

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 121/122 (1943)  
**Heft:** 14

**Artikel:** Probleme der Flüssigkeitstreibung  
**Autor:** Bosch, M. ten / Weisz, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-53180>

#### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

#### **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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

#### **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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 23.02.2026

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

INHALT: Probleme der Flüssigkeitsreibung. — Vom Studentenheim an der E. T. H. — Eidgenössisches Oberbauinspektorat. — Standardisierung im Schwedischen Bauwesen. — Mitteilungen: Architektenhonorar, ein strittiger Fall vor Bundesgericht. Hartverchromen von Zylinderbohrungen. Schweizerische Holzgas-Eisenbahn-Fahrzeuge. Eidg. Technische

Hochschule. Bauliche Entwicklung Genfs. Schweiz. Vereinigung für Gesundheitstechnik. Volkshochschule des Kantons Zürich. Sprengstoffe als Kampfmittel der Bautruppen. Rhone-Kraftwerk Mörel der A. I. A. G. — Nekrolog: Emil Müller. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Vortragskalender.

## Band 122

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. 14

## Probleme der Flüssigkeitsreibung

Von Prof. M. ten BOSCH und Dipl. Ing. A. WEISZ, Assistent für Masch.-Elemente, E. T. H., Zürich

Die Theorie der flüssigen Reibung<sup>1)</sup> geht von der «schleichenenden» Flüssigkeitsströmung aus, die durch die Gumbel'sche Zahl  $Gü = P_1/\eta U$  gekennzeichnet ist. Sie setzt eine nach Grösse und Richtung unveränderliche Gewichtsbelastung  $P_1$  kg pro Breiteinheit der Gleitfläche voraus und führt (unter Voraussetzung einer unveränderlichen Zähigkeit  $\eta$ ) für die unendlich breite Gleitfläche zu einfachen Gleichungen. Die Zähigkeit ändert sich mit der Oeltemperatur, die sich in der Längs- und Querrichtung der Gleitfläche nach sehr verwickelten Gesetzen ändert<sup>2)</sup> und von einer grossen Zahl von Einflüssen abhängt, die in mannigfacher Ueberlagerung im Lager auftreten. Wie Messungen in Uebereinstimmung mit vereinfachten theoretischen Ueberlegungen<sup>3)</sup> zeigen, kann die Veränderlichkeit der Zähigkeit aber in einfachster Weise durch Einführung einer mittleren konstanten Zähigkeit berücksichtigt werden. Diese kann ungefähr gleich der Zähigkeit der Temperatur in der Mitte der Tragfläche gesetzt werden.

## 1. Vergleich verschiedener Spaltformen

Für die ebene Gleitfläche ist:

$$P_1 = \frac{\eta U a^2}{h_0^2} \Phi \quad \text{oder} \quad h_0/a = \sqrt{\Phi} \sqrt{\frac{\eta U}{P_1}} \quad \dots \quad (1)$$

$$\mu = K \sqrt{\frac{\eta U}{P_1}} = C h_0/a \quad \dots \quad (2)$$

In diesen Gleichungen sind  $\Phi$ ,  $K$  und  $C$  reine Zahlen, die nur von der Spaltform und von den Randbedingungen für die Schmierölzu- und Ableitung abhängen. Bekannt ist auch, dass zur Erzeugung einer tragfähigen Oelschicht jeder Spalt geeignet ist, dessen Höhe in Richtung der Bewegung abnimmt. Bei der Vielseitigkeit der möglichen Spaltformen (Abb. 1) scheint ein Vergleich und die Auswahl der «günstigsten» Formen zweckmäßig. Je nach der Bewertung der Vor- und Nachteile kann der Konstrukteur, die Werkstatt oder der Betriebsleiter der Anlage zu anderen Bedingungen für die «günstigste» Spaltform kommen.

Wenn  $\eta$ ,  $U$  und  $P_1$  vorgeschrieben oder gewählt sind, wird der Konstrukteur (um eine möglichst kleine Reibzahl zu erreichen) den kleinsten  $K$ -Wert (in Gl. 2) wählen. Mit Rücksicht auf grösste Betriebsicherheit wird der Betriebsleiter (um eine metallische Berührung bestimmt zu vermeiden) einem grossen Wert von  $h_0$ , also einem grossen  $\Phi$ -Wert in Gl. 1 den Vorzug geben. Der Kleinstwert von  $h_0$  ist durch die wirtschaftliche Herstellung begrenzt. Da nach Gl. 2 die Reibzahl dem Wert  $h_0/a$  direkt proportional ist, wird eine kleine Reibzahl bei hoher Sicherheit und innerhalb wirtschaftlicher Grenzen durch den kleinsten  $C$ -Wert erreicht. Schliesslich muss der Konstrukteur bei der Wahl einer Spaltform auch Rücksicht auf die einfache Herstellung nehmen; diese Forderung ist oft entscheidend.

Wie aus Abb. 2 (für die geneigte und die teilweise abgesperrte Platte) und aus Abb. 3 (für den parabolischen Voll- und Halbzyylinder und für parabolisch abgerundete Oeleintrittskanten) hervorgeht, können die drei Bedingungen ( $K_{\min}$ ,  $\Phi_{\max}$  und  $C_{\min}$ ) nicht gleichzeitig erfüllt werden. Erfreulicherweise liegen sie oft verhältnismässig nahe zusammen. Zum einheitlichen Vergleich aller Spaltformen scheint das Spalthöhenverhältnis  $h_1/h_0$  am zweckmässigsten. Die günstigsten  $h_1/h_0$ -Werte liegen zwischen 2 und 3, vereinzelt auch bei 4.

Grundsätzlich kann gesagt werden, dass alle Spaltformen mit abgerundeter oder abgeschrägter Oeleintrittskante (Abb. 1d, e) eine kleinere Tragfähigkeit und eine etwas grössere Reibzahl haben als Spaltformen mit bis zum Ende der Tragfläche

abnehmender Spalthöhe (Abb. 1a, b). Mit den zuerst genannten Spaltformen erreicht man also niemals die günstigste Reibzahl oder die kleinste Gleitfläche, aber immerhin eine brauchbare Ausführung mit Flüssigkeitsreibung (ohne Abnutzung) bei billiger Herstellung. Um z. B. einen Kreuzkopf tragfähig zu machen, genügen verhältnismässig kleine Abrundungen mit  $h_1/h_0 = 2$  bis 3 für beide Bewegungsrichtungen. Auch in der kurzen Zeit des Richtungswechsels ( $U = 0$ ) lässt sich eine unmittelbare Berührung der Gleitflächen verhindern, da die Zeit nicht ausreicht, um den Schmierzustand für  $U = 0$  herzustellen.

Besonderes Interesse bietet die teilweise abgesperrte Platte (Abb. 1f), die zweifellos einfach in der Herstellung ist und auch sehr günstige  $\Phi$ -,  $K$ - und  $C$ -Werte aufweist. Es scheint deshalb empfehlenswert, dieser bisher noch nicht gebräuchlichen Spaltform eine Vorzugstellung einzuräumen. Mit  $a_1/a_0 = 3$ ,  $h_1/h_0 = 2$ ,  $h_0 = 0,002$  mm und  $a = 100$  mm könnte damit theoretisch für eine unendlich breite Gleitfläche eine Reibzahl

$$\mu = C h_0/a = 4 \times 0,002/100 = 0,00008$$

erreicht werden, also nur 1% des heute bei guten Ausführungen erreichten Wertes.

Man könnte die Theorie auch für die Berechnung der Reibung der Dichtungsringe in einem Kolben verwenden, wenn Spaltform und Oelmenge bekannt wären. Die handelsüblichen Ringe, mit denen H. Horgen<sup>4)</sup> ausgedehnte Reibungsversuche durchgeführt hat, liefern (wie genaue Profilmessungen zeigten) ohne Abrundung oder Abschrägung scharf aus. Man kann umgekehrt (unter der Voraussetzung, dass tatsächlich flüssige Reibung vorhanden ist) aus den Versuchsergebnissen die «wahrscheinlichste» Spaltform ableiten. Horgen vergleicht nun seine Versuche mit der Theorie einer abgeschrägten bzw. abgerundeten Oeleintrittskante und kommt (in krassem Widerspruch zu den Profilmessungen) zum Ergebnis, dass die wahrscheinlichste Spaltform eine auf  $1/5$  der Länge mit grossem  $h_1/h_0$ -Wert ausgeführte Schrägung wäre. Eine zuverlässige Vorausberechnung der Kolbenreibung scheint so lange ausgeschlossen, bis die Faktoren, die eine tragfähige Oelschicht ermöglichen, geklärt sind. Als solche kämen in Betracht: eine schwache Schrägstellung (Verdrehung) des Ringes und eine Drucksteigerung im Spalt vor dem Ring, als teilweise abgesperrte Platte.

## 2. Flüssige Reibung beim Schneckentrieb

Eine weitere Gruppe schmiertechnisch wichtiger Probleme bilden die Zahnflanken, Rollen, Wälzhebel, usw. Es handelt sich dabei um parallele Zylinder, deren relative Bewegung tangential oder normal zur Oberfläche gerichtet sein kann. Solche Probleme können auf den parabolischen Vollzyylinder (Abb. 1c) zurückgeführt werden<sup>5)</sup>, für den die Lösung bekannt ist.

Die praktische Bedeutung dieser theoretischen Grundlagen liegt bei den Rollenlagern zunächst in der Verminderung der Abnutzung<sup>6)</sup>. Wenn es bei den Zahnflanken gelingen würde, eine tragfähige Oelschicht von Beginn bis Ende des Eingriffes zuverlässig zu erzeugen, so wären die beiden Hauptmängel hochbelasteter und raschlaufender Zahnflanken (Geräusch und Abnutzung) grösstenteils behoben. Die technischen Schwierigkeiten bei der Verwirklichung sind aber sehr gross. Etwas günstiger als bei den Zahnrädern scheinen die Voraussetzungen für flüssige Reibung beim Schneckentrieb zu liegen, wegen der hohen Gleitgeschwindigkeit ohne Richtungswechsel. Die Verminderung des Reibungsverlustes hat hier auch eine wesentlich grössere Bedeutung als bei den Zahnrädern. G. Niemann<sup>7)</sup> hat den theoretischen Nachweis erbracht, dass dieses Ziel durch eine zweckmässige Zahiform tatsächlich erreicht werden kann. Sein Anwendungsbeispiel, nach dem ein Schneckentrieb für 5000 PS bei einer Uebersetzung von 3000 auf 300 U/min einen Wirkungsgrad von 98,8% aufweist, klingt heute noch phantastisch, sollte aber die Fachwelt doch zu praktischen Ausführungen anspornen.

<sup>1)</sup> Die Theorie wird als bekannt vorausgesetzt. Vgl. z. B. ten Bosch: Vorlesungen über Maschinenelemente, Abschnitt 42.

<sup>2)</sup> Vgl. z. B. die Messungen von W. Nücker: VDI-Forschungsheft 352 (1932) und von A. Rumpf: VDI-Forschungsheft 393 (1938).

<sup>3)</sup> Vgl. z. B. die Messungen von R. E. Stanton im Nat. Phys. Lab. (London) oder Abb. 42.22 in «Vorl. über Masch.-El» und die Berechnung von F. Freudenreich: Sonderdruck BBC-Mitteilungen, Nov. 1920.

<sup>4)</sup> H. Horgen: Versuche über Kolbenringreibung. Diss. E.T.H., Zürich, 1942.

<sup>5)</sup> W. Peppler: VDI-Forschungsheft 391 (1938).

<sup>6)</sup> E. Heidebroek: Zur Theorie der Flüssigkeitsreibung zwischen Gleit- und Wälzflächen. Forschung 6 (1935), S. 161/68.

<sup>7)</sup> G. Niemann: Schneckengetriebe mit flüssiger Reibung. VDI-Forschungsheft 412 (1942).



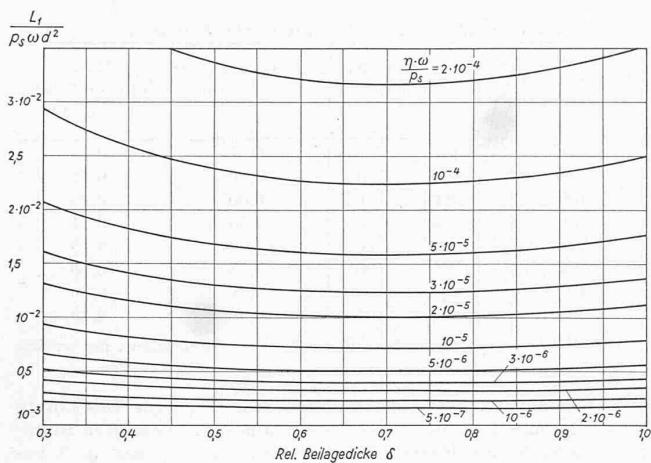


Abb. 6. Reibzahl und Reibleistung  $L$  pro Breiteneinheit für Lager mit Zitronenspiel, in Abhängigkeit der relativen Beilagedicke  $\delta = a/\Delta z$

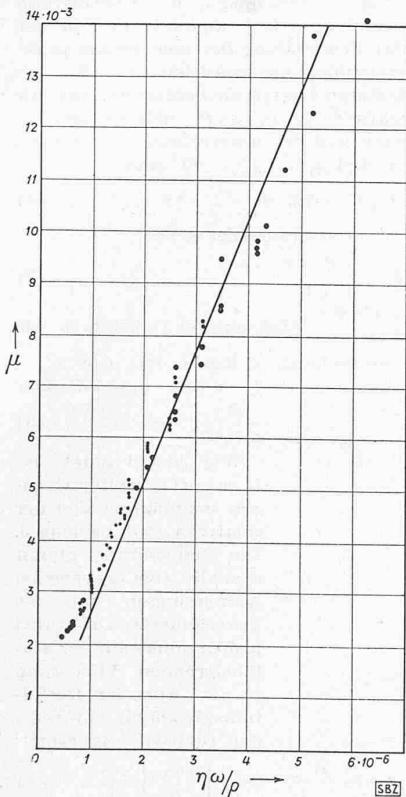


Abb. 8. Vergleich der Theorie für Lager mit Zitronenspiel mit den Versuchen von Rumpf

Lagerspiel  $\psi = 1,727\%$ , relative Beilagedicke  $\delta = 0,487$ . Mit diesen Werten folgt aus Abb. 7:  $\eta \omega / p_s = 2,7 \cdot 10^{-6}$ , und mit diesem Wert aus Abb. 6:  $\frac{L_1}{\omega p_s d^2} = 3,94 \cdot 10^{-3}$  oder  $L_1 = 5840 \text{ U}^2$ .

Beim Vergleich der Theorie mit den Versuchen ist zu beachten, dass Abb. 6 für die Reibleistung am *Zapfen* gemessen gilt, während Rumpf das Reibmoment an der *Schale* gemessen hat. Zwischen beiden Reibungen besteht die Beziehung<sup>9)</sup>:

$$\mu_z - \frac{l}{r} \sin \beta = \mu_L = \mu_z - \varepsilon \psi \sin \beta \dots \quad (9)$$

Multipliziert man beide Seiten mit  $2 P_{1s} U$ , so erhält man:

$$L_1 \text{ Schale} = L_1 \text{ Zapfen} - 2 \psi \varepsilon \frac{P_{1s}}{n U} \eta U^2. \quad \dots \quad (10)$$

Für das unbelastete Lager mit Zitronenspiel folgt<sup>10)</sup> mit  $\varepsilon = \delta = 0,487$ :  $\beta = 33,1^\circ$ , also

$$L_1 \text{ Schale} = 5840 \eta U^2 - 2 \cdot 1,727 \cdot 10^{-3} \cdot 0,487 \cdot 0,547 \cdot \frac{2}{2,7 \cdot 10^{-6}} \eta U^2 \\ = 5160 \eta U^2$$

<sup>9)</sup> ten Bosch. Vorlesungen über Maschinenelemente, Gl. 42, 73.

<sup>10)</sup> ten Bosch. Vorlesungen über Maschinenelemente, Abb. 42, 25.

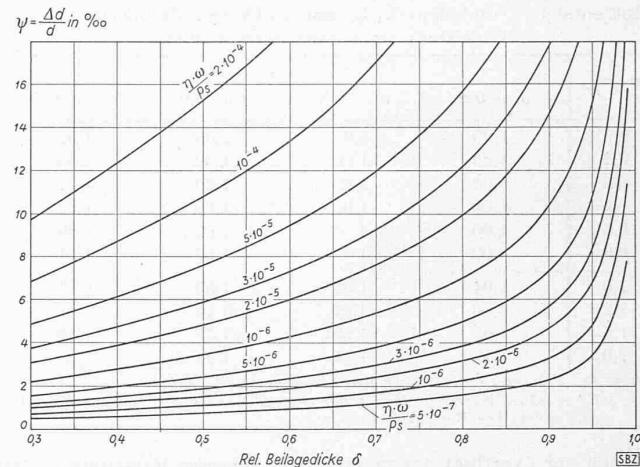


Abb. 7. Zur Berechnung des Stabilisierungsdruckes  $p_s$  für Lager mit Zitronenspiel

Zum Vergleich mit den Versuchen von Rumpf muss in dieser Reibleistung (die von der äusseren Belastung weitgehend unabhängig ist) doch die Reibzahl  $\mu$  (bezogen auf  $P_1$ ) eingeführt werden:

$$L_1 \text{ Schale} = \mu P_1 U = \mu p d U = 5160 \eta U^2$$

oder  $\mu = 2580 \eta \omega / p$ . Der geradlinige Verlauf dieser Gleichung ist in Abb. 8 mit den Versuchspunkten von Rumpf verglichen und zeigt die ausserordentlich gute Uebereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch.

#### 4. Die endliche Breite der Gleitfläche

Alle wirklichen Gleitflächen haben eine endliche Breite, so dass die Theorie für alle *praktischen* Anwendungen noch ergänzt werden muss, indem auch das seitliche Abfließen des Oeles berücksichtigt wird. Das Lager mit Zitronenspiel bildet eine Ausnahme, weil dafür die Reibleistung pro Breiteneinheit konstant ist. Die Bedingung, dass die totale Flüssigkeitsmenge, die in der X- und Z-Richtung strömt, im Beharrungszustand konstant sein muss, führt zu der bekannten partiellen Differentialgleichung für die Druckverteilung:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{d h}{d x} + \frac{b \eta U}{h^3} \frac{d h}{d x} = 0 \quad . \quad (11)$$

Die sehr umständlichen Zahlenrechnungen, die die Lösung dieser Gleichung erfordert, wurden bisher nur für die schwach geneigte Platte ( $m = 1$  und  $2$ ) und für verschiedene Werte von  $b/a$  durchgeführt (Michell, Martin, Boswall). Aus diesen Lösungen ging hervor, dass bei gleicher *relativer Lage* der Gleitflächen (z. B. bei gleichem Wert von  $m$ , bzw.  $h_1/h_0$ ) die Tragfähigkeit, infolge des seitlichen Abfließens bei endlicher Breite, vermindert wird. Setzt man analog wie für die unendlich breite Gleitfläche:

$$P_{1e} = \frac{\eta U a^2}{h^2} \Phi_e \quad \dots \quad (12)$$

so kann die Verminderung der Tragfähigkeit durch einen Faktor  $f_b$

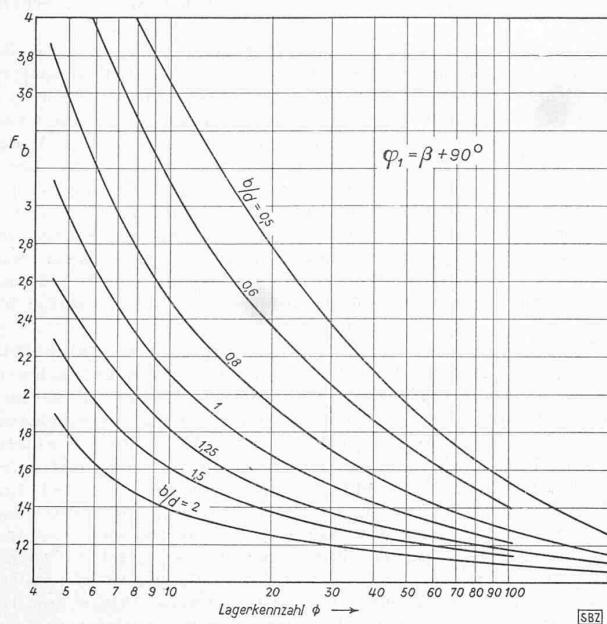
$$f_b = P_1/P_{1e} = \Phi/\Phi_e \dots \dots \dots \quad (13)$$

berücksichtigt werden. Die kleinste Schmierschichtdicke bleibt (wie vorausgesetzt) unverändert, weil

$$h_0/a = \sqrt{\Phi_e} \sqrt{\frac{\eta U}{P_{1e}}} = \sqrt{\Phi} \sqrt{\frac{\eta U}{P_1}} \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Zahlentafel 3:  $f_b$  - und  $K$ -Werte für die geneigte Platte  
(nach Boswall)

	$b/a$		4	2	1,33	1	0,8	0,667	0,5
$m = 1$	$f_b$	1	1,19	1,44	1,79	2,305	2,91	3,585	5,41
	$\sqrt{f_b}$	1	1,09	1,20	1,338	2,518	1,707	1,893	2,325
$h_1/h_0 = 2$	$K_e$	1,94	2,08	2,25	2,48	2,76	3,07	3,39	4,13
	$K_\infty \sqrt{f_b}$	1,94	2,115	2,325	2,595	2,945	3,31	3,675	4,51
$m = 2$	$f_b$	1	1,18	1,41	1,74	2,18	2,74	3,38	4,83
	$\sqrt{f_b}$	1	1,086	1,187	1,318	1,477	1,655	1,838	2,198
$h_1/h_0 = 3$	$K_e$	1,82	1,91	2,02	2,18	2,38	2,60	2,83	3,32
	$K_\infty \sqrt{f_b}$	1,82	1,976	2,16	2,40	2,685	3,01	3,345	4,00
Fehler, %		0	3,3	6,5	9,2	11,4	13,6	15,4	17,0

Abb. 9. Kurven für die Werte  $f_b$ 

SB2

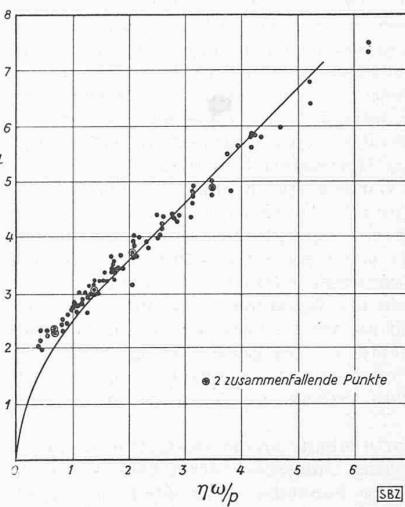


Abb. 10. Vergleich der Theorie (ausgezogene Linie = Gl. 19a) mit den Messungen von Rumpf

Die Brauchbarkeit dieser Näherungslösung kann durch Vergleich mit den vorliegenden mathematischen Lösungen festgestellt werden. Wie die Zahlentafeln 3 und 4 für die geneigte Platte und für den parabolischen Vollzylinder zeigen, gibt die Näherungslösung nach Gl. 17 immer etwas zu grosse Reibzahlen, was übrigens im Interesse der Zuverlässigkeit unserer Rechnungen liegt. Der Fehler nimmt, wie zu erwarten war, für schmale Gleitflächen ( $b/a$  kleiner als 0,8) rasch zu.

Aus den vorliegenden Lösungen scheint hervorzugehen, dass

$f_b$  hauptsächlich durch die beiden Faktoren  $b/a$  und  $h_1/h_0$  festgelegt ist und dass der Einfluss der Spaltform (geneigte oder parabolische Gleitfläche) gering ist. Man kann deshalb die gleichen  $f_b$ -Werte auf alle Spaltformen anwenden und zwar auch auf die stark gekrümmten, weil das seitliche Abfliessen durch die Krümmung nicht beeinflusst wird. Die in Abb. 9 dargestellten  $f_b$ -Werte gelten für den parabolischen Vollzylinder (nach der Berechnung von Frössel); sie weichen nur wenig von den Werten von Bauer ab.

Die Gleichungen 17 und 18 gelten unter der Voraussetzung, dass die Oelaustrittsstelle  $\varphi_2$  mit dem Ende des Druckberges  $-\varphi^*$  zusammenfällt. Diese Voraussetzung ist bei den praktischen Ausführungen nur selten erfüllt, da die Austrittsöffnung sehr oft in die horizontale Trennfuge des Lagers gelegt wird.

Dadurch erhöht sich die Reibkraft um den Betrag  $R_1' = r f \tau_0 d \varphi$ , der leicht berechnet werden kann, weil im unbelasteten Oelspalt eine geradlinige Geschwindigkeitsverteilung vorhanden, also  $\tau_0 = \eta U/h$  ist. Die Reibzahl erhöht sich deshalb um den Betrag

$$\mu' = K' \sqrt{\frac{\eta U}{P_1}} \text{ bzw. } \mu' = C' \psi$$

sodass unter Berücksichtigung dieser zusätzlichen Reibung

$$\mu = (K \sqrt{f_b} + K') \sqrt{\frac{\eta U}{P_1}} = (C f_b + C') \psi. \quad (19a, b)$$

Wie gut die Uebereinstimmung zwischen Theorie und Erfahrung ist, zeigt Abb. 10, in der Gl. 19a (für  $\varphi_1 = \beta + 90$  und  $\varphi_2$  horizontal) mit den Messungen von Rumpf verglichen ist. Der Konstrukteur kann deshalb volles Vertrauen zur Theorie haben, wenn er nur dafür sorgt, dass die Voraussetzungen der Theorie bei der Ausführung erfüllt werden.

Dass die Rumpf'sche Gleichung nur für seine Randbedingungen gilt und nicht auf andere Verhältnisse angewandt werden darf, zeigen recht deutlich die Versuche von Clayton und Jakeman<sup>11)</sup>, die ihre Versuchsergebnisse (in voller Uebereinstimmung mit der Theorie) durch ein Strahlenbüschel darstellen.

## Vom Studentenheim an der E. T. H.

### Auszug aus dem Jahresbericht 1942/43

Die laufenden Geschäfte besorgte der Präsident der Betriebskommission, Dr. H. Bosshardt, zusammen mit seinem Mitarbeiter, cand. phil. O. Clavuot. Der Vorstand unternahm im Berichtsjahr eine Finanzaktion, vor allem, um rückständige laufende Schulden zu bezahlen und eine ausserordentliche Tilgung vom Darlehen bei der Schweiz. Eidgenossenschaft vornehmen zu können. Durch die freundliche Vermittlung des Vizepräsidenten, Gen.-Dir. E. Dübi, überwiesen schenkungswise der Arbeitgeberverband schweiz. Maschinen- und Metallindustrieller 10 000 Fr. und der Verein schweiz. Maschinenindustrieller 7 500 Fr. Diese beiden Schenkungen seien auch an dieser Stelle herzlich verdankt.

Die Gesamtzahl der Gäste, die im Studentenheim eine Konsumation eingenommen haben, betrug 449 225, was einer Zu-

<sup>11)</sup> D. Clayton and C. Jakeman, Proc. Mech. Engrs. (London) (184/1936/III, S. 437/506. C. Jakeman and A. Fogg, Gen. Disc. on lubrication, London 1937.

Zahlentafel 4: Werte  $\frac{K_\infty \sqrt{f_b}}{K_e}$  für den parabolischen Vollzylinder (nach Frössel)

$b/a$	$h_1/h_0 = 3,9$	$h_1/h_0 = 6,7$	$h_1/h_0 = 17,5$	$h_1/h_0 = 31$
0,5	1,11	1,19	1,26	1,25
0,75	1,11	1,15	1,19	1,17
1,00	1,10	1,13	1,14	1,12
1,25	1,09	1,11	1,11	1,09
1,50	1,08	1,09	1,09	1,07
1,75	1,07	1,08	1,08	1,06
2,00	1,06	1,07	1,07	1,05
2,25	1,05	1,06	1,06	1,05