

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 87 (1969)
Heft: 13: Sonderheft der GEP

Artikel: Druckverluste in 90 -Krümmern für Rechteckrohre
Autor: Sprenger, H.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-70631>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 06.02.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Druckverluste in 90°-Krümmern für Rechteckrohre

DK 532.542:621.643.42

Von Dr. H. Sprenger, Institut für Aerodynamik an der Eidg. Technischen Hochschule in Zürich¹⁾

Inhalt

Der Aufbau einer aus normalisierten Elementen zusammensetzbarer Versuchsanlage wird beschrieben, mit der sich durch Einbauen in Rechteckrohre (Seitenverhältnis 2:1) entstehende zusätzliche Druckverluste zuverlässig experimentell bestimmen lassen. In diesem Bericht werden die Messergebnisse über Druckverluste in 34 Krümmern Konfigurationen gegeben im Bereiche der Reynolds-Zahl von $3 \cdot 10^4$ bis $6 \cdot 10^5$. Schliesslich werden auch Effekte der Kombination von Krümmerelementen diskutiert.

Einleitung

Vor etwa 10 Jahren hat Prof. Dr. J. Ackeret [1]*) am Institut für Aerodynamik an der ETH ein Forschungsprogramm auf den Gebieten der Strömung durch Kanäle und Rohrelemente eingeführt, wie sie beispielsweise bei Lüftungs- und Klimatisationsanlagen vorkommen. Schon seit langem hat er Arbeiten seiner Mitarbeiter in diesem Gebiet angeregt [2] bis [5]. Gewisse Resultate dieses Programmes sind von ihm in einem von den General Motors Laboratorien im Jahre 1965 organisierten Symposium über «Internal Flow Problems» vorgetragen worden [6]. An strömungstechnischen Seminaren²⁾ hat auch der Verfasser dieses Aufsatzes referiert über die nachfolgend mitgeteilten Messungen an Rohrkrümmern, über Druckverluste und Schwingungserscheinungen in Regulierorganen und Rohrabzweigungen sowie über den Strömungsausgleich nach sprungartigen Rohrerweiterungen.

Die Fachliteratur über die Strömung durch Krümmern ist sehr umfangreich. Auf eine Zusammenstellung wird hier verzichtet, da in manchen Handbüchern Angaben zu finden sind. Bei der Durchsicht von Veröffentlichungen fällt auf, dass Armaturen für runde Rohre überwiegen, und dass beim Bearbeiten konkreter Projekte zweckdienliche Zahlenwerte oft fehlen. Bei manchen Rohranordnungen lassen sich die Druckverluste nur annähernd abschätzen, was erklärt, dass auch einfache Lüftungsanlagen gerne regulierfähig geliefert werden. Diese Tatsachen werden verständlich, wenn an die Vielfalt geometrisch möglicher Bauformen gedacht wird und daran, dass Formänderungen die Verluste stark beeinflussen können.

In diesem Zusammenhang ist zu erwähnen, dass die Verteilung der Zustromgeschwindigkeit das Verhalten nachgeschalteter Armaturen oder Ventilatoren empfindlich stören kann. Praktiker wissen zu berichten über schwer verständliche und ärgerliche Erfahrungen, die sie sich im Umgang mit Krümmern erworben haben. Es gibt dagegen auch Betriebsstörungen und Lärmbelästigungen, die sich mit etwas Einblick in das Strömungsgeschehen durch einfache Massnahmen beheben lassen.

Es war eines der Ziele des Forschungsprogrammes an Krümmern, den Maschineningenieur-Studenten an der ETH eine gewisse Erfahrung auf diesem Gebiet der Strömungslehre zu vermitteln. Manche Ergebnisse der Laborübungen haben als Beiträge zum vorliegenden Aufsatz gedient und werden gerne hiermit verdankt.

Aufbau der Versuchsanlage

Für Experimentalarbeiten mit Rohren und Rohrelementen ist es zweckmässig, sich auf wenige Abmessungen zu beschränken. Für die physikalische Grundlagenforschung über Vorgänge in zylindrischen und konischen Rohren wurde schon früher ein umfangreiches Baukastensystem kombinationsfähiger Präzisionsrohre aus Leichtmetallguss (10 und 20 cm \varnothing , Toleranz $\pm 0,02$ mm) aufgebaut [7]. Für Untersuchungen an Rechteckrohren eignet sich die Holzbauweise besser. Unsere Rechteckrohre sind aus plan geschliffenen, schwach lackierten, 13 mm dicken Tischlerplatten zusammengefügt (Toleranz

$\pm 0,2$ mm); sie lassen sich mit Hilfe massgenauer Hartholzflanschen versetzungsfrei kuppeln. Holzmodelle können kurzfristig gebaut und abgewandelt werden, und sind leicht mit Druckmessstellen, Beobachtungsfenstern oder Sondendurchführungen zu versehen.

In technischen Anlagen werden die meisten Rechteckkanäle im Bereiche der Reynolds-Zahlen 10^4 bis 10^6 betrieben. Unsere Versuchsanlage musste dem verfügbaren Platz angepasst werden. Zuverlässige Messungen sollten auch beim Zustand der ausgebildeten turbulenten Geschwindigkeitsprofile möglich sein. Auch war eine für Lüftungs-Anwendungen typische Querschnittspropotion zu wählen. Diesen Anforderungen wurde am ehesten ein Rohr vom Querschnitt 10×20 cm gerecht. Der Reibungsdruckverlust in Rechteckrohren lässt sich berechnen nach den für Kreisrohre verfügbaren Diagrammen, wenn die Wandungsrauigkeit bekannt und der hydraulische Durchmesser des Strömungsquerschnittes verwendet wird; im vorliegenden Fall ist $D_h = 13,33$ cm. Die Abmessungen der Versuchsanlage werden zweckmässig in Vielfachen oder Teilen dieses hydraulischen Durchmessers angegeben; beispielsweise sind die Achslängen aller bisher untersuchten Krümmern $3 D_h = 40$ cm. Die für Saugbetrieb eingetrigte Anlage ist total $120 D_h = 16$ m lang.

Ein Sulzer-Mitteldruck-Zentrifugalventilator Typ 33e (bei 3000 U/min: Luftförderstrom $2,3 \text{ m}^3/\text{s}$ und $300 \text{ mm H}_2\text{O}$ statischem Druck) wird angetrieben von einem genau zu regulierenden BBC-Gleichstrommotor von 15 kW. Eine Gummimanschette um das Ansaugrohr verhindert Vibrationsübertragungen auf die Versuchsstrecke; ein Gleichrichter und ein Drosselschieber im Ansaugstutzen des Ventilators helfen instabile Betriebszustände vermeiden. Das eigentliche Versuchsrohr misst insgesamt $90 D_h = 12$ m, davon $21 D_h = 2,8$ m Anlaufstrecke, $18 D_h = 2,4$ m austauschbare Versuchs-Rohrelemente und $51 D_h = 6,8$ m gerades Nachschaltrohr. Die gerade Anlaufstrecke muss samt Ansaugdüse beliebig im Raum verstellbar sein. Die ganze Anlage ruht auf leicht verschiebbaren und der Höhenlage anpassbaren Holzständern.

Vorarbeiten

Die Versuchsanlage wurde für Reihenuntersuchungen geplant, weshalb für die Luftdurchsatz- und Druckdifferenz-Messungen sorgfältige Voruntersuchungen und Eicharbeiten auszuführen waren.

Zur Mengemessung dient eine Einlaufdüse. Sie ist nach den für Rohre und Öffnungen mit rechteckigem Querschnitt üblichen Koordinaten geformt und wurde mit Hilfe von normgerecht in ein nachgeschaltetes Rohr von 20 cm Durchmesser eingebaute Messblenden geeicht. Bei genauen Messungen machten sich angesaugte Wirbel als Druckschwankungen störend bemerkbar. Eine Umkleidung der Düse mit einem Filterkasten ($2 \times 2 \times 2$ m, Stoff 10 Fäden pro cm; $\zeta = 50$ bei $u = 2$ m/s) beseitigte diese Störung. Die Eichcharakteristik wies bei kleinen Reynolds-Zahlen infolge laminarer Ablösung ein instabiles Gebiet auf, das sich durch Einbau eines Stolperrähmchens (230×130 mm aus 1,5 mm Draht) beheben liess. (Diese Massnahme änderte bei $Re = 350000$ den Düsenkoeffizienten von 0,978 auf 0,955.) Zur Mengemessung wird der Unterdruck im Rechteckrohr (mit Ringleitung) 5 cm nach der Düse gegenüber dem Umgebungsdruck (im Filterkasten) gemessen ($p_B - p_e$), Bild 1.

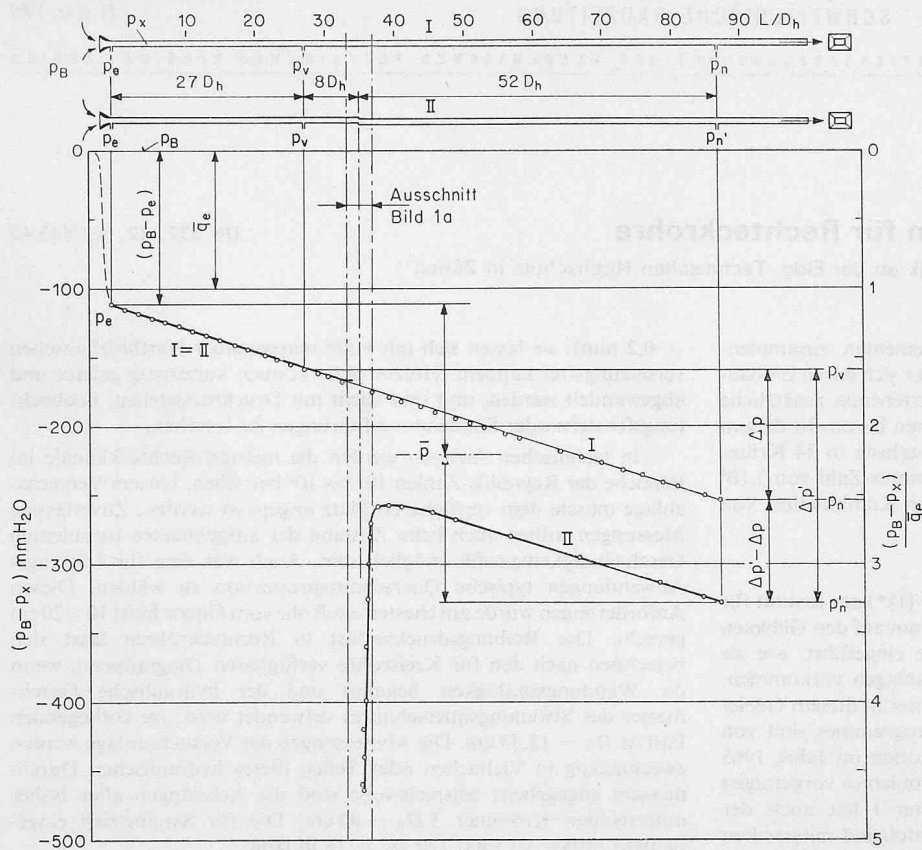
Die Düsenreinigung erfolgte im Bereich der Reynolds-Zahlen 17000 bis 680000; Düsenwirkdruck ($p_B - p_e$) = 0,3 bis 400 mm H₂O bei mittleren Luftgeschwindigkeiten im Rohr $\bar{u} = 2$ bis 80 m/s. Bei grossen Geschwindigkeiten und besonders beim Untersuchen von Anordnungen mit hohen Druckverlusten lassen sich, unter Annahme isothermer Expansion im Rohr, den absoluten Drücken p_x entsprechende lokale Werte für die Staudrücke \bar{q}_x berechnen:

$\bar{q}_x = \bar{q}_e \cdot p_e / p_x$ wobei $p_e = p_B - (p_B - p_e)$ und p_B die auf den Ruhedruck vor der Düse bezogene Barometerablesung ist.

¹⁾ Erste Ergebnisse konnten wegen notwendigen Korrekturen nicht, wie vorgesehen war, in SBZ, 8/1. (1962) H. 11, S. 181 erscheinen.

²⁾ H. Sprenger: T. H. Karlsruhe, Firma BASF in Ludwigshafen, Firma Brown Boveri & Cie in Baden (1966) und T. H. Hannover (1967).

*) s. Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes



Der Reibungsdruckverlust im geraden Rohr muss sehr sorgfältig kontrolliert werden, wobei alle Flanschverbindungen dicht und sämtliche statischen Druckanschlüsse zu verschliessen sind. Bild 1 zeigt als Beispiel eine Messung, bei der die Druckdifferenzen Δp an den Anschlüssen zwischen $25 D_h$ und $85 D_h$, also für eine Rohrlänge von $L = 60 D_h$ gemessen worden sind. Die gemessenen, nach der oben angegebenen Art berichtigten Rohrreibungskoeffizienten wurden in das für runde Rohre experimentell bestimmte Moody-Diagramm eingetragen. Es lässt sich daraus eine mittlere Rauigkeit des Holzes von $\varepsilon = 0,0002 \cdot D_h = 0,0267 \text{ mm}$ ablesen, was dem Wert der geschliffenen Holz wandungen entsprechen dürfte. (Fünf Jahre zuvor, kurz nach der Herstellung der Rohre, wurde die Rauheit 25% kleiner ($\varepsilon = 0,02 \text{ mm}$) bestimmt; Staubablagerungen und

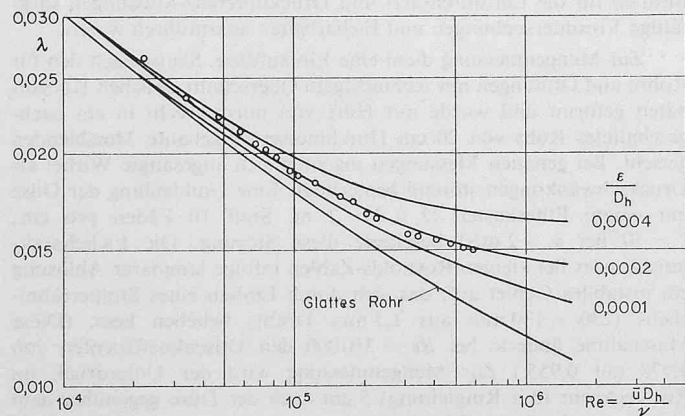


Bild 2. Ausschnitt aus dem Moody-Diagramm zum Berechnen der Druckverluste in runden, geraden Rohren bei ausgebildeter Geschwindigkeitsverteilung und unterschiedlicher Wandrauigkeit (ε) nach der Gleichung

$$\Delta p = \lambda \cdot L/D_h \cdot \rho/2 \cdot u^2$$

Mit Kreisen eingetragen sind die am Rechteckrohr ($B = 10 \text{ cm}$, $H = 20 \text{ cm}$) mit Luft gemessenen Werte des Reibungskoeffizienten λ über der auf den hydraulischen Durchmesser ($D_h = 13,33 \text{ cm}$) bezogenen Reynoldszahl; Dichte (ρ), dynamische Zähigkeit (μ), kinematische Zähigkeit ($\nu = \mu/\rho$) und mittlere Querschnittsgeschwindigkeit (u) charakterisieren das Strömungsmedium

Bild 1. Messanordnung und Messvorgang werden an einem einfachen Beispiel gezeigt: Zusatz-Druckverlust infolge Querschnittsverzerrung in einer Flanschverbindung. Bei gleichem Luftdurchsatz durch die gerade Rohrleitung sind längs der Oberfläche an Bohrungen (1 mm \varnothing) gemessene statische Wanddrücke p_x gegenüber dem barometrischen Umgebungsdruck p_B im Bilde aufgetragen für die zwei Fälle:

- I) gerades, sorgfältig montiertes Rohr
- II) gleiches Rohr mit einer Querschnittsverzerrung in einem Flansch.

Das Rechteckrohr ($B/H = 10/20 \text{ cm}$, $F = 200 \text{ cm}^2$, Rohrumfang $U = 60 \text{ cm}$, hydraulischer Durchmesser $D_h = 4F/U = 13^{1/3} \text{ cm}$) wurde an der Stelle $L/D_h = 35$ (4,66 m nach der Ansaugmengenmessdüse) im Querschnitt um 30% seiner Fläche lokal verkleinert (Flanschverschiebung um 3 cm parallel zu $B = 10 \text{ cm}$). Der Luftstrom erfährt an der Versetzungsstelle eine Beschleunigung und Richtungsverschiebung, wobei die Strahlablösungen längs der beiden scharfen Kanten den Strömungsquerschnitt zusätzlich einengen. Diese Vorgänge äussern sich in starkem Druckabfall. Gleich danach steigt der Druck wieder an (infolge Impulsaustausch des Strahles mit seiner Umgebung: Borda-Erweiterung) und verläuft (etwa von $L = 10 D_h$ nach der Störstelle an) anschliessend parallel zum Reibungsdruckabfall des Vergleichsrohres. Bild 1a zeigt den Druckverlauf auf der oberen und der unteren Seite des versetzten Rechteckrohres, gemessen in der Mitte der Rohrbreite, in der Nähe der Versetzungsstelle.

Zur quantitativen Beurteilung der Zusatz-Druckverluste ($p_n - p_n'$) durch Einbauten in Rohrleitungen genügen zwei Messstellen, die von den lokalen Vorgängen unbeeinflusst bleiben: p_v und p_n bzw. p_n' sowie zur Mengemessung p_e .

Bei der gezeigten Anlage lässt sich ($p_n - p_n'$) nicht direkt messen, sondern es sind zwei zeitlich nacheinander auszuführende Druckdifferenzmessungen (bei gleichem Luftdurchsatz) erforderlich:

$$(p_n - p_n') = (p_v - p_n) - (p_v - p_n') = \Delta p' - \Delta p$$

hygroskopische Auswirkungen erklären diese Änderungen.) Aus Bild 2 geht zudem hervor, dass für Messungen bei Reynolds-Zahlen unter 10^5 die λ -Werte etwas zu gross sind, da die Anlaufstrecke von $25 D_h$ für kleine Reynolds-Zahlen zu kurz ist. Diese Strecke liess sich wegen der Raumverhältnisse nicht vergrössern. Weil bei den vorliegenden Untersuchungen stets zwei, unter gleichen Zustrombedingungen gemessene Druckdifferenzen - ohne und mit eingebautem Zusatzwiderstand - verglichen werden, wird die etwas kurze Anlaufstrecke die Ergebnisse kaum beeinflussen haben.

Für unsere Versuchsaufbauten stehen gerade Rohrstücke je in dreifacher Ausführung zur Verfügung in den Längen 1, 2, 3, 6, 9, 12 und 15 hydraulische Durchmesser. Sie sind alle ausgestattet mit sorgfältig montierten statischen Druckmessröhrchen ($2 \times 1 \text{ mm } \varnothing$). Auch diese Anschlüsse sind in ganzzahligen Abständen von D_h angeordnet. Weiter sind Rohreinsätze mit zahlreichen Messanschlüssen (bis $0,01 D_h = 1,33 \text{ mm}$ Abstand) und solche mit eingebauten, über die Messebene verschiebbaren Grenzschicht-, Prandtl- und Hitzdraht-Sonden vorhanden, die zum Untersuchen von Detailvorgängen und zur Aufnahme von Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilungen in beliebigen Schnitten der Versuchsanlage dienen. Bild 3 zeigt in dimensionsloser Darstellung als Beispiel Geschwindigkeitsprofile im geraden Rohr bei $Re = 340000$ und $40 D_h$ nach der Einlaufdüse in den Mittelachsen des Rechteckquerschnittes gemessen.

Die Messtauglichkeit einer geraden Rohrstrecke lässt sich an Hand der statischen Längsdruckverteilung beurteilen; geringe Flanschverschiebungen und nicht verschlossene Messbohrungen äussern sich als Unstetigkeiten des Druckverlaufes. Vorversuche zeigten, dass beim Einbau grober Strömungshindernisse in die Rohrleitung sich die Störungen nie weiter als $3 D_h$ stromaufwärts bemerkbar machten. Bei allen Druckverlustbestimmungen wurde der Druck (mit Ringleitung) etwa (3 bis 6) D_h vor dem Objekt gemessen; abstromseitig sollte die Beruhigungsstrecke möglichst so lang sein, dass die Geschwindigkeitsverteilung wieder dem ausgebildeten Zustand der Grenzschichten im geraden Rohr entspricht.

Dieser Zusatzdruckverlust wird nach *J. Weisbach* [9] mit dem Staudruck der mittleren Geschwindigkeit im Rohr (\bar{q}) verglichen und als Druckverlustbeiwert $\zeta = (\Delta p' - \Delta p) / \bar{q}$ angegeben. Der Druckabfall an der Ansaugmessdüse wurde beim gezeigten Beispiel ($p_B - p_e$) = 111 mm H₂O gewählt, da nach der Düsenleichung bei diesem Wert der Staudruck der mittleren Geschwindigkeit beim Eintritt in das Rohr $\bar{q}_e = \rho_e / 2 \cdot \bar{u}_e^2 = 100$ mm H₂O beträgt. Daraus ergibt sich $\bar{u}_e = 41,7$ m/s und ein Ansaugvolumen von

$$Q_e = \bar{u}_e \cdot F = 0,834 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Gemessen wurden bei diesem Luftdurchsatz zeitlich nacheinander:

- I) ($p_v - p_n$) = Δp = 95 mm H₂O
 - II) ($p_v - p_n'$) = $\Delta p'$ = 169 mm H₂O
- wobei ($p_B - p_n'$) = 328 mm H₂O war.

Damit lassen sich weiter berechnen:

$$\text{Rohrreibungskoeffizient } \lambda = \frac{\Delta p}{L/D \cdot \bar{q}_e} = \frac{95}{60 \cdot 100} = 0,01582$$

$$\text{Reynolds-Zahl } Re = \frac{\bar{u}_e \cdot D_h}{\nu} = \frac{41,7 \cdot 0,133}{1,63 \cdot 10^{-5}} = 3,4 \cdot 10^5$$

$$\text{Druckverlustbeiwert } \zeta_i = \frac{\Delta p' - \Delta p}{\bar{q}} = \frac{169 - 95}{100} = 0,74,$$

(für inkompressible Flüssigkeit ermittelt)

$$\text{äquivalente Rohrlänge } L_{aeq} = \frac{\zeta_i}{\lambda} \cdot D_h = 46,7 \cdot D_h = 6,24 \text{ m}$$

Längs des Rohres nimmt die Luftdichte ab und die Geschwindigkeit wird etwas grösser. Bei Annahme isothermer Zustandsänderung lässt sich die Korrektur nach dem mittleren statischen Druck (\bar{p}) in der Messstrecke abschätzen:

$$\bar{p} = p_e - 1/2 [(p_B - p_n') - (p_B - p_e)] = p_e - 1/2 (p_e - p_n'),$$

$$\bar{q} = \bar{q}_e \cdot \frac{p_e}{\bar{p}};$$

der korrigierte Druckverlustbeiwert ist

$$\zeta = \frac{\Delta p' - \Delta p}{\bar{q}}.$$

Die Anlage ist derart gestaltet, dass beim Betrieb die Differenzdrücke für Mengemessung und Druckabfall von gleicher Grössenordnung sind, ein Umstand, der sich günstig auf die Genauigkeit der Ergebnisse auswirkt. Bei allen Untersuchungen wurde stets gegen den statischen Unterdruck am Ende des Rohres gegenüber dem barometrischen Druck im Raume gemessen, um Kompressibilitätskorrekturen abschätzen zu können; diese sind bis $Re = 3 \cdot 10^5$ vernachlässigbar klein und vermindern die Druckverlustbeiwerte bei $Re = 5 \cdot 10^5$ um weniger als 5%.

Zum Veranschaulichen der beim Luftversuch unsichtbaren Detailvorgänge ist ein einfacher Wasserkanal benützt worden. Blechstreifen und Winkel mit verschiedenen Abrundungsradien, die sich in der Ebene zusammenfügen lassen, erfüllen den Zweck vollauf (Bilder 4 und 14).

Messvorgang und Auswertung

Experimentell sind die zusätzlichen Druckverluste zu bestimmen, die in einer Rohrleitung durch Einbauten (Krümmer, Schieber, Mess- und Reguliereinrichtungen usw.) sowie auch als Folge von Konstruktionsabweichungen (Stoßfugen, Leckagen, Rauheiten usw.) auftreten. Es wird zu diesem Zwecke aus der geeichten, geraden Rohrstrecke in einer stromaufwärts gelegenen Partie ein Rohrstück entfernt, das die gleiche Achslänge besitzt wie das an seiner Stelle einzubauende und zu untersuchende Rohrelement. Nun werden bei Variation des Luftdurchsatzes ($p_B - p_e$) die zugeordneten Druckabfälle $\Delta p'$ gemessen und den Eichkurven die Werte \bar{q}_e und Δp entnommen. Der Druckverlustbeiwert ist dann

$$\zeta = \frac{\Delta p' - \Delta p}{\bar{q}}$$

wobei $\bar{q} = \bar{q}_x$ der Staudruck ist, der sich bei isothermer Strömung beim mittleren Druck \bar{p} in der Messstrecke ergibt. Die mitgeteilten Druckverlustbeiwerte dürften daher den Werten bei inkompressibler Strömung entsprechen, obschon in extremen Fällen lokale Mach-

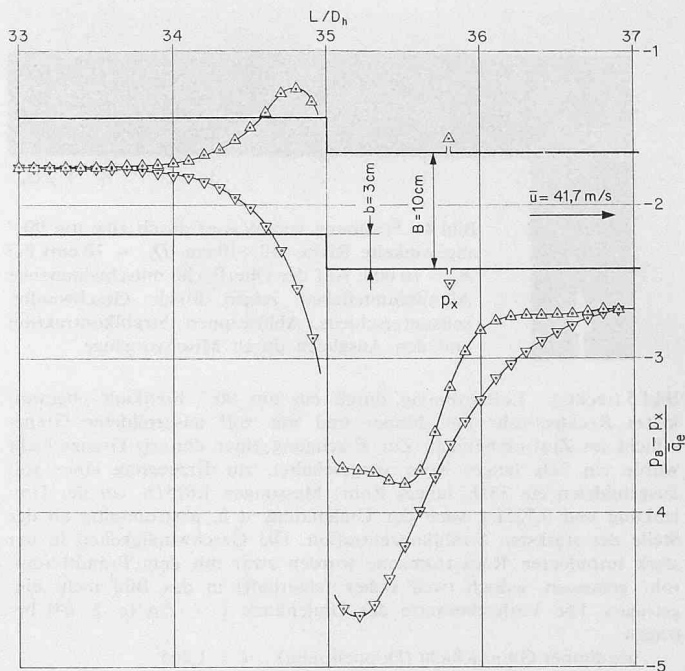


Bild 1a

Sind zum Beispiel

$$(p_B - p_n') = 328 \text{ mm H}_2\text{O} \text{ und } \bar{q} = 1,01 \bar{q}_e = 101 \text{ mm H}_2\text{O},$$

so wird

$$\zeta = \frac{74}{101} = 0,733.$$

Dem Drucksprung von 300 mm H₂O im Bereiche der Flanschversetzung entspricht eine lokale Geschwindigkeit von 72 m/s (Machzahl 0,21 gegenüber 0,125 im Rohr).

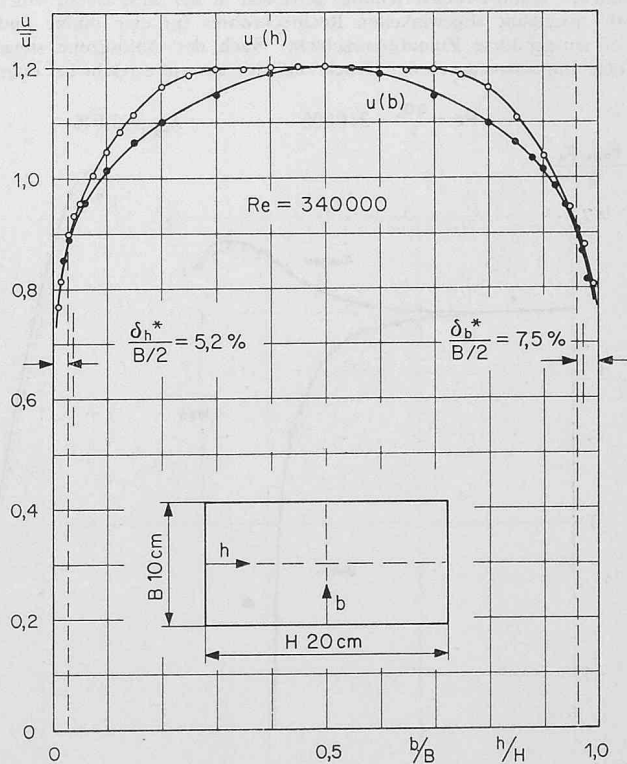


Bild 3. In Mittelschnitten des Rechteckrohrs gemessene Geschwindigkeitsprofile mit Angabe der durch Integration bestimmten lokalen Grenzschicht-Verdrängungsdicken (δ^*) bei $Re = 340000$

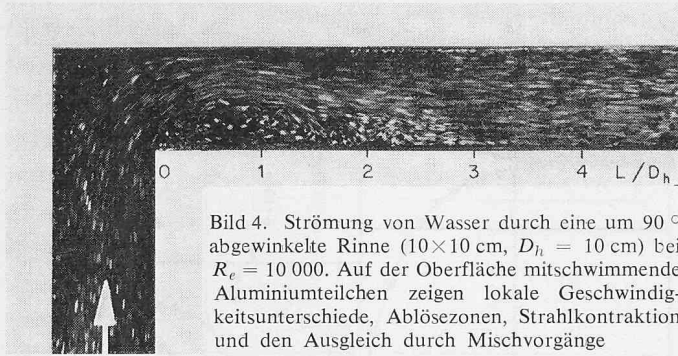
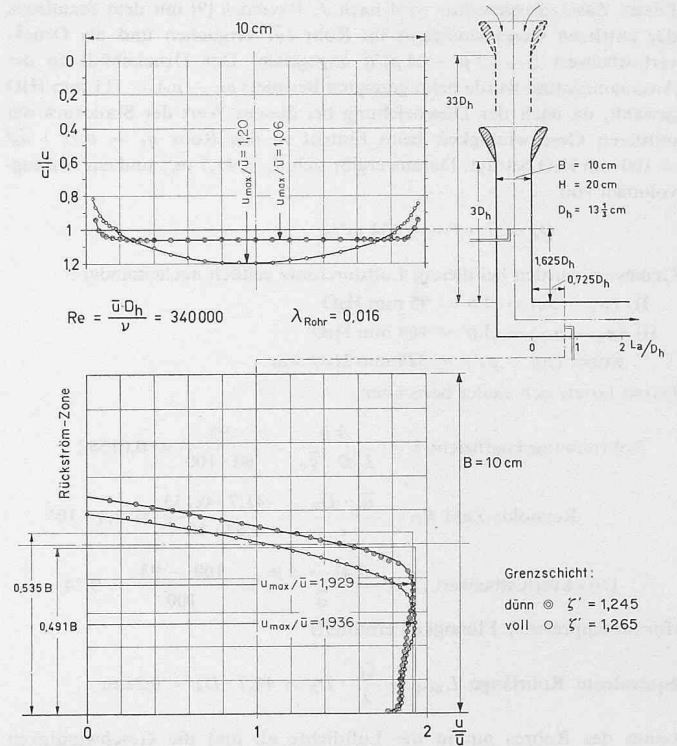


Bild 4. Strömung von Wasser durch eine um 90° abgewinkelte Rinne (10×10 cm, $D_h = 10$ cm) bei $Re = 10\,000$. Auf der Oberfläche mitschwimmende Aluminiumteilchen zeigen lokale Geschwindigkeitsunterschiede, Ablösezone, Strahlkontraktion und den Ausgleich durch Mischvorgänge

Bild 5 (rechts). Luftströmung durch ein um 90° breitkant abgewinkeltes Rechteckrohr mit dünner und mit voll ausgebildeter Grenzschicht im Zustrombereich. Zur Erzeugung einer dünnen Grenzschicht wurde ein $3D_h$ langes Rohr vorgeschaltet, zur Erzeugung einer voll ausgebildeten ein $33D_h$ langes Rohr; Messungen $1,625D_h$ vor der Umlenkung und $0,725D_h$ nach der Umlenkung, d. h. abstromseitig an der Stelle der stärksten Strahlkonzentration. Die Geschwindigkeiten in der stark turbulenten Rückstromzone wurden zwar mit dem Prandtl-Staurohr gemessen, jedoch (weil sicher fehlerhaft) in das Bild nicht eingetragen. Die Verlustbeiwerte der Umlenkung $\zeta = \Delta p / (\rho / 2 \cdot u^2)$ betragen

- bei dünner Grenzschicht (Doppelkreise) $\zeta = 1,245$
- bei voller Grenzschicht (einfache Kreise) $\zeta = 1,265$

Anmerkung: Die Werte unterscheiden sich vom Gesamtdruckabfall nach Bild 6 um den Rohrreibungsanteil. Weitere Geschwindigkeitsprofile zeigt Bild 7



zahlen bis 0,5 auftreten. Die den Druckverlustbeiwerten zugeordneten Reynolds-Zahlen sind mit genügender Genauigkeit den Werten der Ansaugdüse gleichgesetzt worden:

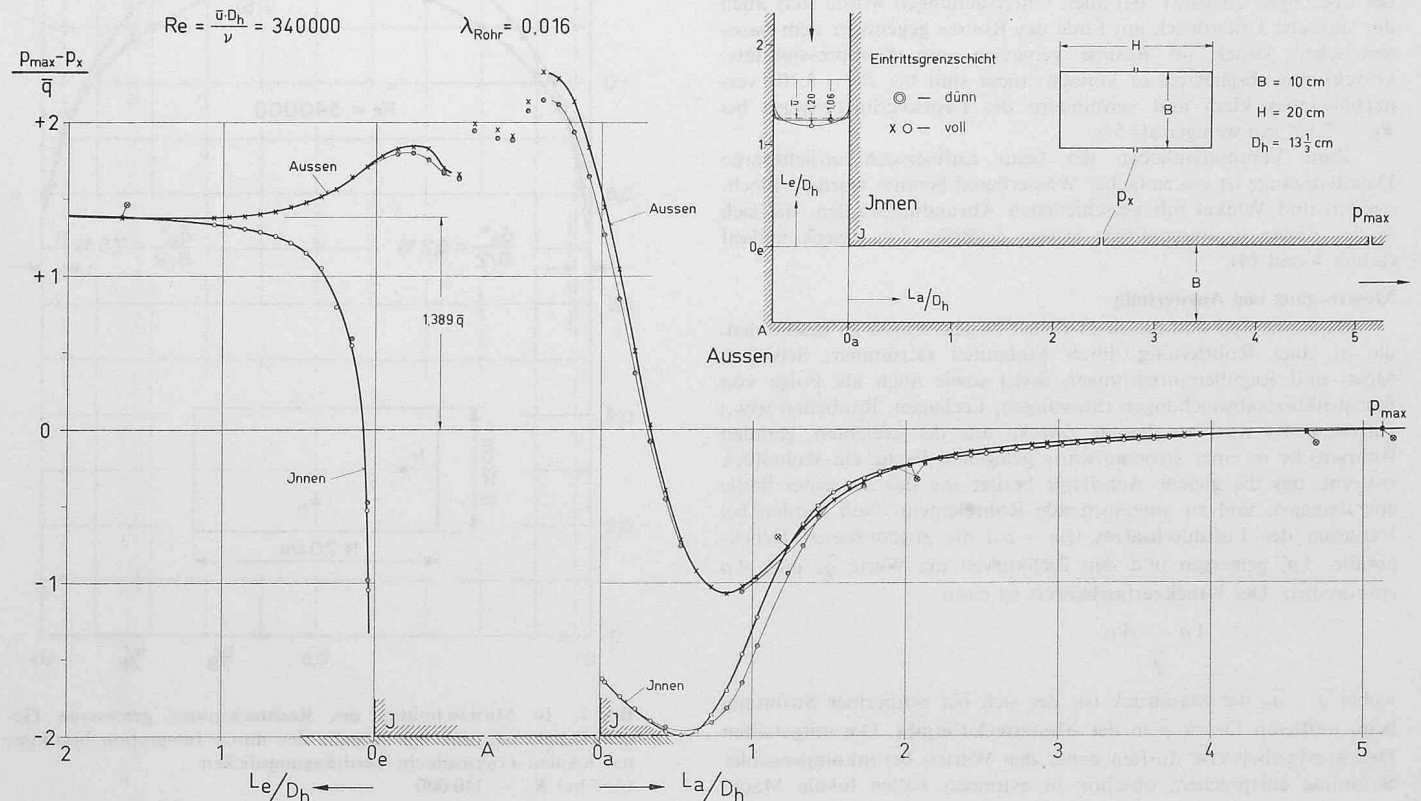
$$Re = \frac{\bar{u}_e D_h}{\nu}$$

wobei $\bar{u}_e = \sqrt{2/q_e \cdot \bar{q}_e}$, ν die kinematische Zähigkeit und q_e die Dichte der Luft bedeuten.

Bild 6. Wand-Druckverteilung, gemessen in der Mittelebene eines um 90° breitkant abgewinkelten Rechteckrohres für eine dünne und die voll ausgebildete Zulaufgrenzschicht. Nach der Ablösezone steigt infolge Impulsaustausch der Druck zunächst an und erreicht bei ungefähr

Besonders hervorgehoben muss werden, dass sämtliche in dieser Arbeit mitgeteilten Druckverlustbeiwerte den im betreffenden, gerade gedachten Leitungstück gleicher Länge auftretende Reibungsdruckabfall nicht enthalten, sondern nur ein Maß sind für die Zusatzverluste, die beim Einbau eines Krümmers oder eines andern Organs auftreten. Der bei gewissen Anwendungsfällen additiv zu berücksichtigende Reibungsdruckabfall des geraden Rohres gleicher Länge (wie diejenige des Krümmers) lässt sich leicht berechnen. Beispiels-

$L = 5 D_h$ den Wert p_{max} . Die statischen Wanddrücke wurden gegenüber p_{max} gemessen und sind bezogen auf den Staudruck der mittleren Rohrgeschwindigkeit ($q = \rho / 2 \cdot u^2$) aufgetragen. (Vgl. Bild 1 und Anmerkung zu Bild 5.)



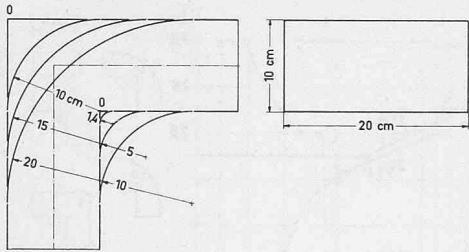


Bild 8a (links). Abmessungen der untersuchten 16 Breitkant-90°-Krümmer. Sie entstehen durch Kombination der vier Radien auf der Innenseite mit den vier Radien auf der Aussenseite (vgl. Bild 10)

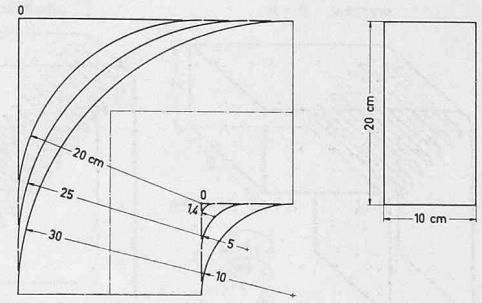


Bild 9a (rechts). Abmessungen der untersuchten 16 hochkant 90°-Krümmer. Sie entstehen durch Kombination der vier Radien auf der Innenseite mit den vier Radien auf der Aussenseite (vgl. Bild 12)

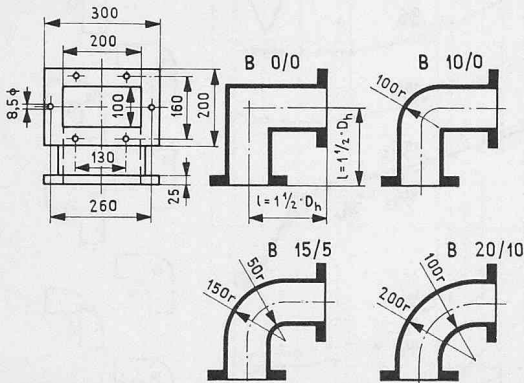


Bild 8b (links). Vier der Breitkant-Krümmer mit Angabe ihrer Kurzbezeichnungen und Konstruktionshinweisen

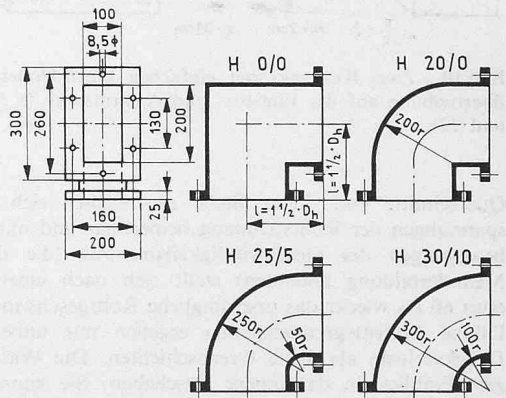


Bild 9b (rechts). Vier der Hochkant-Krümmer mit Angabe ihrer Kurzbezeichnungen und Konstruktionshinweisen

weise wird bei $\lambda = 0,02$ und $L/D_h = 3$, $\Delta \zeta = 0,06$, was ungefähr dem halben Zusatzdruckverlust der besten Krümmer entspricht.

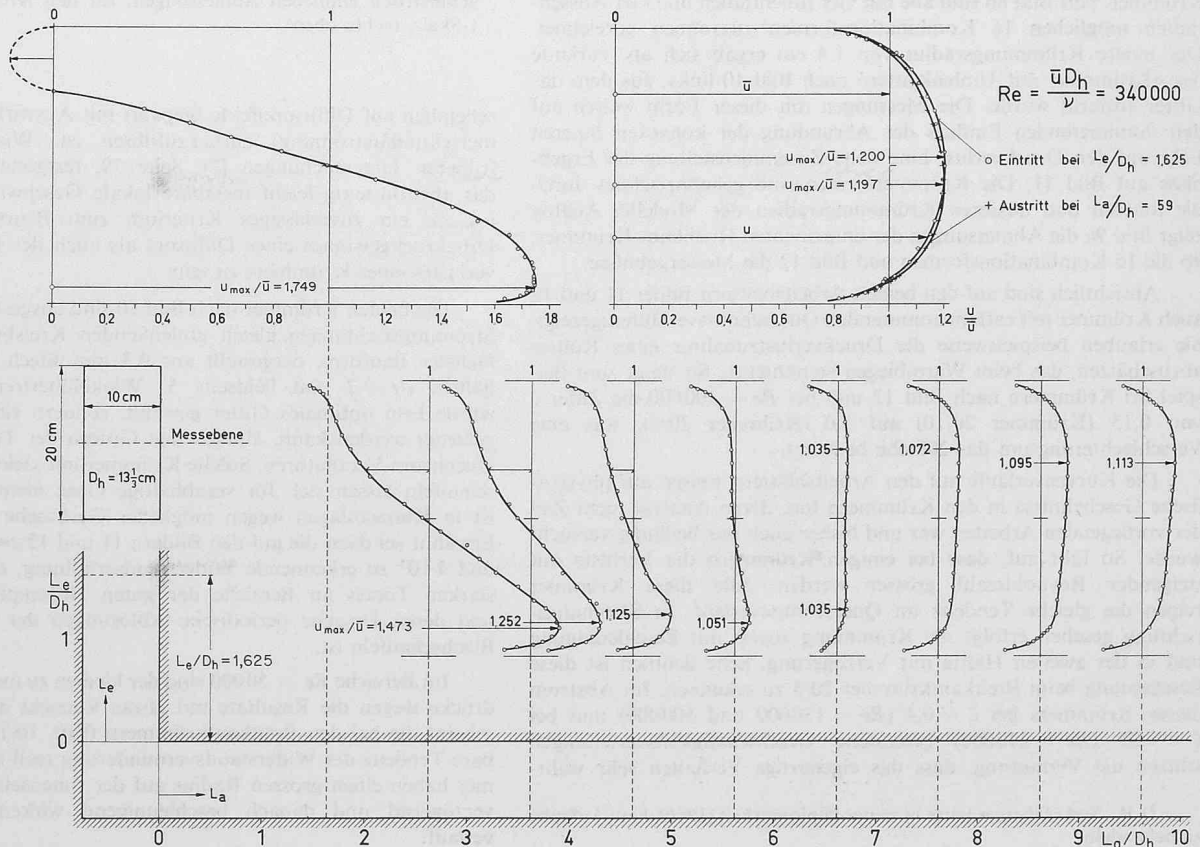
Zum Verständnis der Auswirkungen von Rohreinbauten dient der Begriff der äquivalenten Rohrlänge $(L/D)_{aeq} = \zeta/\lambda$; er ist ein anschauliches Mass für die Zusatzverluste. Ein Krümmer mit $\zeta = 1$ zum Beispiel erzeugt beim Betrieb mit $\lambda = 0,02$ einen zusätzlichen Druckverlust, der gleich gross ist wie der Reibungsdruckabfall eines geraden Rohres von der Länge $L = 50 D$.

Die zu untersuchenden Rohrelemente lassen sich auch in die Anlaufstrecke selbst einbauen zum Bestimmen der Verlustbeiwerte bei dünneren Zustromgrenzschichten. Fast alle hier mitgeteilten Ergebnisse beziehen sich auf den Strömungszustand mit voll ausgebildetem Geschwindigkeitsprofil im Zustromkanal.

Ausgewählte Ergebnisse

Vom Strömungsgeschehen aus betrachtet, ist wohl der extremste Krümmer eine scharfkantige Umlenkung. Der Aerodynamiker scheut solche «Formen» und misst sie nur der Vollständigkeit wegen aus. Doch die Bilder 4, 5, 6 und 7 beweisen, dass dabei unerwartet interessante Wirkungen in Erscheinung treten. Gewiss ist sein Druckverlust gross, $\zeta = 1,3$; und es wäre mit einfachen Mitteln möglich, diesen Umlenkverlust auf den zehnten Teil zu verringern. An der innern Krümmerecke löst sich der Strom von der Kanalwandung ab, prallt als Freistrahл gegen die abgewinkelte Aussenwand, wird hier nach einer Seite abgelenkt, erreicht eine Zone mit stärkster Strahlkontraktion und erfährt auf einer Rohrlänge von etwa $6 D_h$ einen praktisch vollkommenen Geschwindigkeitsausgleich über den ganzen

Bild 7. Geschwindigkeitsprofile gemessen in der Mittelebene einer 90°-Umlenkecke bei voll ausgebildeter turbulenter Rohrströmung im Zulauf. Zwei weitere Profile dazu enthält Bild 5 und die zugeordnete Druckverteilung Bild 6. Rechts oben werden Geschwindigkeitsverteilungen verglichen, wie sie in den Druckmess-ebenen vor und weit hinter der Umlenkung vorhanden sind; die Unterschiede sind gering. Eingetragen sind auch die in den Schnitten vorhandenen grössten Übergeschwindigkeiten. Bemerkenswert ist die ausgeglichene Verteilung bei $L = 6,6 D_h$



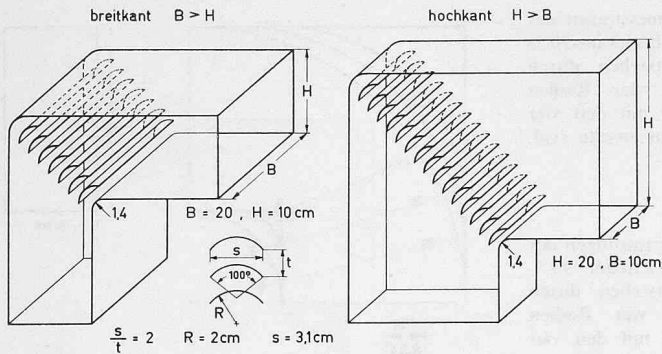


Bild 10. Zwei Krümmern mit einfachen Blech-Umlenkgeräten; Winkelüberhöhung auf der Eintritts- und Austrittsseite je 5° (vgl. Bilder 11 und 12)

Querschnitt. Von dieser Stelle an machen sich die Wandschubspannungen der Rohrströmung bemerkbar und mit leichten Pendelbewegungen der Geschwindigkeitsmaxima (die die Tendenz zur Meanderbildung andeuten) stellt sich nach einer Lauflänge von etwa $60 D_h$ wieder das ursprüngliche Rohrgeschwindigkeitsprofil ein. Dünne Eintrittsgrenzschichten ergeben nur unbedeutend kleinere Druckverluste als dicke Grenzschichten. Die Wanddruckverteilung gibt Einblick in das innere Geschehen: Sie kann erklärt werden, wenn man die Strömung als einen freien Strahl betrachtet, wie auch Bild 4 zeigt. Der Druckrückgewinn lässt sich, ausgehend von der Stelle mit grösster Strahlkontraktion, nach dem Impulssatz annähernd berechnen. Der geometrisch einfachste Krümmer ist somit derjenige, der sich mit dem Werkzeug der Theorie am ehesten abschätzen lässt³⁾. Weiter ist die Umlenkkecke paradoxerweise ein Mittel zum Erzeugen einer konstanten Querschnittsgeschwindigkeit, allerdings mit starken turbulenten Längs- und Querschwingungen, wie sie jedoch für technische Anwendungen nützlich sein können [7], Seite 74.

Weitere interessante Abwandlungen der Eckströmung hat Oberingenieur B. Regenscheid [8] von der Firma H. Krantz, Aachen, in seinem Diskussionsbeitrag nach den Ausführungen des Referenten an der Technischen Hochschule Karlsruhe (1966) gezeigt. Treppenartige Ecken auf der Innenseite ergeben eine Verminderung des Druckverlustbeiwertes bis 60%.

Bild 8a zeigt die Abmessungen der untersuchten Breitkantkrümmer. Auf Bild 8b sind alle mit vier Innenradien und vier Aussenradien möglichen 16 Kombinationsformen zusammen gezeichnet. Der innere Krümmungsradius von 1,4 cm ergab sich als Variante des «Krümmers mit Umlenkgeräten» nach Bild 10 links, aus dem das Gitter entfernt wurde. Die Messungen mit dieser Form weisen auf den dominierenden Einfluss der Abrundung der konvexen inneren Ecke auf den Druckverlust hin; siehe Zusammenstellung der Ergebnisse auf Bild 11. Die Krümmerformen sind gekennzeichnet durch die inneren und äusseren Krümmungsradien der Modelle. Analog zeigt Bild 9a die Abmessungen der untersuchten Hochkant-Krümmer, 9b die 16 Kombinationsformen und Bild 12 die Messergebnisse.

Absichtlich sind auf den beiden Arbeitsblättern Bilder 11 und 12 auch Krümmern mit extrem anmutenden Querschnittsverläufen gezeigt. Sie erlauben beispielsweise die Druckverlustzunahme eines Rohres abzuschätzen, das beim Warmbiegen «einknickt». So steigt zum Beispiel bei Krümmern nach Bild 12 und bei $Re = 400000$ die Ziffer ζ von 0,15 (Krümmer 20/10) auf 3,0 (Krümmer 20/0), was eine Verschlechterung um das 20fache bedeutet.

Die Kurvenverläufe auf den Arbeitsblättern weisen auf physikalische Geschehnisse in den Krümmern hin, deren Analyse nicht Ziel der vorliegenden Arbeiten war und bisher auch nur beiläufig versucht wurde. So fällt auf, dass bei einigen Krümmern die Verluste mit steigender Reynoldszahl grösser werden. Alle diese Krümmern zeigen die gleiche Tendenz im Querschnittsverlauf. In Strömungsrichtung gesehen erfolgt die Krümmung zuerst mit Beschleunigung und in der zweiten Hälfte mit Verzögerung. Sehr deutlich ist diese Erscheinung beim Breitkantkrümmer 20/5 zu erkennen. Im Abstrom dieses Krümmers bei $\zeta = 0,4$ ($Re = 130000$ und 500000) und bei $\zeta = 0,25$ ($Re = 240000$) gemessene Geschwindigkeitsverteilungen stützen die Vermutung, dass das eigenartige Verhalten sehr wahr-

³⁾ W. Stehrenberger hatte in seiner Diplomarbeit (1966) diese Aufgabe zu behandeln.

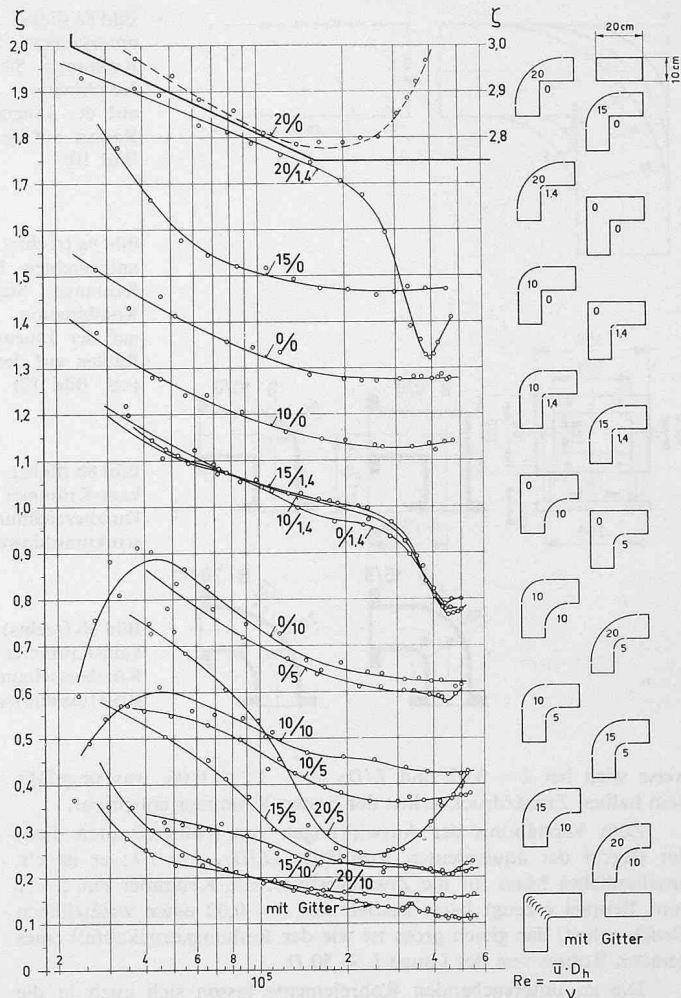


Bild 11. Umlenk-Druckverluste (Ziffern ζ) für 17 verschiedene 90° -Breitkantkrümmern nach den Bildern 8a, 8b und 10. Die Krümmern sind gekennzeichnet durch die Radien (Angaben in cm, zugeordnet zu $B = 10$ cm und $H = 20$ cm; leicht umzurechnen für Rohre mit geometrisch ähnlichen Abmessungen; für den Krümmer 20/0 gilt die ζ -Skala rechts oben)

scheinlich auf Diffusoreffekte (gepaart mit Auswirkungen der Krümmersekundärströmung) zurückzuführen ist. Wie schon bei den früheren Untersuchungen [7], Seite 79, festgestellt wurde, scheint das abstromseitig leicht messbare lokale Geschwindigkeitsverhältnis u_{max}/\bar{u} ein zuverlässiges Kriterium zum Beurteilen sowohl des Druckrückgewinnes eines Diffusors als auch des bleibenden Druckverlustes eines Krümmers zu sein.

Die beiden Krümmern nach Bild 10 sind ausgestattet mit in beiden Strömungsrichtungen gleich umlenkenden Kreisbogenschaukeln einfachster Bauform, hergestellt aus 0,3 mm Blech, dem Teilungsverhältnis $s/t = 2$ und beidseits 5° Winkelüberhöhung. Absichtlich wurde kein optimales Gitter gewählt, sondern eines das maschinell gefertigt werden kann, ähnlich den Gittern der Trommelläufer- und Querstrom-Ventilatoren. Solche Krümmern mit vielen kleinen Umlenk-schaukeln lassen sich für staubhaltige Gase nicht verwenden, auch ist in Klimaanlage wegen möglicher Geräusche Vorsicht geboten. Erwähnt sei dazu die auf den Bildern 11 und 12 zwischen $Re = 3 \cdot 10^5$ und $4 \cdot 10^5$ zu erkennende Widerstandserhöhung, die gleichzeitig mit starken Tönen im Bereiche der guten Hörempfindlichkeit auftrat und deren Ursache periodische Ablösungen der Strömung an den Blechschaufeln ist.

Im Bereiche $Re = 50000$ sind der kleinen zu messenden Differenzdrücke wegen die Resultate mit etwas Vorsicht aufzunehmen, doch scheint die bei den Breitkantkrümmern 0/10, 10/10 und 15/10 sichtbare Tendenz der Widerstandsverminderung reell zu sein. Die Krümmern haben einen grossen Radius auf der Innenseite und einen zuerst verzögernd und danach beschleunigend wirkenden Querschnittsverlauf.

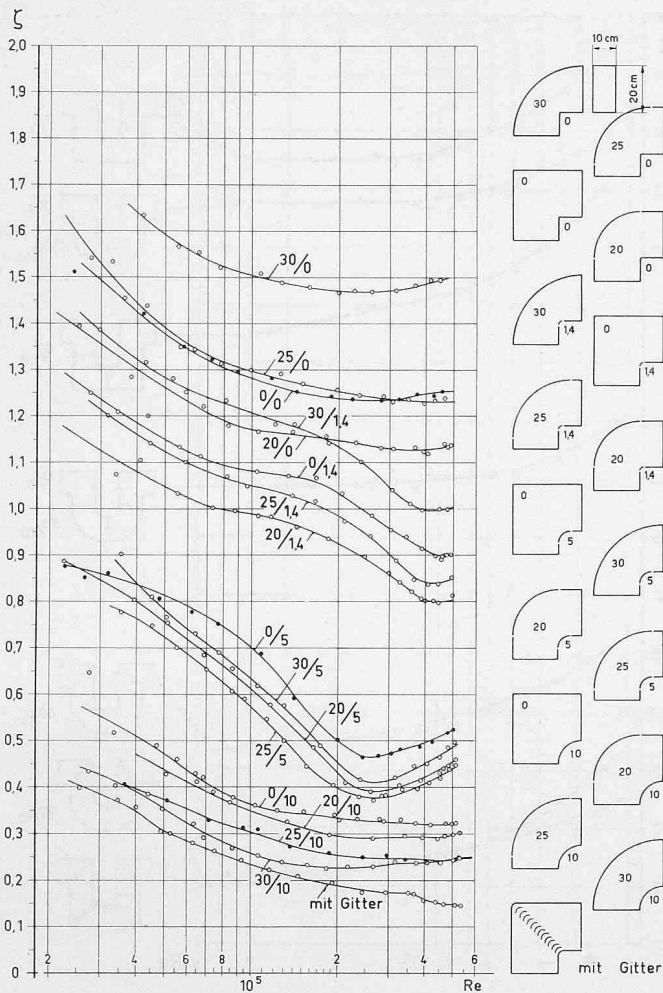


Bild 12. Umlenk-Druckverluste (Ziffern ζ) für 17 verschiedene 90°-Hochkantkrümmern nach den Bildern 9a, 9b und 10. Die Krümmern sind gekennzeichnet durch die Radien (Angaben in cm, zugeordnet zu $H = 20$ cm und $B = 10$ cm; leicht umzurechnen für Rohre mit geometrisch ähnlichen Abmessungen)

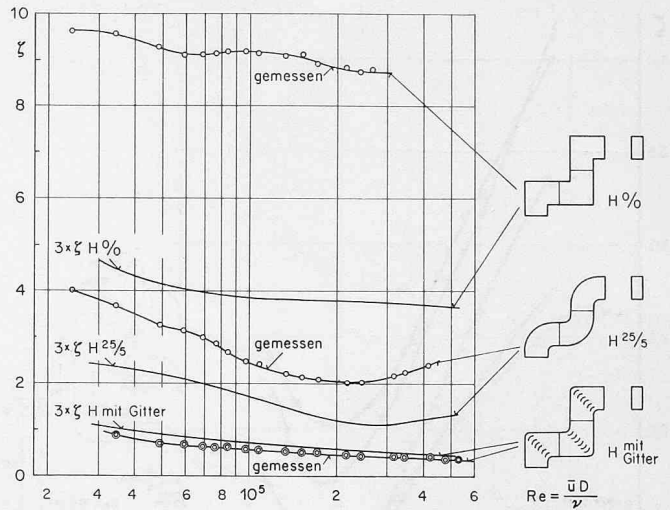
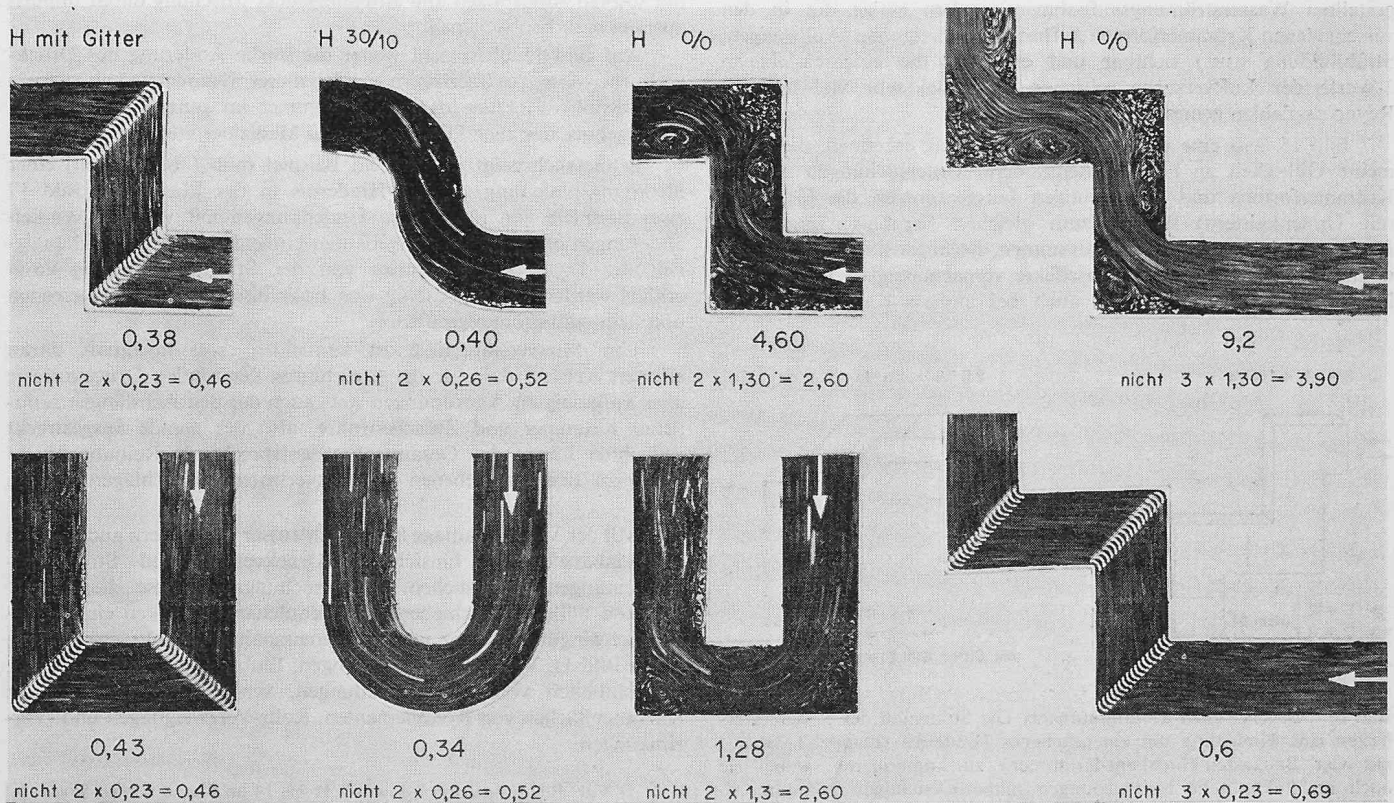


Bild 13. Beispiele der Kombination von drei Arten unter sich gleicher Hochkantkrümmern (H) ohne Zwischenrohre: Messergebnisse im Vergleich zu den mit drei multiplizierten Druckverlusten der Einzelkrümmern

Eine der Hauptabsichten, die bei den Versuchen bisher verfolgt wurden, bestand darin, konkrete Zahlenangaben für die sogenannten Kombinationseffekte bei Krümmern in Serieschaltung zu ermitteln. Von den beiden untersuchten Krümmern stehen von jeder der 17 Formen 4 Exemplare zur Verfügung; Holzeinsätze und Blechbänder mit den verschiedenen Abrundungsradien werden dazu in den Krümmern ausgetauscht. Es ist selbstverständlich, dass aus der Vielzahl der möglichen Kombinationen nur wenige gemessen werden konnten, und von den vorliegenden Ergebnissen sind auch nur einige ausgewählt worden, die typische Effekte kundtun.

Drei Beispiele mit je drei gleichen Hochkantkrümmern in der Z- oder Meanderanordnung zeigt Bild 13. Es sind mit dünnen Linien die Widerstandsbeiwerte eingetragen, die sich rechnerisch nach den

Bild 14. Wasseroberflächen-Strömungsbilder von Hochkant-90°-Krümmern verschiedener Form ($Re = 3000$). Die eingetragenen ζ -Werte sind Messergebnisse mit Luft bei $Re = 100000$; als Vergleich dienen die doppelten bzw. dreifachen Einzelkrümmernwerte



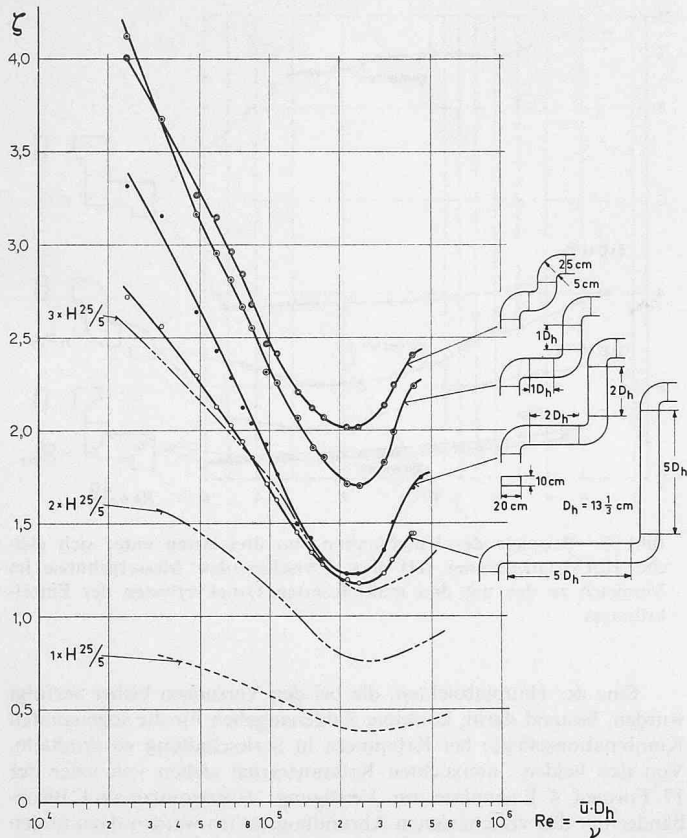


Bild 15. Ergebnisse von drei, mit unterschiedlich langen Zwischenrohren in Serie geschalteten Hochkantkrümmern (H) mit Angabe des ζ -Verlaufes eines Einzelkrümmers und den mit 2 und 3 multiplizierten ζ -Werten. Bemerkenswert ist die starke Abhängigkeit der ζ -Werte von der Reynoldszahl

auf Bild 12 gezeigten Werten der Einzelkrümmer ergeben würden. Bild 13 spricht für sich, doch sei erwähnt, dass für die vorliegenden Versuche beim Kombinieren von Krümmern mit Umlenkgeräten stets Gesamtverluste gemessen wurden, die kleiner sind als die Summe der Verluste der Einzelkrümmer. Vergleiche dazu auch die Bilder 14, 15, 17 und 18. Die wenigen auf Bild 14 zusammengestellten Wasserströmungsaufnahmen machen einige der in den verschiedenen Krümmerformen auftretenden Ereignisse (Ablösungen, Strahlbildung usw.) sichtbar und erläutern die eingeschriebenen ζ -Werte der Luftversuche, obschon diese bei sehr viel höheren Reynolds-Zahlen gemessen worden sind.

Bild 15 lässt eine wichtige Grenzbedingung erkennen, die allgemeine Gültigkeit zu haben scheint, denn Untersuchungen anderer Krümmerformen und Anordnungen (ausgenommen die Krümmer mit Umlenkgeräten) führten zum gleichen Ergebnis: Fügt man Krümmer mit Zwischenrohren zusammen, die länger sind als etwa $6 D_h$, dann werden die Kombinationseffekte vernachlässigbar klein. Ähnliche Gesetzmässigkeiten sind auch bei andern Kanalströmungen

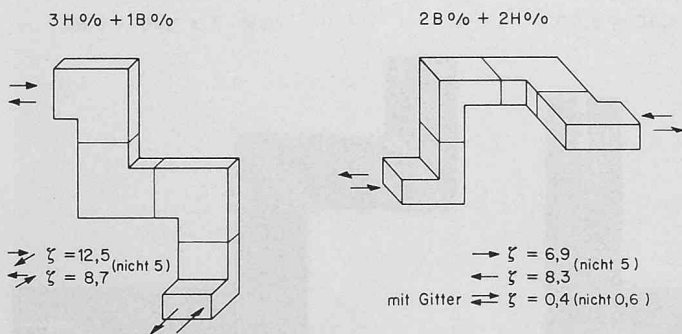


Bild 16. Beispiel einer Übungsaufgabe. Die Studenten des 5. Semesters hatten eine Umleitung um ein gegebenes Hindernis (Doppel-T-Träger) mit vier Baukasten-Hochkant-Krümmern zu kombinieren, wobei sie auch architektonische Formgebungen mitberücksichtigen konnten

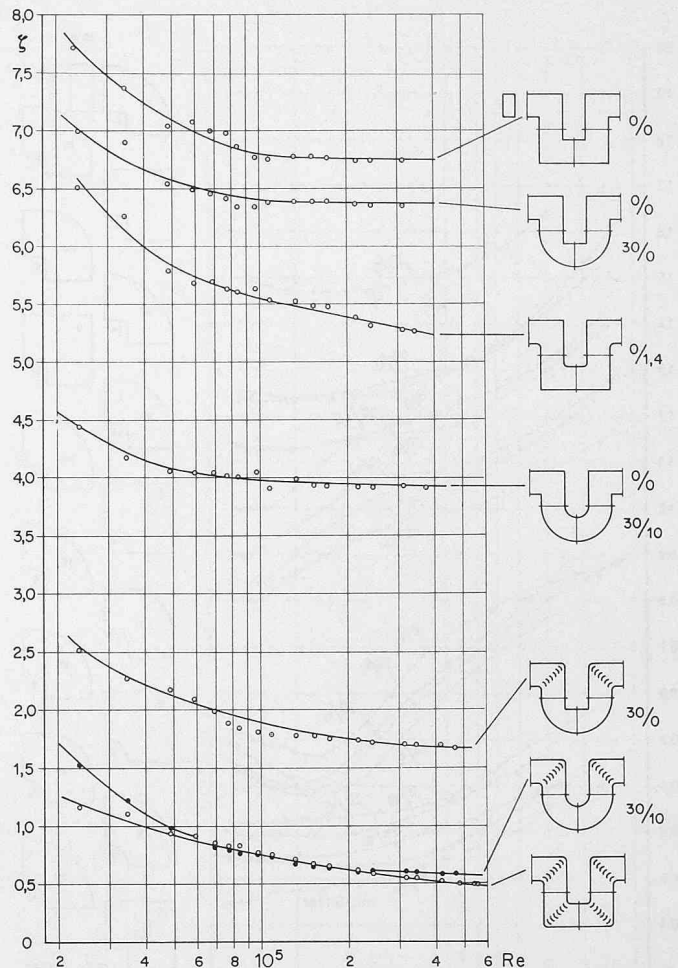


Bild 17. Beispiele von räumlich angeordneten Kombinationen von vier Krümmern, bei denen die Umlenkverluste auch noch von der Strömungsrichtung abhängig sind. Durch den Einbau von Gittern lassen sich die Druckverluste stark verringern; gleichzeitig verschwindet die Richtungsabhängigkeit

mit starken Ablösungen und anschliessender Mischung durch Impulsaustausch zu beobachten⁴⁾.

Auf Bild 15 überrascht weiter die starke Änderung des Druckverlustbeiwertes; es überlagern sich bei dieser Meanderströmungsform die Reynolds-Einflüsse der Einzelkrümmer im ganzen Messbereich, ein Ergebnis, das auch Physiologen und Mediziner interessieren dürfte.

Schliesslich zeigt Bild 16 ein Beispiel (mit 7 Bauformen) einer Strömungsumleitung um ein Hindernis in der Ebene und Bild 17 zwei Beispiele von räumlichen Umlenkungen mit vier 90° Winkeländerungen ohne und mit eingebauten Umlenkgeräten. Die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der Strömungsrichtung kann erklärt werden mit gegenseitig sich beeinflussenden Ablösungszonen und Sekundärströmungseffekten.

Um Missverständnisse zu vermeiden, soll nochmals daran erinnert werden, dass für die Berechnung der totalen Druckverluste aller aufgezeigten Anordnungen stets auch der den Achslängen sämtlicher Krümmer und Zwischenrohre, also der gerade ausgestreckt gedachten Länge des Gesamtrohres entsprechende Reibungsdruckabfall zu den angegebenen Umlenkverlusten zugeschlagen werden muss.

Mit der Versuchsanlage lassen sich ausser Krümmern auch andere Rohreinbauelemente hinsichtlich Druckverlust und Strömungserscheinungen untersuchen. Untersuchungsergebnisse liegen für folgende Fälle vor: Schieber- und Ventilcharakteristiken einschliesslich Schwingungstendenz und Gegenmassnahmen, Rohrversetzungen (siehe Bild 1), Vorstehende Dichtungen, Einbauten von Messfühlern, Undichtheiten von Rohrverbindungen, verschiedene Rauigkeiten der Innenflächen von Rohrelementen, Rohr-Verzweigungen und -Ver-einigungen.

⁴⁾ Vgl. Bilder 4, 6 und 7 sowie S. 11 bis 14 im Buche von G. Sovran [6]

Die vorliegende Mitteilung zeigt eine Auswahl von Messergebnissen, wie sie sich mit der Rohrströmungs-Versuchsanlage ermitteln lassen. Systematische experimentelle Untersuchungen über Einflüsse der Krümmenströmung auf die Charakteristiken von Ventilatoren sind im Gange. Für Anregung und Förderung dankt der Verfasser Prof. Dr. J. Ackeret und seinen Mitarbeitern im Institut für Aerodynamik an der ETH für ihre Beiträge zum Gelingen dieser Untersuchungen.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Sprenger: Prof. Dr. J. Ackeret zum 70. Geburtstag. SBZ, 86 (1968), H. 11, S. 167-169.
- [2] A. Biolley: Hilfsmittel zur Verminderung der Verluste in scharfen Krümmern. SBZ Bd. 118 (1941), Nr. 8, S. 85-86.
- [3] M. A. Ibrahim und M. A. Hassan: Druckverluste in Abzweigungen von quadratischen Kanälen. SBZ Bd. 124 (1944), Nr. 4, S. 48-50.
- [4] R. W. Detra: The Secondary Flow in Curved Pipes, Mitteilung Nr. 20 aus dem Institut für Aerodynamik an der ETH (1953).
- [5] Hinweise in der Bibliographie Ackeret in der Festschrift Jakob Ackeret, «ZAMP» Vol. IXb (1958), S. 17-25.
- [6] Gino Sovran: Fluid Mechanics of Internal Flow. Amsterdam-London-New York (1967), Elsevier Publishing Company.
- [7] H. Sprenger: Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffusoren. Mitteilung Nr. 27 aus dem Institut für Aerodynamik an der ETH (1959).
- [8] B. Regenscheit; Experimentelle Untersuchung von 90°-Krümmern. Hausmitteilung der Firma H. Krantz, Aachen E-Nr. 2650 (1966).
- [9] J. Weisbach: Experimental-Hydraulik, Freiberg 1855, Verlag J. G. Engelhardt.

Stellungnahmen zum neuen ETH-Gesetz

DK 378.962.008

Aus einer bescheidenen technischen Lehranstalt hat sich das Eidgenössische Polytechnikum im Laufe seiner über hundertjährigen Entwicklung durch fortgesetzte Wandlung und fortwährenden Ausbau zu einer Lehr- und Forschungsstätte von Weltruf entwickelt. Immer wieder sind aus dieser Hochschule Forscher, Lehrer, Ingenieure, führende Persönlichkeiten der Industrie, Wirtschaft und des öffentlichen Lebens hervorgegangen, welche massgebend mitgeholfen haben, wesentliche Grundlagen zur allgemeinen Wohlfahrt zu schaffen und unserem Land in der weiten Welt eine die Bedeutung seiner Grösse und Bevölkerungszahl überragende Stellung zu erringen. Diese Leistung unserer Eidgenössischen Technischen Hochschule war weder dank, noch trotz des Gründungsgesetzes vom Jahre 1854 möglich, sondern beruht wohl vor allem auf den folgenden vier Umständen:

- der fortwährenden Anpassung der ETH an die zeitgemässen Bedürfnisse;
- die Gewinnung und Erhaltung hervorragender Lehrkräfte;
- hohe Anforderungen an die Studierenden;
- die Bewilligung bedeutender finanzieller Mittel durch das Parlament.

Auch zukünftig dürften diese Voraussetzungen in erster Linie dafür entscheidend sein, dass unsere Technischen Hochschulen ihre Aufgaben im Dienste des Landes und ganzen Volkes zu erfüllen vermögen.

Damit sei keinesfalls gesagt, dass Reformen nicht auch an unserer Hochschule notwendig wären. Reformen sind *fortwährend* anzustreben, entsprechend der evolutiven Weiterentwicklung des vorliegenden Konzeptes über Ziel und Zweck der akademischen Ausbildung und Forschung. Heute besteht aber die Gefahr, dass vage Forderungen, Diskussionen über den «geistigen Oberbau», über Geisteshaltung und Bildungsziele die *dringenden* und eingeleiteten oder wenigstens vorbereiteten Reformen zum Stillstand bringen. Diese notwendigen Reformen beziehen sich vor allem auf die Struktur der Hochschule, die Studienpläne, die Unterrichtsgestaltung, das Prüfungswesen, die Organisation der Weiterbildung, die sinnvolle Mitsprache und Mitbestimmung der Studentenschaft und andere Probleme, welche wie bisher in den Verordnungen und Reglementen ihren Niederschlag finden werden. Deshalb sehe ich in der Neubearbeitung dieser, für das Leben der Hochschule entscheidenden Grundlagen die Aufgabe erster Dringlichkeit.

Es unterliegt keinem Zweifel, dass heute mehr denn je Grundsatzdiskussionen über unser ganzes Bildungswesen erforderlich sind, und es ist ganz selbstverständlich, dass zeitgemässe Hochschulgesetze erst auf dieser Grundlage erarbeitet werden können. Ebenso wenig ist zu bestreiten, dass zahlreiche Fragen, welche sich bei der Revision der Reglemente stellen werden, vor den Grundsatzentscheiden nicht «endgültig» beantwortet werden können. Dies darf uns aber nicht daran hindern, anzupassen, zu verbessern und zu ordnen, was *jetzt* und nicht erst in sechs oder zehn Jahren neu geordnet werden sollte.

Das neue ETH-Gesetz kann meines Erachtens nur unter diesem Aspekt betrachtet werden. Es stellt eine Übergangslösung dar, welche für die ETH Lausanne eine erste gesetzliche Grundlage schafft, das Nachdiplomstudium gesetzlich verankert und einen brauchbaren Rahmen sowohl für die Weiterentwicklung der

ETH Zürich wie für die EPF Lausanne als Bundeshochschulen bildet. Es öffnet die Türen für Reformen im Sinne der Wünsche der Lehrer- und Studentenschaft. Wir sollten dafür sorgen, dass diese Türen offen bleibt und die Abstimmung über das ETH-Gesetz nicht dazu missbraucht wird, «ganz allgemein die Diskussion über das Bildungswesen in Fluss zu bringen». Die Analyse des Bestehenden, die Erarbeitung repräsentativer Vorschläge für zukünftige Zielsetzungen und die Abfassung eines besseren ETH-Gesetzes verlangen ein jahrelanges gemeinsames Bemühen aller Hochschulangehörigen und interessierten Kreise. Weil mir aber viel daran liegt, dass schon *vor* dem Abschluss der Grundsatzdiskussionen wirksame Verbesserungen an unseren beiden Technischen Hochschulen eingeleitet werden, bin ich von den überwiegenden Vorteilen einer *Annahme* des neuen ETH-Gesetzes überzeugt.

Dr. H. Leibundgut, Professor für Forstwissenschaften, Rektor der ETH Zürich

*

Zuerst war ich konsterniert über die schier unfassbare politische Unvernunft unserer Studenten. War es möglich, dass sie gegen ein Gesetz, dessen wichtigstes, ebenso dringliches wie unbestrittenes Ziel die Überführung der EPUL in die Hoheit des Bundes war, Sturm laufen wollten? Ein Gesetz, das nicht zuletzt deshalb von den Räten so einmütig gutgeheissen wurde, weil es die komplexe und kontroverse Frage der Hochschulreform ausgeklammert hatte. Es war kaum zu begreifen, dass die Studenten ihren nicht eben guten Ruf in breiten Kreisen des Schweizervolkes, insbesondere bei den Bauern, Arbeitern und Gewerbetreibenden noch weiter zu strapazieren gedachten. In einer solchen Position war nichts zu gewinnen und vieles zu verlieren. Einige Heisssporne hatten es im letzten Herbst darauf abgesehen, ihr «Establishment» – Professoren und Behörden – mit mehr provokativen als überzeugenden Forderungen zu reizen; es schien, dass es ihnen nicht auf ein wirklich sachbezogenes Gespräch ankomme.

Nachdem das Referendum zustande gekommen ist, hat sich heute (Ende Februar 1969) die Situation weitgehend verändert. Es sind nicht mehr die verstiegenen Provokateure, sondern die zu gründlicher Konzeptionsarbeit und zu persönlichem Einsatz bereiten Studenten, die das Wort führen und von einem immer grösser werdenden Teil der Studentenschaft unterstützt werden. Die Tatsache, dass sie im Begriffe sind, als Bürger das ihnen verfassungsmässig zustehende Mitbestimmungsrecht zu beanspruchen, stellt sie auf den Boden der demokratischen Realitäten. Jetzt müssen und wollen sie das Gespräch mit dem Schweizervolk suchen. Es vollzieht sich unter enormem Zeit- und Arbeitsdruck ein intensiver Meinungs austausch. Die Studenten müssen überzeugende Argumente finden, um für ihre Sache werben zu können.

In einem Seminar in Morschach haben die Studenten ihre Thesen über die Aufgabe der Universität in der modernen Gesellschaft erarbeitet. Nach ihrer Überzeugung soll die Hochschule nicht nur fähige Fachleute, sondern auch aufgeschlossene Menschen heranbilden. Sie halten die Diskussion über diese Grundsatzfragen für unaufschiebbar. Für diese Ideen wollen sie kämpfen, wollen sie nicht nur die Akademiker, sondern das ganze Schweizervolk zum Nachdenken über Bildungsziele herausfordern.