

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 113/114 (1939)
Heft: 4

Artikel: Neue Berechnungsgrundlagen für Ventilatoren und Gebläse radialer Bauart
Autor: Eck, Bruno
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-50435>

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: 01.04.2025

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

INHALT: Neue Berechnungsgrundlagen für Ventilatoren und Gebläse radialer Bauart. — Die Photogrammetrie in der Schweiz. — Moderne Schweizer Architektur. — Mitteilungen: Thermische Abbildung elektrischer Maschinen. Bremsvorgang als Wärmeproblem. Eternitrohre für Hausinstallationen. «Clarence-Dock»-Kraftwerk der Stadt Liverpool. Stand der optischen Telephonie. Wärmeübertragungsprobleme. Grosse Ausleger-

brücke aus Eisenbeton. Die Zukunft gehört dem langsamen Ozeandampfer. Aluminium-Tagung Zürich 1939. «Thorstahl». Beobachtungen über fehlerhafte Beton-Vibration. World Automotive Engineering Congress, 1939. Eine besondere «Autobahn». Kunstgewerbemuseum Zürich. Schweiz. Beiträge zum I. V. B. H.-Kongress. — Wettbewerbe: Töchterschule der Stadt Zürich. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- u. Vortrags-Kalender.

Band 113

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet

Nr. 4

Neue Berechnungsgrundlagen für Ventilatoren und Gebläse radialer Bauart

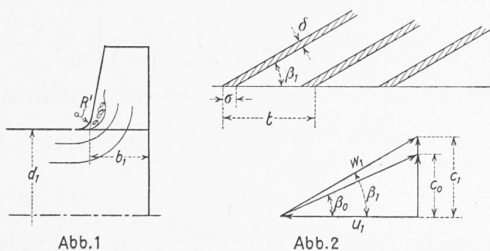
Von Dr. Ing. BRUNO ECK, Köln

Beim Entwurf eines radialen Gebläserades wurden bislang zur Ermittlung des Eintrittsdurchmessers, der Eintrittsbreite und des Schaufelwinkels Annahmen gemacht, die als ziemlich willkürlich bezeichnet werden müssen. Sehr verbreitet ist z. B. die Annahme einer bestimmten Geschwindigkeitsspanne für die meridiante Eintrittsgeschwindigkeit. In Anlehnung an die bei Kreiselpumpen üblichen Berechnungsmethoden wird für die Eintrittsgeschwindigkeit oft ein Wert von 6 ÷ 15 m/s angegeben. In der offenbaren Empfindung dieser Willkür wurde von verschiedenen anderen Seiten versucht, die Eintrittsgeschwindigkeit in Zusammenhang mit der Umfangsgeschwindigkeit bzw. dem Ueberdruck zu bringen. So entstehen Gesetze wie z. B. $c_1 = C\sqrt{\Delta p}$. Auch wurde versucht, diese Lücke durch empirisch bzw. statistisch begründete Zahlenangaben auszugleichen. Alle bekannt gewordenen Richtlinien lassen indes physikalisch einleuchtende Gesetzmässigkeiten nicht erkennen.

Neuere Untersuchungen¹⁾ haben nun gezeigt, dass bereits einfache Ueberlegungen zu ganz bestimmten Vorschriften führen. Denn die einleuchtende Forderung, dass bei gegebenem Volumen, Druck und Aussendurchmesser die Laufradverluste ein Minimum ergeben sollen, führt zu einer jeder Willkür enthobenen Bestimmung der drei Grössen: Eintrittsdurchmesser, Eintrittsbreite und Eintrittsschaufelwinkel. Im Folgenden sollen einige Ergänzungen dieser neuen Berechnung mitgeteilt werden.

1. Einfluss der Eintrittsbeschleunigung und der Eintrittsbreite.

Sehr viele auf dem Markt befindliche Ventilatoren haben den Nachteil, dass die Eintrittsbreite b_1 (Abb. 1) zu gross ist. Die Strömung reisst kurz hinter der Krümmung ab, und nur ein Teil der Schaufelbreite ist dann mit aktiver Strömung ausgefüllt.



Die Umlenkung der Luft an dieser Stelle ist einer Krümmungsströmung vergleichbar, sodass die gleichen Mittel zur Vermeidung der Ablösung angewandt werden können: 1. Beschleunigung der Hauptströmung, 2. möglichst grosser Krümmungsradius. Dass die Erinnerung an diese einfachen konstruktiven Mittel nicht überflüssig ist, geht aus Versuchen hervor, die der Verfasser kürzlich ausführte. An mehreren handelsüblichen Ventilatoren wurde die Eintrittsbreite durch einen ringförmigen Blechstreifen in ziemlich roher Form wesentlich verkleinert, ohne dass der Wirkungsgrad schlechter wurde oder Druck und Fördermenge bei η_{max} Einbusse erlitten. Bei einer Konstruktion konnten ohne Nachteil sogar $\frac{2}{5}$ der ganzen Breite abgedeckt werden.

Die Forderung einer hinreichenden Beschleunigung im Eintritt ergibt einen einfachen Zusammenhang zwischen d_1 und b_1 . Wird die Beschleunigung durch eine Zahl μ festgelegt, so ergibt sich:

$$\mu = \frac{\pi d_1^2}{4 \pi d_1 b_1}; \quad b_1 = \frac{d_1}{4 \mu}$$

Allgemein lässt sich sagen, dass der Faktor μ umso grösser sein muss, je kleiner der Krümmungsradius ist. Bei guten Ausführungen genügt meist $\mu = 1,2$. Für beliebiges μ und endliche Schaufelstärke soll im Folgenden die Minimumberechnung durchgeführt werden.

Abb. 2 zeigt den abgewinkelten Laufradeintritt und das Geschwindigkeitsdreieck kurz vor und hinter dem Eintritt. Die Schaufelstärke verengt den Meridianquerschnitt und führt bekanntlich zu einer Aufrichtung der relativen Strömungsrichtung nach folgenden Gleichungen:

$$c_1 = c_{1m} = c_{0m} \frac{t}{t - \sigma}; \quad \sigma = \frac{\delta}{\sin \beta_1}$$

$$\text{tg } \beta_1 = \text{tg } \beta_0 \frac{t}{t - \sigma}$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck entnimmt man: $w_1^2 = c_1^2 + u_1^2$. Nun ist w_1 die grösste Geschwindigkeit, die im Laufrad vorkommt; ihre absolute Grösse ist für die Verluste entscheidend. Sorgt man nun dafür, dass w_1 bei gegebenem Fördervolumen, gegebener Umfangsgeschwindigkeit und Aussendurchmesser einen Kleinstwert hat, so sind die kleinsten Laufradverluste zu erwarten.

Um c_1 und u_1 in Zusammenhang zu bringen mit V , d_2 und u_2 , berücksichtigen wir:

$$V = c_1 \frac{t - \sigma}{t} \pi d_1 b_1 \quad \text{und} \quad \frac{u_1}{u_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

Hieraus ergibt sich:

$$c_1 = \frac{V}{\pi d_1 b_1} \frac{t}{t - \sigma} = \frac{V 4 \mu}{\pi d_1^2} \frac{t}{t - \sigma} = \frac{V 4 \mu}{\pi \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 d_2^2} \frac{t}{t - \sigma}$$

sowie $u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$

Die Einführung in w_1^2 ergibt dann:

$$w_1^2 = \frac{16 V^2 \mu^2}{\pi^2 d_2^4} \left(\frac{t}{t - \sigma}\right)^2 \frac{1}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4} + u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

Damit ist w_1^2 in Abhängigkeit vom Durchmesser Verhältnis d_1/d_2 gewonnen. Das Minimum berechnet sich aus

$$\frac{d w_1^2}{d \left(\frac{d_1}{d_2}\right)} = 0$$

leicht zu:

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{32 V \mu}{\pi d_2^2 u_2} \frac{t}{t - \sigma}}$$

Durch Einführung der Lieferziffer $V = \varphi \frac{\pi}{4} d_2^2 u_2$ erhält man eine dimensionslose Bezeichnung:

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{32 \mu \varphi}{\pi} \frac{t}{t - \sigma}}$$

Es handelt sich hier um die gleichen dimensionslosen Kennziffern, die C. Keller²⁾ für Axialgebläse eingeführt hat. Indem diese auch bei Radialgebläsen verwendet werden, ist eine einheitliche Uebersicht über alle Gebläse möglich. Der Schaufeleintrittswinkel β_1 folgt aus der Beziehung $\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$. Nach Einsetzen der vor-

hin berechneten Werte für c_1 und u_1 erhält man unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Minimalbedingung:

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \beta_1 \approx 35^\circ$$

Es ergibt sich somit ein konstanter Winkel, unabhängig von der Fördermenge, dem Aussendurchmesser und der Umfangsgeschwindigkeit. Diese bereits früher abgeleitete Beziehung¹⁾ bleibt somit noch bestehen, wenn eine beliebige Beschleunigung vorhanden ist und die endliche Schaufelstärke berücksichtigt wird. Das Durchmesser Verhältnis hingegen wird grösser, wenn beide Einflüsse berücksichtigt werden.

Die Rechnung kann leicht veranschaulicht werden. Abb. 3 zeigt schematisch einen Laufradschnitt, der nach den abgeleiteten Gleichungen dimensioniert wurde. Aendert man hier den Eintrittsdurchmesser unter Beibehaltung der geforderten Eintrittsbeschleunigung, so wird w_1 in jedem Falle grösser. Für einen kleineren und einen grösseren Eintrittsdurchmesser ist in Abb. 3 die Ermittlung gestrichelt durchgeführt. Es ergeben sich Geschwindigkeitsdreiecke, deren Endpunkte in Abb. 3 durch eine

²⁾ C. Keller, Axialgebläse vom Standpunkte der Tragflügeltheorie Dissertation Zürich 1934.

¹⁾ B. Eck: «Ventilatoren» (Berlin, 1937, Verlag Jul. Springer).

Kurve verbunden sind. Die Gleichung der Kurve lautet $c_1 u_1^2 = \text{konst.}$ Die wichtige Relativgeschwindigkeit w_1 ist so in einem Polardiagramm dargestellt. Wird der Eintrittsdurchmesser kleiner, so wird zwar die Umfangsgeschwindigkeit kleiner, die Meridiangeschwindigkeit jedoch grösser, die Relativgeschwindigkeit steigt dabei; bei grösserem Eintrittsdurchmesser wird die Umfangsgeschwindigkeit grösser, während die Meridiangeschwindigkeit kleiner wird, trotzdem wird auch hier w_1 grösser als $w_{1 \text{ min}}$.

Zahlenbeispiel. Für einen Ventilator, der bei einem Ueberdruck von 50 mm WS $50 \text{ m}^3/\text{min}$ fördern soll, sei der Aussendurchmesser zu 0,5 m und die Umfangsgeschwindigkeit zu $u_2 = 30 \text{ m/s}$ berechnet worden. (Nachrechnung des Druckes in bekannter Weise.) Wie gross muss der Eintrittsdurchmesser und die Eintrittsbreite sein, wenn die günstigsten Bedingungen erfüllt sein sollen?

Eintrittsbeschleunigung $\mu = 1,2$; Verengungsfaktor $\frac{t}{t-\sigma} = 1,05$. Man erhält das Durchmesserverhältnis aus:

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{32} V \mu t}{\pi d_2^2 u_2 t - \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{32} \cdot 50 \cdot 1,2}{60 \cdot 0,5^2 \cdot 30 \pi} \cdot 1,05} = 0,631$$

$$d_1 = 0,631 \cdot 0,5 = 0,3155 \text{ m}$$

$$b_1 = \frac{d_1}{4 \mu} = \frac{0,3155}{4,8} = 0,0657 \text{ m}; b_2 \approx 66 \text{ mm.}$$

Hierbei muss $\beta_1 = 35^\circ$ beachtet werden.

2. Einfluss der Wellenstärke.

Bei freiliegend gelagerten Rädern spielt meist die Verengung des Eintrittsquerschnittes durch die Radnabe keine grosse Rolle. Bei mehrstufigen Maschinen ist eine solche Vernachlässigung nicht mehr möglich. Hier sind die Wellen wie z. B. bei Turbo-Kompressoren so dick, dass der Saugrohrquerschnitt wesentlich verengt wird. Ist der Wellendurchmesser \bar{d}_1' und führen wir das Verhältnis $\frac{\bar{d}_1'}{d_1} = \nu$ ein, so ergibt die in gleicher Weise wie oben durchgeführte Rechnung folgende Formeln:

$$b_1 = \frac{d_1}{4 \mu} (1 - \nu^2)$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{32} V \mu t}{\pi d_2^2 u_2 (1 - \nu^2) t - \sigma}}$$

$$\text{tg } \beta = \frac{1}{\sqrt{2}}; \beta_1 \approx 35^\circ$$

Bemerkenswert ist, dass auch hier der Schaufelwinkel unverändert bleibt, während der Eintrittsdurchmesser natürlich erheblich grösser wird.

3. Schluckfähigkeit eines Radialrades.

Nach den entwickelten Gleichungen kann leicht die Frage beantwortet werden, in welchen Grenzen die Fördermenge geändert werden kann, wenn die Umfangsgeschwindigkeit und der Aussendurchmesser konstant bleiben. V ist eine eindeutige Funktion von d_1/d_2 . Man erhält:

$$V = C \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3$$

Bei Radialrädern kann als untere Grenze wohl $\frac{d_1}{d_2} = 0,3$ angegeben werden; diese Verhältnisse kommen bei Schmiedefeuergebläsen noch vor. Bei rückwärts gekrümmten und allenfalls radial endenden Schaufeln kann als obere Grenze, die noch gute Wirkungsgrade verbürgt, der Wert $\frac{d_1}{d_2} = 0,75$ angegeben werden. Danach ergibt sich folgende Spanne $\frac{V_{0,75}}{V_{0,3}} = \left(\frac{0,75}{0,3} \right)^3 = 15,6$.

Es lässt sich somit mit einem Radialrad ein sehr grosser Fördermengenbereich verwirklichen. Noch grösser wird er, wenn man noch Trommelläufer mit nach vorwärts gekrümmten Schaufeln in den Kreis der Betrachtungen zieht. Hier werden Durchmesser-Verhältnisse von 0,8 bis 0,9 verwirklicht. Aus bestimmten Gründen, auf die hier nicht eingegangen werden kann, muss bei diesen Konstruktionen vom Schaufelwinkel 35° abgewichen werden. Immerhin mag die Feststellung hier interessieren, dass sich für einen Trommelläufer mit $\frac{d_1}{d_2} = 0,85$ eine Fördermenge ergibt, die

28 mal grösser ist als bei dem Rad mit $\frac{d_1}{d_2} = 0,3$. Abb. 4 zeigt diese vier Läufer in schematischer Darstellung für gleiche Umfangsgeschwindigkeit und gleichen Aussendurchmesser. In Abb. 4

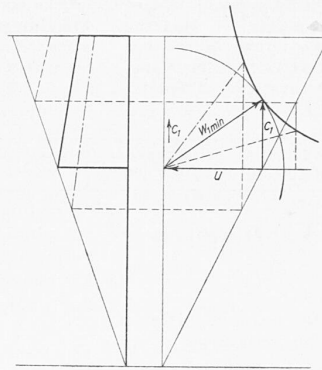


Abb. 3

Veränderung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit bei Änderung des Eintrittsdurchmessers

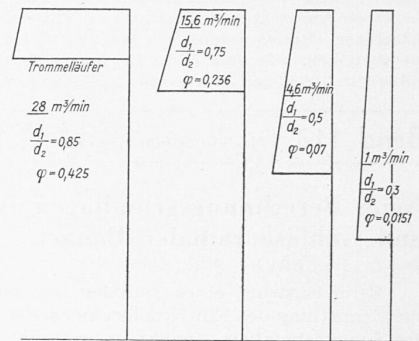


Abb. 4

Vergleich von Radialrädern mit gleichem Aussendurchmesser und gleicher Umfangsgeschwindigkeit

sind auch die dimensionslosen Lieferziffern eingetragen, die einen direkten Vergleich mit Schraubengebläsen zulassen. Die φ -Werte liegen in den Grenzen $0,015 < \varphi < 0,425$. Die grössten φ -Werte sind ebenso gross, wie die höchsten bei Schraubengebläsen erreichten Werte. Bei guten Wirkungsgraden liegen die kleinsten φ -Werte der Schraubengebläse etwa bei $\varphi = 0,1$. Mit Schraubengebläsen kann somit nur ein kleinerer Fördermengenbereich überbrückt werden.

4. Zulässige Abweichungen von den Bestwerten.

Es liegt im Wesen jedes Optimums, dass kleinere Abweichungen vom Bestwert belanglos sind. Immerhin interessiert, wie weit man mit den Abweichungen praktisch gehen kann.

Bei Nichteinhaltung der abgeleiteten Gleichungen wird die Relativgeschwindigkeit w_1 grösser. Da die Verluste mit w_1^2 wachsen, soll überprüft werden, um wieviel w_1^2 wächst, wenn das günstigste $\frac{d_1}{d_2}$ nicht verwirklicht wird, also ein grösserer oder kleinerer Eintrittsdurchmesser \bar{d}_1 aus irgendwelchen Gründen ratsam erscheint. Dabei soll jedoch, um triviale Störungen zu vermeiden, weiter an der Bedingung $b_1 = \frac{\bar{d}_1}{4 \mu}$ festgehalten werden.

Eine leichte Rechnung ergibt:

$$\frac{w_1^2}{w_{1 \text{ min}}^2} = \frac{2}{3} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\bar{d}_1}{d_1} \right)^4 + \frac{1}{\left(\frac{\bar{d}_1}{d_1} \right)^2} \right]$$

d_1 = bester Eintrittsdurchmesser, \bar{d}_1 = gewählter Eintrittsdurchmesser.

Aus Abb. 3 erkennt man, dass sich gleichzeitig auch der Winkel β_1 ändert. Man findet hierfür:

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\frac{d_1}{\bar{d}_1} \right)^3$$

Die folgende Tabelle zeigt die Werte für eine Abweichung um 10% und um 20% von d_1 .

$\frac{\bar{d}_1}{d_1}$	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
β_1°	54° 5'	44° 10'	35° 15'	27° 55'	22° 10'
$\frac{w_1^2}{w_{1 \text{ min}}^2}$	1,12	1,035	1,0	1,035	1,12

Für den Bereich $0,9 < \frac{\bar{d}_1}{d_1} < 1,1$ ist der Einfluss somit relativ gering. Er beträgt rd. 3,5%. Die Laufradverluste dürften sich um die gleiche Grössenordnung vergrössern. Bei grösseren Abweichungen steigt dann allerdings der nachteilige Einfluss sehr schnell. Hieraus ergibt sich eine bemerkenswerte Regel für den Schaufeleintrittswinkel. *Danach sind für Gebläse und Ventilatoren Schaufeleintrittswinkel zwischen 28° und 44° zu empfehlen.*

Neben der Änderung von w_1^2 interessiert noch der absolute Wert von w_1^2 , der bei einem bestimmten $\frac{d_1}{d_2}$ erreicht wird. Eine kleine Rechnung ergibt $w_1^2 = \frac{3}{2} u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2$. Somit nimmt w_1^2 quadratisch mit $\frac{d_1}{d_2}$ zu. Hiernach ist ein starkes Anwachsen der Verluste mit grösserem \bar{d}_1 zu erwarten, sodass demnach möglichst kleines $\frac{\bar{d}_1}{d_2}$ anzustreben wäre. Diese Regel gilt allerdings nur beschränkt, da neben den Laufradverlusten noch die Ver-

luste der Leitvorrichtungen und die Radscheibenreibung zu berücksichtigen sind. Denn massgebend ist nicht der Laufradwirkungsgrad allein, sondern der Gesamtwirkungsgrad. Auch hier lässt sich bei gewissen vereinfachten Annahmen eine Minimberechnung durchführen, wie kürzlich an anderer Stelle gezeigt wurde³⁾. Diese Berechnung bedarf jedoch noch einer umfassenden versuchsmässigen Ueberprüfung. Zu einer bestimmten Angabe liegt leider z. Zt. noch zu wenig gesichertes Material vor. Es ist zu vermuten, dass es ein günstigstes Verhältnis $\frac{d_1}{d_2}$ gibt, bei dem der beste Gesamtwirkungsgrad erzielt werden kann. Vorsichtig darf hier vielleicht auf den Bereich $0,4 < \frac{d_1}{d_2} < 0,6$ hingewiesen werden.

5. Abrundung der Laufradeintrittskante.

Es wurde bereits betont, dass die rechtwinklige Umlenkung der Luft beim Laufradeintritt eine hinreichende Abrundung erfordert. Ohne diese würde selbst bei stark beschleunigter Hauptströmung eine Ablösung unvermeidlich sein. Da die Abrundung oft aus wirtschaftlichen Gründen z. B. bei billigen Ventilatoren und oft aus Platzgründen entweder unmöglich ist oder nur klein ausgeführt werden kann, interessiert die Frage: Wie gross muss die Abrundung mindestens sein, wenn schädliche Nebenwirkungen vermieden werden sollen?

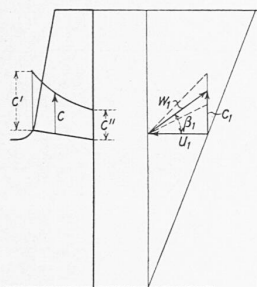


Abb. 5

Die Krümmung verursacht eine ungleiche Geschwindigkeitsverteilung der Meridiangeschwindigkeit. In der Abb. 5 ist die Geschwindigkeitsverteilung hinter der Krümmung angedeutet. Die Geschwindigkeitsdreiecke zeigen die Auswirkung dieser ungleichen Verteilung. An der inneren Schaufelkante mit der grössten Meridiangeschwindigkeit ergibt sich ein grösserer relativer Eintrittswinkel, an der Laufradscheibe entsteht der kleinste Winkel. Ist nun die Schaufel mit einem Winkel ausgebildet, der sich aus der Mittelgeschwindigkeit berechnet,

so ist nur an einer Stelle der Eintrittswinkel richtig, rechts und links davon ergeben sich Stossverluste; an der Krümmung entsteht ein Stoss auf die Schaufelrückseite, an der Laufradscheibe ein Stoss auf die Schaufelvorderseite. Abgesehen von den Stossverlusten ergeben sich wegen der schrägen Beaufschlagung der geraden Schaufelkante Sekundärströmungen im Schaufelkanal.

Es ist klar, dass die Ungleichförmigkeit der meridianen Zu- strömung, die prinzipiell überhaupt nicht vermieden werden kann, ein gewisses Ausmass nicht überschreiten darf, wenn auf guten Wirkungsgrad Wert gelegt wird.

Zahlenmässig wird diese Ungleichförmigkeit durch das Verhältnis $\frac{c'}{c''}$ am leichtesten erfasst (c' Geschwindigkeit an der Krümmung; c'' Geschwindigkeit an der Laufradscheibe). Wie gross darf nun maximal dieses Verhältnis sein, und ein wie grosser Krümmungsradius ergibt sich hierbei? Zur Beurteilung dieser Frage ist es notwendig, auf die physikalische Ursache des Stossverlustes einzugehen. Die früher in der Strömfadentheorie verbreitete Ansicht über den Stossverlust gilt streng genommen nur für unendlich grosse Schaufelzahl. Die Wirklichkeit ist von dieser Annahme sehr weit entfernt; praktisch berücksichtigt man die hierdurch entstehenden Abweichungen durch Einführung eines Stosskoeffizienten ζ . Die Grösse dieser Koeffizienten, die teilweise den Wert 0,55 erreichen, deutet darauf hin, dass der bekannte Ansatz dieser Verluste $\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} c_s^2$ (worin $c_s =$ Stosskomponente) der Wirklichkeit nur teilweise gerecht wird. Denn nach den heutigen Erkenntnissen der Strömungslehre ist es weniger wichtig, ob die Strömungsrichtung von der Schaufeltangente abweicht, als in wieweit durch diese Abweichung eine Ablösung der Strömung entsteht. Vom Tragflügel weiss man z. B., dass durchweg eine Winkeländerung von rd. $20^\circ \div 25^\circ$ in der Anströmrichtung erforderlich ist, ehe die Strömung abreisst. Bei scharfkantigen gewölbten Platten, die wohl am ehesten für unseren Vergleich heranzuziehen wären, ergeben sich nach Göttinger Messungen⁴⁾ ebenfalls zulässige Winkeländerungen von etwa 25° . Die am Einzelflügel gemachten Beobachtungen können nun nicht ohne weiteres auf ein Kreisgitter übertragen werden. Sicher ist, dass der zulässige Winkelbereich mit engerer

Teilung kleiner wird, bis schliesslich bei unendlich vielen Schaufeln auch die kleinste Winkelabweichung zu einer Ablösung führen wird. Da exakte Versuche über den Einfluss der Gitterteilung auf die Stossverluste fehlen, sind wir zunächst auf Schätzungen angewiesen. Berücksichtigen wir dabei, dass beim Eintritt in die Schaufelkanäle eine Beschleunigung vorhanden ist, d. h. ein Zustand, der auf eine Verhinderung der Ablösung hinwirkt, so darf vielleicht vorläufig eine Winkelspanne von 20° , d. h. $\pm 10^\circ$ angenommen werden, innerhalb der keine grössere Ablösung eintritt. Auch innerhalb dieses Bereiches sind zusätzliche Verluste bestimmt zu erwarten, uns interessiert jedoch hier die Frage, wann die ersten grösseren Störungen auftreten werden.

Im Folgenden soll versucht werden, wenigstens die Grössenordnung des Krümmungsradius auszurechnen, bei dem diese Bedingung erfüllt ist.

Wir betrachten nach Abb. 6 einen Teilausschnitt der Meridianströmung mit dem Krümmungsradius R und der Geschwindigkeit c . Durch die Krümmung der Stromlinien entstehen Zentrifugalkräfte, die eine Druckabnahme zum Krümmungsmittelpunkt hin und eine Druckzunahme in entgegengesetzter Richtung hervorrufen. Entsprechend ergibt sich nach der Bernoullischen Gleichung eine Geschwindigkeitszunahme bzw. -abnahme. Die Annahme, dass es sich um eine wirbelfreie Strömung handelt, führt dann zu der bekannten Beziehung⁵⁾

$$\frac{c}{R} - \frac{dc}{dn} = 0.$$

Das Vorzeichen ist dabei durch die Wahl des Nullpunktes von x bestimmt, Abb. 6. Wir interessieren uns für die Strömung in der Nähe der Schaufeleintrittskante und setzen dort näherungsweise $dn = dx$.

So erhalten wir $\frac{dx}{R} = \frac{dc}{c}$. Die Integration wäre durchführbar, wenn die Änderung von R über die Breite x bekannt wäre. Für $x = 0$, d. h. an der Laufradscheibe ist $R = \infty$, d. h. $\frac{1}{R} = 0$; an der Krümmung ist $R = R'$ ebenfalls bekannt. Ermittelt man nun nach bekannten Verfahren das Stromlinienbild, so ergibt sich für $\frac{1}{R} = f(x)$ eine leicht gekrümmte Kurve. Wenn wir diese Kurve durch eine Gerade ersetzen, so ergeben sich Abweichungen, die im Rahmen dieser Betrachtungen zulässig sein dürften. Wir machen somit den Ansatz: $\frac{1}{R} = \frac{x}{R' b_1}$. Für $x = 0$ wird $R = \infty$ und für $x = b_1$ erhalten wir $R = R'$ gemäss unseren Randbedingungen. Damit entsteht folgende Gleichung:

$$\frac{x dx}{R' b_1} = \frac{dc}{c}$$

Die Integration ergibt

$$\frac{x^2}{2 R' b_1} = \ln \frac{c}{c''} \text{ oder } c = c'' e^{\frac{x^2}{2 R' b_1}}$$

Die Geschwindigkeit an der Krümmung ist demnach: $c' = c'' e^{\frac{b_1^2}{2 R'}}$

Für das Verhältnis $\frac{c'}{c''}$ ergeben sich folgende Werte:

$\frac{b_1}{R_1}$	0,2	0,4	1,0	2,0	3,0	4,0
$\frac{c'}{c''}$	1,105	1,221	1,65	2,718	4,48	7,39

Man erkennt, dass die Geschwindigkeitsunterschiede schon von $\frac{b_1}{R'} = 1$ ab sehr beträchtlich sind. Um einen Ueberblick über die Winkelabweichungen zu erhalten, ist in Abb. 7 für $R' = \frac{b_1}{2}$

die Geschwindigkeitsverteilung nach der Gleichung $c = c'' e^{\frac{x^2}{2 R' b_1}}$ aufgezeichnet. Die mittlere Geschwindigkeit, die sich leicht durch Ausmittelung der Fläche ergibt, ist gestrichelt eingezeichnet. Wir kennen damit die mittlere Geschwindigkeit und die beiden Randgeschwindigkeiten. Die Geschwindigkeitsdreiecke lassen sich jetzt aufzeichnen, indem wir noch als mittleren Winkel 35° an-

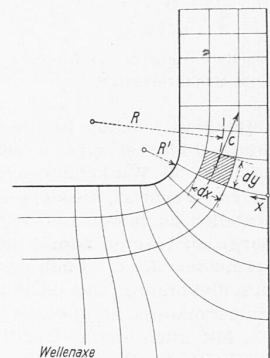


Abb. 6

Stromlinien u. Potentiallinien für die Meridianströmung

³⁾ Eck, «Ventilatoren», S. 70.

⁴⁾ Ergebnisse der AVG, IV. Lieferung, S. 98.

⁵⁾ Eck, Einführung in die technische Strömungslehre, I. S. 18, Berlin 1935, Springer.

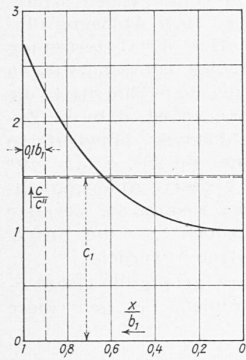


Abb. 7
Geschwindigkeitsverteilung beim Schaufeleintritt

nehmen (Abb. 8). Die Abweichungen von diesem Winkel, d. h. von dem Schaufelwinkel betragen an der Krümmung 16,5° und an der ausgeführten Laufradscheibe 10°. An der Krümmung erkennt man jedoch eine starke Spitze in der Geschwindigkeitskurve. Schon in einer kleinen Entfernung von der Krümmung 0,1 b_1 ist eine wesentlich kleinere Geschwindigkeit vorhanden; die Winkelabweichung beträgt hier 11°. Wahrscheinlich ist es berechtigt, diesen kleinen Bereich von 0,1 b_1 als ungünstig bestehen zu lassen und für gesunde Verhältnisse im übrigen Teil Sorge zu tragen, zumal sich eine gewisse Störung sowieso nicht vermeiden lässt. Auch darf man hoffen, dass eine genügende Beschleunigung den schädlichen Einfluss dieser kleinen Zone einigermaßen kompensiert.

Mit allen hier gemachten Vorbehalten darf deshalb vielleicht zunächst die Regel

$$R' \geq \frac{b_1}{2}$$

empfohlen werden.

6. Massnahmen zur Vermeidung des Krümmungseinflusses.

Abb. 9 zeigt ein gutes Turbokompressorenrad, das einen Krümmungsradius von 0,54 b_1 aufweist. Ein grösserer Radius ist hier aus Platzgründen kaum zu verwirklichen. Zum Vergleich sind in Abb. 10 verschiedene Krümmungsradien eingezeichnet.

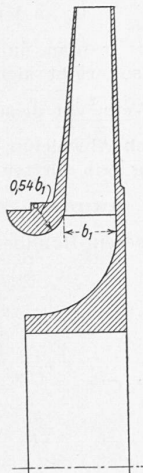


Abb. 9
Turbokompressorenrad

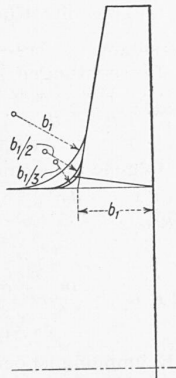


Abb. 10

Die Schwierigkeiten werden besonders gross bei Rädern mit grosser Breite, d. h. mit grossem $\frac{d_1}{d_2}$. Die Forderung

$$R' \geq \frac{b_1}{2}$$

ist hier meist undurchführbar. Man hilft sich hier gerne durch Unterteilung des ganzen Kanales in zwei oder mehrere Teile und Schräglage der Deckscheibe nach Abb. 11. Irgend eine Verbesserung ist umso notwendiger, als der Krümmungseinfluss sich wegen den kurzen radialen Schaufeln auf die ganze Schaufellänge erstrecken kann. Grundsätzliche Ab-

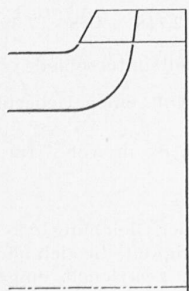


Abb. 11
Einmalige Unterteilung des Meridianquerschnittes

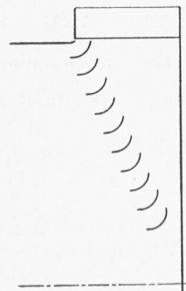


Abb. 12
Verbesserung der Zuströmung durch Leitschaufeln



Abb. 13
Anwendung von Frey'schen Leitschaufeln zur Vermeidung des Krümmungseinflusses

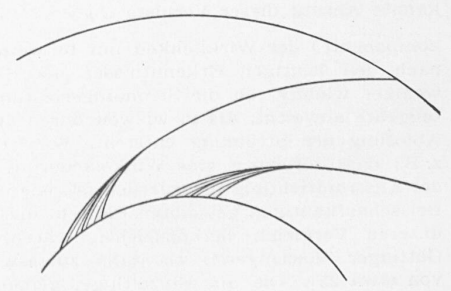


Abb. 14
Laufrad mit schräg umgelegten Eintrittswinkeln

hilfe könnte durch ringförmige Leitschaufeln nach Abb. 12 geschaffen werden, auch wäre an eine Verwendung der Frey'schen Leitschaufeln nach Abb. 13 zu denken. Es steht zu erwarten, dass durch solche Massnahmen die im Wirkungsgrad durchaus nicht befriedigenden Trommelläufer erheblich verbessert werden können.

Werden, wie bei den meisten Ventilatoren und Gebläsen, die Schaufeln aus Blech hergestellt, so ist noch eine andere wirksame Korrektur möglich. Man biegt die Eintrittskante der Schaufeln schräg um, sodass ungefähr in der Mitte der Winkel β_1 vorhanden ist. Dadurch erhält die der Krümmung zugekehrte Seite einen grösseren und die andere Seite einen kleineren Winkel, sodass den in Abb. 8 dargestellten Winkelverhältnissen einigermaßen Rechnung getragen wird. Abb. 14 zeigt die Aufsicht des aufgedeckten Laufrades.



Abb. 15

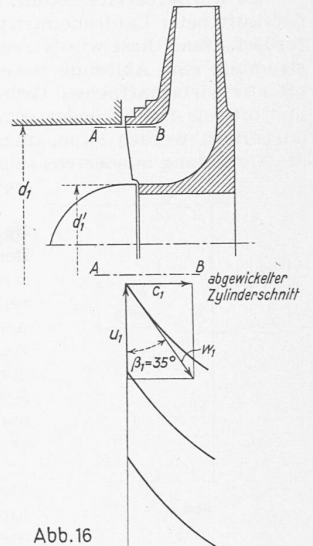


Abb. 16

Viel angewandt wird auch ein schräges Herunterziehen der Eintrittskante nach Abb. 15. Bei einfach gekrümmten Schaufeln ergibt sich auch hier ungefähr stossfreier Eintritt, sofern man den Krümmungseinfluss vernachlässigt. Die hin und wieder beobachtete günstige Wirkung dieser Massnahme dürfte wohl darin zu suchen sein, dass für einen Teil der Stromfäden die Stossverluste infolge des Krümmungseinflusses bei kleineren Umfangsgeschwindigkeiten stattfinden. Viel scheint jedoch nach den bisherigen Beobachtungen durch diese Massnahme nicht gewonnen zu werden.

Ganz vermieden wird der schädliche Krümmungseinfluss erst, wenn man zu doppelt gekrümmten Schaufeln übergeht und die Eintrittskante ganz in das Saugrohr hineinzieht. So kommt man zu schraubenförmig gebogenen Eintrittskanten, die an die Läufer von Francisturbinen erinnern (Abb. 16). Eine nicht zu kleine Nabe ist hier unentbehrlich, weil sonst die Teilung der Schaufeln bei kleinen Radien zu eng würde.

Auch für diese Formgebung des Laufrades lässt sich ein günstigster Eintrittsdurchmesser angeben. Mit den Bezeichnungen der Abb. 16 ergibt sich wieder für das Eintrittsdiagramm

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2$$

u_1 und c_1 werden durch folgende Beziehungen ersetzt:

$$u_1 = u_2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)$$

$$\text{Fördermenge } V = c_1 \left[\frac{\pi}{4} d_1^2 - \frac{\pi}{4} d_1'^2 \right] = c_1 \frac{\pi}{4} d_1^2 \left[1 - \left(\frac{d_1'}{d_1} \right)^2 \right]$$

Wir führen das Nabenverhältnis $\nu = \frac{d_1}{d_2}$ ein

$$V = c_1 \frac{\pi}{4} d_1^2 [1 - \nu^2]; \text{ hieraus}$$

$$c_1 = \frac{4V}{\pi d_1^2 [1 - \nu^2]} = \frac{4V}{\pi \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 d_2^2 [1 - \nu^2]}$$

Hiermit entsteht

$$w_1^2 = u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 + \frac{(4V)^2}{\pi^2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 d_2^4 [1 - \nu^2]^2}$$

Den Bestwert erhalten wir wieder aus:

$$\frac{dw_1^2}{d\left(\frac{d_1}{d_2}\right)} = 0$$

zu:

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{32} V}{\pi u_2 d_2^2 [1 - \nu^2]}}$$

Der Eintrittsschaufelwinkel am äusseren Umfang berechnet sich aus

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \beta_1 \approx 35^\circ$$

Der Winkel ist somit der gleiche, wie bei rein radialen Ausführungen, während der Eintrittsdurchmesser etwas grösser wird.

Bereits bei kleineren Durchmesserverhältnissen sind wesentliche Vorteile dieser Formgebung bei Gebläsen festgestellt worden. Es darf allerdings nicht verkannt werden, dass im Ventilatorenbau die Kosten dieser Konstruktion nicht immer tragbar sind. Man wird sich oft mit den oben angeführten einfacheren Abwehrmassnahmen begnügen müssen.

7. Zusammenfassung.

Es wird gezeigt, dass bei Radialgebläsen für den Eintrittsdurchmesser, die Eintrittsbreite und den Eintrittsschaufelwinkel bestimmte theoretische Bestwerte angegeben werden können. Die zulässige Toleranz von diesen Werten wird ermittelt und ein Ueberblick über die Schluckfähigkeit von Radialgebläsen auf Grund dieser Berechnungsgrundlagen gegeben, sowie Vergleiche mit Schraubengebläsen angestellt. Für die Abrundung der Eintrittskante des Schaufelrades wird ein kleinster zulässiger Wert berechnet. Für Radialgebläse mit in das Saugrohr hineingezogenen Schaufeln, d. h. doppelt gekrümmten Schaufeln, wird gleichfalls der günstigste Eintrittsdurchmesser und der günstigste Eintrittsschaufelwinkel berechnet.

Die Photogrammetrie in der Schweiz

Aus Anlass des kürzlich abgehaltenen V. Internat. Kongresses für Photogrammetrie in Rom 1938 hat die Schweiz. Gesellschaft für Photogrammetrie einen Landesbericht eingereicht, der über die bisherige Entwicklung dieses Vermessungszweiges in unserem Lande im Zeitraum von 1934 bis 1937 zusammenfassende Kunde gibt. Dem in Nr. 9 v. J. der «Schweiz. Zeitschr. f. Vermessungswesen und Kulturtechnik» veröffentlichten Bericht entnehmen wir folgenden Auszug. Es sei dabei erinnert an die zahlreichen Berichte über diesen Gegenstand in der «SBZ», deren erster, von X. Imfeld, schon vor mehr als 50 Jahren (in Bd. 9, 1887) erschienen ist. Den ersten Bericht über Stereophotogrammetrie erstattete ihr Pionier, Ingenieur-Topograph Dr. Rob. Helbling (Flums), der diese Methode in der Schweiz eingeführt hat, in Bd. 77 (1921, auch als Sonderdruck erhältlich), während unser Blatt dem Direktor der Schweiz. Landestopographie, Dipl.-Ing. K. Schneider (Bern), einen zusammenfassenden Bericht in Bd. 96 (1930) verdankt. Schliesslich sei noch verwiesen auf den grundlegenden Aufsatz von Dipl. Ing. E. Vuille (Bern), der insbesondere die Wildsche Apparatur zur Darstellung gebracht hat, in Bd. 100 (Sonderdruck vergriffen; man wende sich an die Firma Wild in Heerbrugg).

*

Die Photogrammetrie im Dienste der Eidg. Landestopographie.

Die terrestrische stereophotogrammetrische Geländevermessungsmethode mit autogrammetrischer Auswertung ist wie bisher für die Karten-Neuaufnahmen in vor- und hochalpinen Gebieten angewendet worden. Für die vier Jahre 1934 ÷ 1937 beträgt die erdphotogrammetrisch aufgenommene Gebietsfläche 3600 km²; diese Fläche ist im Masstab 1 : 25 000 mit äquidistanten Höhenkurven von 20 m ausgewertet worden.

Nachdem der im Landesbericht 1934 erwähnte Versuch mit aerophotogrammetrischen Stereoaufnahmen gute Ergebnisse gezeigt hatte, wurde diese Methode in den Jahren 1934 ÷ 1937 überall verwendet, wo die terrestrische Photogrammetrie

schwierig oder nicht durchführbar war. Die in diesem Zeitraum aerophotogrammetrisch aufgenommene Gebietsfläche beträgt 440 km²; diese Fläche ist ebenfalls im Masstab 1 : 25 000 mit äquidistanten Höhenkurven von 20 m ausgewertet worden. — In den Jahren 1934 ÷ 1937 wurden 6000 aerophotogrammetrische Einzelsteilaufnahmen ausgeführt für die Nachprüfung der bestehenden Kartenblätter 1 : 25 000 des Topographischen Atlases der Schweiz (Siegfriedkarte) und zwar für insgesamt 134 Kartenblätter je im Halte von 52,5 km² Gebietsfläche. Weitere gegenseitig sich überlappende 520 Einzelsteilaufnahmen wurden aufgenommen für Entzerrung und für Herstellung von Aerophotoplänen für Siedelungen (z. B. Basel, Lausanne), Meliorations- und Güterzusammenlegungsgebiet usw. — Für alle Aufnahmen und Auswertungen wurden die im letzten Landesbericht erwähnten Instrumente verwendet, die in jeder Hinsicht die an sie gestellten Anforderungen erfüllt haben. Seit 1935 wurden die Aufnahmen mit sehr gutem Erfolg mit dem eigenen, in der Konstruktionswerkstätte Thun gebauten Vermessungsflugzeug durchgeführt.

Die photogrammetrische Tätigkeit des privaten Vermessungsgewerbes.

Die in der Schweiz eingerichteten privaten Vermessungsunternehmen, die stereophotogrammetrischen Arbeiten obliegen, sind seit 1934 unverändert dieselben geblieben. Hinsichtlich der vorwiegenden Tätigkeit dieser Bureaux im Dienste der Schweiz. Grundbuchvermessung sei auf den Beitrag des Eidg. Vermessungsdirektors zum vorliegenden Landesbericht verwiesen. An dieser Stelle soll auf die wichtigsten der stereophotogrammetrischen Aufnahmen dieser Bureaux hingewiesen werden, die im Auftrag öffentlicher und privater Arbeitgeber zur Ausführung gelangen.

Das Vermessungsbureau Dr. Helbling & Zurbuchen, mit Hauptsitz in Flums (St. Gallen) und seiner Zweigniederlassung in Bern, hat für wissenschaftliche Zwecke in den letzten Jahren gross angelegte *geologisch-photogrammetrische Arbeiten* in der Schweiz ausgeführt, deren Ergebnisse kürzlich im Druck erschienen als Beitrag zur geologischen Karte der Schweiz.¹⁾ Das durch den Verfasser aufgeworfene Problem der Anwendung der Photogrammetrie bei geologischen Kartierungen ist dabei in einzigartiger, überzeugender Weise dargelegt. Damit entsteht der Photogrammetrie ein neues, noch unabsehbares Betätigungsfeld. Aus der Arbeit seien besonders die äusserst instruktiven, neuartigen, geometrisch genauen Aufrisse ganzer Talhänge erwähnt, die zum Verständnis des Gebirgsaufbaues und zu dessen masshaltiger Darstellung wesentlich beitragen werden. Für *ingenieur-technische Zwecke* wurden erd- und luftphotogrammetrische Aufnahmen für hydroelektrische Anlagen, Strassenprojekte usw. in den Masstäben 1 : 500 bis 1 : 5000 ausgeführt. Im besondern ist eine Aufnahme zu erwähnen zur Erstellung des genauen Modells einer mehr als 100 m tiefen, engen Schlucht, wobei auch annähernd senkrechte Aufnahmen von festen Standpunkten aus durchgeführt wurden. Die Phototheodolit-Kamera Wild wurde dabei in eine improvisierte Aufhängevorrichtung gebracht, die am Geländer der die Schlucht überquerenden Brücke befestigt wurde. Auf dem Gebiete der Architektur-Photogrammetrie wurden von verschiedenen historisch und architektonisch interessanten Gebäuden Aufnahmen ausgeführt zur Herstellung von Aufrissen und Profilen.

Das Vermessungsbureau Leupin & Schwank in Bern hat ausser seinen Arbeiten für die Grundbuchvermessung verschiedene Vermessungen erd- und luftphotogrammetrisch für Projektstudien von Bauunternehmungen ausgeführt. Besonders zu erwähnen ist eine photogrammetrische Aufnahme in einem Tunnel zur Herstellung von Profilen in beliebigen Abständen zwecks Feststellung von Deformationen der Tunnelwand.

Das Vermessungsbureau Bosshardt in St. Gallen arbeitet vorwiegend luftphotogrammetrisch im Dienste der Grundbuchvermessung. Daneben wurden erd- und luftphotogrammetrische Aufnahmen im Masstab 1 : 500 bis 1 : 5000 ausgeführt für Gebirgsstrassen, Lawinerverbauungen, Stand- und Luftseilbahnen. Für die Luftaufnahmen wurde die Zeiss-Doppelkammer f/21, 18/18 cm verwendet. Die Auswertung der Filme im Masstab 1 : 1000 ergab sehr gute Resultate.

Das Vermessungsbureau Lips & Hofmann in Elgg (Kanton Zürich) hat sich vorwiegend luftphotogrammetrisch im Dienste der Grundbuchvermessung, sowie der später erwähnten Firma «Schweizerische Luftvermessungs-A.-G.» betätigt. Ausserdem wurden Arbeiten kulturtechnischer Art im Zusammenhang mit Meliorationen und Güterzusammenlegungen in der Ostschweiz ausgeführt, analog den im letzten Landesbericht erwähnten Arbeiten im Kanton Zürich.

¹⁾ Vgl. S. 25 lfd. Bds. Eingehende Besprechung folgt. Red.