

PROBLEME BEI DER GESTALTUNG VERLUSTARMER GEHÄUSE VON STRÖMUNGSMASCHINEN*

Von
W. ALBRING

Technische Hochschule, Dresden, Institut für angewandte Strömungslehre

1. Einleitung

Durch sorgfältige Formgebung lassen sich die Durchströmverluste von Bauteilen der Strömungsmaschinen klein halten. Der Durchströmverlust ist gegeben durch den Druckhöhenverlust h_v [mkg/kg]

$$h_v = \zeta \frac{c_m^2}{2g} \quad (1)$$

ζ ist ein dimensionsloser Widerstandsbeiwert.** Die größte Aufmerksamkeit beanspruchen diejenigen Teile, bei denen die örtliche Meridiangeschwindigkeit c_m hoch liegt. Das sind meistens die Laufräder und somit hat sich die Forschung zunächst der strömungstechnisch günstigen Gestaltung dieser Bauelemente zugewandt. Aber es gibt Maschinen, bei denen auch die Gestaltung verlustarmer Gehäuse sehr wesentlich ist. Der Druckhöhenverlust h_v kann erst dann als groß oder klein bezeichnet werden, wenn man ihn mit dem Gesamtgefälle bzw. dem adiabaten Gefälle H , das in der Maschine umgesetzt wird, vergleicht; denn der Wirkungsgrad η einer Maschine ist

$$\eta \approx 1 - \frac{\Sigma h_v}{H} \quad (2)$$

Wenn (1) durch H dividiert wird, bekommt man eine bequeme Formel über das in den Wirkungsgrad eingehende Verhältnis h_v/H

$$\frac{h_v}{H} = \zeta \frac{c_m^2}{2gH} = \frac{\zeta}{\psi_i/\varphi^2} \quad (3)$$

wobei im letzten Glied die Druckziffer $\psi_i = 2gH/u^2$ und die Geschwindigkeitsziffer $\varphi = c_m/u$ eingeführt sind.

* Vortrag, gehalten im September 1958 an der Technischen Universität in Budapest.

** Zu der im Dampfturbinenbau üblichen Geschwindigkeitszahl, die den Strömungsverlust kennzeichnet, steht ζ in der Beziehung Geschwindigkeitszahl = $\frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$

Mit dem Wert

$$\frac{\psi_i}{\varphi^2} = \frac{2gH}{c_m^2} = \left(\frac{c_{\max}}{c_m} \right)^2 \quad (3a)$$

ist der Maschinentyp charakterisiert. Es ist c_{\max} die Geschwindigkeit, die sich beim Entspannen in einer idealen Düse vom Anfangs- auf den Enddruck der Maschine einstellen würde. Bei mehrstufigen Maschinen ändert sich c_m von der ersten bis zur letzten Stufe. Es wird dann das c_m von der dem Gehäuse zunächst gelegenen Stufe benutzt. $(\psi_i/\varphi^2)^{-3/4}$ ist proportional zur spezifischen Drehzahl n_q [1].

Bei einstufigen Axialmaschinen (Lüfter oder Wasserturbinen) liegt ψ_i/φ^2 im Größenbereich von 1,5 bis 5, bei mehrstufigen Maschinen (z. B. Dampfturbinen) aber weit über 10. Für Kolbenmaschinen läge ψ_i/φ^2 in der Größenordnung 10^2 . Damit kann nach (3) die gleiche aerodynamische Güte eines Bauteiles — gekennzeichnet durch den gleichen ζ -Wert — ganz unterschiedlichen Einfluß auf das Verhältnis h_v/H und damit auf den Wirkungsgrad η der Maschine nehmen.

In Bild 1 ist nach (3) das Verhältnis h_v/H über ψ_i/φ^2 aufgetragen mit Parameterkurven für ζ . Auf der Abszisse sind die ψ_i/φ^2 -Bereiche verschiedener Maschinentypen markiert. Der Verlustbeiwert für freies Ausströmen liegt bei 1, schlechte Gehäuse können noch höhere Verluste bringen. Bei günstiger Gehäusegestaltung ist ζ in den Bereich von 0,25 zu bringen, für Schaufelkränze liegt bei guter Formung ζ recht niedrig. Die Bedeutung des Wertes ψ_i/φ^2 soll ein Beispiel hervorheben. Ein schlechtes Gehäuse ($\zeta = 2$) würde bei einer Dampfturbine mit $\psi_i/\varphi^2 = 40$ nach Bild 1 nur $h_v/H = 0,05$ ergeben, aber bei einer Gasturbine, die mit kleinem Gefälle arbeitet und $\psi_i/\varphi^2 = 4$ erreichen möge, würde das gleiche Gehäuse ($\zeta = 2$) einen Verlust von $h_v/H = 0,5$ verursachen, zu seiner Überwindung würde also das halbe Gefälle H der Maschine verbraucht. In [2] wurde schon formuliert, daß der Einfluß der Gehäuseverluste auf den Wirkungsgrad nur dann bemerkenswert ist, wenn niedrige Gefälle bzw. Förderhöhen und große Durchflußgeschwindigkeit zusammentreffen. Dann wird ψ_i/φ^2 klein. Man kann aus einem solchen Diagramm wie Bild 1 erkennen, bei welchen Maschinen die Gestaltung widerstandsarmer Bauteile besonders wirkungsvoll ist.

Die Entwicklung von Gasturbinen für den Kraftwerksbetrieb hat in den letzten Jahren eine Beschäftigung mit den Strömungsproblemen der Gehäuse angeregt. Wenngleich diese Aufgabe noch sehr weit von einer endgültigen Lösung entfernt ist, so kann man schon jetzt über einige Teilfragen berichten und auch zeigen, daß bei Beachtung von speziellen Konstruktionsvorschriften große Verluste in Gehäusen vermieden werden können.

Mein Vortrag soll nun die Probleme aufzeigen, die für den Strömungsfachmann zu lösen sind auf dem Wege zu optimalen Bauformen. Damit hat der Vortrag den Charakter eines Programmes. Aus dem sehr komplizierten Strömungsvorgang wurden Teilprobleme herauspräpariert; nach Klärung

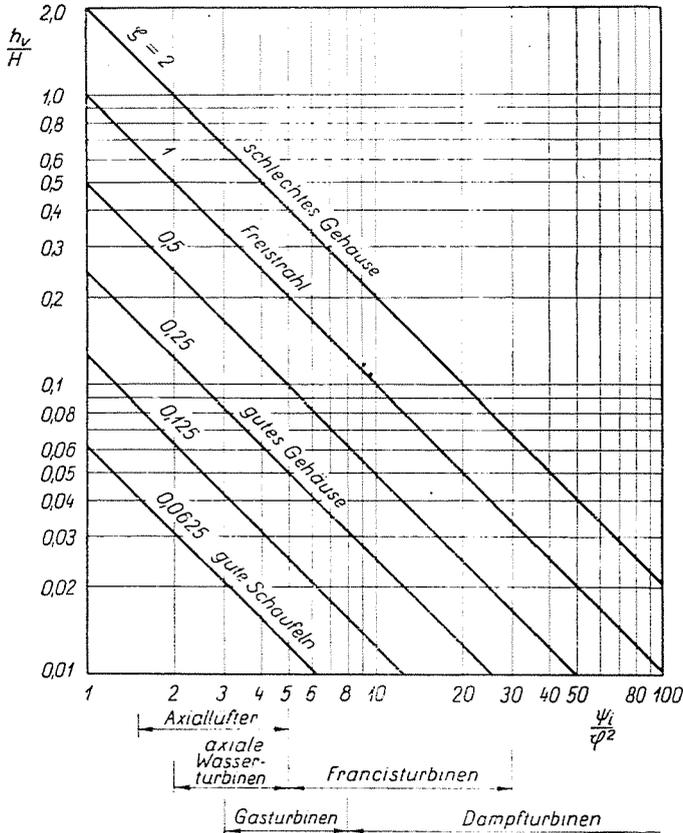


Bild 1. Relativer Verlust h_v/H abhängig von der den Maschinentyp kennzeichnenden Größe ψ_i/ϕ^2 mit dem Widerstandsbeiwert ζ als Parameter. Um Richtwerte über die Größenordnung von Widerstandsbeiwerten zu bekommen, sind die Bereiche schlechte Gehäuse, Freistrahl usw. markiert

von Einzelfragen, z. B. Verhalten der reibungsfreien Strömung Grenzschichtrechnung und dergleichen, soll das Ganze wieder zu Versuchen in realer Strömung konvergieren.

2. Einige grundlegende Beziehungen aus der Strömungslehre

Bei Nachrechnungen von Geschwindigkeiten und Drucken in durchströmten Kanälen ist der Ingenieur bestrebt, Vereinfachungen und Idealisierung

runge vorzunehmen, die den Rechenaufwand kürzen. Sehr einfach wird die Lösung, wenn man den Strömungsquerschnitt durch einen mittleren Stromfaden ersetzen darf. Diese eindimensionale Methode ist bei geraden Röhren, deren Querschnittsänderungen längs des Fließweges nur klein sind, statthaft.

Zu einer höheren Näherung ist man aber verpflichtet, wenn z. B. die Geschwindigkeit auf den Schaufeln nachgerechnet werden soll. Hier hat man die zweidimensionalen Verfahren zu benutzen und die Laplacesche partielle

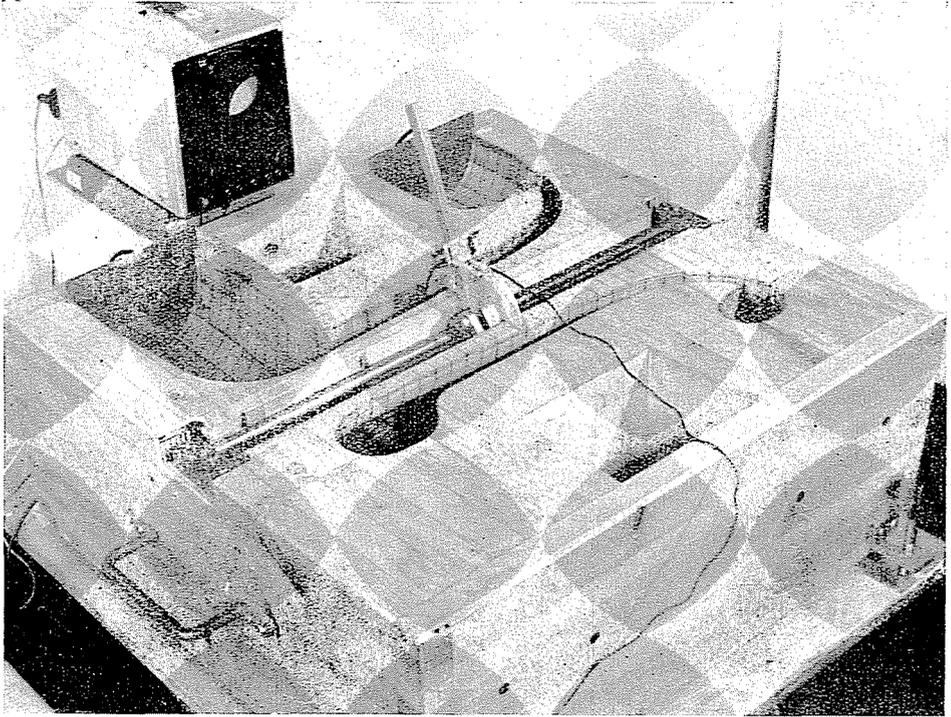


Bild 2. Versuchsstand zur Aufmessung von Äquipotentiallinien an einen Axialverdichtergehäuse

Differentialgleichung für das Potential $\Phi(x, y)$ oder die Stromfunktion $\Psi(x, y)$ zu lösen. Die hiermit verbundenen Rechenverfahren sind aber für die Anwendung des Ingenieurs so gut ausgearbeitet, daß der Zeitaufwand für die Lösung nicht allzu groß ist. Ebenfalls sind nach Prandtls Grenzschichttheorie in mehr als 50 Jahren die zweidimensionale Berechnung des Reibungswiderstandes und die Bestimmung des Ablösungspunktes so weit klargestellt, daß diese Methoden heute zum geistigen Rüstzeug des Ingenieurs gehören.

Besonders wichtig ist es, über einigermaßen verlässliche Verfahren zur Bestimmung des Ablösungspunktes der Grenzschichten zu verfügen. Häufig kann man als Kriterium für die Güte — also für den geringen Druckverlust —

eines Bauteiles das Haften der Grenzschicht angeben. Liegt die Grenzschicht überall an, so ist der ζ -Wert klein. Überdeckt ein Abreißgebiet große Flächen des Bauteiles, so wird durch die Verwirbelung viel Energie verbraucht und der ζ -Wert liegt hoch. Ablösung tritt bei starkem Druckanstieg in Strömungsrichtung auf. Der Ingenieur ist bei der Ausbildung von Bauteilen, in denen die Geschwindigkeit gemindert wird (Diffusoren), besonders vorsichtig, während er sich größere Freiheiten in der Gestaltung von Beschleunigungsstrecken (Düsen) nehmen darf. Bei den Einlauf- und Austrittsgehäusen von Strömungsmaschinen wird das Medium räumlich geführt, und man ist meistens nicht in der Lage, die bequemen Rechenmethoden für ein- oder zweidimensionale Strömung anzuwenden. Eine Umschau in der Literatur zeigt, daß für die Berechnung dreidimensionaler Strömung nur sehr wenig Grundlegendes zur Verfügung steht, sowohl in Bezug auf die Bestimmung der reibungsfreien Potentialströmung als auch über die Reibungsschichten. Bei unseren Arbeiten haben wir, um als erstes die Geschwindigkeiten in reibungsfreier Strömung kennenzulernen, die Analogie zwischen dem hydrodynamischen Potential $\Phi(x, y, z)$ und dem elektrischen Potential genutzt.

Bild 2 zeigt einen solchen Modellversuch. Das nichtleitende Halbmodell eines Axialverdichtergehäuses, bei dem die Schaufeln entfernt sind, ist mit Wasser als Elektrolyt ausgegossen. Die Elektroden sind Metallplatten im Eintritts- und Austrittsquerschnitt. Gemessen wird mit einer kleinen Punktsonde, deren Halterung und Zuleitung isoliert sind. Es werden mit der Sonde auf der Kontur des Modelles Punkte gleichen Potentials aufgesucht und als Äquipotentiallinien verbunden. Die örtliche Geschwindigkeit c ist umgekehrt proportional zur Entfernung Δs zwischen zwei Potentiallinien

$$c = \frac{\Delta \Phi}{\Delta s} \quad (4)$$

Die Fließrichtung der hydrodynamischen reibungsfreien Strömung würde senkrecht zu den Äquipotentiallinien verlaufen. Grundsätzlich hätte man natürlich auch bei Durchströmversuchen mit Luft den Gesamtdruckabfall bestimmen und damit den ζ -Wert berechnen können. Aber solche Versuche, die zum Teil von der Industrie gemacht wurden, ergaben nur den gemittelten Wert aller Widerstände.

Es entstand der Wunsch, die örtlichen Geschwindigkeiten kennenzulernen, um örtliche Verlustquellen aufzufinden und zu beseitigen. Und dazu ist der elektrolytische Versuch nutzvoll. Es gelingt hierbei gut, eine Vorausswahl von Gehäuseformen vorzunehmen, die später im Luftversuch geprüft werden sollen. Man könnte gegen die elektrolytische Methode einwenden, daß sie keine Übereinstimmung mit dem Versuch in einer reibungsbehafteten Strömung liefert, wenn sich dort Abreißgebiete ergeben. Das ist richtig, jedoch

soll der elektrolytische Versuch so durchgeführt werden, daß durch sukzessive Verbesserung der Form die ablösungsgefährdeten Gebiete starker Verzögerung vermieden werden.

Verfügt man nach solchen elektrolytischen Versuchen über das Geschwindigkeitsbild auf den Wandungen, so ist erst ein Teil der Arbeit erledigt. Wie bei zweidimensionaler Strömung müßte nun eine Grenzschichtrechnung einsetzen, um den Reibungswiderstand zu bestimmen und um zu prüfen, ob Ablösung eintritt. Im Kapitel 5 wird gezeigt, daß in Spezialfällen sich einfache Lösungen der Grenzschichtgleichungen erwarten lassen, für allgemeine Randbedingung aber ist eine Rechnung noch nicht möglich. Deshalb haben wir nur aus der Kenntnis, daß Ablösung bei starker Drucksteigerung eintritt, uns bemüht, die Gehäuse so zu gestalten, daß Gebiete starker Drucksteigerung vermieden werden.

Nützlich war dabei ein sogenanntes Diffusorkriterium, das in Gebieten angewandt werden konnte, wo eine Mittlung der Strömung über den Querschnitt statthaft schien, zum Beispiel in Ringdiffusoren. Das Diffusorkriterium [3] lautet :

$$\frac{1}{U} \frac{dF}{ds} \leq \vartheta_{\text{krit}} \quad (5)$$

U [m] benetzter Umfang,

F [m²] Strömungsquerschnitt,

s [m] Koordinate in Strömungsrichtung,

ϑ_{krit} Kritischer Erweiterungswinkel eines Kegeldiffusors bei gleicher Reynoldszahl.

Damit kann die zulässige Erweiterung des Querschnittes in Strömungsrichtung schon beim Entwurf bestimmt werden.

Wichtig für die Güte des Gehäuses ist auch die Glätte der benetzten Oberflächen. Eine Oberfläche gilt als »hydraulisch glatt«, [4] wenn ihre Rauigkeitserhebungen k_s nicht größer sind als

$$K_s \text{ zul} = \frac{200}{Re_D} \cdot R$$

Wird dieses Maß überschritten, so kann der Druckverlust erheblich steigen. Bei Maschinen mit großer Abmessung und hoher Geschwindigkeit (Re_D groß) kann eine Gußhaut zu rauh sein und Schlichtbearbeitung nötig werden [2].

3. Modellversuche an Axialgehäusen

Es wurden zunächst Versuche an einem Gehäuse gemacht, das für einen mehrstufigen Axialverdichter entworfen war (Bild 3 links).

Im allgemeinen sind unsere Kenntnisse und Erfahrungen von dreidimensionalen Strömungen so gering, daß man im voraus nicht zu sagen wüßte, ob dieses Gehäuse günstig oder ungünstig geformt wäre. Der Diffusor war nach (5) konstruiert worden, die Abrundungen schienen genügend groß, und man war geneigt, eine günstige Strömung zu erwarten. Die Messungen [5] brachten aber viele Überraschungen. Die ermittelten Äquipotentiallinien

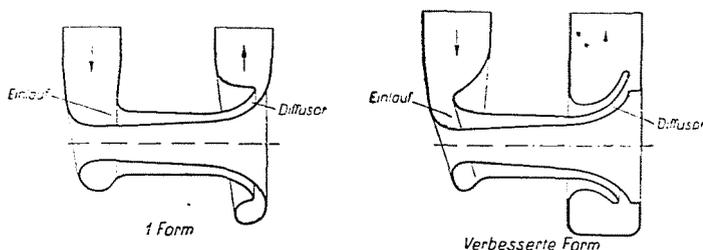


Bild 3. Die im elektrischen Trog untersuchte Anfangs- und Endvariante

wurden zur deutlichen Darstellung übertragen auf einen Gipskern (Bild 4). Dort sind die Äquipotentiallinien als dünne schwarze Linien zu erkennen. Gebiete gleicher Geschwindigkeit sind durch Farben (die in der Schwarz-Weiß-Wiedergabe als Tönung erscheinen) markiert.

Die auf Bild 4 oben wiedergegebene erste Gehäuseform (nach Bild 3) ließ folgende Mängel erkennen: (Vergleichen Sie die im Kreise gefaßten Zahlen auf diesem Bild!)

- ① und ② Inseln vergrößerter Geschwindigkeit.
- ③ und ④ Starke Verzögerung in den Teilen des Einlaufes und Beschleunigung im Austrittsgehäuse an Stellen, die dem Rohrflansch gegenüber liegen.
- ⑤ und ⑥ Drall an den Stellen, wo die erste und letzte Stufe der Beschau- felung angebracht wurden, und zwar an beiden Halbseiten entgegengesetzt drehend. In drallfreier Strömung müßten im Bereich in den die Schaufeln kommen, die Äquipotentiallinien Kreise sein, deren Ebene senkrecht auf der Achse des Gerätes steht.
- ⑦ Die örtliche Geschwindigkeit im Diffusor ist an Stellen, die dem Rohrflansch benachbart sind, zu groß (vierfache Übergeschwindigkeit), an den abgewandten Stellen zu klein.

Um eine neue Variante zu entwerfen, die diese Mängel nicht aufweist, mußte zunächst überlegt werden, durch welche Formgebung man zur Verbesserung kommen konnte.

Es wurde vorgeschlagen:

- ① und ② Vergrößerung der Krümmungsradien an den Wänden. Grundsätzlich sollte man daran denken, die Wandrundung bei ④

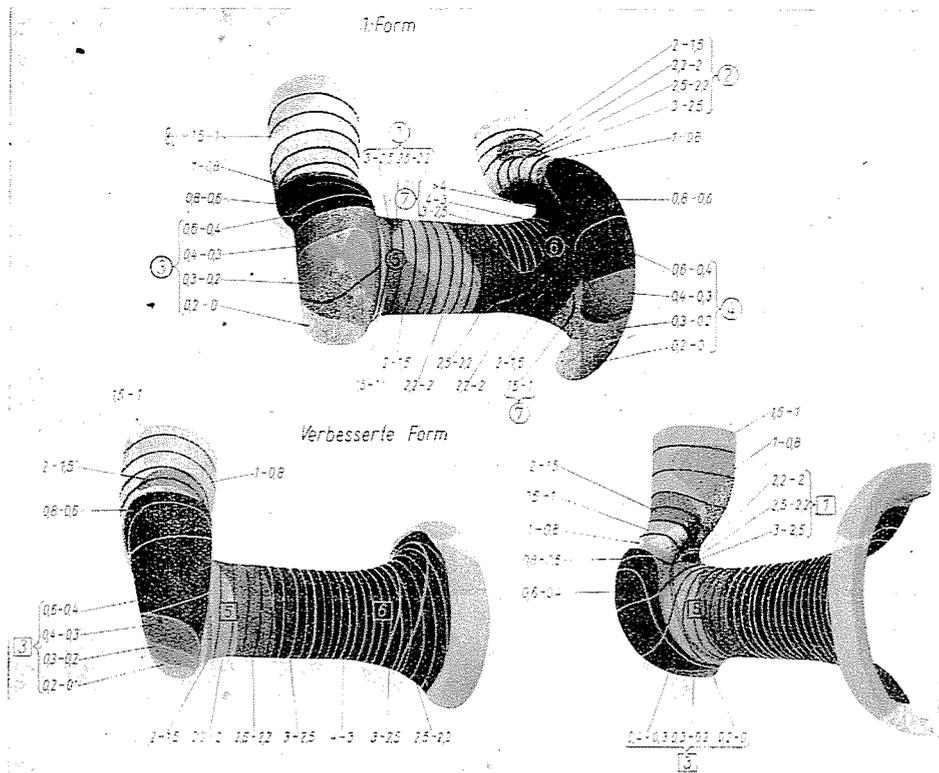


Bild 4. Die Äquipotentiallinien sind auf einem Gipskern als dünne Linien eingezeichnet. Gebiete gleicher Geschwindigkeit sind durch die gleiche Tönung markiert. Oben: 1. Form, unten: 2. Ansichten der verbesserten Form. Weil die Eintrittsfläche F_e bei der verbesserten Form und den Faktor 1,38 größer war als die der 1. Form — die übrigen Flächen aber blieben — werden die auf die Eintrittsgeschwindigkeit c_0 bezogenen Werte c/c_0 bei der verbesserten Form natürlich im Mittel größer

nicht durch einen einzigen Viertelkreis, sondern durch eine Viertelellipse vorzunehmen, deren großer Krümmungsradius im Verzögerungsgebiet liegt.

- ③ und ④ Starke Flächenverminderung in den Bereichen, wo die kleinen Geschwindigkeiten lagen oder Verwendung von Spiralgehäusen, wenn ein gleichmäßiger Drall zugelassen wird.
- ⑤ und ⑥ Der auf beiden Halbseiten entgegengesetzt gerichtete Drall könnte zum gleichen Drehsinn gebracht werden bei Anwendung von Spiralgehäusen. Absolut würde der Drall im Einlauf verkleinert werden durch Vergrößern der Eintrittsfläche des Gehäuses gegenüber dem kreisringförmigen Querschnitt im Bereich, wo die Schaufeln liegen würden. Bezeichnet man einen charak-

teristischen Radius des Gehäuses mit R , so wird die Umfangsgeschwindigkeit

$$c_u \sim \frac{1}{R^2} r \sim R \quad c_u \cdot r \sim \frac{1}{R}$$

also der Drall nähme mit wachsendem R ab. (Wenn man beim Entwurf nicht sicher ist, daß der Drall im Gebiet der 1. Stufe verschwindet, so empfiehlt es sich die nachfolgende Beschauung mit einem Leitgitter, das die Strömung ordnet, zu beginnen.)

Vorschläge zur Verbesserung von (7) zu machen, war zunächst sehr schwierig. Wir verschafften uns durch die folgende Überlegung einen Anhalt: Wird der Querschnitt des Austrittsgehäuses sehr viel größer als der Diffusorquerschnitt, so nähert man sich dem Extremfall, bei dem der Diffusor in einen allseitig unbegrenzten Raum ausbläst. Gestaltet man dann das Diffusorende völlig drehsymmetrisch ohne Teile des Austrittsquerschnittes mit der Gehäusewandung tangieren zu lassen, und macht man das nachfolgende Sammlergehäuse groß genug, so wäre eine konzentrische Lage der Linien gleicher Geschwindigkeit zu erwarten. Bei zu kleiner Bemessung des Sammlergehäuses fließt ein größerer Teil des Mediums über die dem Austrittsstutzen zugewandten Bereiche ab.

Zu der nächsten Versuchsreihe wurde ein Modell vorbereitet, das die Änderung der Kontur durch Plastillineverkleidungen gestattete. Damit konnte eine größere Zahl von Einlauf- und Auslaufgehäusen geformt und vermessen werden [6]. Das Bild 5 zeigt diese Konturen. Besondere Mühe wurde auf die Beseitigung des Dralles gewandt. Eingezeichnet sind die Richtungen der Äquipotentiallinien auf der Nabe und der Ummantelung. Angestrebt wurde ihr Senkrechtstehen auf der Achse. Das war schon bei den Einlaufgehäusen 5 bis 10 gelungen, jedoch könnte der kleine Krümmungsradius des rohrförmigen Vorbaues hohe Übergeschwindigkeiten erzwingen und machte im nachfolgenden Verzögerungsgebiet Grenzschichtablösung wahrscheinlich. Ein Verzögerungsgebiet ließe sich vermeiden, wenn die Nabenkontur so ausgebildet wäre, daß Beschleunigung von der kleinen Krümmung bis in den Schaufelbereich auftritt. Jedoch war unser Modell zu klein, um diesen Effekt in unmittelbarer Umgebung des kleinen Krümmungsradius am äußersten linken Rand des Wulstes sicher zu messen. Jedoch sollen diese Varianten auch bei späteren Luftversuchen geprüft werden. Ein größerer Krümmungsradius führt dann zu den Varianten 11 bis 17. Das Einlaufgehäuse 17 und das Austrittsgehäuse 6 wurden eingehend vermessen. Auf Bild 3 sind nebeneinander diese »verbesserte Form« und die erste Form zu sehen. Die Messungen an der verbesserten Form sind unten auf Bild 4 denen der ersten Form gegenübergestellt. Das Bild 4 läßt erkennen, daß fast alle Mängel der alten Ausführung

beseitigt werden konnten. Da die Strömung nur bis zum Diffusorende in reibungsbehafteter Strömung Ähnlichkeit mit der reibungsfreien haben kann, wurde bei dieser Darstellung die Strömung hinter dem Diffusor im Sammler nicht gezeigt.

Beim Vergleich der Modelle zeigt sich : (Eingerahmte Zahlen auf Bild 4)

- 1 Die Insel vergrößerter Geschwindigkeit wurde in der Fläche verkleinert.
- 3 Die Gebiete starker Verzögerung im Einlauf wurden durch Verminderung des Strömungsquerschnittes auf kleinere Gebiete der Wandung beschränkt und damit ist auch eine Verminderung des Abreißgebietes zu erwarten. Ganz zu beseitigen sind sie grundsätzlich nicht, weil sich in dem symmetrischen Gehäuse ein Staupunkt ausbildet. Bei Durchströmversuchen wäre zu erproben, ob durch Schaufeln, die in Wandnähe angebracht und so geformt sind, daß sie gegenüber der idealen Strömung keine Ablenkung ergeben, die Strömung vor dem Ablösen bewahrt werden kann. (Ähnlich wie die Föttinger-Schaukeln in einem Krümmer oder wie ein Multidiffusor.) Bei der Formung könnte (5) nützlich sein.
- 6 und 5 Der Drall wurde an den Stellen, wo die erste Stufe der Beschaukelung hinkäme, fast vollständig beseitigt und im Gebiet des Diffusors ganz wesentlich vermindert. Darin lag der besondere Erfolg dieser Untersuchung [6]. Erreicht wurde das durch die ausgeprägte Nasenform im Einlauf und durch die Unsymmetrie im Diffusor (Bild 5). Ebenfalls ist die ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung im Diffusor praktisch verschwunden.

Als wir zum ersten Mal ein im elektrischen Trog entwickeltes, der Variante 17 ähnliches Einlaufgehäuse für einen Kohlenstaubbrenner [7] in realer Strömung benutzten, zeigte sich Instabilität dieser Strömung und ein sehr starker Drall, der aber leicht durch ein Trennblech in der Symmetrieebene an der dem Einlauf gegenüberliegenden Seite beseitigt werden konnte.

Geplant sind anschließend Untersuchungen in realer Strömung an einigen der auf Bild 5 gezeigten Varianten, wobei auch wieder Änderungen der Kontur durch Plastillineauftragungen vorzusehen sind, mit denen auch die Auswahl von Gehäusen mit kleinem Verlustbeiwert erfolgen soll.

Großen Einfluß auf die Güte des Eintrittsgehäuses nimmt das Verhältnis der Eintrittsfläche F_e des Stützens zur Kreisringfläche F_m im Schaufelbereich. Nicht nur die Homogenität der Strömung, sondern auch der ζ -Wert sind hiervon abhängig, weil dem Druckanstieg bei Richtungsänderung einer Strömung eine günstige Beschleunigung überlagert wird. Man empfiehlt

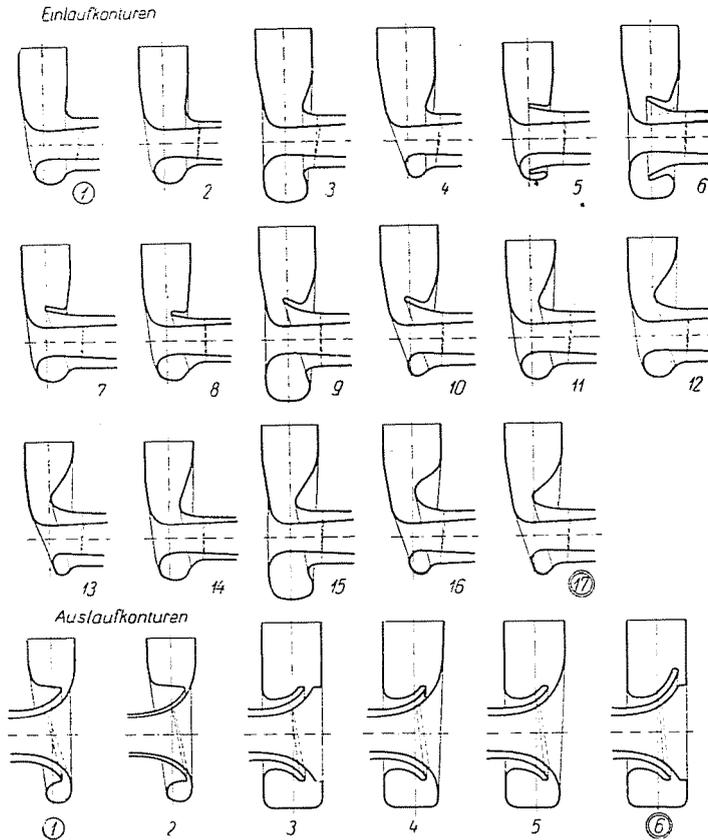


Bild 5. Einfluß verschiedener Gehäuseformen auf die Ausbildung einer gestrichelt gezeichneten Äquipotentiallinie. Angestrebt wird das Senkrechtstehen dieser Linie zur Achse. (Die Geschwindigkeit verläuft senkrecht zur Äquipotentiallinie)

F_e/F_m möglichst größer als 2 zu machen. Bei Wasserturbinen setzt man üblicherweise

$$\frac{F_e}{F_m} \approx \frac{4 \div 6,7}{\sqrt{\psi_i/\varphi^2}}$$

und bei Kreiselpumpen

$$\frac{F_e}{F_m} \approx \frac{5 \div 10}{\sqrt{\psi_i/\varphi^2}}$$

[8]. Bei den Modellen 1 und 17 (Bild 5) war F_e/F_m nur 1,36 bzw. 1,88; dann ist die gute Gestaltung besonders schwierig. (Erzwungen wurde dieses Verhältnis durch ein in den Hauptabmessungen schon verbindliches Projektf.)

Über den Widerstandsbeiwert ζ des Austrittsgehäuses abhängig vom Flächenverhältnis F_4/F_3 (vergl. Bild 6) kann man durch eine Überschlagsrechnung Aufschluß erlangen, die nur voraussetzt, daß die kinetische Energie $c_4^2/2g$ verlorenght. Dann ist (vergl. [3])

$$\zeta = 1 - \eta_D \left[1 - \left(\frac{F_3}{F_4} \right)^2 \right]$$

Mit dem Diffusorwirkungsgrad η_D als Parameter ist diese Beziehung auf Bild 6 dargestellt. Bei guter Ausführung (hydraulisch glatt und Vermeidung von Ablösung auf dem Wege von F_3 nach F_4) kann mit $\eta_D = 0,8$ gerechnet werden.

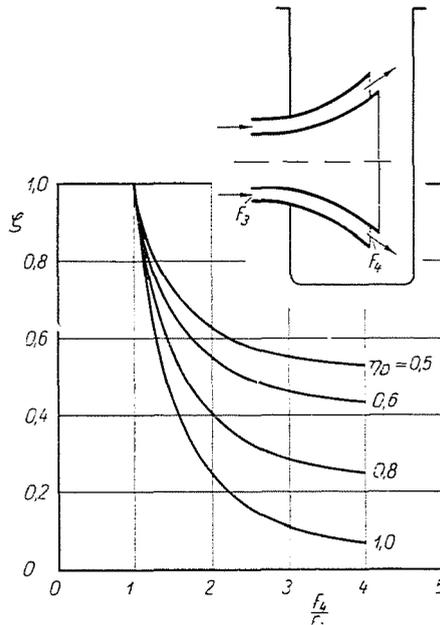


Bild 6. Berechneter Widerstandsbeiwert ζ von Austrittsgehäusen abhängig vom Diffusorwirkungsgrad η_D und von der Flächenvergrößerung F_4/F_3

4. Die reibungsbehaftete Strömung in einem Radiallüftergehäuse

Die Höchstwirkungsgrade von Radiallüftern liegen zur Zeit etwa bei $\eta = 0,87$. Die Wirkungsgradeinbuße durch das Gehäuse wird mit $\approx 0,07$ angegeben [9] [10]. Für $h_v/H = 0,07$ läge man bei Radiallüftern mit $\psi_i/\varphi^2 = 20$ auf Bild 1 im Gebiet $\zeta > 1$. Es wäre grundsätzlich noch eine Verlustverkleinerung möglich, wenn es gelingt, die Strömung im Gehäuse vor dem Ablösen zu bewahren.

Das Strömungsmedium verläßt das radiale Laufrad unter einem Winkel α_3 . Man bemüht sich den Winkel klein zu halten. Wird das Medium zwischen ebenen Wänden außerhalb des Laufrades weiter geführt, so würde zum Bei-

spiel ein Winkel von nur $\alpha_3 = 20^\circ$ gegen die Umfangsrichtung nach einmaliger Umschlingung (2π) den Achsabstand der Stromlinie, die die äußere Begrenzung der Spirale ist, ungefähr 10mal größer als den Austrittsradius r_2 des Laufrades machen. Solche große Gehäuse wären unpraktisch. Man vergrößert daher nach außen in axialer Richtung den Abstand b der seitlichen Begrenzungswände.

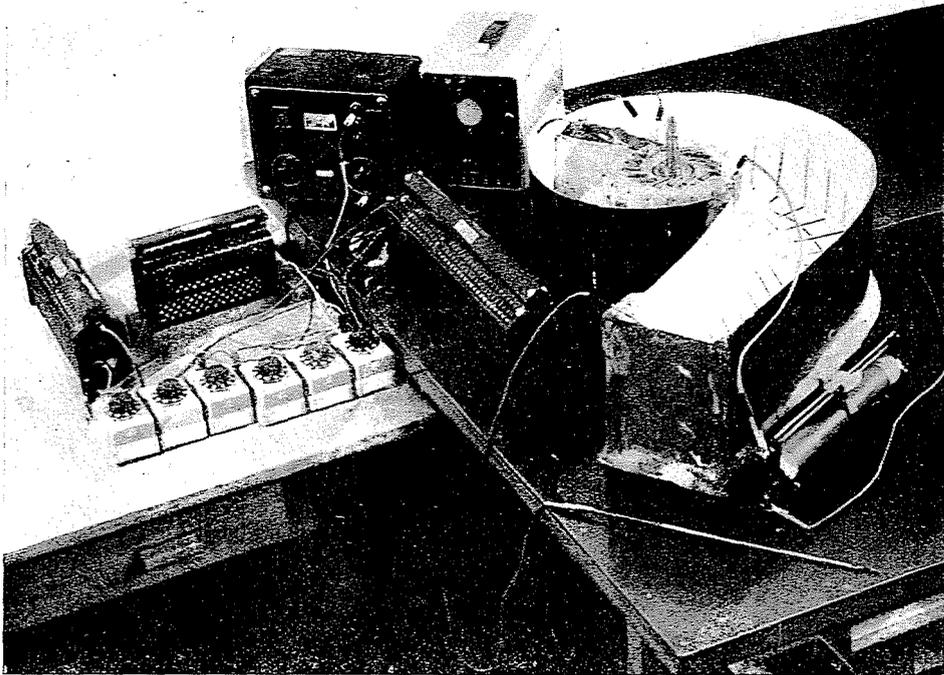


Bild 7. Versuchsstand zur Aufmessung der Äquipotentiallinien in einem Radialgehäuse

Damit wird der Neigungswinkel der Stromlinie kleiner und die radiale Ausdehnung des Gehäuses wird geringer.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c_r}{c_u} = \frac{Q}{2\pi b r} \cdot \frac{r}{c_{u3} \cdot r_3} = \frac{\text{Konst.}}{b} \quad (6)$$

Die hierbei vorausgesetzte Abhängigkeit $c_u \cdot r = \text{konst.}$ gilt exakt nur für reibungsfreie Strömung, der man sich bei der anzustrebenden ablösungsfreien Strömung gut annähert. Es wäre aber nicht sinnvoll, die bei abgerissener Strömung experimentell festgestellte Beziehung $c_u(r)$ dem Entwurf von Spiralen, die niedrige Verluste ergeben sollen, zugrunde zu legen.

Um die Drallströmung des Laufrades nachzubilden, wurde ein sogenannter »Elektrodenstern« gebaut, dessen Zacken durch Bögen von logarithmischen Spiralen gebildet sind (Bild 7). Die Zacken tragen senkrecht zur Stromlinien-

richtung kupferne Elektroden. Der Potentialsprung wird durch gleichgroße Widerstände zwischen den Kupferblechen erreicht. Zwischen Anfangs- und Endelektrode muß dann eine isolierende Stromlinie eingeführt werden, die bei den meisten Versuchen das Rad mit der »Zunge« der Spirale verband [11].

Auf Bild 8a ist oben als erstes die Ausmessung der ebenen Spiralströmung aufgezeichnet. Man erkennt die Äquipotentiallinien, ihre senkrechten Abstände Δs lassen nach (4) die Geschwindigkeiten ausrechnen. Gestrichelt eingezeichnet sind die Linien gleicher Geschwindigkeit, die in Radnähe über einen großen Teil des Umfanges koaxiale Kreisbögen sind.

Um die radiale Begrenzung zu verkleinern, wurde der Boden als koaxialer Kegelstumpf ausgeführt (die Neigung unter 20° beginnt bei $1,5 r_2$). Die Begrenzung wurde nach (6) gestaltet (Bild 8b).

Wieder sind die Isotachen in Radnähe koaxiale Kreisbögen. Ein Gebiet starker Verzögerung, in dem der Abstand zwischen den Isotachen längs einer Stromlinie gering ist, war von der »Zunge« ab auf der geraden Wand des Auslaufes zu erkennen.

Aus älteren Messungen [12] an ähnlichen Gehäusen weiß man, daß in diesem Gebiet die Strömung sich ablöste. Um die Verzögerung zu vermeiden, wurde in der folgenden Modellvariante die Wandung des Auslaufes so geformt, daß sie etwa mit der Grenze des beobachteten Ablösungsgebietes nach [12] zusammenfällt. Damit wäre an dieser Wand etwa gleichmäßige Geschwindigkeit zu erwarten. Das Bild 8c läßt mit seinen Meßergebnissen erkennen, daß das Verzögerungsgebiet an der Wand verschwunden ist. Das Bild 8d zeigt Messungen an einem Modell, bei dem die Abstände b weiter vergrößert und damit die radiale Ausdehnung des Gehäuses verglichen mit dem Laufraddurchmesser D_2 vermindert ist. Dieses letzte Modell kann Ausgang zu Versuchen in realer Strömung sein. Sollten sich Ablösungsgebiete zeigen, so könnte man durch Schaufeln, die sich den Stromflächen der nicht reibenden Strömung anschmiegen, die Strömung wieder zum Anliegen bringen. Ähnlich wirken die bekannten Föttingerschaufeln nahe der konvexen Seite eines Krümmers.

5. Ausblick auf Grenzschichtrechnungen

Aus der Beobachtung, daß beim Radialgehäuse in bestimmten Bereichen der Messung die Isotachen über dem rotationssymmetrischen Teil des Bodens kreisförmig verliefen (Bild 8), soll als Vereinfachung die räumliche Grenzschicht über einem Rotationskörper berechnet werden. Hierbei verschwinden die differentiellen Ableitungen der Geschwindigkeiten und Drucke in azimuthaler Richtung. Das Problem vereinfacht sich wesentlich gegenüber der allgemeinen räumlichen Strömung und man gewinnt Anschluß an bekannte Grenzschichtrechnungen [13] [14].

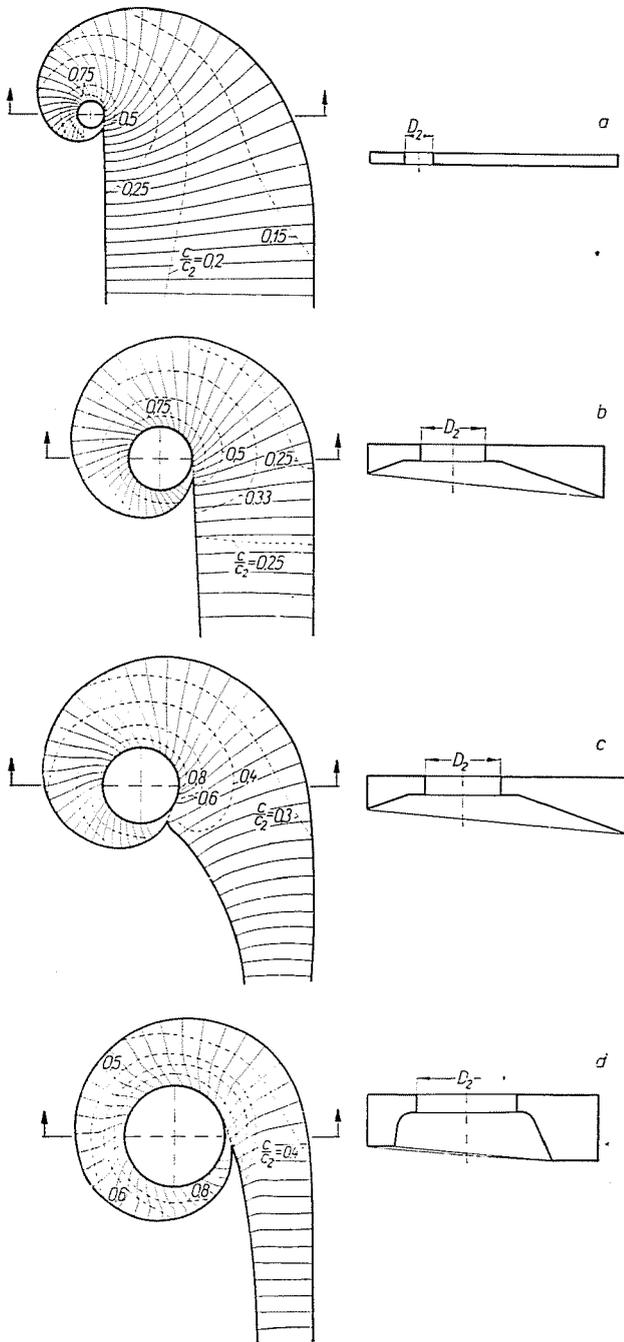


Bild 8. Maßergebnisse der Radiallüftergehäuse. Die rechten Bilder zeigen Schnitte in der Achsebene, die linken Bilder die Projektionen der Äquipotentiallinien auf die Bodenfläche, gestrichelt sind die Isotachen c/c_2 .

Es ist dann für die Meridianrichtung und Azimutalrichtung je eine Impuls-gleichung zu lösen.

Systematische Rechnungen könnten uns dann Aufschluß über den Einfluß der seitlichen Konturform der Geschwindigkeitsverteilung und-Richtung auf das Ablösungsverhalten zeigen.

6. Zusammenfassung

Die Strömung in den axialen und radialen Gehäusen von Strömungsmaschinen verläuft dreidimensional. Da die Mathematik in absehbarer Zeit hier keine Vorausberechnung der reibungsfreien Strömung erwarten läßt — in einer Form wie sie heute schon für zweidimensionale Probleme üblich ist — wurde die Elektroanalogie zur experimentellen Lösung angewandt. Das Ziel der Arbeiten war, einen Einblick in diese Strömungsfelder zu bekommen sowie Konturen zu formen, bei denen hoher Druckanstieg in Strömungsrichtung vermieden wird und im Gebiet vor den Schaufeln die Strömung homogen ist. Weil Konturänderung im elektrischen Trog recht einfach mit Plastillin vorgenommen werden können, empfiehlt sich diese Methode zu einer Vorauswahl von Gehäuseformen, die dann im Strömungsversuch mit Luft geprüft werden können. Bei den Radialgehäusen könnte der Strömungsvorgang in der Grenzschicht berechnet werden. Die Arbeiten sollen weitergeführt werden, um einige Standardformen günstiger Gehäuse zu entwickeln.

7. Literatur

1. ALBRING, W.: Das Eulerdiagramm zur Auslegung von axialen Schaufelrädern. Maschinenbautechnik 7. Jahrgang, Heft 9/1958, Seite 467.
2. LINDNER, E.: Über strömungstechnische Probleme bei der Gehäusegestaltung für axiale Strömungsmaschinen und einige Versuchsergebnisse — 1. Vortragsreihe bei der Forschungs- und Versuchsanstalt für Strömungsmaschinen in Dresden 1957.
3. ALBRING, W.: Wasserkraftmaschinen 3. Lehrbrief für das Fernstudium — Verlag Technik. — Berlin, 1956.
4. SCHLICHTING, H.: Grenzschichttheorie. Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1951.
5. HAUSCHILD, P.: Verbesserung der Einlaufspirale und des Diffusors für einen Axialverdichter Bericht Nr. D 223 des Inst. f. angew. Strömungsl. der T. H. Dresden (unveröffentlicht).
6. SCHMALFUSS, H. G.: Weiterentwicklung eines Axialverdichtergehäuses unter Benutzung des elektrischen Troges. Bericht Nr. B 242 des Inst. f. angew. Strömungsl. der T. H. Dresden (unveröffentlicht).
7. NEHRBASS, K.: Versuche im Wasser über die Strahlmischung am Modell eines Kohlenstaubbrenners. Ber. Nr. D 274 d. Inst. f. angew. Strömungsl. der T. H. Dresden (unveröffentlicht).
8. PFLEIDERER, C.: Strömungsmaschinen. Springer-Verlag, Berlin—Göttingen—Heidelberg 1957.
9. MOSER, K.: Untersuchung von Spiralgehäusen an Radialventilatoren. Heizung, Lüftung, Haustechnik 8 (1957) Nr. 12.
10. SCHLENDER, F.: 1. Teilergebnis über die Verbesserung der Wirkungsgrade von Radiallüftern. 3. Vortragsreihe der Forschungs- und Versuchsanstalt für Strömungsmaschinen 1958.
11. LEGLER, K.: Untersuchung der Spiralgehäuse von Strömungsmaschinen im elektrischen Trog. Bericht Nr. D 261 des Institutes für angewandte Strömungslehre der T. H. Dresden (unveröffentlicht).
12. KRANZ, H.: Strömung in Spiralgehäusen. VDI-Forschungsheft 370. Band 6 (1935).
13. SCHLICHTING, H.: Die laminare Strömung um einen axial angeströmten rotierenden Drehkörper Ing. Archiv 1953.
14. TRUCKENBRODT, E.: Ein Quadraturverfahren zur Berechnung der Reibungsschicht an axial angeströmten rotierenden Drehkörpern. Ing. Archiv 1954.

Prof. W. ALBRING, Direktor des Instituts für angewandte Strömungslehre, Technische Hochschule, Dresden.