9	0.933	1.152	0.880	0.571	0.628	0.747	-0.029	0.012	-0.040	25.31	2512.58
10	0.964	1.152	0.877	0.577	0.617	0.741	-0.002	0.009	-0.002	25.33	2597.37
11	0.995	1.152	0.871	0.586	0.632	0.750	0.035	0.010	0.049	25.32	2681.15
INNENZONE											
12	0.924	1.150	0.771	0.501	0.580	0.591	0.056	0.029	0.091	21.80	1165.21
13	0.856	1.146	0.800	0.502	0.560	0.603	0.082	0.004	0.129	21.71	1068.02
14	0.778	1.140	0.841	0.505	0.576	0.647	0.115	0.004	0.177	21.60	970.85
15	0.545	1.112	1.017	0.609	0.719	0.961	0.267	0.002	0.339	21.06	679.30
16	0.389	1.079	1.218	0.619	0.835	1.281	0.400	0.005	0.461	20.44	484.94
17	0.233	1.023	1.466	0.763	0.991	1.856	0.592	0.012	0.560	19.39	290.57
18	0.155	0.977	1.619	0.763	1.085	2.191	0.708	0.005	0.637	18.51	193.39

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 73
 D1/D2 = 0.0998
 RE = 0.2021E 06

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 9.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 36.695 M/S
 RHC = 1.151 KG/M**3
 T = 307.0 K

NULLSCHUB SPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.3562
 L2 = 32.18 MM
 L1 = 12.81 MM
 UR2 = 1.638 M/S
 UR1 = 1.896 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.062	0.822	2.174	1.087	1.392	3.923	-1.002	-0.016	-0.652	18.42	200.56
2	0.093	0.868	2.136	1.069	1.349	3.762	-0.997	-0.020	-0.660	19.44	200.84
3	0.155	0.928	2.037	1.020	1.263	3.392	-0.932	-0.019	-0.646	20.80	501.40
4	0.311	1.017	1.755	0.992	1.172	2.720	-0.752	-0.013	-0.570	22.79	1002.81
5	0.466	1.073	1.513	0.897	0.986	2.033	-0.580	0.015	-0.498	24.04	1504.21
6	0.622	1.115	1.262	0.791	0.896	1.510	-0.385	0.026	-0.385	24.98	2005.61
7	0.777	1.145	1.044	0.680	0.713	1.031	-0.208	0.024	-0.247	25.66	2507.02
8	0.870	1.154	0.924	0.620	0.648	0.829	-0.106	0.016	-0.140	25.87	2807.86
9	0.901	1.157	0.887	0.626	0.643	0.796	-0.070	0.016	-0.094	25.92	2908.14
10	0.932	1.157	0.866	0.613	0.634	0.764	-0.037	0.015	-0.050	25.93	3008.42
11	0.963	1.158	0.849	0.617	0.645	0.758	-0.005	0.013	-0.007	25.95	3108.70
12	0.994	1.157	0.857	0.609	0.644	0.760	0.033	0.017	0.046	25.93	3208.98
INNENZONE											
13	0.936	1.155	0.752	0.523	0.568	0.580	0.050	0.009	0.079	22.35	1392.23
14	0.858	1.151	0.785	0.529	0.574	0.613	0.082	0.012	0.127	22.27	1276.11
15	0.780	1.146	0.824	0.539	0.595	0.662	0.117	0.006	0.176	22.18	1160.00
16	0.546	1.120	1.012	0.631	0.738	0.984	0.264	0.013	0.330	21.66	811.65
17	0.390	1.087	1.221	0.675	0.862	1.344	0.392	0.014	0.432	21.03	579.42
18	0.233	1.032	1.484	0.804	1.040	1.964	0.585	0.023	0.536	19.98	347.19
19	0.155	0.985	1.645	0.808	1.102	2.287	0.668	0.022	0.580	19.06	231.07

VERSUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 58
 D1/D2 = 0.0396
 RE = 0.2068E 05

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 3.340 M/S
 RHO = 1.188 KG/M**3
 T = 298.9 K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2686
 L2 = 36.55 MM
 L1 = 11.45 MM
 UR2 = 0.188 M/S
 UR1 = 0.260 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{U_M}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{U_R}$	$\frac{K^*}{U_R^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{U_R^2}$	$\frac{U^*W^*}{U_R^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.055	0.790	3.134	0.536	1.509	6.192	-1.188	0.056	-0.917	14.05	24.24
2	0.082	0.851	2.560	0.884	1.468	4.747	-1.155	0.067	-0.768	15.12	36.36
3	0.137	0.915	2.073	1.075	1.413	3.724	-1.053	-0.030	-0.705	16.27	60.59
4	0.274	1.008	1.699	1.153	1.335	2.999	-0.879	-0.027	-0.628	17.93	121.19
5	0.410	1.065	1.534	0.968	1.138	2.293	-0.662	-0.020	-0.543	18.94	181.78
6	0.547	1.122	1.391	0.874	1.046	1.896	-0.542	-0.005	-0.492	19.94	242.37
7	0.684	1.151	1.197	0.787	0.934	1.463	-0.388	0.024	-0.400	20.46	302.97
8	0.821	1.181	1.005	0.708	0.789	1.067	-0.207	0.014	-0.245	21.00	363.56
9	0.903	1.203	0.912	0.690	0.691	0.892	-0.125	0.006	-0.157	21.39	399.92
10	0.930	1.207	0.892	0.670	0.680	0.854	-0.095	0.006	-0.123	21.46	412.04
11	0.957	1.211	0.886	0.643	0.646	0.808	-0.063	0.006	-0.084	21.53	424.16
12	0.985	1.213	0.879	0.652	0.652	0.811	-0.024	0.006	-0.032	21.56	436.27
INNENZONE											
13	0.961	1.211	0.626	0.480	0.481	0.427	0.012	0.003	0.023	15.53	184.74
14	0.874	1.207	0.641	0.472	0.496	0.440	0.039	0.003	0.071	15.48	167.95
15	0.786	1.199	0.659	0.486	0.520	0.471	0.066	0.007	0.116	15.38	151.15
16	0.612	1.183	0.772	0.514	0.564	0.589	0.135	0.006	0.214	15.18	117.56
17	0.437	1.161	0.984	0.537	0.692	0.867	0.235	0.012	0.324	14.90	83.97

VER SUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 57
 D1/D2 = 0.0396
 RE = 0.3984E 05

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 6.519 M/S
 RHC = 1.179 KG/M**3
 T = 301.0 K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2638
 L2 = 36.80 MM
 L1 = 11.20 MM
 UR2 = 0.340 M/S
 UR1 = 0.463 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{U_M}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{U_R}$	$\frac{K^*}{U_R^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{U_R^2}$	$\frac{U^*W^*}{U_R^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.054	0.785	2.375	0.985	1.597	4.579	-1.135	0.026	-0.742	15.02	43.36
2	0.082	0.836	2.124	1.174	1.520	4.100	-1.036	0.010	-0.656	16.01	65.04
3	0.136	0.894	1.929	1.076	1.334	3.330	-0.988	0.0	-0.686	17.12	108.40
4	0.272	0.988	1.729	0.958	1.270	2.760	-0.810	-0.004	-0.630	18.91	216.81
5	0.408	1.057	1.540	1.013	1.174	2.389	-0.673	0.004	-0.538	20.24	325.21
6	0.544	1.113	1.397	0.914	1.031	1.925	-0.533	-0.008	-0.472	21.31	433.61
7	0.679	1.157	1.230	0.781	0.903	1.470	-0.383	-0.003	-0.390	22.15	542.02
8	0.815	1.193	1.056	0.664	0.780	1.082	-0.257	-0.006	-0.307	22.85	650.42
9	0.897	1.204	0.904	0.691	0.734	0.917	-0.154	0.008	-0.195	23.05	715.46
10	0.924	1.206	0.878	0.658	0.687	0.838	-0.111	0.013	-0.147	23.09	737.15
11	0.951	1.208	0.853	0.625	0.667	0.782	-0.066	0.010	-0.091	23.13	758.83
12	0.978	1.210	0.839	0.628	0.659	0.766	-0.034	0.005	-0.047	23.16	780.51
INNENZONE											
13	0.982	1.210	0.609	0.454	0.486	0.406	0.001	0.003	0.003	17.05	323.97
14	0.892	1.209	0.614	0.458	0.495	0.416	0.025	0.003	0.047	17.04	294.52
15	0.803	1.209	0.644	0.443	0.494	0.428	0.058	0.004	0.108	17.04	265.07
16	0.625	1.190	0.726	0.491	0.566	0.544	0.127	0.009	0.213	16.77	206.16
17	0.446	1.165	0.886	0.510	0.652	0.736	0.202	0.007	0.300	16.42	147.26

VER SUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 56
 D1/D2 = 0.0396
 RE = 0.7024E 05

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 11.597 M/S
 RHC = 1.169 KG/M**3
 T = 301.3 K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2596
 L2 = 37.00 MM
 L1 = 11.00 MM
 UR2 = 0.570 M/S
 UR1 = 0.761 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{\overline{K^*}}{UR^{**2}}$	$\frac{\overline{U^*V^*}}{UR^2}$	$\frac{\overline{U^*W^*}}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.054	0.785	2.169	0.964	1.402	3.799	-1.052	-0.041	-0.728	15.96	72.00
2	0.081	0.831	2.073	0.957	1.380	3.559	-0.983	-0.022	-0.698	16.90	107.99
3	0.135	0.891	1.975	1.003	1.329	3.336	-0.953	-0.032	-0.677	18.12	179.99
4	0.270	0.986	1.805	0.983	1.113	2.731	-0.829	-0.027	-0.622	20.04	359.98
5	0.405	1.055	1.642	0.896	1.053	2.304	-0.682	-0.035	-0.562	21.45	539.97
6	0.540	1.103	1.448	0.856	0.989	1.904	-0.558	-0.033	-0.502	22.43	719.96
7	0.676	1.144	1.254	0.816	0.834	1.466	-0.391	-0.032	-0.387	23.27	899.95
8	0.811	1.175	1.074	0.658	0.725	1.057	-0.235	-0.005	-0.279	23.88	1079.94
9	0.892	1.186	0.946	0.638	0.687	0.887	-0.147	-0.001	-0.190	24.11	1187.93
10	0.919	1.188	0.907	0.633	0.658	0.828	-0.119	0.004	-0.156	24.15	1223.93
11	0.946	1.189	0.866	0.642	0.657	0.797	-0.079	0.001	-0.105	24.18	1259.93
12	0.973	1.190	0.853	0.609	0.616	0.739	-0.038	0.008	-0.053	24.19	1295.92
13	1.000	1.190	0.839	0.598	0.625	0.726	0.002	0.008	0.003	24.20	1331.92
INNENZONE											
14	0.909	1.188	0.632	0.445	0.461	0.405	0.029	0.008	0.055	18.09	480.50
15	0.819	1.185	0.646	0.461	0.478	0.429	0.052	0.012	0.096	18.05	432.45
16	0.637	1.176	0.732	0.454	0.516	0.504	0.118	0.011	0.205	17.91	336.35
17	0.455	1.153	0.870	0.512	0.591	0.684	0.195	0.017	0.292	17.57	240.25

VERSUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 55
 D1/D2 = 0.0396
 RE = 0.1046E 06

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 17.506 M/S
 RHC = 1.158 KG/M**3
 T = 303.1 K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2567
 L2 = 37.15 MM
 L1 = 10.85 MM
 UR2 = 0.827 M/S
 UR1 = 1.090 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.054	0.786	2.123	1.058	1.368	3.750	-0.970	0.029	-0.647	16.64	102.94
2	0.081	0.833	2.110	0.940	1.254	3.454	-0.962	0.044	-0.683	17.63	154.41
3	0.135	0.892	2.060	0.887	1.181	3.214	-0.926	0.024	-0.685	18.89	257.36
4	0.269	0.988	1.859	0.968	1.127	2.830	-0.846	0.047	-0.631	20.91	514.71
5	0.404	1.049	1.687	0.894	1.016	2.339	-0.703	0.024	-0.572	22.20	772.07
6	0.538	1.094	1.516	0.706	0.889	1.794	-0.526	0.024	-0.508	23.17	1029.42
7	0.673	1.134	1.301	0.747	0.804	1.449	-0.398	0.011	-0.404	24.00	1286.78
8	0.808	1.162	1.107	0.648	0.692	1.062	-0.234	0.012	-0.276	24.60	1544.14
9	0.888	1.175	0.985	0.618	0.639	0.880	-0.140	-0.002	-0.179	24.87	1698.56
10	0.915	1.178	0.943	0.621	0.636	0.840	-0.113	0.0	-0.148	24.94	1750.03
11	0.942	1.182	0.921	0.600	0.641	0.809	-0.082	-0.004	-0.111	25.02	1801.50
12	0.969	1.183	0.892	0.603	0.639	0.784	-0.054	-0.002	-0.074	25.05	1852.97
13	0.996	1.183	0.873	0.614	0.640	0.774	-0.014	-0.012	-0.019	25.05	1904.44
INNENZONE											
14	0.922	1.182	0.661	0.480	0.482	0.450	0.017	-0.006	0.030	18.98	678.53
15	0.820	1.179	0.672	0.449	0.496	0.450	0.046	-0.006	0.083	18.93	610.68
16	0.645	1.168	0.744	0.445	0.516	0.509	0.103	-0.009	0.180	18.76	474.97
17	0.461	1.146	0.873	0.494	0.592	0.678	0.184	-0.012	0.279	18.40	239.26

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 54
 D1/D2 = 0.0396
 RE = 0.2164E 06

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 3.96 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 35.955 M/S
 RHC = 1.166 KG/M**3
 T = 303.0 K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

R0/R2 = 0.2513
 L2 = 37.42 MM
 L1 = 10.58 MM
 UR2 = 1.584 M/S
 UR1 = 2.040 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.053	0.808	2.234	0.792	1.290	3.642	-0.907	0.102	-0.682	18.35	198.63
2	0.080	0.855	2.211	0.926	1.210	3.604	-0.969	0.093	-0.677	19.41	297.95
3	0.134	0.913	2.122	0.933	1.165	3.365	-0.905	0.054	-0.643	20.74	496.59
4	0.267	0.998	1.919	0.853	1.056	2.760	-0.796	0.051	-0.622	22.65	993.17
5	0.401	1.053	1.692	0.901	1.021	2.359	-0.672	0.045	-0.544	23.91	1489.76
6	0.534	1.093	1.515	0.794	0.889	1.858	-0.542	0.041	-0.494	24.82	1986.35
7	0.668	1.128	1.335	0.700	0.804	1.459	-0.398	0.025	-0.412	25.60	2482.93
8	0.802	1.155	1.140	0.656	0.657	1.080	-0.241	0.013	-0.279	26.21	2979.52
9	0.882	1.166	1.025	0.612	0.596	0.890	-0.143	0.006	-0.181	26.47	3277.47
10	0.909	1.169	0.985	0.624	0.597	0.859	-0.108	-0.002	-0.138	26.53	3376.79
11	0.935	1.171	0.963	0.603	0.581	0.815	-0.079	0.004	-0.104	26.59	3476.11
12	0.962	1.172	0.941	0.602	0.574	0.789	-0.055	0.002	-0.073	26.61	3575.42
13	0.989	1.172	0.932	0.566	0.570	0.757	-0.012	-0.002	-0.017	26.60	3674.74
INNENZONE											
14	0.945	1.171	0.722	0.433	0.436	0.449	0.015	-0.004	0.027	20.63	1279.34
15	0.851	1.169	0.727	0.430	0.447	0.457	0.036	-0.005	0.065	20.60	1151.41
16	0.662	1.162	0.779	0.446	0.476	0.516	0.095	-0.012	0.161	20.47	895.54
17	0.473	1.142	0.901	0.510	0.564	0.695	0.195	-0.020	0.288	20.13	639.67

VERSUCH	NR. 90
DURCHMESSERVERHAELTNIS	D1/D2 = 0.0198
REYNOLDSZAHL	RE = 0.4162E 05
AUSSENDURCHMESSER	D2 = 99.96 MM
INNENDURCHMESSER	D1 = 1.98 MM
MITTLERE GESCHWINDIGKEIT	UM = 6.438 M/S
DICHTE	RHO = 1.210 KG/M**3
TEMPERATUR	T = 297.2 K
NULLSCHUBSPANNUNG	RO/R2 = 0.2085
PROFILLAENGE AUSSEN	L2 = 39.56 MM
PROFILLAENGE INNEN	L1 = 9.43 MM
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN	UR2 = 0.331 M/S
SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN	UR1 = 0.500 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.051	0.775	2.465	1.089	1.601	4.913	1.244	0.042	0.759	15.04	43.75
2	0.076	0.829	2.193	1.158	1.624	4.394	1.107	-0.027	0.695	16.10	65.63
3	0.126	0.889	2.014	1.132	1.501	3.795	1.024	-0.012	0.678	17.26	109.38
4	0.253	0.987	1.850	1.005	1.334	3.106	0.848	-0.022	0.622	19.18	218.76
5	0.379	1.055	1.688	0.985	1.231	2.669	0.731	0.021	0.567	20.50	328.14
6	0.506	1.108	1.544	0.892	1.090	2.185	0.564	-0.007	0.481	21.53	427.53
7	0.622	1.152	1.376	0.812	1.002	1.779	0.426	-0.001	0.403	22.38	546.91
8	0.758	1.188	1.202	0.746	0.916	1.420	0.323	0.012	0.341	23.08	656.29
9	0.885	1.217	1.006	0.686	0.780	1.045	0.167	0.011	0.202	23.64	765.67
10	0.935	1.221	0.938	0.615	0.738	0.901	0.096	0.010	0.126	23.72	809.42
11	0.961	1.223	0.925	0.611	0.719	0.873	0.057	0.007	0.076	23.75	831.30
12	0.986	1.223	0.904	0.597	0.711	0.840	0.019	0.004	0.027	23.76	852.17
INNENZONE											
13	0.953	1.224	0.594	0.394	0.484	0.371	-0.007	0.007	-0.015	15.77	296.55
14	0.847	1.222	0.605	0.381	0.480	0.371	-0.028	0.007	-0.058	15.74	263.56
15	0.741	1.217	0.621	0.395	0.503	0.398	-0.051	0.004	-0.102	15.68	230.58
16	0.635	1.212	0.663	0.418	0.521	0.443	-0.079	0.004	-0.149	15.61	197.59

VERSUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 89
 D1/D2 = 0.0198
 RE = 0.8086E 05

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 12.628 M/S
 RHO = 1.205 KG/M**3
 T = 299.4 K

NULLSCHUB SPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2000
 L2 = 39.99 MM
 L1 = 9.00 MM
 UR2 = 0.609 M/S
 UR1 = 0.878 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U'^2}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V'^2}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W'^2}}{UR}$	$\frac{K'}{UR^2}$	$\frac{U'V'}{UR^2}$	$\frac{U'W'}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZEONE											
1	0.050	0.785	2.268	1.179	1.482	4.366	-1.104	-0.052	-0.675	16.28	75.57
2	0.075	0.830	2.203	1.124	1.428	4.078	-1.057	-0.024	-0.672	17.22	119.36
3	0.125	0.891	2.112	1.154	1.403	3.881	-1.010	-0.024	-0.647	18.49	198.93
4	0.250	0.987	1.949	1.145	1.243	3.326	-0.919	-0.047	-0.615	20.48	397.87
5	0.375	1.051	1.775	1.042	1.166	2.798	-0.749	-0.022	-0.551	21.81	596.80
6	0.500	1.097	1.590	0.974	1.082	2.323	-0.611	-0.036	-0.491	22.77	795.74
7	0.625	1.137	1.406	0.930	0.956	1.878	-0.482	-0.010	-0.421	23.59	994.67
8	0.750	1.169	1.233	0.812	0.835	1.438	-0.329	-0.003	-0.329	24.24	1193.61
9	0.875	1.192	1.036	0.715	0.748	1.071	-0.190	-0.005	-0.221	24.73	1392.54
10	0.925	1.199	0.964	0.717	0.735	0.992	-0.120	-0.000	-0.144	24.88	1472.11
11	0.950	1.200	0.938	0.701	0.698	0.930	-0.083	-0.000	-0.103	24.90	1511.90
12	0.975	1.200	0.904	0.685	0.711	0.896	-0.044	0.002	-0.056	24.91	1551.69
INNENZEONE											
13	0.998	1.201	0.619	0.470	0.482	0.419	0.001	0.002	0.002	17.26	516.16
14	0.887	1.200	0.622	0.478	0.494	0.430	0.025	0.003	0.046	17.25	458.74
15	0.776	1.199	0.637	0.476	0.496	0.440	0.049	0.004	0.090	17.23	401.33
16	0.665	1.193	0.664	0.480	0.525	0.474	0.082	0.004	0.145	17.16	343.91

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 87
 D1/D2 = 0.0198
 RE = 0.1138E 06

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
 D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHT E
 TEMPERATUR

UM = 17.945 M/S
 RHC = 1.198 KG/M**3
 T = 300.8 K

NULLSCHUB SPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.1956
 L2 = 40.20 MM
 L1 = 8.79 MM
 UR2 = 0.837 M/S
 UR1 = 1.180 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{h^{**2}}}{UR}$	$\frac{\bar{K}}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.050	0.788	2.228	1.133	1.442	4.165	-1.015	-0.034	-0.638	16.90	108.46
2	0.075	0.835	2.222	1.100	1.378	4.022	-0.976	-0.050	-0.624	17.90	162.69
3	0.124	0.897	2.155	1.129	1.334	3.848	-1.023	-0.031	-0.656	19.23	271.15
4	0.249	0.989	1.959	1.106	1.232	3.290	-0.897	-0.030	-0.609	21.20	542.31
5	0.373	1.049	1.784	1.057	1.130	2.788	-0.756	-0.034	-0.551	22.48	813.46
6	0.497	1.093	1.601	0.923	1.051	2.260	-0.614	-0.022	-0.505	23.43	1084.61
7	0.622	1.131	1.416	0.889	0.962	1.861	-0.486	-0.020	-0.433	24.25	1355.77
8	0.746	1.163	1.227	0.799	0.834	1.419	-0.300	-0.021	-0.303	24.93	1626.92
9	0.871	1.186	1.057	0.716	0.728	1.080	-0.175	-0.011	-0.201	25.41	1898.08
10	0.920	1.193	0.984	0.682	0.724	0.979	-0.114	0.001	-0.140	25.57	2006.54
11	0.945	1.195	0.954	0.693	0.709	0.947	-0.088	0.001	-0.108	25.60	2060.77
12	0.970	1.196	0.923	0.686	0.704	0.909	-0.053	0.004	-0.067	25.63	2115.00
13	0.995	1.196	0.901	0.677	0.712	0.889	-0.007	-0.001	-0.008	25.62	2169.23
INNENZONE											
14	0.909	1.195	0.642	0.478	0.502	0.447	0.021	-0.001	0.037	18.17	610.86
15	0.796	1.193	0.651	0.479	0.513	0.459	0.044	0.003	0.078	18.13	534.41
16	0.682	1.188	0.675	0.475	0.528	0.480	0.071	0.003	0.125	18.07	457.95

VERSUCH
DURCHMESSER VERHAELTNIS
REYNOLDSZAHL

NR. 86
D1/D2 = 0.0198
RE = 0.1607E 06

AUSSENDURCHMESSER
INNENDURCHMESSER

D2 = 99.96 MM
D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
DICHTE
TEMPERATUR

UM = 25.823 M/S
RHC = 1.181 KG/M**3
T = 302.6 K

NULLSCHUBSPANNUNG

RO/R2 = 0.1912

PROFILLAENGE AUSSEN

L2 = 40.43 MM

PROFILLAENGE INNEN

L1 = 8.56 MM

SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN

UR2 = 1.167 M/S

SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

UR1 = 1.607 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.049	0.799	2.255	1.078	1.401	4.105	-1.015	-0.031	-0.651	17.67	148.33
2	0.074	0.841	2.225	1.074	1.364	3.983	-1.011	-0.092	-0.654	18.61	222.49
3	0.124	0.899	2.179	1.031	1.304	3.756	-0.966	-0.052	-0.645	19.89	370.82
4	0.247	0.990	1.975	0.994	1.259	3.237	-0.870	-0.066	-0.621	21.90	741.65
5	0.371	1.045	1.774	1.008	1.156	2.749	-0.725	-0.051	-0.542	23.12	1112.47
6	0.495	1.088	1.599	0.905	1.052	2.242	-0.587	-0.039	-0.488	24.07	1483.30
7	0.618	1.124	1.431	0.827	0.956	1.822	-0.465	-0.025	-0.428	24.88	1854.12
8	0.742	1.155	1.249	0.768	0.848	1.434	-0.309	-0.027	-0.316	25.55	2224.94
9	0.866	1.176	1.079	0.698	0.726	1.089	-0.164	-0.013	-0.189	26.02	2595.77
10	0.915	1.182	1.013	0.668	0.704	0.983	-0.109	-0.007	-0.133	26.15	2744.10
11	0.940	1.184	0.942	0.648	0.747	0.932	-0.077	-0.013	-0.098	26.20	2818.26
12	0.965	1.185	0.955	0.650	0.692	0.908	-0.045	-0.015	-0.057	26.22	2892.43
13	0.989	1.185	0.919	0.639	0.721	0.886	-0.012	-0.013	-0.016	26.22	2966.59
INNENZONE											
14	0.933	1.185	0.660	0.466	0.527	0.466	0.012	-0.004	0.021	19.04	815.58
15	0.816	1.183	0.688	0.465	0.511	0.476	0.036	-0.007	0.063	19.01	713.50
16	0.699	1.178	0.700	0.451	0.525	0.485	0.064	-0.004	0.113	18.93	611.43

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 88
 $D1/D2 = 0.0198$
 $RE = 0.2342E 06$

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

$D2 = 99.96$ MM
 $D1 = 1.98$ MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

$UM = 37.165$ M/S
 $RHO = 1.194$ KG/M**3
 $T = 302.1$ K

NULLSCHUB SPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

$RO/R2 = 0.1863$
 $L2 = 40.67$ MM
 $L1 = 8.32$ MM
 $UR2 = 1.624$ M/S
 $UR1 = 2.177$ M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.049	0.809	2.267	0.939	1.459	4.075	0.994	-0.030	0.681	18.50	209.00
2	0.074	0.856	2.247	0.983	1.410	4.002	0.987	-0.034	0.664	19.59	313.51
3	0.122	0.913	2.167	0.962	1.322	3.685	0.937	-0.047	0.648	20.89	522.51
4	0.246	0.996	1.944	0.915	1.247	3.087	0.820	-0.054	0.615	22.79	1045.02
5	0.369	1.048	1.724	0.968	1.193	2.666	0.749	-0.058	0.580	23.98	1567.53
6	0.492	1.092	1.563	0.849	1.063	2.147	0.578	-0.045	0.502	24.97	2090.04
7	0.615	1.123	1.378	0.803	0.991	1.763	0.458	-0.024	0.436	25.70	2612.55
8	0.738	1.153	1.207	0.741	0.868	1.380	0.305	-0.023	0.323	26.37	3135.06
9	0.861	1.173	1.037	0.649	0.752	1.031	0.160	-0.016	0.195	26.83	3657.57
10	0.910	1.178	0.982	0.642	0.708	0.939	0.111	-0.017	0.140	26.96	3866.58
11	0.934	1.181	0.952	0.624	0.703	0.895	0.082	-0.011	0.106	27.02	3971.08
12	0.959	1.181	0.928	0.621	0.703	0.869	0.053	-0.007	0.070	27.03	4075.58
13	0.984	1.181	0.912	0.604	0.696	0.840	0.021	-0.007	0.028	27.03	4180.08
INNENZONE											
14	0.960	1.181	0.680	0.452	0.512	0.466	-0.010	-0.002	-0.018	20.16	1118.76
15	0.840	1.179	0.682	0.457	0.529	0.478	-0.029	-0.001	-0.052	20.13	978.74
16	0.720	1.176	0.704	0.444	0.538	0.492	-0.057	-0.001	-0.103	20.08	838.72

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNI S
 REYNOLDSZAHL

NR. 95
 $D1/D2 = 0.0198$
 $RE = 0.4157E 05$

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

$D2 = 99.97$ MM
 $D1 = 1.98$ MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHT E
 TEMPERATUR

$UM = 6.465$ M/S
 $RHC = 1.204$ KG/M**3
 $T = 297.4$ K

NULLSCHUB SPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUB SPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUB SPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

$RO/R2 = 0.2085$
 $L2 = 39.56$ MM
 $L1 = 9.43$ MM
 $UR2 = 0.333$ M/S
 $UR1 = 0.502$ M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^T}{UR^{**2}}$	$\frac{U^T V^T}{UR^2}$	$\frac{U^T W^T}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
INNENZONE											
1	0.912	1.238	0.581	0.427	0.451	0.361	0.005	-0.005	0.011	15.94	283.56
2	0.891	1.238	0.578	0.434	0.449	0.362	0.010	-0.005	0.020	15.94	276.97
3	0.849	1.238	0.578	0.436	0.463	0.369	0.016	-0.005	0.033	15.95	263.79
4	0.817	1.237	0.586	0.426	0.461	0.369	0.025	-0.003	0.050	15.93	253.90
5	0.721	1.230	0.598	0.441	0.480	0.391	0.044	-0.003	0.087	15.84	224.25
6	0.637	1.222	0.626	0.455	0.495	0.422	0.068	-0.002	0.127	15.73	197.88
7	0.541	1.216	0.674	0.480	0.537	0.486	0.103	-0.000	0.182	15.66	168.23
8	0.446	1.206	0.752	0.485	0.591	0.575	0.133	0.001	0.220	15.53	138.57
9	0.361	1.191	0.860	0.472	0.610	0.667	0.170	0.001	0.267	15.34	112.21
10	0.266	1.169	1.014	0.535	0.689	0.895	0.236	0.003	0.320	15.06	82.55
11	0.223	1.152	1.119	0.563	0.737	1.056	0.280	0.003	0.352	14.83	69.37
12	0.181	1.133	1.275	0.583	0.815	1.315	0.359	0.002	0.416	14.59	56.18
13	0.170	1.127	1.329	0.564	0.824	1.381	0.365	0.003	0.421	14.52	52.89
14	0.160	1.120	1.392	0.560	0.820	1.461	0.398	0.009	0.451	14.42	49.59

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 94
 D1/D2 = 0.0198
 RE = 0.8020E 05

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.97 MM
 D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 12.644 M/S
 RHO = 1.192 KG/M**3
 T = 298.9 K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.2001
 L2 = 39.98 MM
 L1 = 9.01 MM
 UR2 = 0.610 M/S
 UR1 = 0.881 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{*2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{*2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{*2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{*2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
INNENZONE											
1	0.955	1.217	0.602	0.457	0.469	0.396	-0.010	-0.005	-0.019	17.48	490.73
2	0.933	1.217	0.604	0.454	0.467	0.394	-0.006	-0.007	-0.012	17.47	479.32
3	0.888	1.215	0.601	0.447	0.468	0.390	0.006	-0.005	0.012	17.45	456.51
4	0.855	1.214	0.606	0.439	0.467	0.389	0.013	-0.003	0.025	17.43	439.40
5	0.755	1.211	0.613	0.447	0.486	0.406	0.035	-0.002	0.068	17.39	388.08
6	0.666	1.207	0.636	0.453	0.496	0.428	0.056	-0.003	0.104	17.34	342.45
7	0.567	1.201	0.678	0.449	0.522	0.466	0.084	-0.000	0.152	17.24	291.13
8	0.467	1.190	0.744	0.444	0.530	0.516	0.116	-0.001	0.201	17.09	239.80
9	0.378	1.180	0.829	0.458	0.560	0.605	0.150	0.003	0.244	16.94	194.18
10	0.278	1.159	0.951	0.511	0.626	0.779	0.214	0.004	0.307	16.65	142.86
11	0.234	1.145	1.025	0.543	0.692	0.913	0.255	0.009	0.342	16.44	120.04
12	0.189	1.130	1.139	0.543	0.729	1.061	0.307	0.011	0.391	16.22	97.23
13	0.178	1.126	1.174	0.538	0.743	1.110	0.321	0.011	0.403	16.16	91.53
14	0.167	1.121	1.209	0.547	0.751	1.162	0.340	0.009	0.418	16.09	85.83

VER SUCH
 DURCHMESSER VERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 91
 $D1/D2 = 0.0198$
 $RE = 0.1139E 06$

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

$D2 = 99.97$ MM
 $D1 = 1.98$ MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

$UM = 18.013$ M/S
 $RHC = 1.193$ KG/M**3
 $T = 300.3$ K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUB SPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUB SPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

$RO/R2 = 0.1956$
 $L2 = 40.21$ MM
 $L1 = 8.79$ MM
 $UR2 = 0.840$ M/S
 $UR1 = 1.185$ M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
INNENZONE											
1	0.979	1.206	0.674	0.461	0.484	0.451	-0.009	-0.004	-0.016	18.33	658.26
2	0.957	1.206	0.674	0.455	0.487	0.449	-0.001	-0.007	-0.002	18.33	642.96
3	0.911	1.206	0.679	0.456	0.479	0.449	0.005	-0.007	0.009	18.33	612.37
4	0.877	1.206	0.675	0.455	0.489	0.451	0.017	-0.007	0.030	18.33	589.42
5	0.775	1.203	0.688	0.444	0.489	0.455	0.036	-0.008	0.065	18.28	520.57
6	0.683	1.199	0.707	0.450	0.505	0.479	0.060	-0.009	0.107	18.23	459.37
7	0.581	1.192	0.755	0.427	0.506	0.504	0.090	-0.009	0.158	18.13	390.52
8	0.479	1.185	0.817	0.448	0.535	0.577	0.128	-0.007	0.212	18.02	321.67
9	0.388	1.173	0.896	0.461	0.574	0.673	0.165	-0.003	0.257	17.83	260.47
10	0.285	1.153	1.026	0.512	0.671	0.883	0.247	-0.007	0.341	17.53	191.63
11	0.240	1.140	1.119	0.487	0.704	0.992	0.283	-0.007	0.383	17.33	161.03
12	0.194	1.123	1.219	0.509	0.727	1.137	0.337	-0.004	0.428	17.08	130.42
13	0.183	1.117	1.245	0.519	0.744	1.187	0.353	0.000	0.439	16.98	122.78
14	0.171	1.111	1.272	0.518	0.757	1.229	0.365	-0.007	0.449	16.89	115.13

VER SUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 93
 D1/D2 = 0.0198
 RE = 0.1607E 06

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.97 MM
 D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 25.555 M/S
 RHO = 1.186 KG/M**3
 T = 300.1 K

NULLSCHUBSPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.1912
 L2 = 40.43 MM
 L1 = 8.57 MM
 UR2 = 1.155 M/S
 UR1 = 1.590 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{U_M}$	$\frac{\sqrt{U'^2}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{V'^2}}{U_R}$	$\frac{\sqrt{W'^2}}{U_R}$	$\frac{\overline{K'}}{U_R^2}$	$\frac{\overline{U'V'}}{U_R^2}$	$\frac{\overline{U'W'}}{U_R^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.999	1.197	0.858	0.650	0.660	0.797	-0.027	-0.012	-0.036	26.47	2595.86
INNENZONE											
2	0.981	1.196	0.621	0.469	0.480	0.418	-0.011	-0.004	-0.021	19.23	858.07
3	0.935	1.196	0.621	0.467	0.484	0.419	-0.005	-0.004	-0.009	19.22	817.24
4	0.900	1.195	0.618	0.469	0.489	0.421	0.004	-0.006	0.008	19.21	786.61
5	0.795	1.194	0.627	0.467	0.493	0.427	0.025	-0.006	0.045	19.18	694.73
6	0.701	1.189	0.651	0.456	0.492	0.437	0.046	-0.002	0.085	19.12	613.05
7	0.596	1.184	0.685	0.450	0.509	0.466	0.074	-0.002	0.133	19.03	521.17
8	0.491	1.176	0.744	0.456	0.529	0.521	0.107	-0.001	0.184	18.91	429.29
9	0.398	1.165	0.814	0.475	0.565	0.604	0.145	0.000	0.233	18.73	347.62
10	0.292	1.148	0.939	0.511	0.638	0.774	0.215	0.005	0.311	18.45	255.74
11	0.246	1.136	1.015	0.518	0.674	0.877	0.250	0.008	0.344	18.26	214.90
12	0.199	1.120	1.119	0.517	0.699	1.004	0.297	0.008	0.390	18.01	174.06
13	0.187	1.116	1.148	0.519	0.703	1.041	0.308	0.012	0.399	17.94	163.85
14	0.176	1.112	1.175	0.536	0.715	1.089	0.326	0.010	0.410	17.88	153.65

VER SUCH
 DURCHMESSERVERHAELTNIS
 REYNOLDSZAHL

NR. 92
 D1/D2 = 0.0198
 RE = 0.2299E 06

AUSSENDURCHMESSER
 INNENDURCHMESSER

D2 = 99.97 MM
 D1 = 1.98 MM

MITTLERE GESCHWINDIGKEIT
 DICHTE
 TEMPERATUR

UM = 36.851 M/S
 RHO = 1.180 KG/M**3
 T = 301.3 K

NULLSCHUB SPANNUNG
 PROFILLAENGE AUSSEN
 PROFILLAENGE INNEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT AUSSEN
 SCHUBSPANNUNGSGESCHWINDIGKEIT INNEN

RO/R2 = 0.1866
 L2 = 40.66 MM
 L1 = 8.34 MM
 UR2 = 1.613 M/S
 UR1 = 2.165 M/S

NR	$\frac{Y}{L}$	$\frac{U}{UM}$	$\frac{\sqrt{U^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{V^{**2}}}{UR}$	$\frac{\sqrt{W^{**2}}}{UR}$	$\frac{K^*}{UR^{**2}}$	$\frac{U^*V^*}{UR^2}$	$\frac{U^*W^*}{UR^2}$	CCR	U+	Y+
AUSSENZONE											
1	0.993	1.194	0.861	0.636	0.654	0.787	-0.025	-0.007	-0.034	27.28	4149.77
2	0.998	1.195	0.855	0.635	0.665	0.789	-0.018	-0.007	-0.024	27.29	4170.31
INNENZONE											
3	0.960	1.195	0.637	0.470	0.494	0.436	-0.003	-0.005	-0.005	20.34	1103.53
4	0.924	1.195	0.640	0.469	0.492	0.436	0.004	-0.007	0.006	20.34	1062.17
5	0.816	1.193	0.651	0.464	0.499	0.444	0.027	-0.005	0.049	20.31	938.10
6	0.720	1.190	0.666	0.462	0.511	0.459	0.047	-0.005	0.084	20.26	827.82
7	0.612	1.185	0.705	0.458	0.526	0.492	0.072	-0.007	0.127	20.18	703.75
8	0.504	1.178	0.764	0.476	0.555	0.559	0.114	-0.005	0.188	20.05	579.68
9	0.408	1.168	0.833	0.503	0.604	0.655	0.157	-0.009	0.243	19.88	469.39
10	0.301	1.152	0.960	0.521	0.677	0.826	0.223	-0.006	0.315	19.62	345.33
11	0.253	1.140	1.040	0.536	0.706	0.934	0.263	-0.007	0.352	19.41	290.18
12	0.205	1.126	1.147	0.511	0.733	1.056	0.284	-0.004	0.371	19.17	235.04
13	0.193	1.122	1.174	0.565	0.749	1.129	0.329	-0.007	0.404	19.10	221.25
14	0.181	1.118	1.202	0.577	0.759	1.177	0.343	-0.001	0.411	19.03	207.47

AUSWERTUNG BRIGHTON

RADIENVERHAELTNIS
 RADIENVERHAELTNIS
 RADIENVERHAELTNIS

R1/R2 = 0.0625
 R0/R2 = 0.3009
 RM/R2 = 0.3275

Y/L	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'
AUSSENZONE												
0.036	2.269	1.134	1.615	4.521	2.130	0.976	1.531	3.917	1.823	0.761	1.219	2.694
0.071	2.190	1.035	1.447	3.979	2.071	0.905	1.397	3.529	1.942	0.847	1.229	2.999
0.143	2.041	1.020	1.377	3.552	2.021	0.902	1.456	3.510	1.704	0.783	1.129	2.396
0.215	1.972	1.001	1.357	3.366	1.892	0.882	1.248	2.959	1.565	0.726	1.070	2.061
0.286	1.744	0.941	1.229	2.718	1.744	0.819	1.154	2.522	1.496	0.736	1.060	1.952
0.358	1.664	0.857	1.159	2.424	1.664	0.806	1.110	2.326	1.466	0.705	1.030	1.855
0.429	1.496	0.788	1.060	1.991	1.546	0.776	1.090	2.089	1.397	0.679	1.020	1.727
0.571	1.456	0.770	1.060	1.919	1.347	0.685	0.939	1.583	1.357	0.659	1.001	1.639
0.715	1.179	0.706	0.801	1.265	1.209	0.660	0.758	1.235	1.139	0.646	0.894	1.257
0.857	1.011	0.640	0.718	0.973	0.968	0.619	0.704	0.908	0.919	0.576	0.745	0.866
INNENZONE												
0.999	0.758	0.460	0.510	0.523	0.730	0.515	0.543	0.547	0.680	0.479	0.537	0.490
0.786	0.811	0.508	0.520	0.593	0.811	0.524	0.597	0.638	0.717	0.447	0.519	0.492
0.578	0.995	0.522	0.644	0.840	0.997	0.520	0.622	0.821	0.835	0.401	0.588	0.602
0.370	1.220	0.555	0.785	1.207	1.138	0.544	0.733	1.122	1.075	0.453	0.723	0.945
0.263	1.372	0.603	0.891	1.520	1.340	0.570	0.931	1.494	1.236	0.479	0.827	1.220
Re	$9.58 \cdot 10^4$				$1.94 \cdot 10^5$				$3.27 \cdot 10^5$			

AUSWERTUNG BRIGHTON

RADIENVERHAELTNIS
RADIENVERHAELTNIS
RADIENVERHAELTNIS

R1/R2 = 0.1250
R0/R2 = 0.3894
RM/R2 = 0.4200

Y/L	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	K'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	K'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	K'
AUSSENZONE												
0.041	2.404	1.094	1.665	4.874	2.444	1.044	1.478	4.623	2.365	0.967	1.429	4.284
0.082	2.246	1.153	1.517	4.339	2.266	0.995	1.330	3.948	2.207	0.953	1.251	3.672
0.163	2.059	1.172	1.478	3.900	2.158	0.995	1.251	3.606	2.059	0.985	1.172	3.293
0.246	1.852	1.104	1.379	3.276	1.892	0.937	1.133	2.870	2.000	0.951	1.113	3.072
0.328	1.774	1.074	1.301	2.995	1.734	0.896	1.113	2.524	1.665	0.865	1.025	2.286
0.410	1.626	1.025	1.172	2.534	1.576	0.882	1.025	2.156	1.507	0.828	1.015	1.994
0.492	1.557	1.025	1.163	2.413	1.567	0.847	0.941	2.029	1.448	0.813	0.915	1.798
0.653	1.330	0.898	0.971	1.758	1.281	0.761	0.876	1.493	1.251	0.761	0.835	1.420
0.820	1.143	0.805	0.839	1.330	1.084	0.762	0.772	1.176	1.064	0.751	0.741	1.123
0.984	0.892	0.724	0.695	0.901	0.948	0.737	0.667	0.943	0.894	0.704	0.663	0.867
INNENZONE												
0.851	0.851	0.653	0.572	0.739	0.857	0.644	0.580	0.743	0.848	0.651	0.606	0.755
0.662	0.983	0.699	0.633	0.927	0.896	0.617	0.616	0.781	0.940	0.671	0.629	0.864
0.473	1.183	0.780	0.783	1.310	1.192	0.744	0.731	1.254	1.140	0.683	0.728	1.148
0.281	1.305	0.813	0.905	1.592	1.392	0.811	0.860	1.667	1.383	0.783	0.870	1.642
0.189	1.531	0.966	1.035	2.175	1.583	0.793	1.035	2.104	1.549	0.827	0.957	1.999
Re	$8.98 \cdot 10^4$				$1.82 \cdot 10^5$				$3.08 \cdot 10^5$			

AUSWERTUNG BRIGHTON

RADIENVERHAELTNIS
 RADIENVERHAELTNIS
 RADIENVERHAELTNIS

R1/R2 = 0.3750
 R0/R2 = 0.6286
 RM/R2 = 0.6300

Y/L	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'
AUSSENZICNE												
0.067	2.067	1.108	1.498	3.872	2.197	0.999	1.418	3.917	2.117	0.859	1.338	3.505
0.135	2.097	1.168	1.468	3.958	2.047	1.038	1.318	3.503	2.007	0.877	1.188	3.104
0.269	1.817	0.999	1.238	2.916	1.837	0.899	1.148	2.751	1.737	0.854	1.098	2.477
0.404	1.428	0.919	1.118	2.067	1.468	0.789	0.949	1.838	1.458	0.742	0.924	1.764
0.539	1.338	0.819	0.972	1.702	1.318	0.689	0.872	1.486	1.288	0.712	0.841	1.437
0.673	1.198	0.729	0.821	1.320	1.098	0.661	0.769	1.117	1.158	0.648	0.767	1.175
0.808	1.009	0.638	0.749	0.993	0.959	0.669	0.660	0.901	0.972	0.634	0.637	0.876
INNENZICNE												
0.887	0.772	0.581	0.516	0.600	0.782	0.594	0.556	0.637	0.797	0.566	0.524	0.615
0.690	0.902	0.603	0.542	0.736	0.914	0.626	0.582	0.783	0.884	0.563	0.599	0.728
0.493	1.131	0.641	0.681	1.077	1.122	0.655	0.705	1.092	1.141	0.672	0.691	1.115
0.296	1.291	0.754	0.914	1.536	1.320	0.733	0.808	1.466	1.367	0.720	0.823	1.532
0.197	1.442	0.773	0.990	1.829	1.423	0.748	0.884	1.683	1.452	0.748	0.860	1.703
Re	$6.5 \cdot 10^4$				$1.33 \cdot 10^5$				$2.16 \cdot 10^5$			

AUSWERTUNG BRIGHTON

RADIENVERHAELTNIS
 RADIENVERHAELTNIS
 RADIENVERHAELTNIS

R1/R2 = 0.5625
 R0/R2 = 0.7569
 RM/R2 = 0.7625

Y/L	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'	$\sqrt{U'^2}$	$\sqrt{V'^2}$	$\sqrt{W'^2}$	\bar{K}'
AUSSENZONE												
0.101	1.990	1.138	1.445	3.672	1.990	1.010	1.356	3.409	2.198	0.975	1.257	3.681
0.205	1.792	0.944	1.297	2.892	1.772	0.932	1.198	2.722	1.802	0.834	1.010	2.480
0.412	1.525	0.841	1.148	2.176	1.574	0.808	1.049	2.116	1.495	0.771	0.908	1.827
0.617	1.198	0.725	0.921	1.404	1.257	0.709	0.876	1.425	1.218	0.722	0.757	1.289
0.822	0.990	0.700	0.732	1.003	1.059	0.671	0.751	1.069	0.969	0.596	0.559	0.827
INNENZONE												
0.963	0.798	0.587	0.596	0.669	0.812	0.582	0.601	0.680	0.814	0.548	0.556	0.636
0.707	0.848	0.588	0.556	0.687	0.889	0.534	0.599	0.717	0.891	0.591	0.559	0.728
0.450	1.178	0.714	0.732	1.217	1.198	0.693	0.768	1.252	1.111	0.637	0.650	1.032
0.322	1.284	0.803	0.858	1.514	1.265	0.740	0.776	1.374	1.255	0.693	0.752	1.310
0.194	1.351	0.817	0.923	1.672	1.322	0.768	0.827	1.511	1.380	0.753	0.830	1.580
Re	$4.6 \cdot 10^4$				$9.3 \cdot 10^4$				$1.46 \cdot 10^5$			