

Maschinen- untersuchungen

Ein Leitfaden für Unterricht und Praxis

von

Prof. Dr.-Ing. Anton Staus

Erster Band

Hydraulik
in ihren Anwendungen

Zweite, neubearbeitete Auflage

Mit 131 Textabbildungen
und 29 Zahlentafeln



Berlin
Verlag von Julius Springer
1926

ISBN-13:978-3-642-90428-8 e-ISBN-13:978-3-642-92285-5
DOI: 10.1007/978-3-642-92285-5

Softcover reprint of the hardcover 2nd edition 1926

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Aus dem Vorwort zur ersten Auflage.

Die Unterrichtserfahrung im Maschinen-Laboratorium hat es als wünschenswert erscheinen lassen, den zu behandelnden Stoff in einem Leitfaden niederzulegen. Die für diesen Zweig der Fachausbildung zur Verfügung stehende beschränkte Zeit ermöglicht es nicht, jeden Gegenstand erschöpfend zu behandeln. Vieles kann nur gestreift, vieles nur angedeutet werden, auf manches muß man ganz verzichten. Hier soll nun der Leitfaden ergänzend eingreifen. Ich bin mir zwar wohl bewußt, daß auch dieser Leitfaden, wie andere Lehrbücher, von den Studierenden schon aus Zeitmangel während ihrer Ausbildungszeit, nur teilweise „studiert“ werden kann. Seinen Zweck wird er voll erst im eigentlichen Berufsleben erfüllen. Auch dieser Gesichtspunkt war bei seiner Abfassung mitbestimmend.

Zu jeder Untersuchung von Maschinen im Betrieb sind außer der Maschine selbst noch eine Reihe von Einrichtungen, Instrumenten und Apparaten, sowie die Kenntnis von Untersuchungsverfahren erforderlich. Deren Kenntnis, sowie die Kenntnis der Untersuchungsverfahren faßt man unter dem Begriff „Instrumenten- und Meßkunde“ zusammen. Es hätte nun nahe gelegen, diese Meßkunde vorwegzunehmen und dann erst zur Besprechung der Untersuchung von Maschinen überzugehen. Wenn diese Richtlinie nicht durchweg streng befolgt wurde, so hängt dies mit dem Zweck des vorliegenden Leitfadens, vorab dem Unterricht zu dienen, zusammen. Meßkunde ohne Zusammenhang mit ihrer Verwendung bei Maschinen-Untersuchungen zu besprechen, würde auf die Dauer nicht sehr anregend und förderlich für den Schüler sein. Daher sind nur wenige ausgewählte Kapitel aus der „Instrumenten- und Meßkunde“ für sich behandelt, vorwiegend solche, die in ihrer Anwendung bei Maschinen-Untersuchungen häufig wiederkehren; anderes ist im Zusammenhang mit Maschinen-Untersuchungen besprochen, wenn es sich dort besser einfügte. Da der vorliegende Leitfaden im engen Anschluß an die Einrichtungen des Maschinen-Laboratoriums der Württ. höheren Maschinenbauschule Eßlingen und an den hierdurch mehr oder weniger bedingten Lehrgang abgefaßt wurde, so mögen diese Umstände den scheinbaren Mangel an Systematik erklären.

Der in unserem Maschinen-Laboratorium behandelte Stoff gliedert sich in Versuche aus dem Gebiet der Hydraulik und aus dem der Wärmetheorie und ihren Anwendungen. Demzufolge habe ich den Leitfaden auf zwei Bände verteilt, wovon der 1. Band „Hydraulik und ihre Anwendungen“ vorliegt. Auch spielte der Entwicklungsgang der Einrichtungen im Maschinen-Laboratorium eine gewisse Rolle. Die hydraulischen Einrichtungen gelangten zuerst zu einem vorläufigen Abschluß,

während die Wärmekraftmaschinen zufolge der in jeder Beziehung ungünstigen Verhältnisse noch einige Zeit bis zur versuchreifen Aufstellung bedürfen. Auch ist es ganz natürlich, daß mit den einzelnen Einrichtungen zunächst eine Reihe von Betriebserfahrungen gesammelt werden muß, ehe sie in einem Leitfaden behandelt werden können.

Die Vorbilder und Anregungen zu vielen der an unserem Laboratorium getroffenen Einrichtungen verdanke ich meinem früheren, hochgeschätzten Lehrer, Herrn Geheimrat Prof. Dr. E. Brauer, vormals Direktor des Mechanischen Laboratoriums der Technischen Hochschule in Karlsruhe. Auch die von ihm in jenem Laboratorium, dessen inneren Ausbau und Betrieb ich von 1899 bis 1914 leitete, eingeführten und bestbewährten Untersuchungsverfahren habe ich beibehalten und in seinem Sinne weiter zu entwickeln gesucht.

Bei allen Versuchseinrichtungen in unserem Laboratorium bin ich stets bemüht, sie so einfach und übersichtlich wie möglich zu gestalten, um den Studierenden zu zeigen, wie man sich im Ernstfall helfen kann. Fast alle Versuchseinrichtungen wurden in der Werkstatt des Maschinen-Laboratoriums nach meinen Angaben und Entwürfen hergestellt.

Anton Staus.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Die 1. Auflage wurde 1923 als Manuskript gedruckt.

Bei der Abfassung der 2. Auflage sind die im Vorwort zur 1. Auflage ausgesprochenen Richtlinien gleich geblieben, nur habe ich mich mit Rücksicht auf den größeren Leserkreis etwas allgemeiner gehalten, ohne jedoch aus leicht einzusehenden Gründen auf den Hinweis der besonderen Einrichtungen unseres Laboratoriums zu verzichten. Infolgedessen hat auch der Titel eine Änderung erfahren. Einige Kapitel des „Allgemeinen Teiles“ konnten im wesentlichen beibehalten werden, die übrigen wurden völlig umgearbeitet und unter Berücksichtigung der neuesten Erfahrungen erweitert.

Der vorliegende Leitfaden ist ein Kompromiß. Für den Unterricht soll er möglichst ausführlich und eingehend sein und wenig voraussetzen. Dem Ingenieur der Praxis wird daher vieles selbstverständlich, wenn nicht überflüssig erscheinen. Trotzdem glaube ich, daß er manches darin finden wird, was auch ihm von Nutzen sein kann und was zur Klärung von noch strittigen Fragen beiträgt.

Es ist mir eine angenehme Pflicht, auch an dieser Stelle folgenden Herren und Firmen für wertvolle Ratschläge und bereitwilligste Überlassung von Material meinen aufrichtigen Dank auszusprechen:

Herrn Oberingenieur Robert Dubs und seiner Firma Escher Wyß & Cie., Zürich. — Herrn Ingenieur Henri Dufour, Lausanne. — Herrn Oberingenieur A. Graf und seiner Firma Maschinenfabrik Eßlingen. — Herrn Oberingenieur V. Happach, Oranienburg. — Den Forschungsanstalten Prof. Junkers, Dessau. — Herrn Reg.-Baumeister Fr. Krauß,

Eßlingen. — Der Firma Fried. Krupp, Germaniawerft, Kiel. — Herrn Geh. Baurat Lang, Bückebug. — Herrn Ingenieur E. Liebel, München. — Der Firma A. Ott, Kempten. — Herrn Prof. Kurt v. Sanden, Karlsruhe. — Herrn Geheimrat Prof. Dr. Max Wolf, Heidelberg-Königstuhl.

Zu großem Dank bin ich Herrn Dr. L. A. Ott, Kempten, verpflichtet, der mich auch bei dieser Arbeit wieder durch seine umfassende Kenntnis und kritische Würdigung der einschlägigen Literatur in liebenswürdigster Weise ganz wesentlich unterstützt hat.

Auch mein Personal, Maschinenmeister Gustav Dittus und Mechaniker Paul Beutel, möchte ich hierbei nicht unerwähnt lassen, ohne deren nie versagende Hilfe es mir nicht möglich gewesen wäre, eine große Zahl der mitgeteilten, oft recht langwierigen und eintönigen Versuche durchzuführen.

Besonderen Dank schulde ich der Verlagsbuchhandlung Julius Springer, welche der Drucklegung und Ausstattung des Buches die gewohnte Sorgfalt angedeihen ließ.

Band II, Thermodynamik in ihren Anwendungen, befindet sich in Vorbereitung.

Obereßlingen a/N. im Oktober 1926.

Anton Staus.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung	1
A. Allgemeiner Teil	
1. Beobachtungsweisen, Zwischenablesungen und Zwischenabschlüsse	2
2. Aufschreiben der Beobachtungswerte. Beobachtungsfomulare	3
3. Graphische Darstellung von Beobachtungswerten und Versuchsergebnissen	4
Rechtwinklige, schiefwinklige und Polar-Koordinaten 5. Wahl der Maßstäbe 5. Bezeichnen der Versuchspunkte 5.	
4. Beobachtungsfehler, Versuchsergebnisse und ihre Ausgleichung	5
Grobe, unvermeidliche und einseitige Fehler 5. Graphische und rechnerische Ausgleichung 7. Methode der kleinsten Quadrate 7. Wahrscheinlichster Wert 7. Zahlenbeispiel 7. Mittlerer Fehler 7. Gewicht einer Messung 8. Zahlenbeispiel 8. Graphische Ausgleichung 8. Zahlenbeispiele: Langer Draht 10. Danaide 11. Überfall 11. Polytrope 12.	
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 4	12
5. Auswertung der Beobachtungen. Rechenschieber oder Logarithmentafel? Genauigkeitsgrad der Ergebnisse	13
Der 25 cm- und 50 cm-Rechenschieber 13. Rechenmaschinen 14.	
6. Häufig vorkommende Beobachtungs- und Rechenfehler	14
7. Zeitmessung	16
a) Die Taschenuhr	16
Wahl der Taschenuhr 16. Gang der Uhr 16. Mittlere Sonnenzeit, Zonen- und Weltzeit 16. Stand der Uhr 17. Gangvariation 17. Gute und schlechte Zifferblätter 18. Exzentrizitätsfehler und seine Berichtigung 19. Aufhängung der Uhr bei Versuchen 19.	
b) Die Stoppuhr mit einem Sekundenzeiger	19
Stoppuhren als selbständige Werke 19 und in Verbindung mit der Taschenuhr 20. Prüfung der Stoppuhren 20.	
c) Die Stoppuhr mit zwei Sekundenzeigern	21
d) Der Chronograph	21
Persönliche Gleichung 21. Beschreibung des Chronographen 22. Streifen- oder Bandchronograph und Zylinderchronograph 23. Winke für den Gebrauch des Chronographen 23. Auswertung der Chronographenstreifen 25.	
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 7	26

	Seite
8. Das Polarplanimeter	27
a) Allgemeines	27
b) Das Wesen des Polarplanimeters	27
c) Ausführungsbeispiele	29
Planimeter mit fester und lösbarer Verbindung zwischen Polarm und Fahrarm 29. Nadelpol und Kugelpol 29. Kompensationsplani- meter 29. Konstruktive Einzelheiten 30.	
d) Winke für den Gebrauch, die Prüfung und Behandlung des Plani- meters	31
Die Papierunterlage 31. Behandlung des Planimeters 31. Pol außerhalb und innerhalb der Figur 31. Günstigste Aufstellung 32. Prüfung mit Kontrolllineal 33. Berücksichtigung des Papierein- gangs 34.	
e) Theorie des Polarplanimeters	34
Anhang zu Kapitel 8	35
Lineal-Planimeter 35. Schlitten-Planimeter 36. Universal-Plani- meter 36.	
9. Bremsdynamometer	37
Zweck der Bremsdynamometer 37. Äquivalenz von Wärme und Arbeit 38.	
I. Der Pronysche Zaum	38
a) Allgemeines	38
Geschichtliches 38. Berechnung der Leistung 39. Die Brems- scheibe, ihre Kühlung und Schmierung 39. Stabile und labile Hebelanordnung 40. Direkte Gewichtsbelastung und Verwendung der Dezimalwage 40. Sicherheitsvorkehrungen 41.	
b) Abmessungen der Bremscheibe	41
Die Radingersche Formel 41. Berechnung der Spannschrauben 41 und des Bremshebels 41. Stützkugellager beim Bremsen mit Dezimalwage 42.	
c) Ausführungsbeispiele	43
Pronyscher Zaum für einen 4 PS-Benzolmotor 43, für einen 10 PS- Dieselmotor 44, für eine 10 PS-Francis-Turbine 44, für maximal 400 PS 45.	
d) Praktische Winke für Bremsversuche	46
e) Berücksichtigung des Bremszaumgewichtes	47
II. Die Bandbremsen	48
Wesen und Ausführung 48. Bandstärke 49. Nietverbindung nach Brauer 50. Selbstregulierende Bandbremse nach Brauer 50.	
III. Die Seilbremsen	52
IV. Die Wasserbremsen	53
Wesen der Wasserbremsen 53. Wasserverbrauch 53. Wasserbremse von Liebel 55, von Junkers 56, von Froude 57.	
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 9	60
B. Spezieller Teil.	
10. Wassermessungen. Übersicht über die Verfahren	62
11. Wassermessung mit Gefäßen	62
Messung mit kleinen Gefäßen 62, mit großen Behältern 63. Zahlen- beispiel 63.	
12. Wassermessung mit Danaiden	64
a) Wesen und Einrichtung der Danaide	64
Der Ausflußkoeffizient 64. Einloch-, Zweiloch- und Mehrloch- Danaiden 64.	
b) Anwendungsgebiet	65

	Seite
c) Konstruktionseinzelheiten	65
Gestalt und Größe des Gefäßes 65. Stoß- oder Schwimmbrett 65. Boden 65. Ausflußöffnungen 65. Düsen und Bleche 66. Anord- nung und Größe der Meßlöcher 67. Befestigungsarten 67. Wasser- standsglas und Einhängesieb 68.	
d) Konstruktionsbeispiele	68
16-Loch-Danaide 68. Verschußleinrichtung der Meßlöcher 69. 60-Loch- Danaide 69. Große Prüffeld-Danaide 69.	
e) Eichung der Danaiden	71
Zahlenbeispiele	72
Verfahren der konstanten Druckhöhen: Eichung einer kleinen Ein- loch-Danaide 72. Eichkurve und μ -Kurve 73. Ausgleichung der Beobachtungsfehler 73. Eichung der 60-Loch-Danaide 76. Auslauf- verfahren: Eichung einer großen Einlochdanaide 78.	
f) Winke für den Gebrauch der Danaiden. Der Genauigkeitsgrad .	81
Vorteile großer Druckhöhe 81. Genauigkeitsgrad der 16-Loch- Danaide 82. Vermeidung einseitiger Fehler 82. Untersuchung der 60-Loch-Danaide auf ihren Genauigkeitsgrad 83.	
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 11	84
13. Wassermessung durch Überfälle	85
a) Allgemeines	85
Wesen der Überfallmessung 85. Vollkommene und unvollkommene Überfälle 85. Übersicht über die Einschnittformen 86. Charakte- ristische Eichkurven 86.	
b) Der rechteckige Überfall	87
Die Überfallgleichung 87. Formeln für den Überfallkoeffizienten nach Bazin, Frese, Rehbock, Hansen und dem Schweizerischen Ingenieur-Architekten-Verein 89. Vergleich dieser Formeln 89. Der Herschel-Überfall 90. Formeln für Überfälle mit Seitenkontraktion 90.	
c) Der dreieckige Überfall	91
Die Überfallgleichung 91. Eigenschaften 92. Der Überfallkoeffizient 93.	
d) Der Cipoletti-Überfall	94
Die Überfallgleichung 94. Eigenschaften 94.	
e) Der offene und geschlossene Trapez-Überfall	94
Die Überfallgleichung 94. Eigenschaften 95.	
f) Der kreisrunde Überfall	96
A. Der Vollkreis	96
Die Überfallgleichung 96. Die q_1 -Funktion 96. Leistung von kreisrunden Überfällen von 150 bis 300 mm \varnothing 97. Der Überfall- koeffizient 98.	
B. Der Halbkreis	98
Die Überfallgleichung 98. Die q_1' -Funktion 99.	
g) Der Poebing-Überfall	99
h) Der angenäherte Exponential-Überfall	99
i) Der angenäherte Linear-Überfall	100
k) Allgemeine Meßfehlertheorie. Der Relativfehler	101
l) Der Exponential- und Proportional-Überfall	102
Eigenschaften und Gleichungen 103.	
m) Praktische Winke für Überfallmessungen	104
n) Die Eichung von Überfällen	107
Verfahren von Bazin und Hansen 107. Die Salzmeßmethode 107. Das kleine hydraulische Gerinne des Esslinger Laboratoriums 108. Versuchsbeispiele 110. Einfache Einrichtung zur Eichung kleiner Überfälle 112. Versuchsbeispiele 112.	
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 13	115
14. Wassermessung mit dem hydrometrischen Flügel	115
a) Allgemeines	115

	Seite	
b) Der hydrometrische Flügel	116	
Wesen des Flügels 116. Speichenschaufeln und schrägkantige Schaufeln 116. Kontaktvorrichtungen 117. Beschreibung verschiede- dener Flügeltypen 117.		
c) Flügelstange und Stangenhalter	121	
d) Wahl der Meßstelle	124	
Bei natürlichen Flußläufen 124. Bei Turbinenanlagen 124. Einfluß der Schrägströmungen 125. Pulsation des Wassers 125. Wahl der Meßstelle in geschlossenen Rohrleitungen 126.		
e) Durchführung von Flügelmessungen	126	
A. In offenen Gerinnen	126	
Ausmessung des Profils nach Brauer 126, nach Epper 127. Nivellierlatte 127. Peilleine 128. Beobachtung der Wasser- spiegelschwankungen 128. Wahl der Meßpunkte und Durch- führung der Messung 129. Dauer der Einzelmessung 130. Gleich- zeitige Verwendung mehrerer Flügel 131. Verwendung des Chrono- graphen 131.		
Auswertung der Beobachtungen		131
Numerisches Verfahren 131. Graphisches Verfahren 132. Die Vertikalgeschwindigkeitskurve 133. Wassermengenkurve und Wassermengenfläche 133. Die Isotachen 134.		
Zahlenbeispiele		134
Wassermessung in einem kleinen Gerinne 134. Wassermessung in einem Flußkanal 136. Konstruktion der Isotachen 139.		
B. In geschlossenen Rohrleitungen	139	
Ältere Einrichtung nach Dufour 139. Gleichzeitige Verwendung mehrerer Flügel nach Ott 140. Neuere Einrichtung nach Dufour 140. Einrichtung nach Sundby 142. Wahl der Messpunkte 142. Zahlen- beispiele und Auswertung 142. Numerisches Verfahren 143. Graphisches Verfahren 144.		
f) Die Flügleichung	145	
Die Flügleichung nach Ott 145. Der Schleppversuch 146. Ein- fache Versuchseinrichtung im Esslinger Laboratorium 146. Eichungs- beispiele 150.		
g) Der Genauigkeitsgrad der Flügelmessung	153	
Erhaltung der Schaufelform 153. Gips-hohlformen nach Epper 154. Sorgfältiger Zusammenbau der Instrumente 154. Sorgfalt bei der Profilaufnahme 154. Messung kleinster Wassergeschwindigkeiten 154. Vergleichsversuche 154.		
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 14	156	
Schreibpegel 158.		
15. Leistungsversuche an Wasserturbinen	159	
Die Regeln für Abnahmeversuche an Wasserkraftmaschinen 159. Gefällemessung 159. Überfallmessung 161. Schirmmessung 161. Bremsung 161. Zahlenbeispiele: Leistungsversuch an einer Francis- Turbine von 220 PS 162. Reduktionsformeln 162. Die 10 PS-Ver- suchsturbinen-Anlage im Esslinger Laboratorium 165. Die Schirm- messung 167 und ihr Genauigkeitsgrad 168. Zahlenbeispiel 169.		
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 15		169
16. Leistungsversuche an Kolbenpumpen	172	
a) Leistungsverbrauch	172	
b) Fördermenge	175	
c) Förderhöhe	175	
Geodätische und Gesamt-Förderhöhe 175. Innere und äußere Wider- stände der Pumpe 176 und ihre Bestimmung 176.		

	Seite
d) Indizierte Leistung	176
e) Die Wirkungsgrade	178
Zahlenbeispiel	179
17. Leistungsversuche an Kreiselpumpen	183
Messung der Fördermenge, Förderhöhe, Drehzahl und des Leistungs- verbrauches 183. Der Wirkungsgrad 184. Zahlenbeispiel 184.	
18. Versuche an Rohrleitungen	186
a) Laminare und turbulente Strömung. Kritische Geschwindigkeit .	186
Reynoldsscher Apparat 186.	
b) Die Reynoldssche Zahl λ	187
Definition 187. Kinematische Zähigkeit 187.	
c) Die Widerstandszahl λ	188
Definitionsgleichung 188. Gleichungen nach Lang 188.	
d) Praktische Ermittlungen von λ	189
Versuchseinrichtung 189. Versuchsdurchführung 192. Zahlenbeispiel: Beobachtungswerte 191. Auswertung 191. Versuchsergebnisse 192. Vergleich mit den Langschen Gleichungen 193.	
e) Ermittlung der Konstanten c_1 und c_2 des Reynoldsschen Potenzgesetzes	194
Zahlenbeispiel 194.	
Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 18	196

Einleitung.

Ein wichtiger Zweig der Tätigkeit eines Maschineningenieurs ist die Untersuchung und Prüfung von Kraft- und Arbeitsmaschinen auf ihre Leistung. In ähnlicher Weise, wie sich die Festigkeitslehre in ihren Anwendungen auf die Bemessung der Konstruktionsteile auf die Untersuchung und Prüfung der Eigenschaften der Baustoffe gründet, muß auch der Entwurf und die Ausführung ganzer Maschinen Hand in Hand gehen mit der Untersuchung und Prüfung der Maschinen im Betrieb. Denn dies ist die Probe aufs Exempel, ob die fertige Maschine das hält, was der Konstrukteur sich von ihr versprochen hat. Das kann der Versuch allein erweisen. Tut sie es, so ist der Beweis erbracht, daß der Zweck erreicht ist, daß Theorie und Praxis im Einklang sind. Im gegenteiligen Fall muß man der Ursache des Mangels nachgehen, die nicht immer sofort in die Augen springt. Denn die Leistung einer Maschine ist von vielen Umständen abhängig, und welcher den Mißerfolg bedingt, das muß durch den Versuch ergründet werden.

Denken wir uns ein Beispiel aus der Praxis.

Von einer Maschinenfabrik werde die ganze Anlage eines Pumpwerkes übernommen. Es bestehe aus Dampfkessel, Dampfmaschine, riemenbetriebener Pumpe, sowie sämtlichen Dampf- und Wasserleitungen. Als Garantie wurde gegeben, daß mit 1 kg Kohle von bestimmtem Heizwert eine ganz bestimmte Anzahl kgm, gemessen im gehobenen Wasser, geleistet werde. Hiernach ist die Garantie leicht zu prüfen. Man mißt den Kohlenverbrauch eine gewisse Zeit lang und vergleicht ihn mit der während derselben Zeit geförderten Wassermenge und ihrer geodätischen Förderhöhe. Ist die garantierte Zahl erreicht, so ist die Sache in Ordnung. Wenn aber nicht, wo liegt dann der Fehler, wo muß die verbessernde Hand eingreifen? Um das festzustellen, müssen umfangreiche Beobachtungen und Messungen gemacht werden. Auf dem Wege von der Energie in den Kohlen bis zum gehobenen Wasser haben wir eine ganze Reihe von Verlustquellen, die aufzusuchen und ihrer Größe nach zu bestimmen sind. So haben wir in dem angezogenen Beispiel Verluste in der Feuerung, im Kessel, in der Dampfleitung vom Kessel bis zur Dampfmaschine, in dieser selbst, im Riementrieb, in der Pumpe und ihren Leitungen. Jede dieser Verlustgrößen darf nur in einem gewissen Betrag am Gesamtverlust beteiligt sein, um diesen die vorausgesetzte Größe nicht überschreiten zu lassen. Hiermit ist auch sofort der Weg gezeigt, wie die Fehlerquelle zu finden ist: es ist der Größe der Einzelverluste nachzuspüren. Wie das nun geschieht, welche Verfahren jeweils am besten anzuwenden sind, wie man sich dabei vor fehlerhaften Messungen schützt, all dies sind Aufgaben, zu deren Lösung eine umfangreiche und eingehende Kenntnis dieser Verfahren erforderlich ist.

A. Allgemeiner Teil.

1. Beobachtungsweisen, Zwischenablesungen und Zwischenabschlüsse.

Alle Untersuchungen von Maschinen gründen sich auf eine Reihe verschiedenartiger, meist einfacher Feststellungen und Beobachtungen, aus denen die erforderlichen Schlüsse zu ziehen sind. So sind u. a. Längen, Drucke und Temperaturen zu messen, Stoffe zu wiegen, Wassermengen zu bestimmen, Luft- und Gasmengen zu ermitteln, Zeiten zu beobachten, alles Dinge, wie sie vielfach auch im täglichen Leben vorkommen.

Oberster Grundsatz aller Beobachtungen soll sein: So sorgfältig wie möglich! Man hüte sich vor flüchtigen Ablesungen, es bleiben immer noch genug unvermeidliche Fehler zurück.

Viele Versuche bestehen darin, daß fortlaufend eine Reihe von Ablesungen an Instrumenten zu machen sind, deren Stand entweder unveränderlich oder nahezu unveränderlich ist (z. B. Thermometer), oder deren Angabe sich mit der Zeit stetig ändert (z. B. Tourenzähler). Sind solche Ablesungen nach der Uhr zu machen, so kommt es im ersten Fall nicht so sehr darauf an, daß dies jeweils auf dieselbe Sekunde geschieht, wohl aber im zweiten Fall. Hier muß unbedingt auf die Sekunde genau abgelesen werden. Wird z. B. der Stand eines Tourenzählers genau alle 5 Minuten abgelesen, so ermöglicht der Vergleich der Unterschiede zwischen je zwei solchen Ablesungen ein Urteil darüber, ob die Drehzahl der Maschine gleich geblieben ist oder nicht. Aber nur wenn auf die Sekunde genau abgelesen wurde.

Bei vielen Versuchen würde es eigentlich genügen, nur die Anfangs- und Endablesung zu machen, um das gewünschte Ergebnis zu erhalten. Setzen wir den Fall, daß eine Pumpe in einen Hochbehälter von bekanntem Querschnitt fördert und in einer Stunde eine bestimmte Wassermenge liefern soll, so wäre es ausreichend, den Wasserstand im Hochbehälter zu Beginn und am Ende der Stunde zu beobachten, um daraus die Fördermenge zu berechnen. Ein gewissenhafter Versuchsleiter begnügt sich jedoch damit nicht. Er wird nicht nur den Wasserstand öfters aufschreiben, vielleicht alle 5 oder 10 Minuten, er wird auch zu denselben Zeiten den Stand eines mit der Pumpe verbundenen Hub- oder Tourenzählers ablesen, um auch die Drehzahl der Pumpe gleichzeitig zu beobachten. Das gibt ihm die Möglichkeit den ganzen Verlauf des Versuchs zu überwachen und etwa vorhandenen Unstimmigkeiten auf die Spur zu kommen.

Es sind also bei Versuchen tunlichst oft Zwischenablesungen zu machen. Hiermit ist der große Vorteil verbunden, daß jede Ablesung als Anfang und Ende eines Versuches gelten kann. Die Forderung, daß

ein Versuch genau 8^h 0^m zu beginnen habe, kann zwar gestellt, aber vielfach infolge „der Tücke des Objekts“ nicht erfüllt werden. Es ist auch meist belanglos. Bei regelmäßigen Zwischenablesungen ist man in der angenehmen Lage, für die Auswertung der Versuche jene Zeitspanne herausgreifen zu können, die den Versuchsbedingungen am besten entspricht.

Bei umfangreicheren Versuchen ist die Forderung, alle Beobachtungen zu gleicher Zeit zu beginnen und einzustellen, praktisch überhaupt undurchführbar. Betrachten wir einmal beispielsweise die Untersuchung eines Gasmotors. Solche Versuche liefern brauchbare Ergebnisse nur dann, wenn die Maschine im Beharrungszustand ist, wenn also der Gas- und Kühlwasserverbrauch in gleichen Zeiten gleich groß ist, wenn die Leistung sich gleich bleibt und die Temperaturen von Gas, Luft und Kühlwasser unveränderlich sind. Gasverbrauch und Drehzahl werden in der Regel an Apparaten abgelesen, deren Angabe sich mit der Zeit stetig ändert, oder, wie es der Beharrungszustand voraussetzt, in gleichen Zeiten um gleich viel zunimmt. Auch die Kühlwassermessung, wenn sie mit geeichten Gefäßen geschieht, setzt die fortlaufende Beobachtung der Füllzeit eines solchen Gefäßes voraus; sie muß ebenfalls sich gleich bleiben. Da wäre es nun ganz unzweckmäßig, zu verlangen, daß diese drei Messungen mit derselben Sekunde zu beginnen haben. Diese drei Messungen können jede für sich angefangen und beendet werden, ohne den geringsten ungünstigen Einfluß auf die Genauigkeit des Ergebnisses, solange der Beharrungszustand gewahrt bleibt. Während des Versuches sind ja auch diese drei Messungen völlig unabhängig voneinander. Selbstverständlich wird man gut tun, Anfang und Ende dieser drei Ablesungen zeitlich nicht allzu verschieden zu wählen und den Stand der allenfalls benutzten drei Beobachtungsuhrn — wenn etwa drei verschiedene Beobachter diese Größen feststellen — vor dem Versuch auf die Minute wenigstens in Einklang zu bringen. Die Ablesung der Temperaturen erfolgt dann zweckmäßig in regelmäßigen Zeiten, alle 5 oder 10 Minuten, wobei man am besten eine bestimmte Reihenfolge einhält. Denn hier ist die Ablesung auf die Sekunde unnötig, da sich der Stand der Thermometer nicht oder nur sehr langsam ändert.

2. Aufschreiben der Beobachtungswerte. Beobachtungsformulare.

Jede Aufzeichnung von Beobachtungswerten soll unbedingt versehen werden mit Ort, Datum und Zeit der Beobachtung, sowie mit einer kurzen Bemerkung über den Zweck oder die Art der Beobachtung und der Unterschrift des Beobachters. Ohne diese Angaben verlieren die Aufzeichnungen ihren bleibenden Wert.

Sind bei einer Maschinen-Untersuchung z. B. fortlaufend Beobachtungen zu machen, die sich in regelmäßigen Zeiten, etwa alle 5, 10 oder mehr Minuten wiederholen, so legt man sich ein Formular an, das in

senkrechte Spalten eingeteilt wird. Jede Spalte trägt an ihrem Kopf die nähere Bezeichnung der in ihr einzutragenden Werte. In die erste Spalte kommt gewöhnlich die Zeit und dahinter auf dieselbe Zeile die Ablesungen. Man gewöhne sich deutlich, ordentlich und geordnet zu schreiben, d. h. horizontale und vertikale Linien genau einzuhalten, Einer unter Einer, Zehner unter Zehner usw. zu setzen, stets auch so viele Stellen auszufüllen, als beobachtet oder berechnet wurden. Wenn also die letzte Ziffer z. B. eine Null ist, so ist diese anzuschreiben und nicht unausgefüllt zu lassen. Denn häufig ist aus solchen Zahlenreihen der Mittelwert zu bilden, und Additionsfehler werden dann leichter vermieden, wenn alle Stellen ausgefüllt sind. Am besten eignet sich für Formulare kariertes Papier mit 4- oder 5-mm Teilung. Auf diesem kann jeder Ziffer ein besonderes Quadrat angewiesen werden, was nicht nur die Übersichtlichkeit des Protokolls erhöht, sondern auch vor Flüchtigkeitsfehlern erheblich schützt.

Zum Schreiben während des Versuchs verwende man ausschließlich Graphit-Bleistifte. Tintenstifte sind zu verwerfen. Denn sobald etwa ein damit geschriebenes Protokoll Wasserspritzer erhält, was oft nicht zu vermeiden ist, oder wenn man mit feuchter Hand versehentlich darüber fährt, so verwischt sich die Schrift bis zur Unleserlichkeit.

Trägt man seine Beobachtungen auf einzelne Blätter auf, so nehme man als Unterlage einen genügend großen, steifen Karton, auf dem man das Papier durch dünne Schnüre oder Klammern befestigt.

Zum Schlusse eines Versuches sammle man alle Originalnotizen, versee sie, wenn dies nicht etwa von vornherein geschehen ist, mit dem Ort, Datum usw. und hefte sie mit einer Klammer oder einer Messingecke zusammen. Dann wird man bei der Auswertung der Versuche, die oft tage- oder wochenlang später erfolgt, nicht leicht in Verlegenheit kommen, daß einem eine unerläßliche wichtige Aufzeichnung verloren gegangen ist.

Zum Entwurf geeigneter und zweckmäßiger Formulare gehört Überlegung und eine längere Übung, die von einem Anfänger nicht immer vorausgesetzt werden kann. Daher ist in der Folge bei allen Musterbeispielen das Aufnahmeprotokoll ausführlich mitgeteilt, das als Anhalt für den Entwurf ähnlicher Formulare dienen kann.

Man beherzige die Mahnung: Ordentlich und deutlich schreiben! Es erspart viel Zeit, Arbeit und Verdruß.

3. Graphische Darstellung von Beobachtungswerten* und Versuchsergebnissen.

Keine Zahlentafel, und mag sie noch so ordentlich geschrieben sein, gewährt einen so guten Überblick über den Verlauf eines Versuches oder über seine Ergebnisse wie eine graphische Darstellung. Daher sollten alle Beobachtungswerte, wenn dies irgend möglich, — und möglich ist es stets dann, wenn es sich um die Abhängigkeit zweier Größen voneinander handelt, — in ein Koordinatennetz eingetragen werden.

Meistens wird man mit rechtwinkligen Koordinaten arbeiten, wozu sich am besten Millimeterpapier eignet; wo dies mangelt, tut es zur Not auch das gewöhnliche karierte Schreibpapier, dessen Linien 5 mm Abstand haben. Es wird sich in der Folge vielfach Gelegenheit bieten, solche Darstellungen kennen zu lernen.

Seltener kommen schiefwinklige und Polarkoordinaten in Frage, wofür z. B. die Firma Schleicher und Schüll, Düren, Rhld. geeignete Vordrucke herstellt.

Die graphische Darstellung der Beobachtungswerte, die womöglich mit der Durchführung der Versuche Schritt halten soll, läßt nicht nur mit einem Blick den Verlauf eines Versuches erkennen, es werden auch Ablesungsfehler (grobe Fehler) sofort bemerkbar und können dann noch rechtzeitig ausgemerzt werden.

Die graphische Darstellung der Versuchsergebnisse ist von gleichem Wert. Gesetzmäßige Abhängigkeiten springen unmittelbar in die Augen, in der Zahlentabelle würden sie sich unter Umständen verbergen.

Wichtig dabei ist die zweckmäßige Wahl der Maßstäbe. Nimmt man sie zu groß oder zu klein, so leidet die Übersichtlichkeit. Bei einiger Übung lernt man bald das Richtige treffen.

Die beobachteten oder errechneten Werte sind als Punkte sorgfältig mit einer Punktirnadel oder Zirkelspitze einzustechen. $\frac{1}{10}$ mm Genauigkeit kann verlangt und erreicht werden. Falls dies nicht möglich, ist unter Umständen der Maßstab größer zu wählen. Diese Punkte schließt man mit einem kleinen Kreis aus freier Hand oder besser mit dem Nullenzirkel ein und verbindet die Punktreihe ein und derselben Veränderlichen in erster Annäherung durch gerade Linien. Später legt man allenfalls eine stetige Kurve durch sie. In der Regel hat man es ja mit stetigen Änderungen zu tun. Unstetigkeitspunkte sind selten.

Will man solche Darstellungen durch Blaupausen vervielfältigen, so empfiehlt sich das dünne, halbdurchscheinende Millimeterpapier mit gelben Linien. Das Original wird mit Tusche ausgezogen. Diese Linien erscheinen dann auf der Pause ganz weiß, während die Millimeterteilung, besonders bei kurzer Belichtung in greller Sonne, noch deutlich sichtbar werden.

4. Beobachtungsfehler, Versuchsergebnisse und ihre Ausgleichung.

Grobe, unvermeidliche und einseitige Fehler.

Jede Beobachtung ist mit einem mehr oder minder großen Fehler behaftet.

Wir unterscheiden zwischen groben, unvermeidlichen und einseitigen Fehlern.

Ein grober Fehler liegt z. B. vor, wenn an einer von 0,2 zu 0,2 at geteilten Skala eines Manometers der dritte Teilstrich nach 4,0 at mit 4,3 at statt mit 4,6 at abgelesen wird. Grobe Fehler lassen sich bei der erforderlichen Aufmerksamkeit vermeiden.

Würde der Zeiger dieses Manometers dicht vor 4,6 at stehen, so könnte die Genauigkeit der Ablesung durch Schätzung weiter getrieben werden. Vielleicht würde man 4,55 schätzen, ohne sicher zu sein, daß dieser Wert dem wahren Druck entspricht. Die Abweichung vom wahren Druck — er möge 4,56 at sein — ist ein unvermeidlicher Fehler, der sowohl in der Unvollkommenheit der menschlichen Sinne, wie auch in der Ungenauigkeit des Manometers begründet sein kann.

Wird die Abhängigkeit zweier Größen, z. B. der Zusammenhang zwischen Dampfdruck und Siedetemperatur, experimentell bestimmt und werden die Beobachtungswerte in einem rechtwinkligen Koordinatensystem aufgetragen, so müssen die zusammengehörigen Werte auf einer stetigen Kurve liegen, die eben die bildliche Darstellung eines Naturgesetzes ist. Unsere Beobachtungswerte liegen aber durchaus nicht streng auf dieser Kurve, sie werden bald nach der einen, bald nach der anderen Seite abweichen. Diese Abweichungen sind unvermeidliche Fehler, die ihre Ursache in mangelhafter Ablesung oder in ungenauer Angabe der benutzten Instrumente haben.

Außerdem gibt es noch einseitige Fehler, auch regelmäßige oder systematische Fehler genannt, die ihre Ursache in den Instrumenten, Verfahren oder auch darin haben können, daß der Beobachter sich regelmäßig oder dauernd nach einer bestimmten Richtung irrt.

Würde man beispielsweise mit einem fehlerhaften Maßstab eine längere Strecke durch wiederholtes Aneinanderlegen messen, so wäre, selbst wenn das Anlegen vollkommen fehlerfrei gemacht werden könnte, das Ergebnis doch falsch, weil sich die Fehler durch den an sich unrichtigen Maßstab addieren. In diesem Fall hilft keine Änderung des Verfahrens, sondern nur die Verwendung eines anderen, richtigen Maßstabs.

Ein anderes Beispiel liefert die Mehrlochdanaide (Kap. 12) bei Wassermengenmessungen. Diese Danaide soll unter sich genau gleiche Öffnungen besitzen, durch welche der Gesamtwasserstrom in genau gleich große Teilströme zerlegt wird. Zur Messung der Gesamtmenge braucht man nur einen Strahl abzufangen und seine Menge mit der Zahl der laufenden Strahlen zu multiplizieren. Würde man beim Abfangen immer denselben Strahl benutzen und würde dieser etwas mehr oder weniger als den Durchschnitt liefern, so wäre das Ergebnis mit einem einseitigen Fehler behaftet. Um diesen zu vermeiden, ändert man das Verfahren: Man fängt nicht immer denselben Strahl ab, sondern nacheinander verschiedene, womöglich alle, und kommt so dem wahren Wert näher.

Große Fehler sind weniger gefährlich, weil sie, besonders bei graphischer Darstellung der Beobachtungswerte, sofort in die Augen springen und daher leicht auszumerzen sind. Es ist auch durchaus berechtigt, Beobachtungswerte mit ersichtlich groben Fehlern bei den Berechnungen ganz auszuschalten.

Einseitige Fehler sind nicht immer leicht erkennbar. Meist wird man ihnen erst bei der Auswertung der Versuchsergebnisse auf die Spur kommen, besonders wenn die letzteren auch auf anderem Wege erhalten werden können.

Die unvermeidlichen Fehler können durch geeignete Verfahren annähernd, aber für unsere Zwecke oft hinreichend genau, auf graphischem Wege, und exakt auf rechnerischem Wege ausgeglichen werden. Hier soll hauptsächlich nur auf die graphische Ausgleichung eingegangen werden; bezüglich der rechnerischen nach der Methode der kleinsten Quadrate ist nur die Bestimmung des wahrscheinlichsten Wertes und des mittleren Fehlers angegeben. Für weitergehende Ansprüche sei auf das im Anhang angegebene Buch von Hap-pach verwiesen.

**Wahrscheinlichster Wert. Mittlerer Fehler.
Gewicht einer Messung.**

Wahrscheinlichster Wert. Hat man ein und dieselbe Größe unter gleichen Bedingungen mit derselben Sorgfalt mehrfach bestimmt, so wird man im allgemeinen infolge der unvermeidlichen Beobachtungsfehler etwas voneinander abweichende Werte erhalten. Der wahrscheinlichste Wert dieser Größe ist dann das arithmetische Mittel aus sämtlichen Beobachtungen.

Bei der Eichung einer Danaide wurden für einen bestimmten Strahl durch $n = 6$ Einzelversuche bei 78 cm Druckhöhe die Wassermengen in g/sek entsprechend den Werten der Spalte 1 von Zahlentafel 1 gefunden.

Der Mittelwert 760,8g/sek stellt somit den wahrscheinlichsten Wert der Leistung dieses Strahles bei 78 cm Druckhöhe dar.

Keine der Einzelbeobachtungen entspricht genau diesem wahrscheinlichsten Wert, sie sind teilweise größer, teilweise kleiner als der Mittelwert und weichen um die in Spalte 2 angegebenen Beträge ϵ im positiven bzw. negativen Sinne von dem arithmetischen Mittel ab.

Zahlentafel 1.

1	2		3
Wassermenge g/sek	ϵ		ϵ^2
	+	-	
761,7	0,9		0,81
759,6		1,2	1,44
761,2	0,4		0,16
759,0		1,8	3,24
761,8	1,0		1,00
761,2	0,4		0,16
Im Mittel 760,8	+ 2,7	- 3,0	$\Sigma[\epsilon^2] = 6,81$

Zur Kontrolle, ob die ϵ richtig gerechnet sind, bildet man $\Sigma(+\epsilon)$ und $\Sigma(-\epsilon)$, deren Summe = 0 sein müßte. Im vorliegenden Beispiel ist $+ 2,7 - 3,0 = - 0,3$ statt 0,0, was lediglich auf die durchaus berechnete Abrundung des Mittelwertes 760,8 statt genauer 760,75 zurückzuführen ist. Eine zu weit getriebene Rechengenauigkeit führt aber leicht zu Trugschlüssen hinsichtlich der inneren Zuverlässigkeit der Beobachtungswerte. (Vgl. hierzu auch Kap. 5).

Mittlerer Fehler. Um nun den mittleren Fehler zu berechnen, quadriert man die Abweichungen vom Mittelwert, bildet also die Werte ϵ^2 der Spalte 3 und addiert sie. Aus der Summe der Fehlerquadrate $\Sigma[\epsilon^2]$

erhält man als mittleren Fehler für eine Beobachtung

$$m = \pm \sqrt{\frac{\Sigma[\varepsilon^2]}{n-1}},$$

worin n die Anzahl der Beobachtungen ist.

Zahlenmäßig würde sich für unser Beispiel ergeben

$$m = \pm \sqrt{\frac{6,81}{6-1}} = \pm \sqrt{1,362} = \pm 1,17 \text{ g/sek.}$$

Der mittlere Fehler ist ein Maßstab für die im Mittel bei einer Beobachtung erreichte Genauigkeit.

Überschreitet die bei einer Beobachtung erhaltene Abweichung ε den dreifachen Betrag des mittleren Fehlers m , so kann man annehmen, daß bei dieser Beobachtung ein grober Fehler unterlaufen ist.

Ferner ist der mittlere Fehler für das Mittel aus allen Beobachtungen

$$M = \pm \frac{m}{\sqrt{n}} = \pm \sqrt{\frac{\Sigma[\varepsilon^2]}{n(n-1)}}.$$

Für unser Beispiel würde sich ergeben

$$M = \pm \sqrt{\frac{6,81}{6(6-1)}} = \pm \sqrt{0,227} = \pm 0,45 \text{ g/sek.}$$

Gewicht einer Messung. Bei Versuchen kommt es häufig vor, daß man einzelne Werte genauer mißt als andere, sei es nun durch Wiederholung der einzelnen Beobachtung, sei es, daß die Zuverlässigkeit der einzelnen Beobachtungen unterschiedlich groß ist. Man legt dann den einzelnen Beobachtungen L verschiedene Gewichte p bei, $p = 1, 2, 3, \dots$, und multipliziert, bevor man das arithmetische Mittel nimmt, die Einzelbeobachtung mit den entsprechenden Gewichten, was auf dasselbe hinauskommt, als wenn man die einzelne Beobachtung 1-, 2-, 3-... mal angesetzt hätte. Der wahrscheinlichste Wert x ist dann

$$x = \frac{\Sigma [p \cdot L]}{\Sigma [p]}.$$

Beispiel. Zur Ermittlung der in Kap. 12 beschriebenen 16-Loch-Danaide wurde bei einem Versuch, bei dem nur die Strahlen 1–7 liefen, jeder Strahl 240 Sekunden lang abgefangen und während dieser Zeit die Druckhöhe der Danaide alle 15 Sekunden abgelesen. Die Druckhöhen waren während des Abfangens nicht völlig konstant, sondern schwankten innerhalb einiger Millimeter, bei einem Versuch mehr, bei einem anderen weniger, so daß den einzelnen Versuchen die Gewichte 1–3 beigelegt wurden. Da die mittlere Druckhöhe bei den einzelnen Versuchen auch nicht immer gleich war, so wurden die abgefangenen Wassermengen zunächst auf eine gemeinsame mittlere Druckhöhe von 64,12 cm reduziert. Sie sind in Spalte 2 der Zahlentafel 2 eingetragen.

Zahlentafel 2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Strahl Nr.	Wassermenge kg/sek	z	p	p · z	ε	ε ²	p · ε ²	p · ε	
								+	-
1	0,6749	49	2	98	- 0,0043	0,00001849	0,00003698		0,0086
2	0,6783	83	3	249	- 0,0009	0,00000081	0,00000243		0,0027
3	0,6789	89	1	89	- 0,0003	0,00000009	0,00000009		0,0003
4	0,6830	130	3	390	+ 0,0038	0,00001444	0,00004332	0,0114	
5	0,6817	117	2	234	+ 0,0025	0,00000625	0,00001250	0,0050	
6	0,6776	76	2	152	- 0,0016	0,00000256	0,00000512		0,0032
7	0,6779	79	1	79	- 0,0013	0,00000169	0,00000169		0,0013
			14	1291			0,00010213	+0,0164	-0,0161

In Spalte 4 sind die Gewichte p angegeben. Man hätte nun diese Gewichte mit den Wassermengen der Spalte 2 zu multiplizieren. Zur Vermeidung allzu großer Zahlen sind in Spalte 3 nur die die Zahl 0,6700 überschreitenden Ziffern eingetragen, mit welchen die Produkte $p \cdot z$ der Spalte 5 gebildet sind. Man erhält zunächst

$$\frac{\Sigma [p \cdot z]}{\Sigma [p]} = \frac{1291}{14} = 92,$$

sowie den wahrscheinlichsten Wert x für die Wassermenge pro Sekunde

$$x = 0,6700 + 0,0092 = 0,6792.$$

Um die mittleren Fehler zu erhalten, bildet man die Differenzen zwischen dem Mittelwert 0,6792 und dem jeweils gemessenen Wert der Spalte 2, die in Spalte 6 unter ϵ eingeschrieben sind. In Spalte 7 steht ϵ^2 und in Spalte 8 die Werte für $p \cdot \epsilon^2$. Jetzt erhält man den mittleren Fehler für einen Strahl mit

$$m = \pm \sqrt{\frac{\Sigma [p \epsilon^2]}{n-1}} = \pm \sqrt{\frac{0,00010213}{7-1}} = \pm \sqrt{0,00001702} = \pm 0,0041 \text{ kg/sek,}$$

(oder $\pm \frac{0,00410}{0,6792} 100 = \pm 0,61 \%$ bei einer Druckhöhe von 64,12 cm)

und den mittleren Fehler für das Mittel aus allen Strahlen

$$M = \pm \sqrt{\frac{\Sigma [p \epsilon^2]}{(n-1)p}} = \sqrt{\frac{0,00010213}{(7-1) \cdot 14}} = \pm \sqrt{0,000001215} = \pm 0,0011 \text{ kg/sek,}$$

(oder $\pm \frac{0,0011}{0,6792} 100 = \pm 0,16 \%$).

Zur Nachprüfung der richtigen Berechnung von ϵ sind in Spalte 9 der Zahlentafel 2 die Produkte $p \cdot \epsilon$ eingetragen. Es ergibt sich hieraus $\Sigma [p \cdot \epsilon] = + 0,0164 - 0,0161 = 0,0003 \cong 0$.

Graphische Ausgleichung der Beobachtungsfehler.

In vielen Fällen lassen sich Beobachtungsfehler oder auch Versuchsergebnisse mit genügender Genauigkeit auf einfache graphische Weise ausgleichen.

Setzen wir den Fall, daß sich die Abhängigkeit zweier Größen voneinander durch eine gerade Linie darstellen läßt und wählen wir hierfür folgendes Beispiel.

Ein senkrecht aufgehängter Stahldraht von der Länge $l = 644$ cm

und einem Durchmesser von 0,1903 cm, d. i. einem Querschnitt $f = 0,02863$ qcm, wurde von 20–60 kg in Stufen von je 5 kg belastet und entlastet. Am unteren Ende war eine Skala mit Millimeterteilung angebracht, an der gegen eine feste Marke die Längenänderungen bis auf $\frac{1}{20}$ mm abgelesen werden konnten. Die Ergebnisse sind in Zahlentafel 3 zusammengestellt und in Abb. 1 graphisch aufgetragen.

Zahlentafel 3.

Belastung kg	Angabe der Skala in mm bei			
	Belastung	Δ	Entlastung	Δ
20	2,75	0,60	2,80	0,45
25	3,35	0,60	3,25	0,70
30	3,95	0,45	3,95	0,45
35	4,40	0,60	4,40	0,60
40	5,00	0,55	5,00	0,50
45	5,55	0,55	5,50	0,60
50	6,10	0,60	6,10	0,55
55	6,70	0,50	6,65	0,55
60	7,20		7,20	

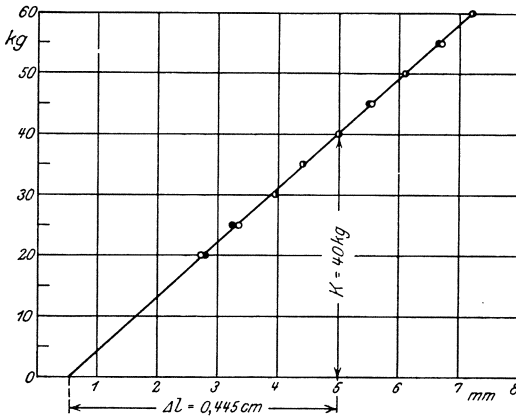


Abb. 1. Versuch mit einem langen Draht.

welche die unvermeidlichen Beobachtungsfehler ausgleicht. Man benutzt einen Faden und kein Lineal, weil dieses stets die Punktreihe teilweise verdeckt. Erst wenn die Lage der Geraden durch den Faden bestimmt ist, zieht man mit scharf gespitztem Bleistift und einem guten Lineal die ausgleichende Gerade. Statt eines Fadens kann man auch eine auf sehr durchsichtigem Pauspapier mit Tusche gezogene, dünne, gerade Linie benutzen. — Auch wenn zwei verschiedene Beobachter

Die Längenzunahme in Abhängigkeit von der Belastung sollte sich dann gemäß dem Hookeschen Gesetz innerhalb der Elastizitätsgrenze durch eine gerade Linie darstellen lassen. Die Beobachtungswerte liegen aber nicht streng auf dieser Geraden, vielmehr zeigen sich kleine positive und negative Abweichungen infolge der unvermeidlichen Beobachtungsfehler und in vorliegendem Fall wohl auch durch elastische Nachwirkungen. Nun läßt sich aber sehr leicht mit einem gespannten Faden durch die Beobachtungswerte nach Gefühl eine Gerade legen,

diese vermittelnde Gerade nach Augenmaß durchlegen, werden sie wohl dieselbe oder nahezu die gleiche Richtung der Geraden festlegen.

(Für eine Belastung von $G = 40$ kg ergibt sich aus der graphischen Ausgleichung eine Längenzunahme von $\Delta l = 0,445$ cm, womit sich der Elastizitätsmodul E zu

$$E = \frac{G \cdot l}{f \cdot \Delta l} = \frac{40 \cdot 644}{0,02863 \cdot 0,445} = 2022000 \text{ kg/qcm}$$

berechnet.)

Im allgemeinen lassen sich solche Gesetzmäßigkeiten jedoch nicht ohne weiteres durch eine gerade Linie darstellen.

Betrachten wir z. B. den Fall des Ausflusses von Wasser aus einem Gefäß mit einer Ausflußdüse. Ist der Mündungsquerschnitt der Düse $= f$, die Druckhöhe im Gefäß $= h$, der Ausflußkoeffizient $= \mu$, so ist die Ausflußmenge q als Funktion der Druckhöhe

$$q = \mu f \sqrt{2gh}.$$

Tragen wir in einem rechtwinkligen Koordinatensystem als Ordinaten die h , als Abszissen die q auf, so erhalten wir als gegenseitige Beziehung zwischen h und q eine parabelähnliche Kurve. Es würde wohl, wie leicht einzusehen, recht schwer sein, nach Augenmaß eine vermittelnde Kurve durch die einzelnen Beobachtungswerte so hindurch zu legen, daß sie der wahrscheinlichsten Kurve entspricht. Und doch läßt sich dies durch einen kleinen Kunstgriff unschwer mit großer Annäherung erreichen.

In unserer Gleichung ist f und $\sqrt{2g}$ konstant, μ ist nahezu konstant, soll zunächst auch als unveränderlich betrachtet werden. Wir können somit schreiben

$$q = \mu f \sqrt{2g} \sqrt{h} = \text{Const} \sqrt{h}.$$

Durch Quadrieren folgt

$$q^2 = \text{Const}^2 h.$$

Setzt man $q^2 = x$, so liegt die Gleichung einer Geraden durch den Nullpunkt vor. Trägt man somit zu jedem beobachteten h das Quadrat von q auf, so liegen dann diese Wertepaare auf einer Geraden und können wieder mit dem gespannten Faden ausgeglichen werden. Mit Hilfe dieser Geraden läßt sich nun rückwärts zu jedem h ein q berechnen und auftragen, das nunmehr von den unvermeidlichen Beobachtungsfehlern tunlichst befreit ist. Ein Ausführungsbeispiel findet sich in Kapitel 12. —

Die Wassermenge eines vollkommenen rechtwinkligen Überfalls berechnet sich aus der Gleichung

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2gh^3},$$

worin μ der Überfallkoeffizient, b die Wehrbreite, h die Überfallhöhe ist. Nehmen wir auch hier wieder μ als annähernd konstant an, so können wir setzen

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} \sqrt{h^3} = \text{Const} \sqrt{h^3}.$$

Durch Quadrieren und Radizieren folgt

$$\sqrt[3]{Q^2} = C'h;$$

für

$$\sqrt[3]{Q^2} = y$$

folgt

$$y = C'h,$$

somit wieder eine Gerade, aus der sich dann rückwärts zu jedem h die ausgeglichenen Werte für q berechnen lassen.

Selbstverständlich müßten auch die Wertepaare q und \sqrt{h} im ersten Beispiel, bzw. Q und $\sqrt[3]{h^3}$ im zweiten Beispiel, eine gerade Linie ergeben. Ob man für die Ausgleichung diese Werte oder die zuvor besprochenen nimmt, ist eine Frage der Zweckmäßigkeit.

Ein dritter Fall sei der Wärmetheorie entnommen. —

Die allgemeine Gleichung der Polytropen lautet:

$$p \cdot v^n = \text{Const.}$$

Durch Logarithmieren folgt

$$\log p + n \log v = \log k.$$

Setzen wir

$$\begin{aligned} \log p &= y \\ \log v &= x \\ \log k &= k', \end{aligned}$$

so erhalten wir

$$y + n \cdot x = k',$$

also wieder die Gleichung einer geraden Linie. Um sie zu erhalten, müssen wir nur in dem Koordinatensystem statt der p und v ihre Logarithmen auftragen oder logarithmisch geteiltes Koordinatenpapier benutzen, damit eine geradlinige Beziehung zwischen den beiden Veränderlichen zustande kommt. (Vgl. auch Kap. 18e.)

In allen Fällen also, in denen es möglich ist, durch Potenzieren, Radizieren oder Logarithmieren eine Funktion linear darzustellen, kann von diesem einfachen Verfahren mit großem Nutzen Gebrauch gemacht werden.

In solchen Fällen, in denen, wie bei dem erwähnten langen Draht, die Beobachtungswerte sich unmittelbar als eine lineare Funktion ergeben, ist es meist angezeigt, bevor man weitere Rechnungen daran anknüpft, diese Beobachtungswerte zuerst auszugleichen. Sonst pflanzen sich die unvermeidlichen Beobachtungsfehler durch die ganze Rechnung fort, und zum Schlusse ist es dann nicht mehr leicht, auf einfache Weise überhaupt kaum möglich, die Versuchsergebnisse befriedigend auszugleichen. (Siehe Kap. 18d.)

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 4.

Die Ausgleichrechnung nach der von K. F. Gauss, (1777—1855), angegebenen „Methode der kleinsten Quadrate“ hat in den Kreisen der Maschineningenieure noch viel zu wenig die ihr gebührende Beachtung und Anwendung ge-

funden. Das mag zum Teil auf den bis vor kurzem bestehenden Mangel eines für technische Zwecke geeigneten Lehrbuches zurückzuführen sein. Die „Methode der kleinsten Quadrate“ hat ihren Ausgangspunkt in der Astronomie genommen, der sie ein unentbehrliches Hilfsmittel geworden ist. Von da fand sie Eingang in der Geodäsie und praktischen Geometrie, schließlich auch in der Physik. Es ist daher begreiflich, daß sich die meisten diesbezüglichen Lehrbücher hauptsächlich mit Aufgaben aus den genannten Gebieten beschäftigen. Wir führen folgende an: Helmert, F. R.: Die Ausgleichrechnung nach der Methode der kleinsten Quadrate. Leipzig: Teubner.

Weitbrecht, W.: Ausgleichrechnung nach der Methode der kleinsten Quadrate. Sammlung Götschen Bd. 302 und 641.

Kohlrausch, F.: Lehrbuch der praktischen Physik. Leipzig: Teubner.

Für den Maschineningenieur ist am besten geeignet und am meisten zu empfehlen:

Happach, V.: Ausgleichrechnung nach der Methode der kleinsten Quadrate Teubners technische Leitfäden Bd. 18, Leipzig 1923. 74 Seiten, ein Buch, das trotz seines kleinen Umfanges alles Wesentliche enthält, was für die praktische Anwendung der Ausgleichrechnung bei technischen Messungen zu wissen notwendig ist. Die kleine Schrift füllt eine bis dahin sehr fühlbare Lücke in der Literatur aus.

5. Auswertung der Beobachtungen. Rechenschieber oder Logarithmentafel? Genauigkeitsgrad der Ergebnisse.

Jeder Versuch bedarf zu seiner vollständigen Erledigung einer mehr oder minder umfangreichen Rechenarbeit. Selten nur gibt ein Versuch ohne weiteres die Lösung der vorliegenden Aufgabe. Da die Beobachtungswerte die Grundlage der Berechnung bilden, so muß man danach trachten, diese Werte so ausführlich und umfangreich als nur möglich zu erhalten. Es ist leichter und einfacher, Beobachtungen, die sich später als überflüssig erweisen sollten, weiterhin unberücksichtigt zu lassen, als fehlende Beobachtungsgrößen irgendwie zu ergänzen. Das führt unter Umständen zu falschen oder gar gefälschten Ergebnissen.

Für den Gang von Berechnungen sind in der Folge ausführliche Beispiele gegeben, so daß es sich erübrigt, hier näher darauf einzugehen. Nur eine Frage sei noch gestreift: Genügt der gewöhnliche Rechenschieber von 25 cm Teilungslänge oder soll man mit der Logarithmentafel arbeiten? Diese Frage beantwortet sich mit dem möglichen oder erforderlichen Genauigkeitsgrad technischer Messungen einerseits, andererseits mit der Genauigkeit des Rechnens mit dem Rechenschieber.

In der Natur der logarithmischen Skala liegt es, daß die Ablesungsmöglichkeit beim Rechenschieber ungleich genau ist, je nach dem Ort, wo die einzustellenden Zahlen liegen. Zwischen 1 und 2 z. B. gestattet der Rechenschieber eine genauere Ablesung als zwischen 9 und 10, weil im ersten Fall die Teilungsintervalle größer sind und daher auch feiner unterteilt werden können. Die Genauigkeit eines 25 cm-Rechenschiebers stimmt etwa mit der einer dreistelligen Logarithmentafel überein.

Diese Genauigkeit genügt aber für die überwiegende Mehrzahl technischer Rechnungen. Denn damit erreichen wir rechnerisch eine Ge-

nauigkeit bis zu $\frac{1}{10}\%$. Die Zehntel der Prozente werden aber nicht immer sicher sein. Werden diese verlangt, so muß man die Logarithmentafel zu Hilfe nehmen.

Die vorliegende Frage ist auch im Zusammenhang mit den benutzten Meßinstrumenten zu behandeln.

Das Junkerssche Kalorimeter z. B. liefert Ergebnisse, die nahezu bis auf $\frac{1}{10}\%$ genau sind, richtige Handhabung vorausgesetzt. Somit dürfen wir recht wohl die mit ihm durchgeführten Versuche mindestens mit einer vierstelligen Logarithmentafel auswerten, wenn wir nicht allzu große Abrundungsfehler in Kauf nehmen wollen. —

Bei dem Indikator müssen wir zufrieden sein, wenn wir mit ihm bei allen nur erdenklichen Vorsichtsmaßregeln die indizierte Leistung einer Maschine auf 1% genau bestimmen können. Hier hätte es nun gar keinen Sinn, es würde nur Zeit- und Energievergeudung bedeuten, die Indikator diagramme mit Hilfe einer 4- oder gar 5stelligen Logarithmentafel auszuwerten. Hier genügt in allen Fällen, und wenn es sich um eine 1000pferdige Maschine handelt, der Rechenschieber vollauf. Die Angabe z. B., die indizierte Leistung betrage 1356,289 PS mag rechnerisch richtig sein, aber alle Stellen nach dem Komma sind völlig sinnlos, sind doch der Natur der Sache nach die 56 PS, also die Einer und Zehner unsicher. In diesem Fall ist die abgerundete Zahl 1356 PS völlig einwandfrei, sogar die weitere Abrundung 1360 PS ließe sich durchaus noch verantworten.

Andererseits hüte man sich davor, solche Abrundungen während des Rechnungsganges vorzeitig vorzunehmen, damit nicht durch fortgesetzte Abrundungen das Resultat ungenauer wird, als es die Instrumente zu erhalten gestatten würden. Daher führe man die Zwischenrechnung so genau durch, wie es der Rechenschieber oder allenfalls die Logarithmentafel ermöglicht, und runde das Endergebnis nach kritischer Prüfung aller Umstände entsprechend ab.

Wer viel Versuche durchzuführen hat, die schon mehr einen wissenschaftlichen Charakter tragen, dem ist der 50 cm-Rechenschieber sehr zu empfehlen. Er ist gerade noch handlich genug und bewährt sich auch ausgezeichnet beim Auswerten von Chronographenstreifen (Kap. 7), die oft über 25 cm lang sind.

Zur Aufstellung von Zahlentafeln, die rechnerisch fehlerfrei sein sollen, also keine Abrundungsfehler haben dürfen, ist eine der im Handel zu habenden Rechenmaschinen das beste Hilfsmittel.

6. Häufig vorkommende Beobachtungs- und Rechenfehler.

Nachstehend sind in loser Folge eine Reihe von typischen Beobachtungs-, Rechen- und Schreibfehlern zusammengestellt, die vom Anfänger leicht begangen werden, sich aber bei der nötigen Aufmerksamkeit unschwer vermeiden lassen.

Viele Skalen an Manometern sind von 0,2 zu 0,2 at eingeteilt. In diesem Falle bedeutet z. B. der 3. Teilstrich nach 4,0 nicht 4,3, sondern 4,6 at. Noch leichter wird dieser Ablesungsfehler begangen, wenn die ganzen Atmosphären von 2 zu 2 at beziffert sind.

Ähnliche Vorsicht ist bei Thermometern geboten, die nur von 2° zu 2° geteilt sind. Steht die Quecksilberkuppe z. B. genau zwischen 50 und 60, so ist die richtige Ablesung 55,0° und nicht 52,5°.

Sind bei Thermometern Temperaturen unter Null abzulesen, so vergesse man nicht, daß die Zählung nunmehr von 0° abwärts geht. — 3,6° wird leicht als — 4,4° aufgeschrieben.

Ein ähnlicher Fehler wird leicht bei der Wägung mit Laufgewichtswagen begangen. Die Einteilung des Gewichtshebels für das große Laufgewicht, das nur auf ganze Zehner einzustellen ist, geht z. B. von links nach rechts, die des kleinen Gewichtshebels, der die kg und Bruchteile davon mißt, von rechts nach links. Hier wird die Einstellung 33,6 leicht als 34,4 abgelesen.

Soll auf einer Wage Flüssigkeit in einem Gefäß gewogen werden, so tariere man das leere Gefäß nicht durch Gewichte, sondern durch andere Gegenstände (Schraubenschlüssel, Abfallbleche). Dann geben die aufgelegten Gewichte sofort den Nettoinhalt des Gefäßes an, und Irrtümer sind ausgeschlossen. Mehrere Gewichtsteine auf einer Wagschale stelle man nebeneinander, nicht teilweise übereinander. Man ist dadurch Irrtümern beim Zusammenzählen nicht so leicht ausgesetzt.

Bei Laufgewichtswagen läßt sich die Trierung meist unschwer mit dem Tariergewicht vornehmen.

Viele Fehler werden beim Ablesen von Millimeterskalen begangen. 100,5 cm werden oft als 105,0 cm aufgeschrieben oder auch umgekehrt.

Bei hochgradigen Thermometern sind gewöhnlich nur die ganzen 100° ausgeschrieben, dazwischen sind dann die Zehner bloß mit 2 Ziffern bezeichnet. Oft werden dabei die Ziffern für die Hunderter übersehen und nur die Zehner notiert, also z. B. 76,3° statt 276,3°.

Viele Skalen an Tachometern, Voltmetern, Ampermetern, auch viele Zifferblätter von Stoppuhren und Gasuhren haben eine ganz unzumutbare, nicht dezimale Teilung, z. B. von 3 zu 3 Einheiten. Hier ist besondere Vorsicht geboten, sonst wird regelmäßig falsch abgelesen. Solche Skalen müssen erst sorgfältig studiert werden, ehe man ihre Angaben aufschreibt.

Ist das Eintreten irgend eines Ereignisses auf die Sekunde genau zu beobachten, z. B. die Zeit, wann ein Eimer mit Kühlwasser vollgelaufen ist, und trifft dies in die Nähe der nullten Sekunde, so wird oft die Minute falsch abgelesen, z. B. 3^h 15^m 58^s, während es in Wirklichkeit erst 3^h 14^m 58^s war. Dieser Fehler wird durch eine allenfalls vorhandene Exzentrizität des Zifferblatts noch begünstigt. (Vgl. Kap. 7.)

Zur Bezeichnung der Stunde, Minute und Sekunde dienen nach internationalem Gebrauch ein der Zahl als Exponent beigefügtes h (Abkürzung von *hora*) bzw. m (Abkürzung von *pars minuta*) bzw. ein s (Abkürzung von *pars sekunda*).

Bogenminuten werden mit ', Bogensekunden mit '' bezeichnet. 5 Uhr 26 Minuten 13 Sekunden schreibt man also: 5^h 26^m 13^s und nicht 5^h 26' 13''. Zeitminuten und -Sekunden sind etwas ganz anderes als Bogenminuten und -Sekunden.

Die meisten Rechenfehler werden begangen, wenn in einem Ausdruck ein Wurzelzeichen vorkommt. Hierbei ist streng darauf zu achten, daß alle Größen in der gleichen Dimension eingesetzt werden. Ist z. B. die aus einer Düse vom Querschnitt f unter der Druckhöhe h stehende Wassermenge Q zu berechnen, so ist

$$Q = \mu f \sqrt{2gh}$$

worin μ der Ausflußkoeffizient, also eine unbenannte Zahl ist. Will man nun Q in l/s erhalten, so ist f in dm², h in dm, $g = 98,1$ dm/sek² und nicht = 9,81 m/sek² einzusetzen.

7. Zeitmessung.

a) Die Taschenuhr.

Eines der unentbehrlichsten Meßinstrumente für den Maschineningenieur ist die Uhr. Auf den ersten Blick könnte es fast verwunderlich erscheinen, ihr ein besonderes Kapitel zu widmen. Und doch hat es, wie die Erfahrung lehrt, seine große Berechtigung.

Fast alle Untersuchungen im Maschinen-Laboratorium gründen sich auf die Kenntnis der Zeit. Und als Instrument für die Zeitmessung dient in der Regel die Taschenuhr. Es ist hier nicht der Ort, auf ihre innere Einrichtung einzugehen. Das würde viel zu weit führen; füllt doch die Literatur über diesen Gegenstand eine ganze Bibliothek [1]. Es soll hier mehr das Äußere der Uhr besprochen werden, das beim Einkauf meist zu wenig Beachtung findet.

Ob das Gehäuse der Uhr aus Stahl, Nickel, Silber oder Gold ist, ist nebensächlich. Klappdeckel sind zwar ein guter Glasschutz, doch für Beobachtungsuhren unbequem und hinderlich. Wichtig dagegen ist ein gutes Werk, und darin wieder das Wichtigste die Hemmung. Gute Taschenuhren besitzen als solche, wenn wir von den Chronometern im engeren Sinne absehen, die sog. Ankerhemmung.

Die Güte einer Uhr spricht sich in ihrem „Gang“ aus. Sie soll in gleichen Zeiten stets gleiche Umläufe machen, als Maschine betrachtet würden wir sagen, ihre Drehzahl soll vollkommen konstant sein. Doch welches ist nun die normale Drehzahl?

Als Grundeinheit gilt die Sekunde, das ist für die bürgerliche Zeit der 86 400ste Teil des mittleren Sonnentages. Dieser ist die Zeit zwischen zwei aufeinander folgenden Kulminationen einer gedachten mittleren Sonne, die sich auf dem Himmelsäquator mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt und ihren Umlauf in gleicher Zeit vollzieht, wie die wahre Sonne selbst auf der Ekliptik, das ist die Sonnenbahn am Himmel während eines Jahres. Da der Tag in 24 Stunden, die Stunde in 60 Minuten und die Minute in 60 Sekunden geteilt wird, so hat ein Tag $24 \cdot 60 \cdot 60 = 86\,400$ Sekunden.

Wenn diese mittlere Sonne kulminiert, soll die Uhr $12^{\text{h}} 0^{\text{m}} 0^{\text{s}}$ zeigen. Da aber die Ortszeiten je nach der geographischen Länge des Beobachtungsortes verschieden sind, und die Stellung der Uhren nach Ortszeiten, wie früher üblich, zu Unzuträglichkeiten im Verkehr geführt hat, hat man sog. Zonenzeiten eingeführt. In Deutschland gilt die Mittel-Europäische Zeit (MEZ) als gesetzliche Zeit, die von der allgemein von allen Kulturländern angenommenen, durch den Meridian der Sternwarte in Greenwich bestimmten „Weltzeit“ gerade um eine Stunde differiert. Demnach muß unsere Taschenuhr gerade auf $1^{\text{h}} 0^{\text{m}} 0^{\text{s}}$ zeigen, wenn es in Greenwich $12^{\text{h}} 0^{\text{m}} 0^{\text{s}}$ ist.

Wenn es $12^{\text{h}} 0^{\text{m}} 0^{\text{s}}$ ist, soll die Uhr $12^{\text{h}} 0^{\text{m}} 0^{\text{s}}$ zeigen. Man sagt dann, ihr „Stand“ ist $= 0$, d. h. sie hat dann keine Abweichung gegen die richtige Zeit. Würde sie $11^{\text{h}} 59^{\text{m}} 10^{\text{s}}$ zeigen, so besäße sie den „Stand“ von $+ 50^{\text{s}}$. —

Angenommen unsere Uhr zeige richtig.

Würde sie nach genau 1 Stunde nicht $1^{\text{h}} 0^{\text{m}} 0^{\text{s}}$, sondern etwa $1^{\text{h}} 0^{\text{m}} 1^{\text{s}}$ zeigen, dann hätte sie einen „Gang“ von 1^{s} in einer Stunde gehabt. Man bezieht jedoch den Gang einer Uhr nicht auf die Stunde, sondern nach allgemeinem Übereinkommen auf einen ganzen Tag. Unsere Uhr hätte alsdann einen täglichen Gang von 24^{s} gehabt. Nach einem Tag oder 24^{h} hätten wir also zu schreiben:

$$\text{Taschenuhr} - 24^{\text{s}} = \text{MEZ}$$

und der mittlere Gang wäre $- 24^{\text{s}}$ gewesen, die Uhr liefе stündlich um 1^{s} vor. Das Vorzeichen für den Gang wird stets so angebracht, daß der Stand zur Uhrablesung geschlagen, den wirklichen Wert der Zeit gibt.

Der Gang einer Uhr ist gut, wenn sie in gleichen Zeiten gleich viel an Zeit verliert oder gewinnt, wenn er keine, was allerdings bei Taschenuhren kaum zu erreichen ist, oder doch wenigstens eine geringe „Gangvariation“ hat.

Eine Uhr geht schlecht, wenn ihr Gang größere Variationen hat, oder in der Sprache des Maschineningenieurs ausgedrückt, wenn ihre Winkelgeschwindigkeit nicht konstant ist.

Kennt man den „Stand“ und den „Gang“ einer Uhr zu einer bestimmten Zeit, dann läßt sich der „Stand“ zu einer anderen Zeit und damit die genaue Zeit leicht berechnen.

Erwünscht ist es nun, daß die Uhren einen möglichst kleinen Gang haben, um nicht fortlaufend genötigt zu sein, die Taschenuhren mit Normaluhren zu vergleichen, wie sie auf Sternwarten aufgestellt sind, und deren Stand und Gang unmittelbar nach der Sonne oder den Sternen kontrolliert werden.

Eine bequeme Kontrolle der Uhr bietet in neuerer Zeit das drahtlose Zeitsignal, doch ist zu bemerken, daß es meist nur auf Bruchteile der Sekunde, unter Umständen auch mehr, genau ist. Der Fehler wird in diesen Fällen stets nachträglich veröffentlicht.

Die moderne Uhrentechnik hat es erreicht, Taschenuhren zu erzeugen, deren Gang für unsere Zwecke hinreichend klein und konstant ist. Selbst eine Abweichung, d. h. ein Gang von 30^{s} im Tag würde einen relativen

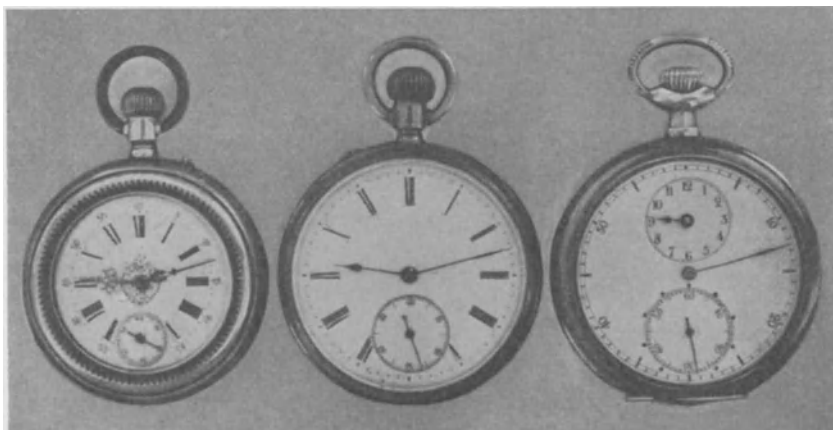
Fehler in unserer Zeitmessung von nur

$$(30 : 86\,400) \cdot 100 = 0,035\%$$

bedeuten, eine bei unseren Untersuchungen in der Regel zu vernachlässigende Größe. Gute Taschenuhren lassen sich meist auf einen viel kleineren Gang einregulieren, so daß die Fehler der Taschenuhren, sofern sie gut sind, gewöhnlich unberücksichtigt bleiben können.

Zur Beobachtung des Zeitablaufes dient das Zifferblatt, das nichts anderes als ein Zählwerk ist. Es ist durchaus nicht gleichgültig, wie dieser Teil der Uhr ausgeführt ist.

Ein gutes Zifferblatt soll in erster Linie deutlich und klar, sowie frei von jeder Verzierung sein und eine gute Teilung besitzen. Der Sekundenzeiger — eine Taschenuhr ohne diesen ist als Meßinstrument völlig un-



a

b

c

Abb. 2. Gute und schlechte Zifferblätter.

tauglich — soll möglichst groß sein, damit auch noch die Sekunden scharf beobachtet werden können. Der Sekundenkreis darf nicht ein Stück der Minutenteilung verdecken, ein Mangel, der vielen Zifferblättern anhaftet. Die Minutenteilung muß also ringsum vollständig sein. Ob die Zahlen für die Stunden in arabischen oder römischen Ziffern angebracht sind, ist mehr Geschmackssache; vielleicht haben die römischen Ziffern in diesem Fall ausnahmsweise einen gewissen Vorzug. Dagegen ist die Form der Zeiger wieder von Wichtigkeit. Das weitaus beste sind einfache schwarze sog. Birnzeiger. Alle Zeigertypen in Renaissance, Empire, Rokokko oder sonst welchem Stil sind für Beobachtungsuhren zu verwerfen. Denn ihnen allen haftet der schwerwiegende Nachteil an, daß sie beim Überschreiten des Sekundenkreises diesen oft so verdecken, daß die Beobachtung der Sekunde unmöglich wird.

Einige Zifferblätter sind in Abb. 2a—c dargestellt.

Abb. 2a stellt ein ganz unzuweckmäßiges Zifferblatt dar, das alle gerügten Mängel in sich vereinigt.

Abb. 2b zeigt das mustergültige Zifferblatt einer Glashütter Uhr von A. Lange Söhne in Glashütte.

Abb. 2c gibt ein Zifferblatt wieder, wie es vom Verfasser s. Z. vorgeschlagen und von der Nomos-Uhr-Gesellschaft ausgeführt wurde. Stunden-, Minuten- und Sekundenkreise sind völlig voneinander getrennt, so daß sich die Zeiger gegenseitig möglichst wenig verdecken und die Ablesung sehr erleichtert wird. Im Grunde ist dies dieselbe Anordnung wie bei den Zifferblättern der astronomischen Uhren.

Der Sekundenkreis von Abb. 2c zeigt noch eine nachträglich mit Tusche aufgetragene Dezimalteilung von 0,1 zu 0,1 Minuten, die sich bei manchen Versuchen als zweckmäßig erweist.

Vernünftigerweise legt man bei normalen Taschenuhren in neuerer Zeit auf Einfachheit und Deutlichkeit wieder mehr Wert, so daß solche Zifferblätter, wie in Abb. 2a wiedergegeben, kaum noch hergestellt werden. Die modernen 4-, 6- und 8-eckigen, mitunter auch ovalen Zifferblätter sind als eine konstruktions- und sinnwidrige Geschmacksverirrung zu brandmarken.

Auf einen Fehler, der bei vielen Zifferblättern bemerkt werden kann, auch wenn sie an sich keine Teilungsfehler besitzen, sei noch hingewiesen.

Stellen wir z. B. $12^{\text{h}} 0^{\text{m}} 0^{\text{s}}$ den Minutenzeiger genau auf den Nullstrich und beobachten im Verlauf einer Stunde seine Stellung gegenüber der Minutenteilung, wenn jeweils der Sekundenzeiger durch Null durchgeht, so können wir vielfach finden, daß der Minutenzeiger nicht mehr seine Teilstriche einhält, sondern er zeigt bald etwas mehr, bald etwas weniger. Dieser Fehler rührt von der exzentrischen Stellung des Zifferblattes gegenüber der Zeigerwelle her und beeinflußt natürlich auch die Angaben des Sekundenzeigers. Auch eine Exzentrizität im Zeigerwerk kann daran teilhaben. In diesem Fall ist es oft schwer zu unterscheiden, zu welcher Minute die Ablesung zu rechnen ist. In zwei diametralen Stellungen muß der Fehler gleich Null, in zwei senkrechten dazu ein Maximum sein.

Die Astronomen teilen gewöhnlich die Zifferblätter ihrer Taschenuhren mit Tinte nach, indem sie jedesmal bei der Minutenzeigerspitze einen Strich ziehen, wenn der Sekundenzeiger auf Null steht. Dieses Verfahren ist sehr empfehlenswert, weil so die sehr unangenehmen Ablesefehler von einer ganzen Minute vermieden werden.

Viele Taschenuhren ändern ihren Gang je nach der Lage der Uhr, ob sie senkrecht hängt oder wagrecht liegt.

Hängt man die Uhr für eine Beobachtung an ihrem Bügel auf, so soll sie nicht frei am Bügel pendeln. Denn dadurch wird ebenfalls der Gang beeinflußt.

b) Die Stoppuhr mit einem Sekundenzeiger.

In einigen wenigen Fällen ist der Gebrauch einer Stoppuhr angenehm, wenn der Zeitunterschied in dem Eintreten zweier Ereignisse festzustellen ist, die zeitlich nicht allzu sehr auseinander liegen. Beispielsweise wird bei der Wassermessung mit dem hydrometrischen Flügel (Kap. 14) die Zeit beobachtet, die von einem Glockensignal bis zum nächsten verfließt. Hier tut die Stoppuhr gute Dienste. Sie hat, sofern sie nicht mit einer normalen Taschenuhr verbunden ist, meist nur

einen großen Sekundenzeiger und einen kleinen Zeiger, der die abgelaufenen Minuten zählt (Abb. 3). Ein Druck auf die Aufzugskrone setzt die Uhr in Gang, ein zweiter hält sie an, und ein dritter bringt die Zeiger wieder in die Nullstellung. Die normalen Stoppuhren sind nicht immer zuverlässig, daher ist ihr Gebrauch nur dann zu empfehlen, wenn sich die Zeitmessung mit der gewöhnlichen Uhr schwer durchführen läßt.

In neuester Zeit (1926) hat nun die Firma A. Ott, Kempten, eine neue Stoppuhr auf den Markt gebracht, Abb. 3a, die vor den normalen Stoppuhren wesentliche Vorzüge hinsichtlich Zuverlässigkeit und Ablesegenauigkeit besitzt. Das Zifferblatt hat dezimale Teilung. Der große Zeiger des mit $\frac{1}{30}$ -Hemmung ausgestatteten Uhrwerks macht eine Umdrehung schon in 10 Sekunden. Es lassen sich also die Zehntel-Sekunden direkt ablesen, Bruchteile davon noch schätzen. Der kleine Zeiger macht eine Umdrehung in 300



Abb. 3. Einfache Stoppuhr.

Abb. 3a.
Neue Stoppuhr von Ott.

Sekunden, eine zweite, rote Bezifferung geht bis 600 Sekunden. Darüber hinaus verliert in der Regel die Stoppuhr ihre Berechtigung, und für größere Zeitunterschiede ist die normale Taschenuhr mit möglichst großem Sekundenzifferblatt vorzuziehen. Denn bei 600 Sekunden bedeutet selbst eine Fehlablesung von 1 Sekunde nur $(1 : 600) \cdot 100 = 0,167\%$ Fehler.]

Auch die Stoppuhr in Verbindung mit der gewöhnlichen Taschenuhr ist mit Vorsicht zu gebrauchen. Denn das Einschalten der Stoppuhr in das Räderwerk der normalen Uhr muß unbedingt ihren Gang stören. Daher verwende man lieber Stoppuhren und gewöhnliche Uhren getrennt.

Den Gang einer Stoppuhr prüft man durch Vergleich mit einer gut gehenden Taschenuhr, falls nicht eine Sekundenpendeluhr mit gutem Gang zur Verfügung steht, was noch besser ist.

c) Die Stoppuhr mit zwei Sekundenzeigern.

Es gibt Fälle, bei welchen nicht nur der Zeitunterschied zwischen Anfang und Ende eines Ereignisses, also die Gesamtzeitdauer, festgestellt werden soll, sondern bei welchen auch noch Zwischenzeiten zu beobachten sind. Bei der Wassermessung mit dem hydrometrischen Flügel z. B. gibt es Instrumente, die schon nach je 5, 10 oder 25 Umdrehungen regelmäßig ein Zeichen — Klingelsignal — geben. Eine Beobachtung der Versuchsdauer für 5, 10 oder 25 Umdrehungen ist im allgemeinen zu kurz. Man läßt mehrere, bei einem Signal nach je 25 Umdrehungen beispielsweise deren 6 nach dem Anfangszeichen vorbeigehen, somit 150 Umdrehungen den Flügel machen. Nun ist es oft wichtig, zu wissen, ob die Wassergeschwindigkeit in dem betreffenden Punkt gleichmäßig ist oder nicht. In ersterem Fall würden sich die Signale in genau gleichen Zeitdifferenzen aufeinander folgen, in letzterem Fall nicht. Das läßt sich allerdings auch mit der gewöhnlichen Stoppuhr mit einem Sekundenzeiger beobachten, doch erfordert das Ablesen der Zeiten für die Zwischensignale eine angestrengte Aufmerksamkeit, die mit der Zeit sehr ermüdet. Für solche Fälle ist eine Stoppuhr mit 2 Sekundenzeigern angenehm (Abb. 4). Beide Sekundenzeiger laufen mit dem Druck auf die Aufzugskrone gleichzeitig an. Drückt man auf den seitlich angebrachten Stift, so bleibt ein Zeiger stehen, der andere läuft ungehindert weiter. Man kann also die Zwischenzeit in aller Ruhe ablesen und aufschreiben. Beim zweiten Druck auf den seitlichen Stift springt der zweite Zeiger dem ersten nach, läuft mit ihm weiter, bis er wieder angehalten wird, oder bis beide Zeiger durch den Druck auf die Aufzugskrone still gesetzt werden.

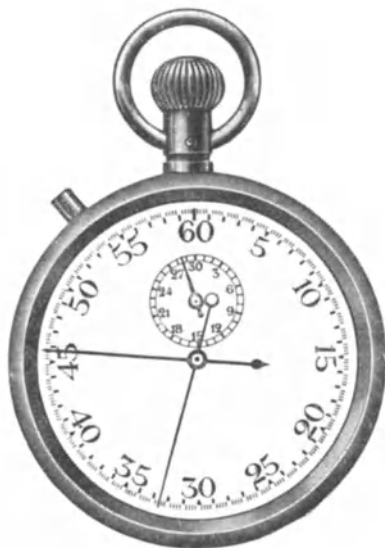


Abb. 4. Stoppuhr mit zwei Zeigern.

d) Der Chronograph.

Allgemeines.

Zwischen dem Eintritt eines Ereignisses und der Feststellung durch unsere Sinne vergeht immer eine gewisse Spanne Zeit, eine Tatsache, die ihre Erklärung in der verhältnismäßig geringen Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Empfindungen in den Nervenbahnen hat. Man nennt diesen Zeitunterschied „persönliche Gleichung“; sie ist nicht nur bei verschiedenen Beobachtern verschieden groß, sondern kann auch bei ein und demselben Menschen zu verschiedenen Zeiten Veränderungen unter-

worfen sein. Alkoholgenuß z. B. vergrößert die persönliche Gleichung. Im Allgemeinen spielt sie bei unseren Versuchen eine untergeordnete Rolle. Es gibt aber Fälle, wo sie trotz ihrer Kleinheit auf die Ergebnisse höchst ungünstig einwirken kann, oder wo Ereignisse so rasch hintereinander folgen, daß die gewöhnliche Zeitmessung versagt.

Bei der Wassermessung mit dem Schirm z. B. (Kap. 15) muß die Geschwindigkeit des Schirmwagens innerhalb einer Strecke von nur wenigen Metern möglichst genau ermittelt werden. Hier sind alle Ver-

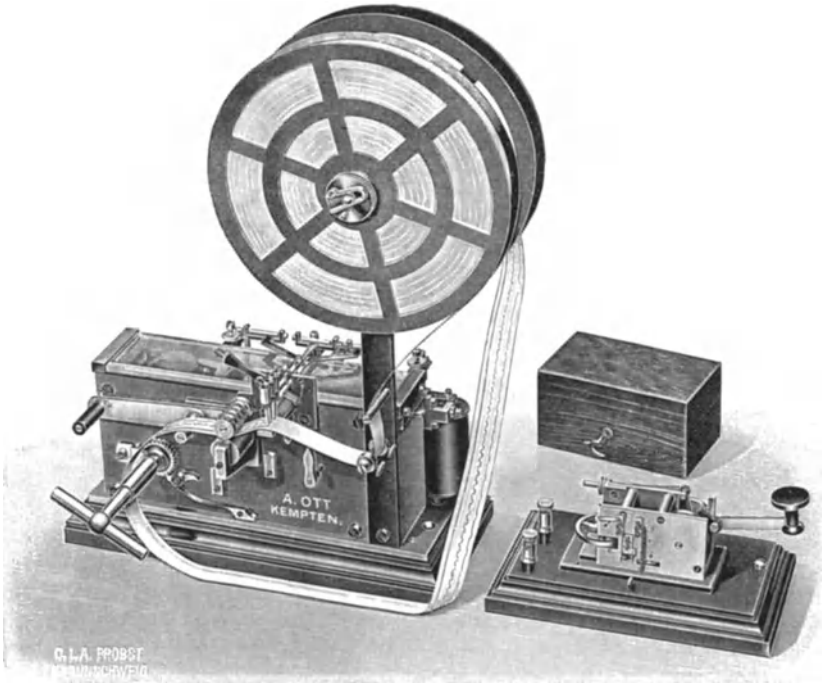


Abb. 5. Dreihebel-Chronograph mit Sekundenuhr.

fahren der unmittelbaren Zeitmessung nicht genau genug, und nur die selbsttätige Aufzeichnung der Geschwindigkeit durch die Uhr mittels eines Chronographen befreit von allen Fehlern der Beobachtung, liefert also einwandfreie Ergebnisse.

Beschreibung des Chronographen.

Der Chronograph hat sein Vorbild in dem bekannten Morseschreiber, nur sind an Stelle des einen Schreibhebels deren zwei, drei oder mehr, bis zu 18, angeordnet. Abb. 5 zeigt einen Dreihebel-Chronographen Ottscher Bauart. Ein Hebel wird von einem Stromkreis betätigt, in dem eine Sekunden- oder Halbsekundenuhr liegt (in Abb. 5 rechts zu sehen), die also jede ganze oder halbe Sekunde einen kleinen seitlichen

Ausschlag der Schreibfeder bewirkt. (Bei sog. Punktschreibern können auch nur feine Stiche im Papierband markiert werden.) In den Stromkreis des zweiten Hebels werden dann die aufzuzeichnenden Ereignisse durch irgendwelche passende Kontaktvorrichtungen eingeleitet. Bei der erwähnten Schirmmessung z. B. überfährt der Wagen nach jedem Meter Weg einen Kontakt, der den zweiten Hebel betreibt. So hat man dann eine Zeitskala und unmittelbar parallel dazu die Zeitmarken, wann der Schirm eine Wegstrecke von jeweils einem Meter zurückgelegt hat, frei von jeder persönlichen Gleichung. Hieraus läßt sich dann die Geschwindigkeit bis auf Bruchteile einer Sekunde genau ausrechnen.

Neben den vorbeschriebenen Streifen- oder Bandchronographen gibt es auch noch Zylinderchronographen, bei welchen die Marken in einer Schraubenlinie auf einem Papier aufgezeichnet werden, das um einen sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit drehenden Zylinder gespannt ist [2].

Es gibt viele Fälle bei technischen Untersuchungen, in welchen die Anwendung eines Chronographen nicht nur bequem und vorteilhaft ist, sondern geradezu notwendig erscheint, wenn man genaue Ergebnisse erzielen will. Er bürgert sich daher mit Recht immer mehr auch in Maschinen-Laboratorien ein, weshalb wir auf seine Handhabung und die Auswertung der Streifen noch etwas näher eingehen wollen.

Winke für den Gebrauch des Chronographen.

Der Ottische Chronograph hat bei einmaligem Aufziehen eine Laufzeit von 17 Minuten. Es empfiehlt sich, den Aufzugebel während des ganzen Gebrauches des Instrumentes stecken zu lassen und ungefähr alle 10 Minuten frisch aufzuziehen. Sind viele Versuchsreihen von verhältnismäßig kurzer Dauer hintereinander durchzuführen, so vermeide man es, den Chronographen mitten während eines Versuches aufzuziehen, sondern mache es sich zur Regel, dies stets vor Beginn eines Versuches zu tun. Sonst kann sich unter Umständen die Geschwindigkeit mitten während des Versuches ändern, was die Auswertung der Streifen zwar nicht unmöglich macht, aber doch Unbequemlichkeiten zur Folge hat.

Die Art der Papierführung ist aus der Abbildung ersichtlich. Man achte darauf, daß der Streifen sich nirgends klemmt, weil sonst der Papervorschub ungleichmäßig wird. Die Ingangsetzung und das Anhalten des Laufwerkes erfolgt mit Hilfe des in der Abbildung zwischen Papierstreifen und Firma ersichtlichen Hebels. Wird dieser Hebel langsam nach rechts gedreht, so wird das spitzzählige Regulierrad des Laufwerkes zunächst ganz frei und gerät in eine sich immer mehr beschleunigende Drehung. Beim Weiterdrehen des Hebels verstellt sich die regulierende Zungenfeder so, daß ihre Spitze an den Zähnen des Regulierrades anstößt. Dadurch kommt die Feder in regelmäßige Schwingungen und reguliert den Gang des Zahnrades derart, daß dieses sich während der Dauer einer Schwingung nur um einen einzelnen Zahn weiterdrehen kann. Wenn der Chronograph richtig arbeitet, gibt die Regulierfeder

einen gleichmäßig summenden Ton, dem ein feines, helles Klirren beigemischt ist.

Beim Ingangsetzen des Laufwerks soll man den Einrückhebel langsam nach rechts drehen, so daß die Zwischenlage, in der das Regulierad sich frei drehen kann, etwa 1—2 Sekunden lang dauert. Das Anhalten des Laufwerks kann augenblicklich geschehen.

Durch rasches Umlegen des Einrückhebels wird erzielt, daß die Zungenfeder nur die halbe normale Schwingungszahl annimmt und dadurch dem Laufwerk nur die halbe Geschwindigkeit erlaubt. Auch die $\frac{1}{3}$ -Geschwindigkeit kann man so erreichen, aber nicht mit der gleichen Sicherheit. Es gehört ein klein wenig Übung dazu. Obwohl die Gleichmäßigkeit des Papiervorschubes bei diesen nicht normalen Geschwindigkeiten nicht so groß ist, wie bei der normalen, so sind diese kleineren Geschwindigkeiten bei vielen, etwas länger dauernden Versuchen doch sehr erwünscht, weil sonst die Streifen unbequem lang werden.

Um die Anker der drei Elektromagnete arbeitsfähig zu machen, sind die entsprechenden Anschlagschrauben ein wenig zu lüften. Die richtige Einstellung dieser drei Stellschrauben ergibt sich am besten, wenn man zuerst den Anker des mittleren, dann jenen des linken und erst zuletzt jenen des rechten Elektromagneten frei macht. Es darf nämlich die hinterste Schreibfeder nicht an der mittleren und die mittlere nicht an der vordersten anstoßen.

Die Schreibfedern bestehen aus Röhrcchen mit ganz feiner unterer Öffnung. Es ist streng darauf zu achten, daß in diese feine Öffnung kein Staub oder dergleichen fällt, da andernfalls die Tinte nicht ausfließen kann. Diese wird am besten mit einer Pipette langsam in die Röhrcchen eingefüllt, damit die Luft Zeit zum Entweichen hat und nicht ein im Röhrcchen zurückbleibender Luftpfropf das Ausfließen der Tinte hindert. Ist eine Schreibfeder einmal verstopft, so macht man die Öffnung mit Hilfe einer der beigegebenen Reinigungsnadeln frei. Will man eine gründliche Reinigung vornehmen, so geschieht dies am besten mit reinem Alkohol. Neuerdings kommen auch Glasfedern zur Verwendung, die eine besonders saubere Schrift geben. Die Schreibtinte ist eine Mischung von 5 Teilen gewöhnlicher „roter Metalltinte“ und 1 Teil „Glyzerin“. Der Zusatz von Glyzerin verhindert das sonst auftretende Eintrocknen der Tinte in der Feder.

Für die Betätigung der Elektromagnete des Chronographen genügt in den meisten Fällen, d. h. dann, wenn nicht mehr als höchstens 8 Zeichen in der Sekunde geschrieben werden sollen, die Spannung von einem Element, gleich 1,5 Volt. Bei höheren Kontaktzahlen braucht man hingegen die Spannung von 2 Elementen. Der elektrische Widerstand der Magnetspulen ist 20 Ohm, die günstigste Stromstärke zur Erzielung recht hoher Schreibgeschwindigkeit ungefähr 100 Milliampere.

Die Bedienung der Kontaktuhr ist wohl ohne weitere Erklärung verständlich. Sie wird durch wiederholtes Niederdrücken des Tasters aufgezogen.

Je nachdem die Zeit von $\frac{1}{2}$ zu $\frac{1}{2}$ oder von $\frac{1}{1}$ zu $\frac{1}{1}$ Sekunden registriert werden soll, müssen beide Kontaktfedern oder bloß eine der-

selben mit der Kontaktklemme verbunden sein. Es wäre also für letzteren Fall die zwischen die beiden Federn eingeklemmte Brücke zu entfernen. — Sollte sich im Laufe der Zeit eine Gangänderung des Uhrwerkes einstellen, so daß also das Kontaktintervall zu groß oder zu klein ist, dann ist in bekannter Weise der Regulierhebel an der Unruhe zu verstellen.

Diese Kontaktuhr ist besonders dann zu verwenden, wenn dem Chronographen keine ortsfeste Aufstellung gegeben werden kann, wenn er sich, wie beispielsweise bei der Eichung hydrometrischer Flügel, auf einem Wagen befindet. Für ortsfeste Aufstellung würde sich eine Sekundenpendeluhr mit Kontaktvorrichtung am Pendel [3] der größeren Zuverlässigkeit wegen noch mehr empfehlen. Auch kann dann diese Pendeluhr zur Prüfung der Kontaktuhr benutzt werden, indem man beide Uhren auf den Chronographen schaltet und so unmittelbar den Gang beider vergleichen kann.

Auswertung der Chronographenstreifen.

Bei der Auswertung der Streifen kann nicht dringend genug die peinlichste Sorgfalt empfohlen werden. Das Abmessen der Längen muß unbedingt auf $\frac{1}{10}$ mm mit einem guten Maßstab, allenfalls unter Verwendung einer schwachen Lupe geschehen. Es kommt weniger darauf an, daß der Maßstab im Vergleich zu einem Normmeter keine Abweichungen zeigt, als darauf, daß die Teilung gleichmäßig ist, da nur das Verhältnis der Längen eine Rolle spielt.

In Abb. 6 ist ein Streifen wiedergegeben, der bei dem in Kap. 15 beschriebenen Leistungsver such an der 10 PS-Versuchsturbine erhalten wurde.

Der mittlere Linienzug a ist die Zeitmarkierung; der Abstand von Marke zu Marke entspricht einer Sekunde.

Der Linienzug b gibt durch seine Marken an, wann der Schirmwagen jeweils um 1 m im Meßkanal vorgerückt war. Die ganze Wegstrecke betrug $s = 9$ m.

Die Marken des Linienzuges c wurden bei je einer ganzen Umdrehung der Turbinenwelle aufgezeichnet.

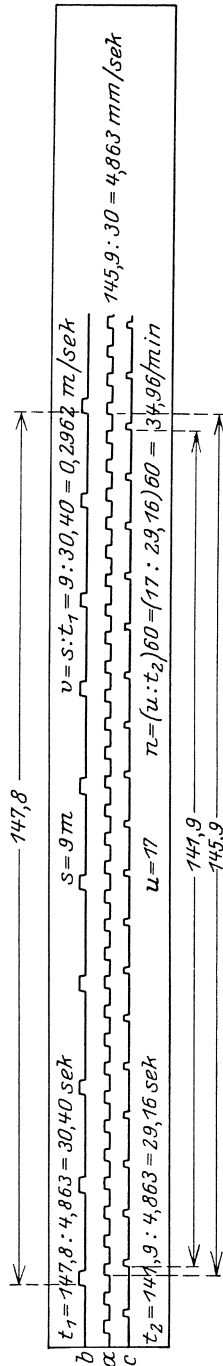


Abb. 6. Chronographenstreifen.

Hieraus sollen die mittlere Wagengeschwindigkeit, die der mittleren Wassergeschwindigkeit im Meßkanal entspricht, und die mittlere Drehzahl der Turbine berechnet werden.

Dem Streifen ist zunächst die Papiergeschwindigkeit zu entnehmen. 30 Sekunden entsprechen einer Länge von 145,9 mm, woraus sich die Papiergeschwindigkeit zu $145,9 : 30 = 4,863$ mm/sek ergibt.

Die Wegstrecke von $s = 9$ m des Schirmwagens, auf dem Streifen gemessen, beträgt 147,8 mm. Die hierfür erforderliche Zeit ist somit $t_1 = 147,8 : 4,863 = 30,40$ sek, daher die mittlere Wagengeschwindigkeit $v = s : t_1 = 9 : 30,40 = 0,2962$ m/sek.

Während der Schirmwagen seine 9 m Weg zurücklegte, machte die Turbine rund 17 Umdrehungen, so daß $u = 17$ ist. (Man wählt als Anfangs- und Endmarken in diesem Falle jene aus, die den Anfangs- und Endmarken für die 9 m Weg des Meßwagens am nächsten liegen.) Die Länge auf dem Papierstreifen für $u = 17$ ist 141,9 mm, somit die Zeit t_2 für 17 Umdrehungen $t_2 = 141,9 : 4,863 = 29,16$ sek und hiermit die Drehzahl der Turbine in 1 Minute $= n = (u : t_2) \cdot 60 = (17 : 29,16) \cdot 60 = 34,96$ /min.

Es empfiehlt sich alle diese Werte in der Ordnung, wie in der Abb. 6 angegeben, auf den Streifen zu schreiben. So ist nicht nur eine nachträgliche Kontrolle leicht möglich, sondern auch das Übertragen der Werte in eine Zahlentafel sehr erleichtert.

Für Streifenlängen über 25 cm ist der 50 cm-Rechenschieber sehr zweckmäßig.

Das vorstehend beschriebene Verfahren der Auswertung setzt voraus, daß die Papiergeschwindigkeit sehr gleichmäßig ist. Ist sie dies nicht, was sofort aus der unterschiedlichen Länge der Zeitmarken in die Augen springt, auch durch Ausmessen leicht festgestellt werden kann, dann ist folgender Weg einzuschlagen.

Man zieht mit einem scharfen Bleistift am Anfang und Ende der auszuwertenden Linienzüge b und c je zwei Senkrechte zum Linienzug a der Zeitmarkierung. Nun muß man durch Abzählen und Abschätzen oder Ausmessen feststellen, wieviel Sekunden und Bruchteile davon für die 9 m Weg, um bei dem gewählten Beispiel zu bleiben, und für die 17 Umdrehungen der Turbine verbraucht worden sind, und kann hiermit v und n berechnen.

Anfangs- und Endmarken für die v - und u -Zeichen auf dem Streifen sind möglichst in zeitlich nächster Nähe zu wählen, was für beide Verfahren in gleicher Weise gilt.

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 7.

- [1] Ein systematisches Verzeichnis aller wichtigeren Bücher der Uhrmacherkunst und verwandter Fächer ist dem alljährlich in Carl Marfels' Verlag, Berlin, erscheinenden „Deutschen Uhrmacher-Kalender“ beigegeben. — Als erste Einführung sei empfohlen: Bock, Dr.-Ing. H.: Die Uhr. Grundlagen und Technik der Zeitmessung. Aus Natur und Geisteswelt, Bd. 216. Leipzig: Teubner.
- [2] Über Streifen- und Zylinderchronographen finden sich nähere Angaben mit zahlreichen Abbildungen in Konkoly, Dr. N. von: Praktische Anleitung zur Anstellung astronomischer Beobachtungen. Braunschweig: Vieweg und Sohn, 1883, S. 590 ff.

A m b r o n n, Dr. L.: Handbuch der astronomischen Instrumentenkunde. Berlin: Julius Springer 1899, Bd. 2, S. 1038 ff.

[3] Kontakte in Pendeluhren sind in dem genannten Werk von A m b r o n n, Bd. 1, S. 266 ff. beschrieben.

8. Das Polarplanimeter.

a) Allgemeines.

Der Maschineningenieur kommt vielfach in die Lage, den Inhalt von Flächen bestimmen zu müssen. Hier kommt, wenn es sich um geringsten Zeitaufwand bei größter Genauigkeit handelt, einzig und allein das Polarplanimeter in Frage. Alle anderen Verfahren oder Instrumente zur Flächenbestimmung können mit ihm nicht ernstlich in Wettbewerb treten. Sie sind alle mehr oder weniger eine, wenn auch wissenschaftliche Spielerei.

Das Polarplanimeter wurde fast gleichzeitig und unabhängig von einander erfunden im Jahre 1854 durch Jakob Amsler, Professor am Lyceum in Schaffhausen, und im Jahre 1855 durch Albert Miller von Hauenfels, Professor an der Bergakademie in Leoben. Seitdem hat das Polarplanimeter manche konstruktive, wenn auch keine grundsätzliche Verbesserung erfahren und sich ein sehr großes Verwendungsgebiet in Wissenschaft und Technik erobert, welchen es eines der unentbehrlichsten Instrumente geworden ist. Dabei ist seine Genauigkeit so groß, daß die Instrumentalfehler völlig unberücksichtigt bleiben können, oder, wenn überhaupt vorhanden, bei bestimmten Instrumententypen (Kompensationsplanimeter) durch geeignete Verwendungsweise auszumerzen sind.

Viele benutzen das Planimeter, ohne irgendwie mit der Theorie des Instrumentes vertraut zu sein. Und doch ist es wichtig, die Wirkungsweise seiner Instrumente zu kennen, um zu wissen, unter welchen Bedingungen sie das beste leisten. Aus diesem Grunde wird nachstehend nicht nur eine kurze Beschreibung des Polarplanimeters und eine Anleitung zum Gebrauch, sondern auch die theoretische Grundlage seiner Arbeitsweise gegeben, soweit sie für die normalen Arbeiten des Maschineningenieurs in Frage kommen. Für besondere Arbeiten sei auf den Anhang und die ausführlicheren Schriften der Firma A. Ott in Kempten verwiesen.

Für die normalen Arbeiten des Maschineningenieurs genügt die einfachste Ausführung des Polarplanimeters. Handelt es sich doch hierbei nur um die Bestimmung von Flächeninhalten in qcm, wie sie z. B. bei Tangentialdruckdiagrammen, bei der graphischen Auswertung von Wassermessungen mit dem hydrometrischen Flügel, bei der Berechnung der indizierten Leistung aus Indikator diagrammen vorkommt. Daher sollen sich die Ausführungen auf dieses Planimeter allein beschränken.

b) Das Wesen des Polarplanimeters.

Abb. 7 stellt das Planimeter schematisch dar. Es besteht aus dem Polarm P , der durch eine Spitze bei p als Pol festgelegt und durch ein Ge-

lenk G mit dem Fahrarm F beweglich verbunden ist. Auf der rechten Seite trägt der Fahrarm den Fahrstift f , auf der linken die in der Achsenrichtung von F liegende, leicht bewegliche Meßrolle M . Umfährt man nun

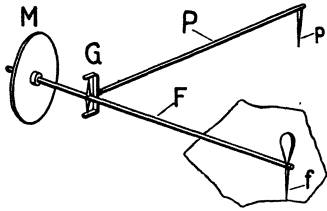


Abb. 7.
Schema des Polarplanimeters.

im Sinne des Uhrzeigers eine geschlossene Fläche, und nur um solche kann es sich handeln, von einem Punkt des Umfangs bis genau zu demselben Punkt zurück, dann wird sich die Meßrolle M bald wälzend vor- und rückwärts, bald nur gleitend bewegen; in der Regel werden beide Bewegungen kombiniert sein, doch so, daß die Meßrolle zum Schlusse sich um ein ganz bestimmtes Winkelmaß gedreht hat. Die Größe dieser Drehung ist ein

Maß für den Inhalt der umfahrenen Fläche. Beide stehen in einem ganz bestimmten Verhältnis zueinander.

Bezeichnet man mit L die Länge des Fahrarmes vom Gelenk G bis zum Fahrstift f , mit M den Umfang der Meßrolle und mit n die Anzahl der Umdrehungen der Meßrolle beim vollständigen Umfahren der Fläche Q , wobei n kleiner oder größer als 1 sein kann, so ist

$$Q = n \cdot ML = u \cdot L,$$

wenn $u = n \cdot M$ der Umfangsweg der Meßrolle ist. Der Beweis hierfür wird zum Schlusse des Kapitels erbracht werden.

Ist $n = 1$, dann wird $Q = ML$, d. h. die Fläche entspricht dann einem Rechteck aus der Länge L des Fahrstabes und dem Umfang M der Meßrolle.

Bei dem einfachen Planimeter, wie wir es bei unseren weiteren Betrachtungen stets zugrunde legen wollen, beträgt der Rollendurchmesser rd. 1,91 cm, der Umfang somit 6,0 cm. Stellt man die Bedingung, daß die Rolle sich gerade einmal drehen soll, wenn eine Fläche von 100 qcm umfahren wird, dann muß die Länge

$$L = \frac{Q}{M} = \frac{100}{6} = 16,66 \dots \text{ cm}$$

betragen.

Bei den wirklich ausgeführten Planimetern ist die Meßrolle, wie Abb. 8 zeigt, in einem besonderen Schlitten so gelagert, daß ihre Achse parallel zur Richtung des Fahrarmes ist. Zur Ablesung ihrer Drehung trägt sie eine etwas kleinere Meßtrommel, die in 100 Teile geteilt ist. Eine Teilung entspricht also 1 qcm. Mit einem Nonius lassen sich 0,1 qcm direkt ablesen. Werden größere Flächen als 100 qcm umfahren, so kann dies an dem Zählrad Z festgestellt werden, das von der Meßrollenachse durch eine Schnecke im Verhältnis 1 : 10 angetrieben ist. Die Stellung in der Abb. 5 würde also 358,4 qcm abzulesen sein.

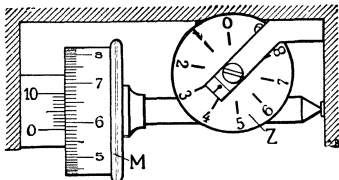


Abb. 8. Meßrolle und Zählrad.

ist. Die Stellung in der Abb. 5 würde also 358,4 qcm abzulesen sein.

Bei den meisten Arbeiten des Maschineningenieurs handelt es sich, wie bei der Auswertung von Indikatordiagrammen, um kleinere Flächen als 100 qcm. Da kann man die Ablesung des Zählrades Z gewöhnlich unberücksichtigt lassen.

c) Ausführungsbeispiele.

Konstruktiv ist zwischen zwei Ausführungen zu unterscheiden:

- a) Planimeter mit fester Verbindung zwischen Polarm und Fahrarm,
- b) Planimeter mit lösbarer Verbindung zwischen Polarm und Fahrarm, sog. Kompensationsplanimeter.

Hierbei kann noch der Pol verschieden ausgebildet sein, entweder als Nadelpol, der sich mit einer Nadelspitze in das Papier eindrückt und den festen Drehpunkt für das Instrument darstellt, oder als Kugelpol, der in einem schweren Gewichtstück ruht, das zwar während des

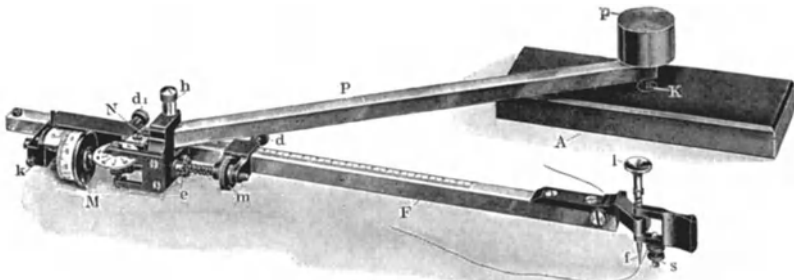


Abb. 9. Polarplanimeter mit Kugelpol und fester Armverbindung.

Planimetrierens unverrückt bleiben soll, sich aber auch zur bequemen Aufstellung des Instrumentes gegenüber der zu planimetrierenden Fläche oder zur Einstellung der Meßrolle auf eine beliebige Zahl von Hand leicht verschieben läßt, ohne die Unterlage zu beschädigen.

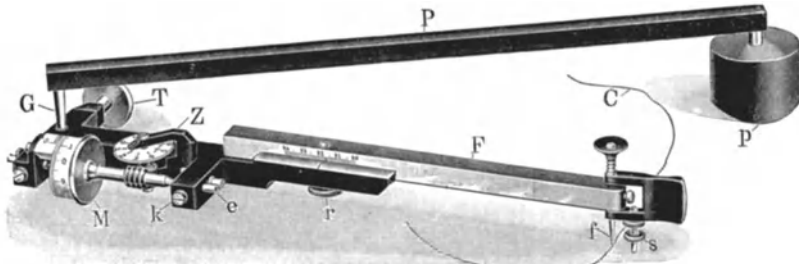


Abb. 10. Polarplanimeter mit Nadelpol und lösbarer Armverbindung.

Ein Planimeter nach a) mit fester Verbindung der Arme und mit Kugelpol zeigt Abb. 9, ein solches, einfachster Ausführung nach b), also ein Kompensationsplanimeter, mit lösbarer Verbindung der Arme und mit Nadelpol Abb. 10.

Welcher Typ den Vorzug verdient, ist vom praktischen Standpunkt aus leicht zu sagen. Offenbar den Ausführungen mit lösbarer Verbindung der Arme. Einmal ist die feste Verbindung am Gelenk — Gelenk- und Rollenachse sind wegen der auf ein Minimum zu reduzierenden Reibung auf Spitzen gelagert — ein empfindlicher Organismus, der eine besonders behutsame Handhabung des Instrumentes erfordert. Sodann gestatten die Kompensationsplanimeter Fehler, die durch nicht genau parallele Lage der Meßrollenachse zur Richtung des Fahrarmes beim Planimetrieren vorkommen können, durch symmetrische Stellung des Planimeters gegenüber der zu planimetrierenden Fläche zu „kompensieren“, daher der Namen dieses Planimeters. Schließlich ist die zu umfahrende Fläche beim Kompensationsplanimeter noch etwas größer als beim Planimeter mit festem Gelenk.

An konstruktiven Einzelheiten seien noch folgende erwähnt.

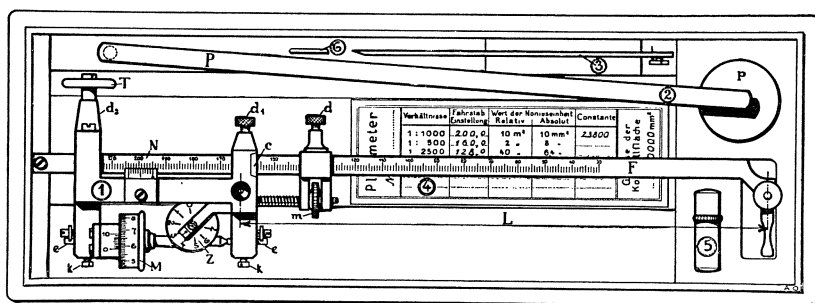


Abb. 11. Lagerung des Planimeters im Behälter.

Der die Meßrolle tragende Schlitten muß auch bei den einfachsten Planimetern innerhalb gewisser Grenzen auf dem Fahrarm verschiebbar sein, um Abweichungen im Durchmesser der Meßrolle durch die wirkliche Länge des Fahrarmes ausgleichen zu können. Der Schlitten wird bei den Kompensationsplanimetern noch durch ein Rädchen T (Abb. 6b) gestützt, so daß das ganze Fahrgestell auf 3 Punkten ruht.

Zur bequemen Führung des Fahrstiftes ist an diesem ein kleines Flügelgriffchen angebracht, das auf einer in Höhe einstellbaren Stütze s (Abb. 10) ruht. Der Fahrstift f soll dicht über dem Papier schweben, beim Umfahren der Fläche diese aber nicht berühren. Will man den Anfangspunkt einer Umfahrung durch einen Eindruck markieren, so braucht man nur auf den Fahrstift leicht zu drücken. Beim Loslassen wird er durch eine kleine Schraubenfeder wieder von selbst angehoben. Am besten faßt man den Flügelgriff mit Daumen und Mittelfinger, um den Zeigefinger zum Niederdrücken frei zu haben.

Die Lagerung eines Kompensationsplanimeters in seinem Behälter zeigt Abb. 11, während Abb. 12 Nadelpol und Fahrgestell, letzteres teilweise im Schnitt darstellen. Die Konstruktion des Kugelpols erläutert Abb. 13.

d) Winke für den Gebrauch, die Prüfung und Behandlung des Planimeters.

Die Zeichnung oder die Unterlage, auf der planimetriert werden soll, muß eben und glatt sein und horizontal liegen.

Das Instrument ist behutsam seinem Behälter zu entnehmen, besonders gilt diese Mahnung für die Instrumente mit fester Verbindung von Polarm und Fahrarm, bei welchen zur Schonung der Spitzenlagerung stets beide Arme zugleich angefaßt werden sollen.

Weniger empfindlich in dieser Beziehung sind die Planimeter mit lösbarer Verbindung; denn diese Kugellager sind bei einiger Sorgfalt unverwüsthlich.

Der Nadelpol soll nicht in das Papier eingedrückt, sondern nur leicht aufgesetzt werden, so daß das Polgewicht frei balancieren kann.

Besondere Beachtung verdient die Meßrolle und ihre Spitzenlagerung. Diese Meßrolle trägt an ihrem Rand eine ganz feine, mit freiem Auge

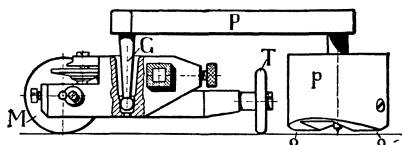


Abb. 12. Nadelpol und Fahrgestell.

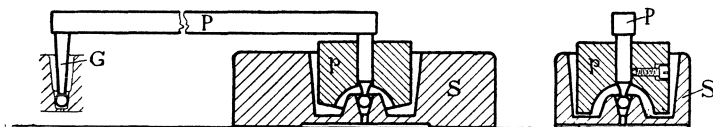


Abb. 13. Kugelpol.

kaum erkennbare Riffelung parallel zur Rollenachse, deren Erhaltung für ein dauernd gutes Arbeiten des Instrumentes geradezu Bedingung ist. Sie soll ja dafür sorgen, daß die Meßrolle bei einer Bewegung senkrecht zu ihrer Achse nur rollt, und bei einer Bewegung längs der Achse nur gleitet. Die Rolle besteht aus glashartem Stahl und soll mit den Fingern überhaupt nicht angefaßt werden, um Rostbildung zu vermeiden. Will man die Meßrolle auf eine bestimmte Zahl einstellen, dann ist der Pol entsprechend zu verschieben.

Wie soll nun das Planimeter der zu umfahrenden Fläche gegenüber aufgestellt werden?

Hier gibt es grundsätzlich zwei verschiedene Möglichkeiten.

- a) Pol außerhalb der Figur.
- b) Pol innerhalb der Figur.

Von der zweiten Möglichkeit wollen wir absehen, da sie für den Maschineningenieur selten in Frage kommen dürfte, und wenn er einmal eine so große Fläche zu planimetrieren hat, daß das Instrument in ihr Platz fände, so kann er sie jederzeit so unterteilen, daß der Pol außerhalb liegt. Auch ist die Genauigkeit bei Pol außerhalb etwas größer. Wir besprechen daher nur den ersten Fall.

In Abb. 14, linke Hälfte, sind drei Flächen 1, 2a, 2b in verschiedener Lage zum Pol des Planimeters dargestellt. Außerdem sind vier Kreise eingezeichnet, zwei mit den Radien 8 und 35 cm, zwei mit den Radien 25,5 und 27,5 cm. (Die Zahlen der rechten Hälfte der Figur beziehen sich auf Planimeter für englisches Zollmaß.) Die beiden ersten geben an, innerhalb welcher Ringfläche das normale Planimeter für metrisches Maß überhaupt gebraucht werden kann.

Der Radius des innern ist gleich dem Abstand von Pol p und Fahrstift f bei rechtwinkliger Armstellung des Planimeters ($\sphericalangle pGf = 90^\circ$), der Radius des äußern mit 27,5 cm gleich diesem Abstand bei solcher Armstellung, daß die vergrößerte Ebene des Rollenrandes durch den Pol geht ($\sphericalangle pMf = 90^\circ$). Letzterer Kreis heißt Grundkreis oder Nullkreis und hat die besondere Eigenschaft, daß bei seiner Umfahrung die Meßrolle sich nicht dreht, sondern nur in Richtung ihrer Achse gleitet.

Die günstigste Aufstellung für das Planimeter ist im allgemeinen jene, bei der der Kreis für rechtwinklige Aufstellung die zu planime-

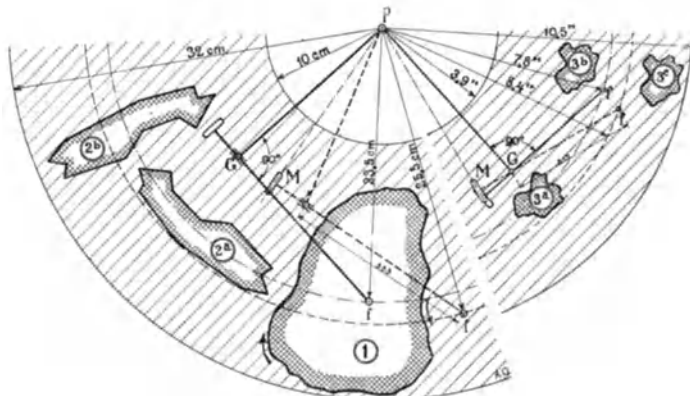


Abb. 14. Aufstellung des Planimeters gegenüber der zu planimetrierenden Fläche.

trierende Fläche mitten durchschneidet, und zwar wenn möglich entlang ihrem kleinsten Durchmesser, so daß also der Pol in der Verlängerung des größten Durchmessers steht wie bei Fläche 1 und 2b. Ungünstig wäre die Lage 2a. Denn bei den ersten beiden Lagen überwiegt das Rollen, in letzterem Fall das Gleiten der Meßrolle, und dieses soll tunlichst klein sein.

Bei sehr kleinen Flächen wählt man ihre Lage ganz innerhalb oder ganz außerhalb des Grundkreises, wie bei 3b und 3c angedeutet.

Als Anfangspunkt der Umfahrung kann jeder beliebige Punkt des Umfangs der Figur genommen werden. Trotzdem erscheint es vorteilhaft, ihn dort zu wählen, wo beim Nachfahren der Randlinie die Drehbewegung der Rolle einen Wendepunkt besitzt, denn an dieser Stelle wird der durch unter Umständen nicht genaue Rückkehr des Fahrstiftes zum Anfangspunkt entstehende Fehler am kleinsten.

In der Regel empfiehlt es sich nicht, bei der Anfangsablesung die Meßrolle auf Null zu stellen. Man notiert die jeweils sich ergebende Anfangsstellung und darüber die Endstellung in qcm und Bruchteilen davon und erhält als Differenz die gesuchte Fläche.

Die Prüfung des Planimeters soll sich bei einem im übrigen in Ordnung befindlichen Instrument besonders darauf erstrecken, ob die Angabe der Meßrolle mit dem bekannten Inhalt einer Fläche übereinstimmt. Man kann sich z. B. einen beliebigen Kreis aufzeichnen, seinen Durchmesser genau ausmessen und dann planimetrieren. Flächeninhalt und Rollenangabe sollten übereinstimmen. Ist die Angabe der Meßrolle zu klein, so ist der Fahrarm zu verkürzen, wenn zu groß, zu verlängern.

Da das Nachfahren eines solchen Kreises oder einer andern Figur — auch gleichseitige Dreiecke sind zu empfehlen — nicht absolut sicher ist, so daß die etwa festgestellten Unterschiede zwischen einer solchen Figur und der Planimeterangabe unter Umständen auch dem mangelhaften Nachfahren zugeschrieben werden können, so wird jedem Planimeter ein sog. Kontroll-Lineal beigegeben, mit dessen Hilfe der Fahrstift des Instruments zwangsläufig auf einer Kreislinie geführt wird. Wie aus Abb. 15 ersichtlich, besitzt dieses Lineal auf der Unterseite eine zum Eindrücken ins Papier bestimmte Nadelspitze, auf der Oberseite im entsprechenden Abstand hievon eine kleine Vertiefung. Wird die Fahrspitze

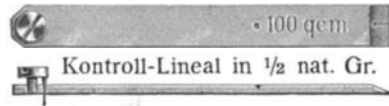


Abb. 15. Kontroll-Lineal.

des Planimeters in diese Vertiefung eingesetzt und das Lineal dann einmal um seine Nadel gedreht, so umfährt das Planimeter eine Kreisfläche von ziemlich genau 100 qcm² Inhalt. Jedes Kontroll-Lineal ist geicht und das Eichungsergebnis in der Tabelle im Behälter eingeschrieben. — Vor dem Einsetzen des Fahrstiftes in die Vertiefung des Lineals hat man erst das Stützenschraubchen *s* (Abb. 10) in die Höhe zu schrauben oder am besten ganz zu entfernen. Man stellt am vorteilhaftesten das Planimeter so auf, daß Polarm und Fahrarm einen rechten Winkel bilden, wenn der Fahrstift im Kreismittelpunkt steht. Die Kreisbewegung vollzieht man nicht mit dem Fahrstift, sondern durch Drehung mit dem Kontroll-Lineal.

War die ursprüngliche Einstellung an der Meßrolle gleich Null, so muß nach der Rückwärtsdrehung die Meßrolle wieder genau Null anzeigen. Man versäume diese wichtige Kontrolle bei der Prüfung des Instruments nie. Zur Erzielung größerer Ablesegenauigkeit kann man den Kontrollkreis auch mehr als einmal hintereinander umfahren. Das Kontroll-Lineal soll beim Abheben vom Papier am Schraubenkopf angefaßt werden, da andernfalls die Nadel abbrechen könnte.

Von weiteren Korrekturen an dem Instrument als der vorbenannten sehe man ab. Hat das Planimeter durch einen unglücklichen Zufall Schaden erlitten, so sende man es lieber dem Verfertiger zur Instandsetzung ein.

Es sei noch erwähnt, daß glattes Papier als Unterlage unter Umständen einen etwas anderen Wert beim Planimetrieren liefert als rauhes,

ein Unterschied, der sich leicht mit dem Kontroll-Lineal feststellen läßt. Allenfalls ist die Fahrarmlänge dem Papier entsprechend anzupassen.

Oft kommt man in die Lage, Flächen, die auf Millimeterpapier auf-gezeichnet sind, mit dem Planimeter ausmessen zu müssen, wobei mit-unter durch Papiereingang die Millimeterteilung nicht mehr ihrer wahren Größe entspricht. In diesem Fall umfährt man zuerst die auszumessende Fläche F ; die Ablesung an der Meßrolle sei hierbei N . Hierauf plani-metriert man sorgfältig eine Fläche F_0 , etwa 100 qcm, des benutzten Millimeterpapiers aus. Wird dabei die Ablesung N_0 erhalten, dann be-rechnet sich die wahre Größe der Fläche F zu

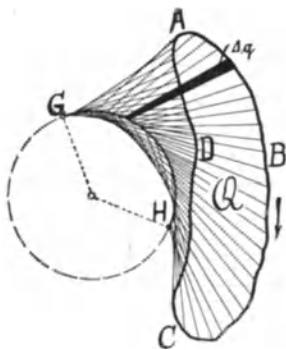
$$F = F_0 \frac{N}{N_0}.$$

Bei diesem Verfahren — der Relativmessung — ist die Einstellung des Fahrarms beliebig.

Für das zweckmäßige Planimetrieren von Indikatordiagrammen wird im zweiten Band des Leitfadens eine ausführliche Anleitung ge-geben.

e) Theorie des Polarplanimeters.

Denken wir uns eine Fläche $ABCD$ (Abb. 16) deren Inhalt $= Q$ sei, mit einem Planimeter umfahren — Pol sei außerhalb der Fläche —,



so bestreicht der Fahrarm von seiner An-fangstellung GA bis zu Stellung HC eine Fläche, die $= GABCHG$ ist. Diese Flä-chengröße können wir als positiv betrachten. Auf dem Wege des Fahrstiftes von C über D nach A zurück ist die von dem Fahr-arm bestrichene Fläche $= HCDAGH$. Sie ist dann negativ. Die algebraische Sum-me dieser beiden Flächen ist aber offenbar der Inhalt Q der Fläche $ABCD$.

Ein Element dieser Fläche, in der Ab-bildung schwarz angelegt, sei dq . Die Ge-samtfläche ist daher die Summe aller Ele-mentarflächen.

$$Q = \int dq$$

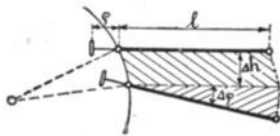


Abb. 16 u. 17. Zur Theorie des Polarplanimeters.

Betrachten wir nunmehr die Bewegung der Meßrolle auf dem Fahrarm beim Bestrei-chen der Elementarfläche dq näher (Abb. 17). Die Länge des Fahrarmes sei $= l$, der Ab-stand der Meßrollenebene vom Gelenkdreh-punkt $= \varphi$, und die Abwicklung der Meß-rolle von der Anfangsstellung bis zur Endstellung im Elementarstreifen

$= du$.

Wir können die Gesamtbewegung des Fahrarmes von seiner An-fangstellung bis zu seiner Endstellung im Elementarstreifen dq zerlegen in eine Parallelverschiebung und in einer Drehung um das Gelenk.

Bei der Parallelverschiebung wird die Elementarfläche $l \cdot dh$, bei der Drehung der Elementarsektor bestrichen, dessen Inhalt $\frac{1}{2} l^2 d\varphi$ ist.

Somit ist

$$dq = l dh + \frac{1}{2} l^2 d\varphi.$$

Welchen Weg legt nun die Meßrolle M hierbei zurück?

Während der Parallelverschiebung des Fahrarmes um dh legt die Meßrolle, an ihrem Umfang gemessen, gleichfalls den Weg dh zurück. Bei der Drehung des Fahrarmes um den $\sphericalangle dS$ dreht sich die Meßrolle entgegengesetzt um den Betrag ϱdS . Somit ist der Gesamtweg der Meßrolle beim Überfahren des Flächenstreifens

$$du = dh - \varrho d\varphi,$$

woraus

$$dh = du + \varrho d\varphi,$$

oder mit l multipliziert $l dh = l du + l \varrho d\varphi$.

Diesen Wert setzen wir in unsere erste Gleichung ein und erhalten

$$dq = l du + l \varrho dS + \frac{1}{2} l^2 d\varphi$$

oder

$$dq = l du + (l \varrho + \frac{1}{2} l^2) d\varphi.$$

Durch Integration erhalten wir die Gesamtfläche Q .

$$Q = \int dq = \int_{u=0}^{u=u} l du + \int_{S=0}^{S=0} \left(l \varrho + \frac{1}{2} l^2 \right) d\varphi$$

Die Integration ist, wie bezeichnet, auszuführen von der Anfangstellung des Fahrstiftes bis zu seiner Endstellung, die gemäß Voraussetzung mit der Endstellung identisch ist. Alsdann ist aber die Winkeländerung des Fahrarmes = 0 und wir erhalten

$$Q = lu$$

oder in Worten, der Inhalt der Fläche $ABCD$ ist das Produkt aus Fahrarmlänge und Umfangsweg der Meßrolle, wofür eingangs dieses Kapitels $n \cdot ML$ gesetzt wurde.

Anhang.

In dem vorstehenden Kapitel sind nur Planimeter der in Deutschland auf diesem Gebiet führenden Firma A. Ott in Kempten berücksichtigt und deren Schriften und Preisverzeichnisse den Ausführungen zu Grunde gelegt. Für die meisten Arbeiten des Maschineningenieurs genügen die beschriebenen Polarplanimeter. Für manche Sonderzwecke empfehlen sich jedoch mit Rücksicht auf rascheres Arbeiten andere Konstruktionen, von denen wir einige hier kurz erwähnen wollen.

Zur Auswertung von Registrierdiagrammen bis 45 bzw. 90 cm Länge dient das in Abb. 18 dargestellte

Lineal-Planimeter.

Mit Lineal von 60 cm Länge findet es hauptsächlich Verwendung zur Auswertung von Tagesdiagrammen bis 45 cm Länge von Dampf- oder Wassermessern, Rauchgasprüfern usw. Für Streifendiagramme bis zu 90 cm Länge ist das Lineal 110 cm lang. Wie die Abbildung zeigt, wird der Fahrarm in einer geraden Rinne eines Lineals geführt, daher sein Name. Die Meßrolle bewegt sich auf der mit Papier überzogenen Fläche dieses Lineals. Die Konstruktion erfordert ein Zurückfahren auf der Nulllinie bis zum Ausgangspunkt.

Für „endlose“ Diagrammstreifen, wie sie bei registrierenden Wattmetern, Venturi-, Dampf- und Wassermessern vorkommen, ist das

Schlitten-Planimeter,

Abb. 19, noch besser geeignet. Der Streifen wird mit der einen Hand unter dem Planimeter durchgezogen, während die andere den Fahrstift auf dem Dia-

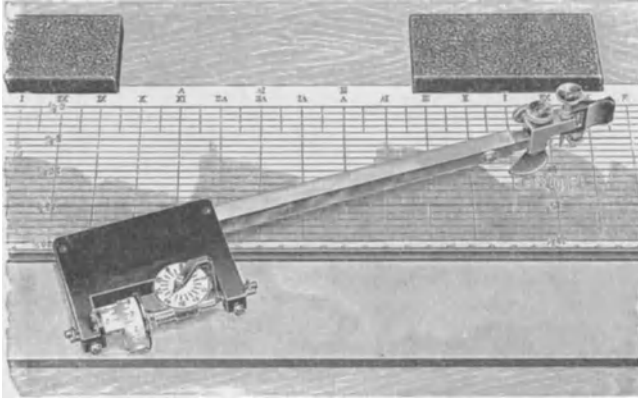


Abb. 18. Lineal-Planimeter.

grammstreifen führt. Ein Zurückfahren auf dem Diagrammstreifen ist hierbei nicht notwendig. Wird der Fahrarm in Verbindung mit dem beigegebenen Polarm verwendet, Abb. 20, so kann dieses Instrument als normales Polarplanimeter benutzt werden.

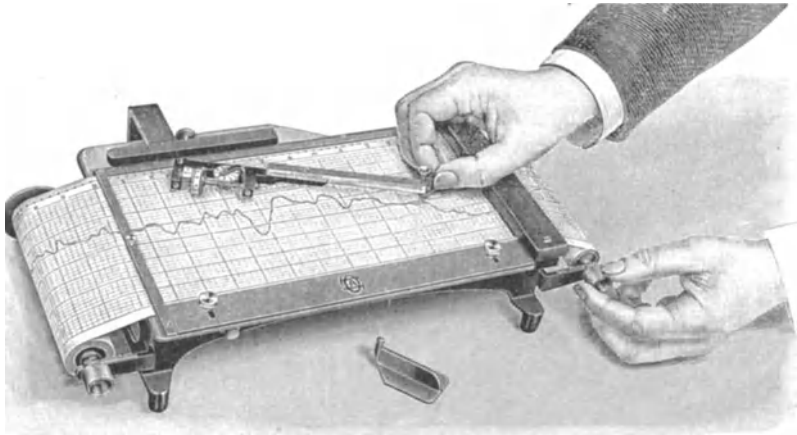


Abb. 19. Schlitten-Planimeter.

Das

Universalplanimeter

ist in der Zusammenstellung von Abb. 21 ein Rollplanimeter und erlaubt beliebig lange Streifen bis zu 22 cm Breite auszuwerten. Zur Parallelführung dient die schwere Zylinderwalze *AA*. Ersetzt man diese durch einen Polarm,

Abb. 22 links, so hat man ein gewöhnliches Polarplanimeter. Abb. 22 rechts zeigt die Verwendung des Fahrarmes allein als Radialplanimeter zur Bestimmung der Mittelordinaten von scheibenförmigen Diagrammen.

Über alle diese Sonderbauarten geben die Schriften der Firma Ott ausführliche Auskunft und Anleitung zu ihrer Handhabung.

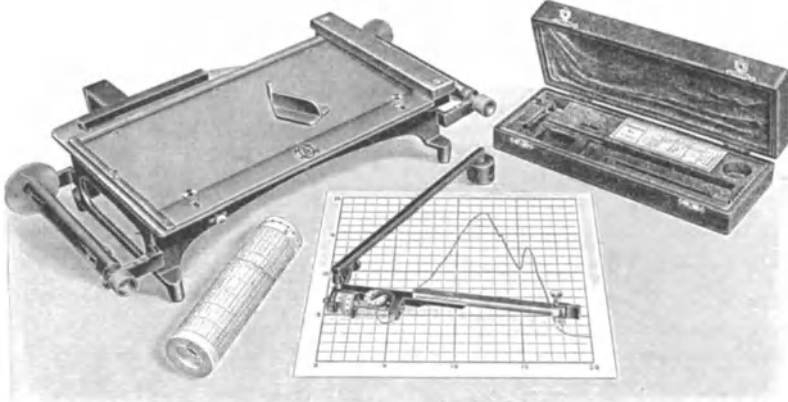


Abb. 20. Schlitten-Planimeter als Polar-Planimeter.

9. Bremsdynamometer.

Zur unmittelbaren Bestimmung der Leistung von Kraftmaschinen dienen Bremsdynamometer.

Die Bremsdynamometer, soweit sie in den folgenden Ausführungen betrachtet werden sollen, haben zwei Aufgaben zu erfüllen:

1. Die Leistung der zu untersuchenden Maschine zu vernichten.

2. Die Leistung zu messen.

Jede Kraftmaschine mit rotierender Hauptwelle, und nur um solche handelt es sich, erzeugt ein Drehmoment, welches durch das Bremsdynamometer gemessen werden soll. Es muß also dem Drehmoment der Kraftmaschine ein genau gleich großes durch das Bremsdynamometer entgegengesetzt werden, um es zu vernichten bzw. um es in eine andere Energieform überzuführen. Diese ist bei Bremsdynamometern die Wärme und die erste und wichtigste, wenn auch vielfach beim Bremsen von Maschinen nicht klar erkannte, obwohl leicht zu beantwortende Frage ist die: Welche Wärmemengen treten bei Bremsversuchen auf?

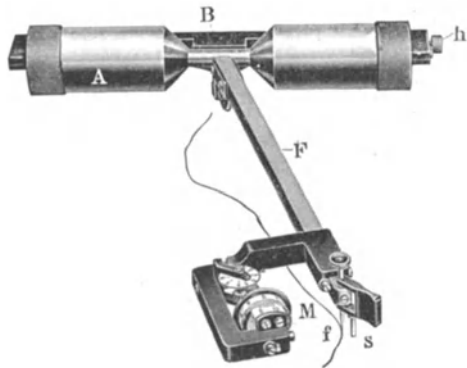


Abb. 21.
Universalplanimeter als Rollplanimeter.

Eine Pferdekraftstunde entspricht einer Leistung von $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ kg/m Stunde $= 270\,000 : 427 = 632,3$ Cal/Stunde. Es treten also beim Abbremsen von Kraftmaschinen für jede Pferdekraftstunde 632,3 Cal auf, die, wenn der Versuch längere Zeit währt, dauernd und sicher in irgendeiner Weise abgeführt werden müssen. Es soll auf diesen Punkt, dem in der Praxis merkwürdigerweise häufig nicht die ihm gebührende Beachtung geschenkt wird, in allererster Linie hingewiesen werden. Steht er doch im innigsten Zusammenhang mit dem von dem Bremsdynamometer zu erfüllenden ersten Teil der Aufgabe, die Leistung der abzubremsenden Maschine zu vernichten bzw. in Wärme umzusetzen.

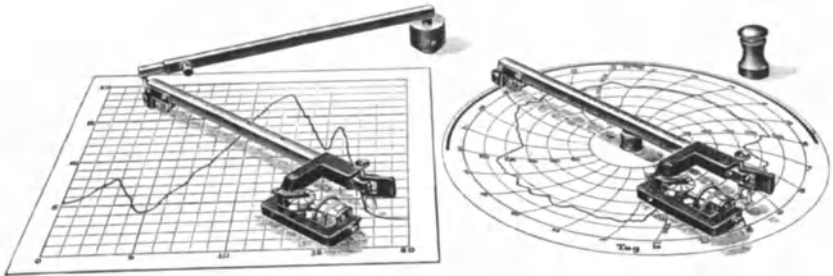


Abb. 22. Universalplanimeter als Polar- und Radialplanimeter.

Das Drehmoment des Bremsdynamometers kann in verschiedener Weise erzeugt werden, entweder — durch mechanische Reibung fester Teile aufeinander, oder durch den hydraulischen Widerstand von Flüssigkeiten oder Luft oder durch elektrische Wirbelströme.

Von den hiernach möglichen Arten der Bremsdynamometer sollen nur folgende betrachtet werden, die wegen ihrer Einfachheit, guten Ergebnisse und ihrer vielseitigen Anwendbarkeit empfohlen werden können:

- I. Der Pronysche Zaum,
- II. Die Bandbremsen,
- III. Die Seilbremsen,
- IV. Die hydraulischen oder Wasser-Bremsen.

I. Der Pronysche Zaum.

a) Allgemeines.

Der Pronysche Zaum ist auch heute noch bei sachgemäßer Ausführung und Bedienung ein durchaus zuverlässiges und genaues Meßwerkzeug für die Leistung von Kraftmaschinen von Bruchteilen einer Pferdestärke bis zu mehreren hundert PS. Darüber hinaus, etwa von 300 bis 400 PS ab, wird er besser durch die hydraulischen Bremsen ersetzt.

In der ihm von Prony selbst seinerzeit gegebenen Form (Abb. 23) bestand er aus zwei Holzbacken, die durch zwei Spansschrauben an die Welle der Maschine gepreßt wurden, deren Leistung zu messen war.

Auf dem verlängerten Teil eines Holzbackens sitzt ein Gewicht G , — in der nach der ersten Veröffentlichung [1] wiedergegebenen Abb. 23 mit P bezeichnet — dessen Schwerpunktsabstand von der durch die Maschinenwelle gehenden Vertikalebene gleich l ist. Werden nun durch die Spanschrauben die Holzbacken so fest angezogen, daß das Gewicht G gerade in Schwebe bleibt, so läßt sich die von der Bremse aufgenommene Leistung ohne Weiteres berechnen, wenn noch die Drehzahl n der Maschinenwelle in der Minute bekannt ist.

Es ist alsdann diese Leistung:

$$N_b = \frac{2\pi l n}{60 \cdot 75} G = \frac{l}{716,2} n G \text{ (PS)}.$$

Die Größe $l : 716,2$ ist für ein und dieselbe Bremse eine Konstante, unter der Bedingung, daß sich der Zaum gleichmäßig abnutzt. Bezeichnet man diese Konstante mit C , so wird

$$N_b = C n G.$$

Macht man, was bei kleineren Bremsen unter Umständen möglich ist, $l = 0,7162$ m, dann wird $C = 0,001$.

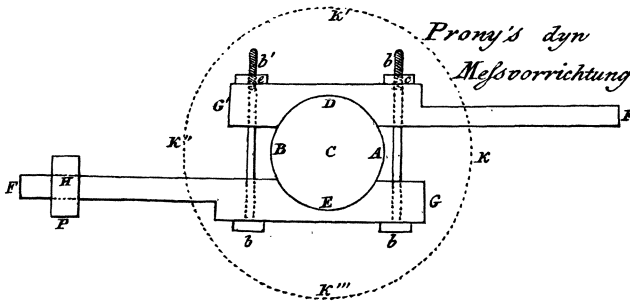


Abb. 23. Der Pronysche Zaum von 1822.

Grundsätzlich ist an dem Pronyschen Zaum bis heute nichts geändert. Es sind nur bei den jetzt gebräuchlichen Bremsdynamometern dieser Art die Erfahrungen berücksichtigt worden, die Theorie und Praxis seither lieferten.

Die Erkenntnis der Äquivalenz von Wärme und Arbeit gab bald den Schlüssel, warum sich bei Verwendung des Pronyschen Zaumes in seiner einfachsten Form häufig die Holzbacken trotz aller Kühlung mit Wasser so erhitzen, daß sie ankohlen oder gar anbrannen. Es war eben hierbei nicht möglich, die der abgebremsten Leistung entsprechende Wärme dauernd und sicher abzuführen.

Statt die Bremsbacken auf die Maschinenwelle unmittelbar zu pressen, setzte man späterhin eine besondere Scheibe, Bremsscheibe, auf die Welle, die so groß bemessen wurde, daß sie die freiwerdende Wärme ohne übermäßige Erhitzung abführen konnte. Die Kühlung dieser Bremsscheibe kann durch Luft oder Wasser erfolgen. Wirksamer ist die Wasserkühlung, so daß mit dieser die Bremsscheibe kleinere Abmessungen erhalten kann als bei Luftkühlung.

Eine solche Bremse läuft nur dann gut, wenn der Reibungszustand zwischen Scheibe und Holzbacken gleichmäßig ist und bleibt. Hier stehen nun zwei Wege offen:

Ist die Scheibe hohl und von innen durch Wasser gekühlt, das sich bei genügender Umdrehungsgeschwindigkeit zwischen Unterseite der Lauffläche und zwei Bordrändern hält, dann kann zur Schmierung Öl verwendet werden. In diesem Fall ist also die Kühlung von der Schmierung vollständig getrennt. Wird dagegen die Bremse von außen gekühlt, in der Weise etwa, daß das Kühlwasser durch die Holzbacken unmittelbar auf die Oberfläche der Scheibe geleitet wird, wobei tiefe Nuten in den Holzbacken für eine genügende Weiter- und Ableitung des Wassers sorgen müssen, so sind Kühlung und Schmierung nicht voneinander zu trennen.

Die ausreichende Kühlung und Schmierung ist jedoch noch nicht genügend für einen zufriedenstellenden Bremsbetrieb. Zur Regulierung der Anpressung der Holzbacken dienen die beiden erwähnten Spannschrauben. So wie sie ursprünglich von Prony angeordnet waren, sind sie noch unvollkommen, weil der ganze Bremszaum zu starr ist. Eine geringe Änderung der Schraubenspannung oder des Reibungszustandes, welches letzteres schon durch nicht vollkommen runde Scheiben — man denke auch an zweiteilige nicht genau montierte Bremscheiben — verursacht sein kann, bringen die Bremse aus der Gleichgewichtslage. Zur Milderung oder Verhütung solcher vorübergehender oder kurzperiodisch wiederkehrender Störungen preßt man die Backen elastisch an, d. h. man bringt, wenn die Elastizität des Holzes nicht genügt, und das wird sie häufig nicht, unter die Schraubenmutter eine elastische Unterlage — Gummipplatten oder -puffer, Schrauben- oder Blattfedern, Konusfedern — wodurch die Erhaltung eines Gleichgewichtszustandes wesentlich erleichtert wird.

Ein weiterer Punkt bei der Anordnung von Bremsen, der Berücksichtigung verdient, ist ihre Stabilität. Nimmt das Reibungsmoment zu, werden also die Belastungsgewichte im Sinne der Drehung der Maschinenwelle mitgenommen, dann soll auch der Krafthebelarm größer werden. So ist die Bremse stabil. Würde umgekehrt der Krafthebelarm kleiner, was z. B. dann der Fall wäre, wenn in Abb. 23 das Gewicht auf dem oberen entgegengesetzten Hebel säße und die Bremse entgegengesetzt der Uhrzeigerbewegung herumliefe, dann wäre die Bremse labil und sie könnte nur schwer, wenn überhaupt, in einem Gleichgewichtszustand dauernd gehalten werden.

Statt die Gewichte an einem Hebel aufzuhängen, kann man diesen Hebelarm auch auf die Brücke einer Dezimalwaage drücken lassen. Diese Anordnung verdient überall, wo sie sich irgendwie einrichten läßt, unbedingt den Vorzug. Aus verschiedenen Gründen.

Einmal hat man nur den zehnten Teil der Belastungsgewichte nötig, und das ist dann sehr wichtig, wenn es sich um mehrere 100 kg Bremslast handelt.

Sodann bietet diese Anordnung eine große Sicherheit gegen Unfälle. Das Abbremsen großer Leistungen mit dem Pronyschen Zaum ist

wegen der dabei auftretenden, mitunter erheblichen Kräfte stets mit einer gewissen Gefahr verbunden. Es müssen ausreichende Sicherheitsvorkehrungen getroffen werden, um beim Versagen der Bremse, Festfressen usw. die Bedienung nicht zu gefährden. Dazu gehören Hubbegrenzungen der Bremsbalken, die nicht überall leicht, sicher und einfach anzuordnen sind. Wesentlich vereinfacht wird dies durch Anwendung der Dezimalwage, wenn sie auf einem soliden Untergrund steht. Dies gilt in gleicher Weise für kleine und große Leistungen.

b) Abmessungen der Brems Scheibe.

Die Brems Scheibe muß solche Abmessungen erhalten, daß sie die entwickelte Wärme mit Sicherheit dauernd abführen kann. Als Kühlmittel dienen ausschließlich Luft oder Wasser und als Erfahrungszahlen gelten nach Radinger folgende Werte. Es sind darin die Breite b und der Durchmesser d in m einzusetzen.

Bei Luftkühlung (beim Pronyschen Zaum selten angewandt) muß sein

$$70 b d \leq N_b$$

und bei Wasserkühlung

$$300 b d \leq N_b .$$

Mit diesen Werten geht man im allgemeinen sicher. Bei guter Innenkühlung mit Wasser wurden diese Werte gelegentlich auch schon um 50% und mehr überschritten. Doch soll man ohne Not die Brems Scheiben nicht so hoch beanspruchen.

Der zwischen den Bremsbacken sich einstellende Reibungskoeffizient ist maßgebend für den durch die Schrauben zu erzeugenden Anpressungsdruck.

Der Reibungskoeffizient kann unter Umständen bis zu 0,07 heruntergehen; damit wird der Anpressungsdruck = $K : 0,07 \cong 14 K$, wenn K die Umfangskraft bedeutet. Diese ist, wenn r den Radius der Brems Scheibe bedeutet,

$$K = N_b \frac{30 \cdot 75}{r n \pi} = \frac{716,2}{r \cdot n} N_b .$$

Es trifft daher auf jede Hälfte des Zaumes 7 K und auf jede Schraube 3,5 K. Mit dieser Annahme erhält man jedenfalls ausreichende Abmessungen für die Schrauben.

Der Bremshebel ist auf Biegung beansprucht. Das Biegemoment M_b rechnet sich $M_b = G \cdot l$, worin für G der maximal auftretende Wert einzusetzen ist. Wenn man noch für allenfalls auftretende Beschleunigungskräfte M_b doppelt so groß nimmt, dann wird man unangenehme Zwischenfälle kaum zu befürchten haben.

Auch die Anschläge zur Begrenzung des Hebelausschlages sind unter Umständen rechnerisch auf Festigkeit zu prüfen.

Im allgemeinen empfiehlt es sich, die Abmessungen der Bremsvorrichtung lieber etwas zu reichlich als zu knapp zu nehmen.

Eine wertvolle Hilfsvorrichtung beim Bremsen mit Dezimalwage sei noch besonders erwähnt.

Es wird selten gelingen, eine Bremsscheibe genau laufend auf einer Welle zu befestigen. Sie wird in der Regel weder genau in radialer Ebene, noch genau axial sitzen, also in der einen oder der andern, häufig in beiden Richtungen, schlagen. Diese kleinen Abweichungen setzen sich auch auf das Hebelende fort, die Abweichungen von der radialen Ebene sogar in vergrößertem Maßstab, und bewirken, wenn das Hebelende unmittelbar auf die Brücke der Dezimalwaage drückt, ein oft höchst unangenehmes und für die Waage unzulässiges Rütteln. Dies läßt sich voll-

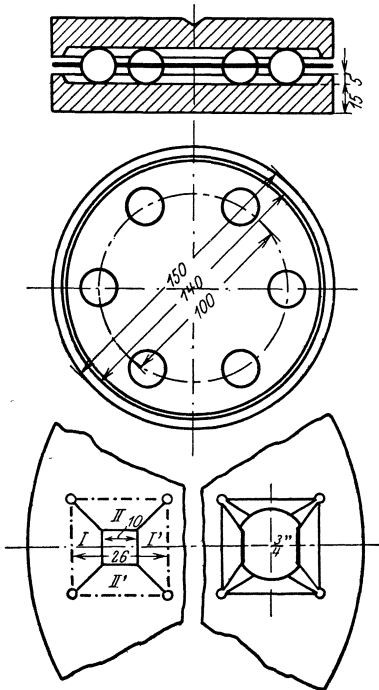


Abb. 24. Einfaches Stützkugellager.

kommen vermeiden, wenn man zwischen Hebelende und Brücke ein Kugellager nach Abb. 24 einschaltet, das alle von der nicht genau rundlaufenden Bremsscheibe herrührenden Unregelmäßigkeiten für die Waage unwirksam macht. Man muß nur dafür sorgen, daß die Hebellänge trotz dieses Kugellagers eindeutig bestimmt bleibt, also entweder das Hebelende durch eine Schneide auf die obere Platte des Kugellagers drücken lassen, oder zwischen beide einen dünnen Draht senkrecht zur Hebelrichtung legen, der in einer Rinne im Hebelende ruht. (Siehe auch Abb. 26.)

Die Zahl der Kugeln richtet sich nach der Belastung. Nimmt man z. B. $\frac{3}{4}$ '' Kugeln und ihre Anzahl = 6, so könnte das Lager dauernd mit maximal 720 kg belastet werden. (Nach Hütte beträgt die zulässige Dauerbelastung P einer Stahlkugel $P = \frac{2}{3} \cdot c \cdot d^2$, worin $c = 50$, $d =$ Kugel \varnothing in cm ist). Es genügen somit in der Regel verhältnismäßig wenige Kugeln. Nimmt man mehr Kugeln als nötig, so kann dies nur förderlich sein.

Damit die Kugeln nicht zusammen rollen, sondern in einem Kreis verteilt sitzen bleiben, müssen sie durch eine einfache Blechscheibe in gegenseitig gewahrtm Abstand lose gehalten werden. Zu diesem Zweck versieht man die Blechstelle, wo eine Kugel sitzt, mit einem viereckigen Loch, schlitzt in den Diagonalen das Blech auf und biegt die Lappen I, I' nach oben, II, II' nach unten, zwischen welchen die Kugel lose gehalten wird, ohne daß sie herausfallen kann (Abb. 24). Man kann ebensogut käufliche Stützlager verwenden, die jedoch meist überflüssig viel Kugeln enthalten. Zwischen den beiden Spurplatten muß sich der Kugelkäfig genügend seitlich bewegen lassen, weil sonst die ganze Vorrichtung unwirksam ist. In die untere Spurplatte gibt man etwas dickflüssiges Öl, das sich im Betrieb bald genügend auf die Kugeln und auch die obere Platte verteilen wird.

c) Ausführungsbeispiele.

Pronyscher Zaum für einen 4 PS-Benzolmotor (Abb. 25).

Als Bremsscheibe wurde die mit dem einen der beiden Schwungrädern fest verschraubte Riemenscheibe benutzt. Die eine, und zwar die Schwung-

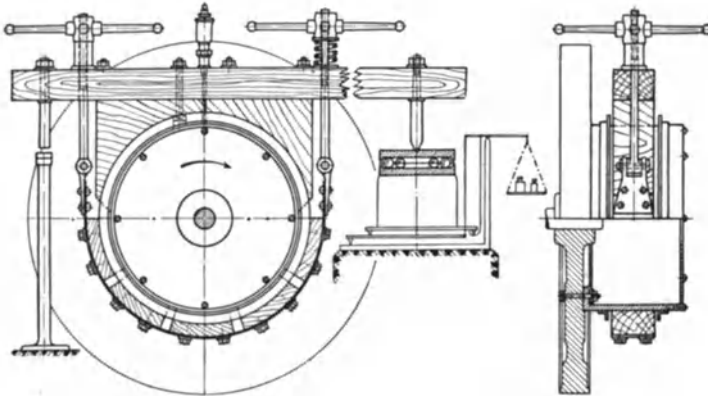


Abb. 25. Pronyscher Zaum für einen 4 PS-Benzolmotor ($1/15$ nat. Größe).

radseite der Riemenscheibe wurde durch ein Blech vollständig, die andere durch einen Blechring bis auf ein Loch von 110 mm Durchmesser geschlossen, durch welches das Kühlwasser im Stillstand oder während

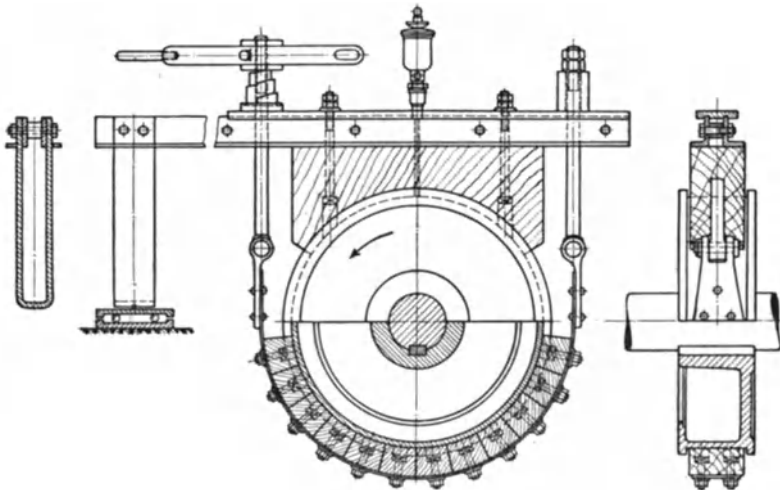


Abb. 26. Pronyscher Zaum für einen 10 PS-Dieselmotor ($1/15$ nat. Größe).

des Betriebs eingefüllt werden kann. Da aus örtlichen Gründen kein stetiger Zu- und Ablauf des Kühlwassers einzurichten war, erfolgte die Kühlung durch Verdampfung des Wassers.

Der Bremszaum ist ähnlich wie Abb. 26 gebaut. Auf der Scheibe ist er durch zwei Winkeleisenringe gehalten. Der Bremshebel drückt auf die Brücke einer Dezimalwaage unter Zwischenschaltung eines Kugellagers. Der Bremsradius beträgt 716 mm. Gegen die Mitnahme bei entgegengesetzter Drehrichtung ist, wie aus Abb. 25 zu entnehmen eine besondere Sicherung vorgesehen.

Zu beachten ist noch die Richtung der Holzfasern in den Bremsbacken, die so zu wählen ist, daß die Bremscheibe nicht „gegen den Strich“ arbeitet.

Prony'scher Zaum für einen 10 PS-Dieselmotor.

Gebaut von der Maschinenfabrik Augsburg (Abb. 26).

Die einteilige, fest aufgekeilte Scheibe hat innere Wasserkühlung; Kühlung und Schmierung sind also getrennt. Das Wasser läuft in stetigem Strom zu und wird durch eine Schöpfvorrichtung wieder herausgeleitet.

Die Bremse besitzt nur einen festen Bremsbacken oben und unten ein mit Holzklötzen besetztes Bremsband. Die Spannung kann durch ein Handrad reguliert werden, in dessen Wulst nachträglich 5 Bolzen radial eingesetzt wurden, um die Regulierung durch Klopfen

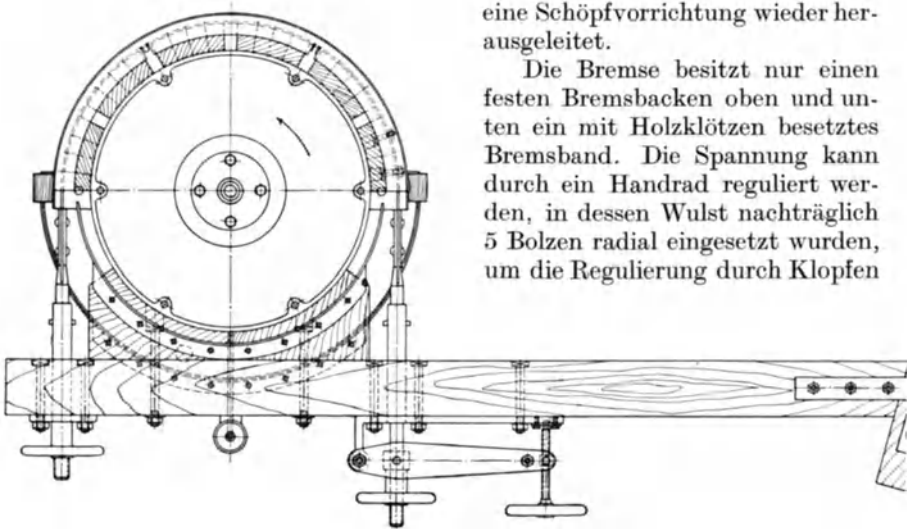


Abb. 27. Pronyscher Zaum für eine 10 PS-Francis-Turbine (1/20 nat. Größe).

mit einem (Holz)-Hammer, und nicht unmittelbar von Hand vorzunehmen, weil bei letzterer Regulierweise der Gleichgewichtszustand erfahrungsgemäß leichter gestört wird.

Ihren Abmessungen nach könnte die Bremse bei Wasserkühlung

$$300 \cdot b \cdot d = 300 \cdot 0,15 \cdot 0,5 = 22,5 \text{ PS}$$

aufnehmen, ist also für 10 PS reichlich bemessen.

Prony'scher Zaum für eine 10 PS-Francisturbine.

Gebaut von der Firma J. M. Voith, Heidenheim (Abb. 27 und 27a).

Als Beispiel einer horizontal angeordneten Bremse sei der in Abb. 27 dargestellte Pronysche Zaum mitgeteilt.

Die Bremse ist innen mit Wasser gekühlt, das stetig zu- und ablaufen kann, außen mit Öl geschmiert. Zur Grobregulierung dienen die beiden mit Muttern versehenen Handräder links, zur Feinregulierung wird das Handrad rechts benutzt.

Der Bremshebel ist rund 2 m lang und trägt ein Segment, an dem das die Gewichtschale haltende Seil befestigt ist, Abb. 27a. Das Seil ist über eine senkrechte auf Kugellagern laufende Rolle geführt. Die ursprünglich mitgelieferte Gewichtschale war zu schwer und wurde durch eine ganz leichte, nur 2,0 kg wiegende, ersetzt, um auch ganz kleine Leistungen abbremsen zu können.

Die Bremse ist sehr reichlich bemessen und könnte nach der Radingerschen Formel ohne weiteres 30—35 PS aufnehmen.

Dem Verfasser ist es mit dieser Bremse wiederholt gelungen, noch bei $n = 13$ einen befriedigenden Bremsbetrieb zu erhalten.

Pronyscher Zaum für maximal 400 PS.

Gebaut von der Güldner-Motoren-
Gesellschaft, Aschaffenburg.

(Abb. 28).

Die Brems Scheibe ist mit Rücksicht auf ihren Verwendungszweck, dem Abbremsen verschiedener Verbrennungsmotoren auf dem Versuchsstand, zweiteilig und hat zur inneren Versteifung Rippen. Die Kühlung erfolgt mittels Wasser, das durch den oberen Bremsbacken zugeleitet wird. Im Übrigen entspricht die Konstruktion grundsätzlich der Bremse in Abb. 26.

Zum Regulieren der Spannschrauben dienen die mit der schmiedeeisernen Mutter aus einem Stück gebildeten Doppelhebel, eine Form, die sich sowohl bequem von Hand anfassen läßt, wie auch sich zum Anziehen mit dem Hammer sehr gut eignet.

Ihren Abmessungen nach kann die Bremse auf Grund der Radingerschen Formel

$$300 \cdot 0,6 \cdot 2,1 = 378 \text{ PS}$$

aufnehmen, sie wurde jedoch bis zu 400 PS schon anstandslos verwendet.

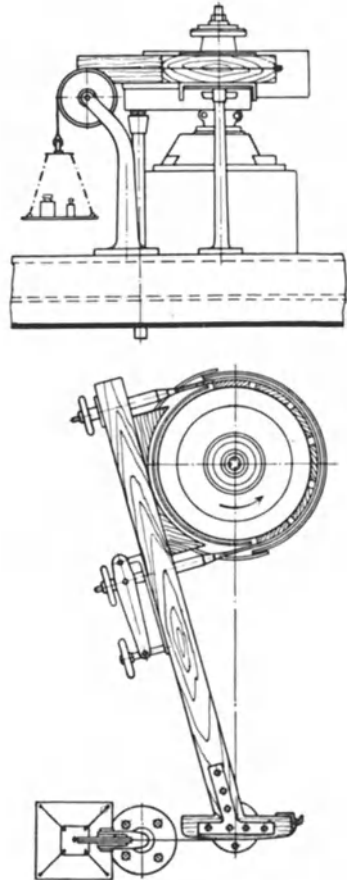


Abb. 27a. Pronyscher Zaum für
eine 10 PS-Francis-Turbine.
Gesamtanordnung.

Bei 400 PS, einer Drehzahl von 150 in der Minute und der Bremshebellänge von $l = 2,6$ m beträgt die Bremslast rund 735 kg. Es empfiehlt sich also hierbei eine Dezimalwaage zu verwenden, und wenn diese sich nicht entsprechend hoch setzen läßt, den Bremshebel durch eine besondere Stütze auf die Brücke wirken zu lassen.

Gegen das Herumspritzen von Wasser erfordern solche Bremsen einen entsprechenden Umbau, etwa durch Holzgestelle, die mit Tüchern bespannt sind. Bei kleineren, außen gekühlten Bremsen kann man auch Blechgehäuse für diesen Zweck verwenden.

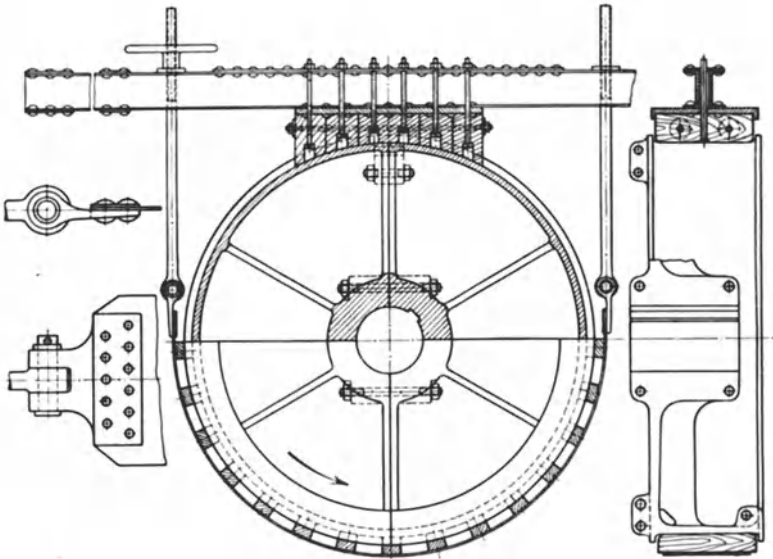


Abb. 28. Pronyscher Zaum für maximal 400 PS ($1/40$ nat. Größe).

d) Praktische Winke für Bremsversuche mit dem Pronyschen Zaum.

Das Abbremsen größerer Leistungen ist, wie bereits erwähnt, stets mit einer gewissen Gefahr verbunden, die nur bei zweckmäßiger Anordnung und Bedienung aller Teile verringert werden kann.

Benutzt man eine vorhandene Bremse, so überzeuge man sich zunächst an Hand der oben gegebenen Gleichungen von ihrer maximalen Leistung, d. h. davon, ob sie überhaupt imstande ist, die freiwerdende Wärme abzuführen. Beim Pronyschen Zaum mit Außenkühlung achte man auf eine gute Führung des Kühlwassers zwischen den Holzbacken und der Scheibenfläche. Das Wasser soll ja hierbei nicht nur schmieren, sondern auch die Wärme abführen; es ist daher durch entsprechend breite und tiefe Rillen ordentlich über den ganzen Scheibenumfang herumzuleiten. Diese Rillen haben also noch einen anderen Zweck als nur zur Schmierung.

Ob bei zweiteiligen Bremsscheiben ein einfaches Aufpressen auf die Bremswelle ohne Keilbefestigung genügt, ist von Fall zu Fall zu entscheiden. Besser ist es, einen Keil zu verwenden, auch wenn er nur auf einer Fläche und nicht in einer Nute der Welle sitzt.

Sodann rechne man die Spannschrauben und den Bremshebel nach, überschlage auch vorher, welche Bremsgewichte in Frage kommen, um nicht während der Versuche in Verlegenheit zu geraten.

Den Sicherheitsvorrichtungen für die Hubbegrenzung des Bremshebels schenke man sein besonderes Augenmerk. Sie sind es, die im Augenblick der Gefahr wirksam in Tätigkeit treten müssen.

Gegen Spritzwasser schütze man sich und besonders auch die allenfalls verwendete Dezimalwaage durch Bleche, Bretter oder Tücher. Letztere sind anzubinden oder anzunageln, damit sie nicht flattern, in das Bewegungsfeld der Bremsscheibe geraten können und dann Unheil stiften.

Sind die Bremsgewichte unmittelbar an den Bremshebel anzuhängen, dann verwende man keine Gewichtsschale, sondern hänge jedes Gewicht mit einer Seilschlaufe an den Haken des Bremshebels. Die Gewichte der Seilschlaufen sind bei der Berechnung zu berücksichtigen.

Zu Beginn eines Bremsversuches wird man häufig die Wahrnehmung machen, daß ein fortwährendes Nachregulieren erforderlich ist, das erst mit der Zeit nachläßt. Der Grund ist in der Wärmeausdehnung der Bremsscheibe zu suchen, die ebenfalls Zeit braucht, bis sie in einen Beharrungszustand gekommen ist.

Bei einseitig gebauten Bremsen ist das Tarieren der Bremse von besonderer Wichtigkeit. Mit einem Lot senke man den Durchmesser der Welle, auf der die Bremsscheibe sitzt, beiderseits auf den oberen Bremsbacken hinauf, während er noch völlig auf der Scheibe ruht, bezeichne die Mitte und hebe die ganz gelöste Bremse so weit an, daß ein Winkel-eisen zwischen Bremsscheibenrand oder ihren Bordscheiben und der Mitte des Bremsbackens gelegt werden kann. Dann sitzt der Zaum auf einer Schneide leicht beweglich und kann, wenn der Bremshebel auf die Brücke einer Dezimalwaage drückt, genau austariert werden. Der Zaum darf sonst nirgends an der Scheibe anliegen.

Hölzerne Bremshebel sollen abgehobelt sein und einen wasserfesten Anstrich erhalten, damit nicht die Wasseraufnahme des Holzes die Tara des Hebels während des Versuches ändert. Bei rohem Holz ist dieser Punkt zu beachten.

Zum Schlusse eines Bremsversuches löse man zuerst vorsichtig die Bremse und stelle dann erst die Kraftmaschine ab und nicht umgekehrt, denn es könnte sonst leicht vorkommen, — und dies gilt besonders beim Bremsen von Verbrennungskraftmaschinen mit der Dezimalwaage — daß die Bremse im entgegengesetzten Sinne mitgenommen wird, wenn keine Begrenzung des Ausschlages für den Hebel in dieser Richtung vorgesehen ist.

e) Berücksichtigung des Bremszaumgewichtes.

Das Gewicht eines Bremszaumes ist mitunter so erheblich, daß die hierdurch bedingte Lagerreibung bzw. der ihr entsprechende Leistungs-

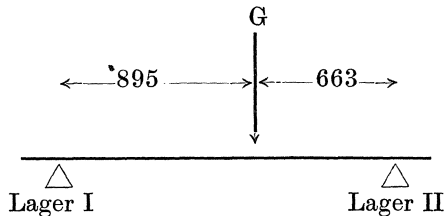
verbrauch bei der Berechnung der Bremsleistung nicht vernachlässigt werden darf. Besonders gilt dies für den Pronyschen Zaum, während das Gewicht der Band- und Seilbremsen meist unberücksichtigt bleiben kann.

Beispiel. Bei der Untersuchung eines 300 PS Rohölmotors saß die Bremsscheibe auf einer besonderen Welle, die in zwei Lagern I und II getragen, mit der Maschinenwelle durch einen Flansch zusammengekuppelt war.

Die Gewichte der Bremse betragen:

Bremszaum mit Balken	3900 kg
Bremswelle	900 kg
Bremsgewichte	600 kg
Gesamtgewicht der Bremse	5400 kg = G

Die Anordnung der Bremse ist der folgenden Skizze zu entnehmen.



Die Wellendurchmesser waren bei

Lager I	265 mm
Lager II	190 mm

Es ergeben sich zunächst folgende Lagerdrücke:

Für Lager I	$5400 (663 : 1588) = 2300$ kg
Für Lager II	$5400 (895 : 1588) = 3100$ kg

Die Drehzahl betrug $n = 150$ in der Minute.

Der Lagerreibungskoeffizient wurde zu 0,05 angenommen. Damit rechnet sich die Reibungsleistung für

$$\text{Lager I} \quad \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,132 \cdot 150 \cdot 0,05 \cdot 2300}{60 \cdot 75} = 3,22 \text{ PS}$$

$$\text{Lager II} \quad \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,090 \cdot 150 \cdot 0,05 \cdot 3100}{60 \cdot 75} = 2,93 \text{ PS}$$

$$\text{zusammen} \quad \underline{\underline{6,15 \text{ PS.}}}$$

Somit war der Bremsleistung der Maschine noch 6,15 PS zuzuschlagen.

II. Die Bandbremsen.

Anstelle der Holzbacken läßt sich auch ein um die Scheibe geschlungenes, durch eine Mutter geschlossenes Band aus Eisen verwenden. Infolge ihrer einfachen Herstellungsweise werden solche Bandbremsen vielfach zum Abbremsen von Motoren verwendet, bei welchen als Bremsscheibe das Schwungrad selbst dient, vorausgesetzt, daß dessen Abmessungen genügen, bei Luftkühlung die freiwerdende Wärme abzuführen. Es ist in diesen Fällen also besonders scharf zuerst zu prüfen, ob $70 bd \cong N_b$ ist.

Bei ungünstigen Kranzdimensionen, großer radialer Breite, wird man zur Vermeidung gefährlicher Wärmespannungen noch unter diesem Wert bleiben.

Das Band läßt sich auch mit Wasser kühlen. Doch sind derartige Bänder teuer in der Herstellung.

Die Schmierung bei Bandbremsen erfolgt durch Öl, das am besten durch einen regulierbaren Tropföler zugeführt wird.

Die Gewichte können meist unmittelbar an dem Band mit einem Stück Lederriemen angehängt werden (Abb. 29). Sonst sind sie an ein Seil über eine leicht bewegliche, möglichst große Rolle zu hängen, doch so, daß der Lederriemen oder das Seil stets tangential am Band anliegt, um die Bremshebellänge nicht zu ändern (Abb. 30). Damit das Band nicht mitgenommen werden kann, ist es durch genügend starke Seile in seiner Bewegungsmöglichkeit nach beiden Richtungen zu begrenzen.

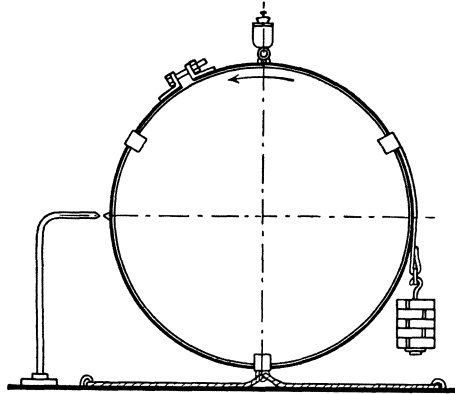


Abb. 29. Einfache Bandbremse.

Das Band ist, da Umfangskraft und Bremslast wegen der nahezu gleichen Hebelarme fast dieselben sind, auf mindestens das zweifache, besser das dreifache der Umfangskraft zu berechnen.

Für kleinere Leistungen kann man Blechstreifen von 1 mm Stärke verwenden. Ein 4 PS-Leuchtgasmotor z. B. mache 160 Umdrehungen pro Minute und habe ein Schwungrad von 1600 mm Durchmesser Breite. Welche Breite muß das Bremsband von 1 mm Stärke erhalten? Das Schwungrad erlaubte bei Luftkühlung

$$70 \cdot b \cdot d = 70 \cdot 0,1 \cdot 1,6 = 11,2 \text{ PS}$$

abzubremsen, ist also für in Frage kommende Leistung mehr als genügend groß.

Die Bremslast bei 4 PS beträgt nach der Formel

$$N_b = \frac{2\pi r n}{60 \cdot 75} G$$

$$G = \frac{30 \cdot 75 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 160} = 22,4 \sim 25 \text{ kg,}$$

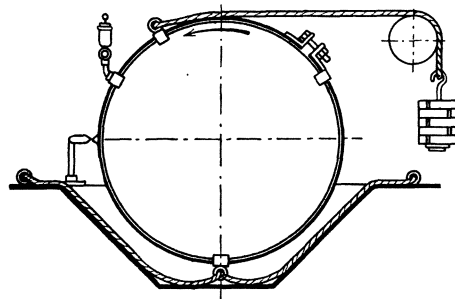


Abb. 30. Einfache Bandbremse in Schwungradgrube.

wenn man noch mit etwa 10 % Überlastung rechnet. Das Dreifache beträgt 75 kg.

Bei einer Materialbeanspruchung von 500 kg/qcm oder 5 kg/qmm erhält das Band aus 1 mm Blech eine Breite von

$$75 : 5 = 15 \text{ mm.}$$

Mit Rücksicht auf die zu nietenden Verbindungsstellen wird man es mindestens 25 mm breit wählen. Eine überflüssig große Breite empfiehlt sich aus dem Grunde nicht, weil dann das Band kleine Leistungen infolge seiner Schwere nicht abzubremesen erlaubt.

Gegen seitliches Abgleiten sind drei oder mehr Flacheisenklammern mit einigen Millimeter Spiel vorzusehen.

Das Band soll innen, wo es auf dem Schwungradkranz aufliegt, glatt sein. Nietenköpfe dürfen nicht vorstehen. Kann man die Verbindungsstellen also nicht etwa durch autogene Schweißung oder elektrische Punktschweißung herstellen und ist man auf Nietung angewiesen, dann

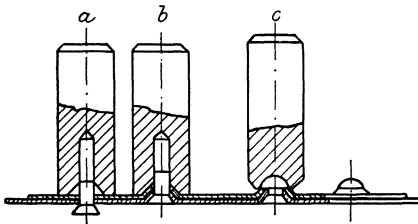


Abb. 31. Herstellung der Nietverbindung für dünne Bleche nach Brauer.

empfeht sich für das Nietendie folgende Verfahren nach Angabe von Brauer [2]. Man verwendet Niete mit versenkten Köpfen. Die beiden zu vernietenden Bleche bringt man übereinander — es empfiehlt sich Laschenverbindung —, steckt die Niete durch, schlägt mit einem Setzeisen nach Abb. 31a die Bleche über den versenkten Kopf herunter und schlägt dann

den Kopf, Abb. 31b bzw. c. So erhält man nicht nur eine glatte Unterfläche, sondern auch eine feste Verbindung, bei der die Niete nicht auf Scheerfestigkeit beansprucht sind. — Bei den starken Winkeln am Bandschluß und den Klammern gegen das seitliche Abgleiten kann man in derselben Weise verfahren. Man braucht nur die Löcher auf den Seiten, wo der Blechstreifen anliegt, vorher entsprechend zu versenken.

Die Vorzüge der überall leicht und einfach herzustellenden Bandbremsen treten dann besonders hervor, wenn sie nach Brauer [3] selbstregulierend gemacht werden.

Selbstregulierende Bandbremse nach Brauer (Abb. 32).

Abb. 32 stellt eine selbstregulierende Brauersche Bandbremse dar. Das Band ist bei *J* durch eine Schraube geschlossen, die nur zum Auflegen des Bandes und zur groben Regulierung benutzt wird. Zur feinen Regulierung dient die Schraube *D*, die zweckmäßig mit einer Gegenmutter versehen wird, weil sie sich sonst leicht durch die Erschütterungen des Bandes löst, wenn sie nicht sehr schwer im Gewinde geht.

Die eigentliche Selbstregulierung geschieht durch die Kurbelschraube *B*, die mit Flachgewinde versehen ist. Die Steigung kann für kleinere

Bremsen etwa 4 mm betragen. Wie der Grundriß zeigt, wird das Ende *C* der Kurbelschraube durch eine straff gespannte Schnur *LL'* festgehalten, die aber gleichwohl eine kleine Bewegung in Richtung der Maschinenwelle zuläßt. Die Wirkungsweise ist nun folgende: Nimmt das Reibungsmoment zu, wird also das Band und das Bremsgewicht *G* mitgenommen, so schraubt sich die Kurbelschraube etwas aus ihrer Mutter *A* heraus, die Spannung im Band wird ein wenig kleiner und ein neuer Gleichgewichtszustand kann sich einstellen. Das Umgekehrte tritt ein, wenn das Reibungsmoment kleiner wird, *G* sinkt und das Band oben nach rechts sich bewegt.

Die Kurbelschraube sowohl wie die Feinregulierschraube drücken zur Verminderung des spezifischen Flächendruckes nicht unmittelbar auf das Schwungrad, sondern auf ein Stück Flacheisen, das, wie die Abbildung zeigt, mit Blechstreifen an das Band angehängt ist.

Die Bewegungsgrenzen des Bandes sind durch die Sicherheitsstränge gegeben, die so abgelängt sein müssen, daß die Kurbelschraube höchstens etwa 60° von der Mittellage nach rechts und links ausschlagen kann.

Zu erwähnen sind noch die Klammern *K*, die aus starkem Bänderisen hergestellt sind und seitlich einige Millimeter Spiel haben.

Bei *M* sitzt der Tropföler und bei *Z* ist ein Zeiger angebracht, dem gegenüber ein zweiter sich befindet und der die Mittellage des Bremsbandes erkennen läßt. Um diese Mittellage muß das Bremsband spielen.

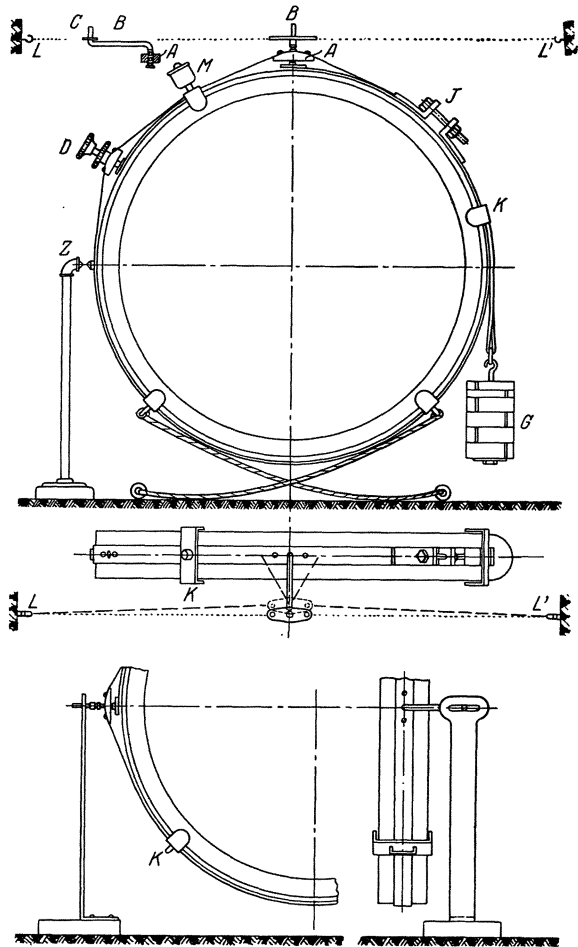


Abb. 32. Selbstregulierende Bandbremse nach Brauer.

Für den Fall, daß sich die Schnur LL' nicht in der Höhe des oberen Bremsradkranzes spannen läßt, kann man auch die Kurbelschraube an der Stelle des Zeigers Z anordnen und das freie Ende der Kurbel in ein Blech mit horizontalem Schlitz eingreifen lassen. (Siehe Abb. 32 unten.) Dann gibt die horizontale Lage des Kurbelarmes die Mittellage der Bremse an.

Wichtig ist, daß das Band nicht verbeult wird, sondern glatt aufliegt. Man sei daher beim Abnehmen des Bandes vorsichtig, und beim Aufbewahren rolle man es so auf, daß es keinen Knick erhält.

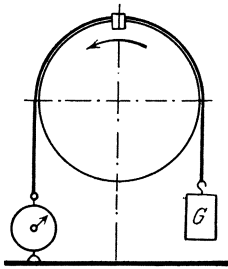


Abb. 33. Seilbremse für 180° Umschlingung.

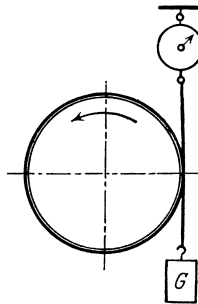


Abb. 34. Seilbremse für 360° Umschlingung.

In der Regel wird das Bremsband nicht ausgewuchtet sein, es wird einseitig Übergewicht haben. Um dieses zu bestimmen, legt man es um einen aus dünnen Latten gefertigten und gut ausgewuchteten Holzstern, dessen Achse auf zwei horizontalen Schienen rollen kann. Dann wird auf der zu leichten Seite so viel Gewicht an das Band angehängt, bis es in der Mittellage im Gleichgewicht ist und dieses Gewicht dann bei der Bremslast in

Rechnung gezogen. Im allgemeinen wird dieses einseitige Gewicht im Verhältnis zur Bremslast nicht groß sein, da das Gesamtgewicht der ganzen Bandbremse gering ist.

Eine Fehlerquelle liegt in der Differenz der Schnurspannungen in L und L' , die auf Drehung der Kurbelschraube B wirkt. Doch ist ihr Betrag so gering, daß er in der Regel vernachlässigt werden kann.

III. Die Seilbremsen.

Eine sehr einfache Bremsvorrichtung ist die Seilbremse. Um die zu bremsende Scheibe wird ein Band, Hanfseil oder Lederriemen geschlungen, das auf der einen Seite das Bremsgewicht trägt und auf der andern Seite an eine Federwaage angeschlossen ist (Abb. 33). Die wirksame Bremslast ist alsdann die Differenz zwischen der Bremslast G und der Angabe der Federwaage. Gegen das Abgleiten von der Scheibe, wenn diese nicht mit Bordrändern versehen ist, sind eine oder mehrere Klammern vorzusehen. Gewöhnlich wird man hierbei mit Luftkühlung arbeiten und das Band je nach Umständen mit Öl und Graphit schmieren.

Genügt die halbe Umschlingung, wie in Abb. 33 skizziert, nicht, um die nötige Reibung zu erzielen, so kann man das Band nach Abb. 34 auch einmal ganz um die Bremscheibe herumschlingen.

Sollte auch eine einmalige Umschlingung nicht genügen, so läßt sich das Band auch $1\frac{1}{2}$ mal um die Scheibe herumführen, wobei die obere, zweite Lage in zwei neben der ersten liegenden Hälften auszuführen wäre. Die Anordnung kommt dann wieder auf Abb. 33 hinaus.

Seilbremsen sind nur für kleinere Leistungen ausführbar.

Bei Band- und Seilbremsen mit unmittelbar angehängten Gewichten ist die Länge des Bremshebels bis zur Mitte des die Bremslast tragenden Lederriemens usw. in Rechnung zu ziehen.

IV. Die Wasserbremsen.

a) Allgemeines.

Bei Leistungen über 300—400 PS treten beim Pronyschen Zaum Konstruktions- und Betriebsschwierigkeiten auf. Die Abmessungen werden wegen der erforderlichen Kühlfläche ganz erheblich. Eine Bremscheibe für beispielweise 1000 PS müßte nach der Radingerschen Formel bei 1 m Breite 3,33 m Durchmesser erhalten. Für große Leistungen bis zu mehreren Tausend Pferd verwendet man daher statt des Pronyschen Zaums Wasserbremsen, die sich in verschiedenen Ausführungsformen durch Betriebssicherheit, Genauigkeit, saubere und bequeme Bedienung gut bewährt haben.

Aber auch für ganz kleine Leistungen, besonders bei hohen Drehzahlen, sind sie ebensogut brauchbar und bürgern sich dort, wo fortlaufend Messungen vorgenommen werden, wie auf Prüfständen für Wärmemotoren, immer mehr ein, wenn auch die Beschaffungskosten höher sind als beim Pronyschen Zaum.

Das Arbeitsprinzip ist bei allen Wasserbremsen gleich. In ihrer einfachsten Ausführung besteht sie aus einer glatten, mit der zu bremsenden Welle verbundenen Kreisscheibe, dem Läufer, die sich in einem von ihr unabhängigen, mit ihr konzentrisch liegenden Gehäuse dreht. Das Gehäuse ist mit Hohlwellen für sich gelagert und seine Drehungsmöglichkeit ist durch Anschläge auf einen kleinen Winkelbetrag beschränkt. Wird nun das Gehäuse teilweise oder ganz mit Wasser gefüllt, so sucht der Läufer das Gehäuse vermöge der Reibung zwischen ihm, dem Wasser und der Gehäusewand die letztere mitzunehmen, übt also auf das etwas drehbare Gehäuse ein Drehmoment aus, das in üblicher Weise durch Gewichte, Feder- oder Dezimalwage, wie bei dem Pronyschen Zaum gemessen werden kann. Auch hier wird also die Leistung durch Reibung in Wärme umgesetzt. Das Wasser im Gehäuse erwärmt sich und muß erneuert werden, was in allen Fällen so geschieht, daß ein ununterbrochener Wasserstrom das Gehäuse durchfließt. Ist das Gehäuse nur zum Teil gefüllt, so wird sich durch die Drehung des Läufers bei genügender Geschwindigkeit ein Wasserring ausbilden, in welchem der Läufer eintaucht. Mit der Tauchtiefe und der Drehzahl ändert sich das Drehmoment und zwar mit der dritten Potenz der Drehzahl. Hieraus ist zu schließen, daß sich solche einfachen Wasserbremsen nur für hohe Drehzahlen eignen und dabei verhältnismäßig kleine Abmessungen erhalten können.

Der Wasserverbrauch richtet sich nach der abzubremsenden Leistung. Das Wasser soll zur Vermeidung von Dampfbildung im Gehäuse zweckmäßig mit keiner wesentlich höheren Temperatur als etwa 60° ablaufen. Würde die Zulauftemperatur 10° betragen, so wären für jede

Pferdestärke in der Stunde

$$\frac{632,3}{60 - 10} = 12,6 \text{ kg}$$

Kühlwasser erforderlich, da 1 Pferdekraftstunde 632,3 Cal/st entspricht.
Praktisch wird man etwa mit 15 kg/st Wasserverbrauch rechnen.

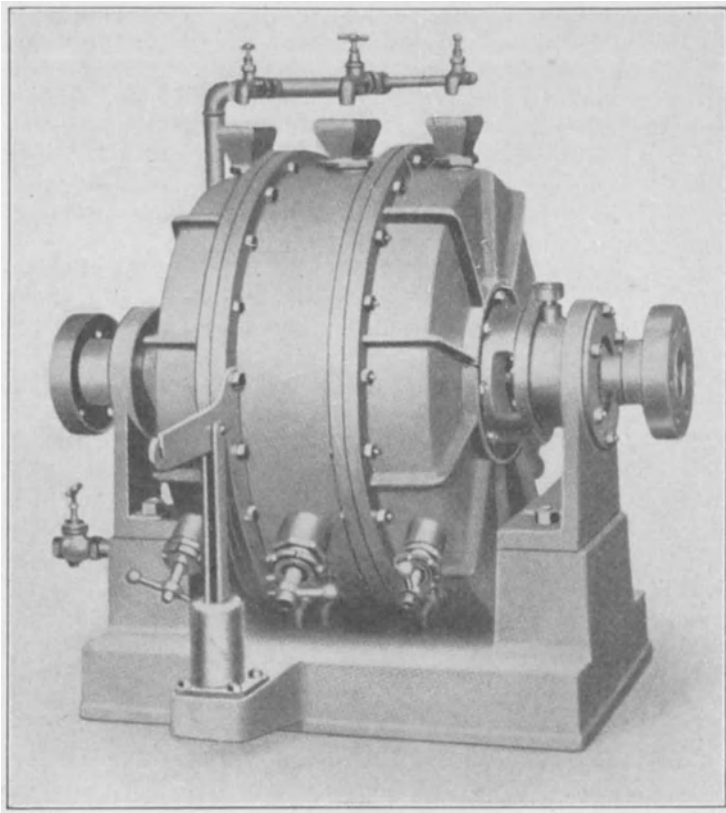


Abb. 35. Liebel-Bremse für 400 PS.

Die Reibung zwischen Wasser und einer glatten Scheibe ist bei kleinen Drehzahlen gering; man hat daher mit Erfolg versucht, sie durch besondere Gestaltung des Läufers zu vergrößern. Derartige Wasserbremsen werden von verschiedenen Firmen in mehreren Größen für bestimmte Leistungsbereiche und Zwecke gebaut, und es werden diesen „Maschinen“, denn als solche können sie angesprochen werden, eingehende Anweisungen für die Aufstellung und den Gebrauch mitgegeben. Wir können uns daher auf eine kurze Beschreibung dreier Ausführungsarten beschränken.

b) Die Wasserbremse von E. Liebel, München.

Abb. 35 zeigt die äußere Ansicht einer Liebel-Bremse für maximal 400 PS bei $n = 1400$, Abb. 36 einen Schnitt durch eine ähnliche für eine kleinere Leistung von 200 PS bei $n = 1400$.

Als Läufer sind bei der zweiten Bremse zwei Scheiben gewählt, zwischen welchen eine mit dem Gehäuse fest verbundene Ringscheibe

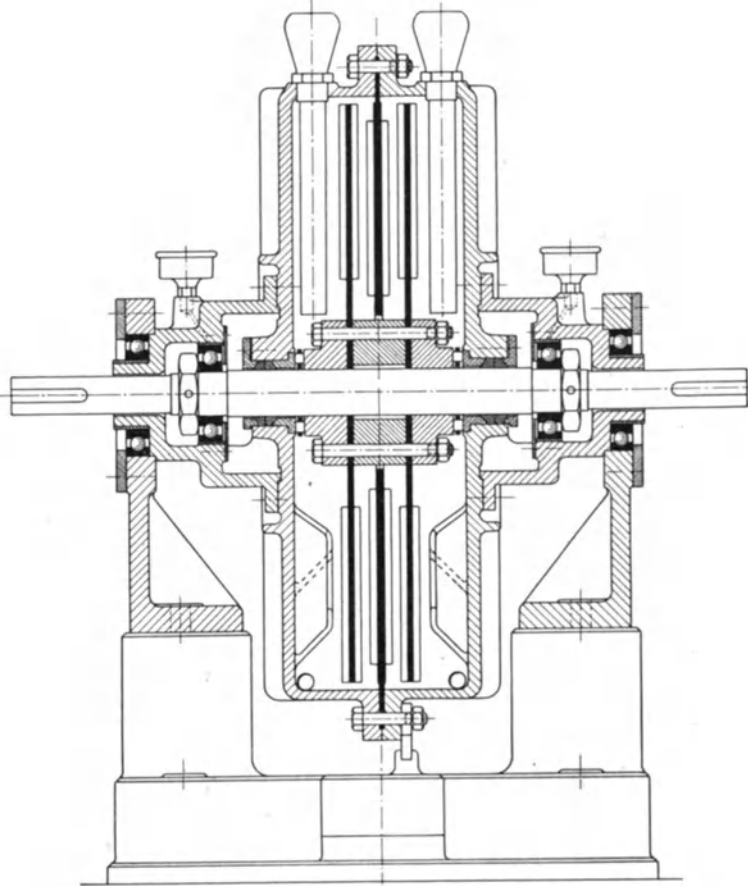


Abb. 36. Schnitt durch eine Liebel-Bremse für 200 PS.

sitzt. Zur Erhöhung des hydraulischen Widerstandes sind Läufer-scheiben und feste Scheiben mit radial angenieteten Flacheisen besetzt. Bei noch kleineren Bremsen ist nur eine Scheibe als Läufer vorgesehen, die Bremse der Abb. 35 hat deren drei. Die Bremswelle trägt beiderseits Kuppelflanschen. Das Gehäuse ruht, wie bei allen derartigen Bremsen, in Kugellagern, trägt oben die Wassereinflauftrichter und unten auszieh-bare Rohre zur Regelung der Wasserfüllung. Zur Milderung von Schwin-gungen ist ein Stoßdämpfer vorgesehen.

Die Liebel-Bremse kann für Rechts- und Linksgang verwendet werden. Bei entgegengesetzter Drehrichtung sind nur die Regulierrohre und der Stoßdämpfer umzusetzen, wie aus Abb. 37, der Seitenansicht

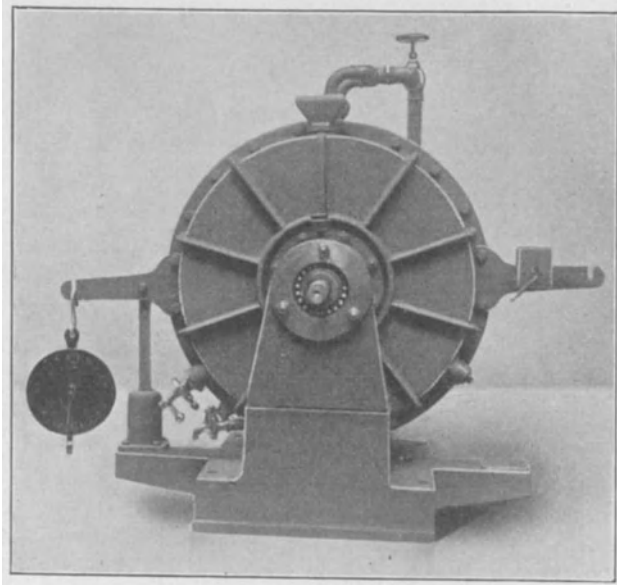


Abb. 37. Seitenansicht einer Liebel-Bremse für 200 PS.

der kleineren Bremse, zu entnehmen ist. Die Gewichtshebel sind beiderseitig ausgeführt; die wirksame Hebellänge beträgt 716 mm, womit die Bremskonstante = 0,001 wird.

Die Liebel-Bremse wird für Drehzahlen bis 6000/min und für Leistungen bis 700 PS gebaut.

c) Die Wasserbremse von Junkers, Dessau.

Junkers verwendet als Läufer statt Scheiben kurze zylindrische Trommeln mit an der Außenfläche radial eingesetzten Stiften von quadratischem Querschnitt. Das Gehäuse trägt ebenfalls radiale Stifte und Vorsprünge, zwischen denen sich die Stiftreihen des Läufers hindurch bewegen und so das Wasser sehr wirksam durcheinander wirbeln, wie aus Abb. 38, einem halbschematischen Längsschnitt durch Läufer und Gehäuse hervorgeht. Es ist dies derselbe Gedanke, wie er bei Zerkleinerungsmaschinen, den sog. Desintegratoren, verwirklicht ist, wobei jedoch die Stiften parallel zur Drehachse auf zwei in entgegengesetzter Richtung umlaufenden Scheiben sitzen. — Die Lagerung des Gehäuses und des Läufers ist dieselbe wie bei der Liebel-Bremse.

Die Junkers-Bremse wurde bereits für Leistungen bis 24 500 PS und für Drehzahlen von 80—10 000 in der Minute ausgeführt. Ihr äüße-

rer Aufbau, Abb. 39, läßt erkennen, daß sie ohne jede Abänderung für Rechts- und Linksgang zu verwenden ist. Die Läuferwelle ist beiderseits mit Kuppelflanschen ausgerüstet.

Bei der Liebel- und Junkers-Bremse läuft das Wasser dem Gehäuse ohne Druck zu. Für einen befriedigenden Bremsbetrieb ist es sehr wichtig, daß der Wasserstrom völlig konstant bleibt. Zweckmäßig wird daher das Wasser einem größeren Behälter mit Überlauf-

einrichtung oder mit automatischer, durch einen Schwimmer betätigten Füllvorrichtung entnommen.

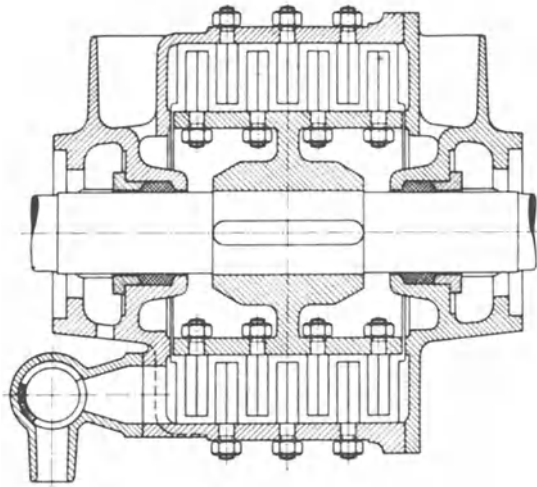


Abb. 38. Schema einer Junkers-Bremse.

d) Die Wasserbremse von Froude.

Die Froude-Bremse wird von der Firma Heenan & Froude, Worcester, England, gebaut, deren alleinige Lizenznehmer für Deutschland und Rußland die Fried. Krupp A. G., Germaniawerft in Kiel ist.

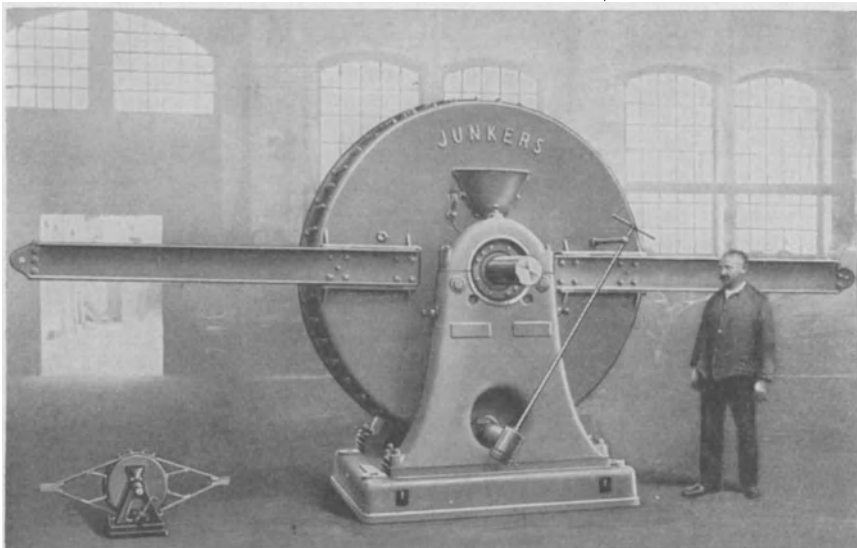


Abb. 39. Ansicht von Junkers-Bremsen.

Das Lichtbild einer Froude-Bremse für maximal 1200 PS bei 800/1400 Umdrehungen zeigt Abb. 40, während Abb. 41 einen Längsschnitt wiedergibt. Abb. 41a stellt die Bremse in Seiten- und Vorderansicht dar.

Der Läufer ist ein Gußkörper mit beiderseitigen Ringmulden von elliptischem Querschnitt, die durch schräge, radial angeordnete Schaufeln in gleichgroße, becherartige Zellen unterteilt sind. Die gegenüberliegenden Seiten des in Kugellagern gestützten Gehäuses sind in derselben Weise mit solchen Zellen versehen, doch ist die Zahl der Zellen im Läufer

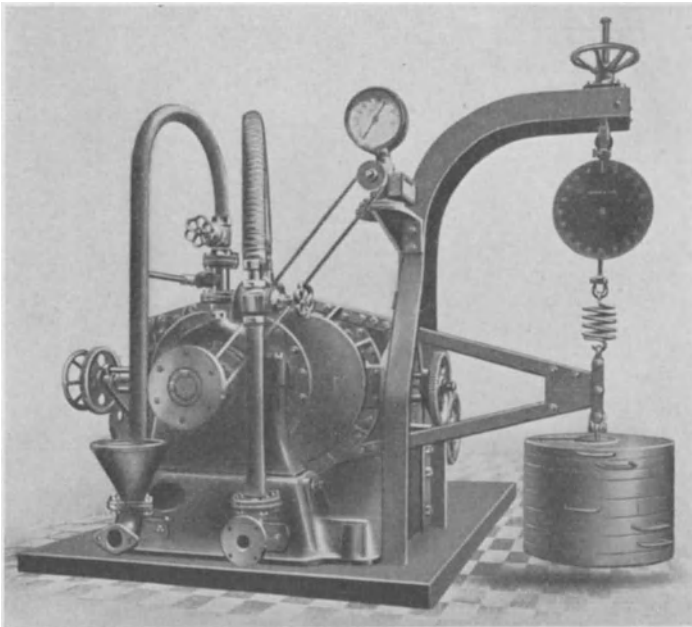


Abb. 40. Ansicht einer Froude-Bremse.

um eine Einheit größer als die im Gehäuse, um den Widerstand während einer ganzen Umdrehung möglichst konstant zu halten. Das Wasser läuft mit etwa 1,5–2 at Druck durch Bohrungen in den Schaufelwänden des Gehäuses in die Zellen des Läufers, wird von diesen umgelenkt und sucht in die Gehäusezellen überzutreten. Bei der Drehung des Läufers werden diese Wasserwirbel durchschnitten, und so wird ein kräftiger hydraulischer Widerstand erzeugt, der sich in dem Bestreben das Gehäuse mitzunehmen auswirkt. Das Drehmoment wird durch Belastungsgewichte in Verbindung mit einer Federwaage gemessen.

Die Bremsen werden in zwei Ausführungen hergestellt und zwar mit und ohne Schieberplatten (vgl. Abb. 41), die zwischen Gehäuse und Läufer eingeschoben werden, wodurch die wirksame Wasserringfläche

verändert und eine leichte Regulierbarkeit erreicht wird. Die Bremsen mit Schieberplatten eignen sich zum Abbremsen aller schnell laufenden Maschinen, deren Drehmoment konstant oder annähernd konstant bleibt, während die Bremsen ohne Schieberplatten hauptsächlich zum Abbremsen von großen Elektromotoren, Dampfturbinen, Öl-, Gas- oder Dieselmotoren verwendet werden.

Der Wasserzufluß zur Bremse mit Schieberregulierung wird durch ein Schieberventil geregelt, das vor dem Anfahren voll zu öffnen ist, da die Bremse stets voll Wasser sein soll. Das Auslaßventil am Gehäuse

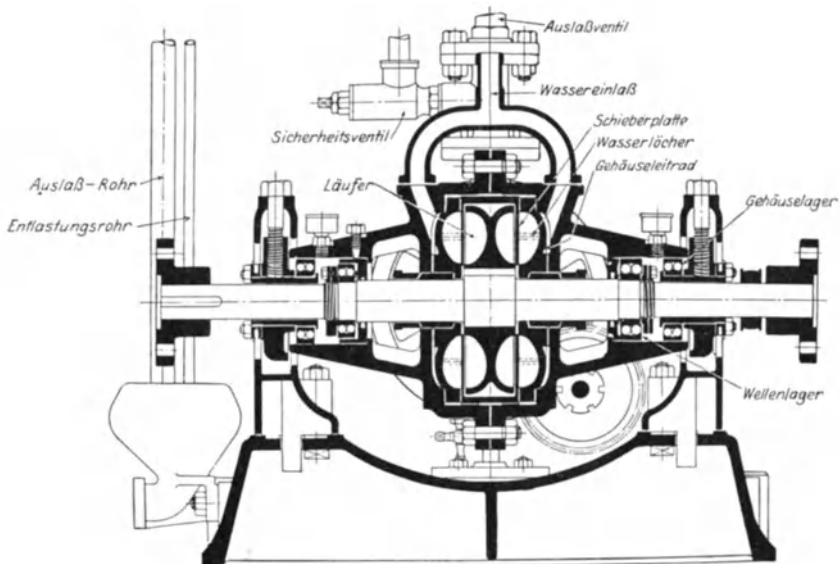


Abb. 41. Schnitt durch eine Froude-Bremse.

ist während des Betriebes so einzustellen, daß das die Bremse durchströmende Wasser zweckmäßig nicht über 60° warm wird.

Bei den Bremsen ohne Schieberplatten ist es ratsam, ohne Belastung anzufahren. Daher ist das Einlaßventil ganz zu schließen, während das Auslaßventil offen zu halten ist. Soll diese Bremse nun belastet werden, so ist das Einlaßventil allmählich zu öffnen und das Auslaßventil soweit zu schließen, bis die gewünschte Belastung erreicht ist, wobei auf die Temperatur des abfließenden Wassers Rücksicht zu nehmen ist.

Die Froude-Bremse ist nur in einer Richtung verwendbar. Bei entgegengesetzter Drehrichtung muß entweder die Bremse umgesetzt werden, oder sie wird, wenn dies untunlich, z. B. beim Abbremsen von Reversiermaschinen, mit zwei Läufern auf derselben Welle für beide Drehrichtungen gebaut.

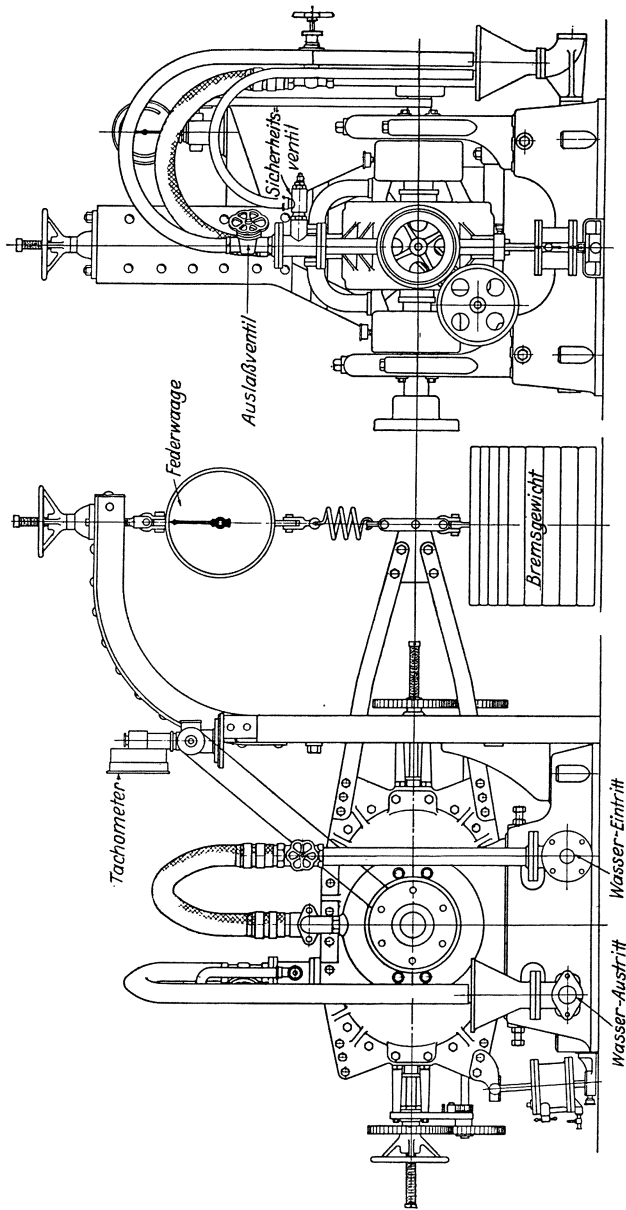


Abb. 41a. Seiten- und Längsansicht einer Froude-Bremse.

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 9.

- [1] de Prony: Über ein Mittel, die dynamische Wirkung der Maschinen, die sich drehen, zu messen. Aus den Annales de Chimie et de Physique, Febr. 1822, S. 165. Dinglers Poytechnisches Journal, Bd. 8, 1822, S. 431.

Es ist ein merkwürdiges Zusammentreffen, daß im gleichen Jahrgang von Dinglers Poytechnischem Journal, S. 392, auch die erste Veröffentlichung des Wattschen Indikators unter dem Titel „Über einen Weiser an Dampfmaschinen“ zu finden ist, jenes Instrumentes das im Verein mit dem Pronyschen Bremsdynamometer in der Folgezeit von dem größten Einfluß auf die Entwicklung der Kolbenmaschinen werden sollte. Vgl. hierzu Staus, A.: Der Indikator und seine Hilfseinrichtungen. Berlin: Julius Springer 1911.

- [2] Derselbe: Praktische Winke für das Nieten. Basteln und Bauen. Jg. 1921/22, S. 18. Stuttgart: Frankhsche Verlagshandlung.
- [3] Brauer, E.: Bremsdynamometer und verwandte Kraftmesser. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 56.

B. Spezieller Teil.

10. Wassermessungen.

Übersicht über die Verfahren.

Eine häufig wiederkehrende Aufgabe bei der Untersuchung von Maschinen und Maschinen-Anlagen ist die Bestimmung von Wassermengen. Wenn man bedenkt, daß es sich hierbei um Mengen von Bruchteilen eines Liters bis zu Hunderten von Kubikmetern in der Sekunde handeln kann, so ist einzusehen, daß sich der einzuschlagende Weg nach der Größe des Wasserstromes und den jeweils vorliegenden Verhältnissen richten muß. Die gebräuchlichsten Verfahren, Wassermessungen bei Versuchen durchzuführen sind:

1. mit geeichten Gefäßen,
2. mit Danaiden,
3. mit dem Überfall,
4. mit dem hydrometrischen Flügel.

Als 5. Verfahren sei noch die Schirmmessung aufgezählt, die rasch und bequem zum Ziel führt, sich aber nur in seltenen Fällen wegen der mit ihr verbundenen Einrichtungskosten anwenden läßt. Sie wird mit wenigen Ausnahmen nur in Laboratorien benutzt. — In den folgenden Kapiteln 11—15 sind diese fünf Verfahren eingehend behandelt und ihr Anwendungsgebiet und ihr Genauigkeitsgrad angegeben.

Von den Apparaten für selbsttätige Wasser- (Flüssigkeit-)Messung, wie Flügelrad-, Kolben-, Kippwassermessern oder dem Venturiwassermesser, wie sie meist zur Betriebskontrolle gebraucht werden, sei hier abgesehen, wiewohl sich auch die unter 2 und 3 genannten Verfahren unschwer für diesen Zweck einrichten lassen.

11. Wassermessung mit Gefäßen.

Die Messung durch Abfangen in Gefäßen ist die genaueste Methode, aber in der Regel nur für kleinere Wassermengen geeignet.

Ist die abgefangene Menge = G in kg, die Füllzeit = t in sek, so beträgt die Wassermenge Q in l kg/sek

$$Q = \frac{G}{t} \text{ (kg/sek).}$$

Für kleinere Mengen, wie sie z. B. bei der Messung von Dampfkondensat oder von Kühlwasser kleinerer Wärmekraftmaschinen vorkommen, eignen sich hohe und schmale Gefäße besser als niedrige und flache, wenn die Füllzeit nach der Uhr bestimmt werden soll. Sehr zweckmäßig ist die Form der oben sich verjüngenden Milchkanen, in

derem engstem zylindrischem Teil auf seiner mittleren Höhe drei Stiftmarken eingelötet sind. Der Gefäßinhalt wird durch Wägung der beim Versuch abgefangenen Menge bestimmt, wodurch Fehler, etwa durch verschiedene Temperaturen bedingt, vermieden werden. Mit 10 kg Inhalt und einer Füllzeit von 2 Minuten lassen sich so noch bequem direkt 300 kg/Stunde dauernd messen.

Größere Mengen bewältigt man so, daß man das Wasser in gewöhnlichen Eimern abfängt und sie in ein größeres auf einer Dezimalwage stehendes Gefäß ausgießt, falls es nicht möglich sein sollte, das Wasser unmittelbar in das Gefäß auf der Wage zu leiten. Hierbei muß man beim Wechseln der Eimer vorsichtig verfahren, um kein Wasser zu verlieren. Vorübergehend lassen sich mit Eimern auf diese Weise Wasserströme bis zu 1 Sekundenliter messen.

Hierher gehört auch die Wassermessung durch größere Behälter, wie sie z. B. bei Leistungsversuchen an Pumpwerken vorkommen. Fördert die Pumpe in einen Behälter, der genau ausgemessen werden kann, so läßt sich aus der Zunahme des Wasserstandes darin die Wassermenge leicht und genau berechnen. Entweder bringt man, wo es die örtlichen Verhältnisse gestatten, an dem Behälter außen ein Wasserstandsrohr mit Skala an, oder man stellt in den Behälter einen Schwimmerpegel (Kap. 13 und 14), an welchem sich gleichfalls die Zunahme des Wasserstandes bis auf Bruchteile eines Millimeters ablesen läßt, oder man sticht den Wasserspiegel von einem festen Punkt des Behälterrandes ab. Dabei soll für die Zunahme des Wasserspiegels eine nicht zu geringe Höhe gewählt werden. Denn bei einem Höhenunterschied zwischen Beginn und Schluß des Versuches von nur 100 mm bedeutet eine Unsicherheit von 1 mm bereits 1 % bei 1000 mm Höhenunterschied jedoch nur 0,1 %.

Beispiel. Während der Untersuchung einer kleinen Pumpenanlage förderte die Pumpe in einen kreisrunden Hochbehälter mit Kugelboden von 3,99 m Durchmesser des zylindrischen Teiles. Die Wasserzunahme bei dem Versuch wurde durch Abmessen der Höhe h von der Oberkante des Behälters bis zum Wasserspiegel alle 5 Minuten durch Abstechen festgestellt. Zahlentafel 4 enthält die Beobachtungswerte.

Die Unterschiede lassen eine regelmäßige Zunahme des Wasserstandes erkennen. — Dem Durchmesser von 3,99 m entspricht eine Fläche von 12,504 qm = 1250,4 qdm. Die Wasserförderung betrug somit in der Minute

$$\frac{1250,4 (11,26 - 1,90)}{60} = 195,0 \text{ l.}$$

Zahlentafel 4

Zeit		h	Δh
h	m	mm	mm
2	15	1126	
	20	1049	77
	25	971	78
	30	892	79
	35	816	76
	40	737	79
	45	659	78
	50	582	77
	55	505	77
	80		
3	0	425	
	5	346	79
	10	268	78
	15	190	78

12. Wassermessung mit Danaiden.

Zur fortlaufenden, bequemen und genauen Messung von Wassermengen, und zwar von Bruchteilen eines Sekundenliters bis zu mehreren hundert Sekundenlitern kann man, sofern es die örtlichen Verhältnisse gestatten, Danaiden [1] benutzen.

a) Wesen und Einrichtung der Danaide.

Läßt man in ein oben offenes Gefäß, in dessen Boden sich eine oder mehrere Öffnungen befinden, Wasser in begrenzter Menge in stetigem Strom laufen, so stellt sich nach einiger Zeit ein Gleichgewichtszustand ein: Die Druckhöhe bleibt sich gleich und es fließt genau so viel Wasser unten aus, als oben zu. Jede Änderung in der zulaufenden Menge macht sich in einer Änderung der Druckhöhe bemerkbar, und zwar ist dieser Zusammenhang bei richtiger Formgebung der Ausflußöffnung eindeutig bestimmt. Kennt man den Zusammenhang zwischen Ausflußmenge und Druckhöhe, so kann man aus der Druckhöhe allein die Wassermenge berechnen. Setzt man zunächst den einfachen Fall, daß sich am Gefäßboden nur eine einzige Öffnung vom Querschnitt f befindet und daß die Druckhöhe, gemessen von der Horizontalen durch den Endquerschnitt bis zum Wasserspiegel, im Gefäß gleich h ist, so fließt theoretisch die Wassermenge

$$q_i = f\sqrt{2g \cdot h}$$

aus. In Wirklichkeit ist aber infolge der unvermeidlichen Verluste an der Ausflußöffnung durch Kontraktion, Reibung usw. die Ausflußmenge nur q , so daß das Verhältnis

$$\frac{q}{q_i} = \mu$$

eine Zahl ist, die stets kleiner als 1 sein muß und als Ausflußkoeffizient bezeichnet wird. Man kann μ auch als einen Wirkungsgrad auffassen. μ ist nun nicht nur von der Beschaffenheit und Größe der Ausflußöffnung, sondern auch von der Druckhöhe selbst abhängig, worauf noch näher einzugehen sein wird.

Statt einer Öffnung am Gefäßboden kann man auch zwei von verschiedener Größe, eine kleine und eine große beispielsweise, anbringen und so messen, daß man das Wasser aus der kleinen Öffnung dauernd abfängt und fortlaufend durch irgendeinen selbsttätigen Wassermesser, z. B. Kippwassermesser von Steinmüller, mißt. Ist das Verhältnis der Ausflußmengen der großen zur kleinen Öffnung für alle Druckhöhen gleich, so kann man von der kleinen Menge auf die große schließen.

Bringt man am Gefäßboden, zweckmäßig angeordnet, viele Öffnungen von genau gleicher Größe und Form so an, daß sie alle in einer horizontalen Ebene sitzen, so wird der Wasserstrom in eben so viele unter sich gleich große Teilströme zerlegt. Kennt man die Ausflußmenge aus einer Öffnung, so braucht man nur mit der Zahl der laufenden Strahlen zu multiplizieren, um die Gesamtwassermenge zu erhalten.

Die Danaiden lassen sich somit in Einloch-, Zweiloch- und Mehrloch-Danaiden einteilen und sollen unter diesen Gesichtspunkten getrennt behandelt werden.

b) Anwendungsgebiet.

Mit Danaiden in geeigneter Form und Größe lassen sich noch verhältnismäßig sehr große Wassermengen bewältigen. Sie sind sehr geeignete Vorrichtungen bei Leistungsversuchen an Pumpen, Wärmekraftmaschinen und Kältemaschinen zur Bestimmung des Kühlwassers, der Sole usw.

Danaiden mit sichtbarem Wasserstand (Wasserstandglas) empfehlen sich bei Wärmekraftmaschinen zur ständigen Betriebskontrolle der Kühlwassermenge und können auch mit Registrierpegel in Verbindung gebracht werden.

Der große Vorteil der Danaide besteht darin, daß sie den Momentanwert des Wasserstromes angibt. Jede Änderung der Liefermenge zeigt sich sofort in dem Wasserstand an. Gerade hierdurch ist sie bei Versuchen an Wärmekraftmaschinen zur Messung der Wärme im Kühlwasser allen anderen Verfahren überlegen, weil sie die Ermittlung der Wärmemenge in jedem Augenblick ermöglicht. Außerdem ist sie für solche Zwecke insofern bequem, als sie einen besonderen Beobachter für die Kühlwassermessung entbehrlich macht. Während solcher Versuche braucht man nur jeweils mit den anderen regelmäßig wiederkehrenden Beobachtungen, wie der Ablesung der Thermometer, den Wasserstand der Danaide zu notieren. Dabei ist die Wassermessung mit Danaiden sehr zuverlässig, wie weiter unten gezeigt werden soll.

|c) Konstruktionseinzelheiten.

Das Danaidengefäß kann prismatisch oder rund sein. Runde Gefäße haben den Vorteil, daß ihre Wandstärke nur gering zu sein braucht. 1 mm starkes Blech genügt dann selbst für 2 m hohe Danaiden. Der Querschnitt des Gefäßes soll im Verhältnis zur ausfließenden Wassermenge groß sein. Als Anhalt mag dienen, daß die mittlere Vertikalgeschwindigkeit im Gefäß 0,1 m/sek nicht überschreiten soll. Je größer der Querschnitt, um so ruhiger und schöner laufen die Strahlen. — Das Wasser soll zentral von oben zugeleitet werden. Damit es nicht unmittelbar hineinstürzt und dadurch Wirbelung im Gefäß verursacht, läßt man auf der Wasseroberfläche ein Brett, aus zwei Lagen kreuzweise zusammengenageltem Weichholz, 1—2 cm kleiner als der Durchmesser, schwimmen, welches den einlaufenden Strahl senkrecht zur Gefäßwand hin ableitet. Drei bis vier kurze Holzfüße, auf der Unterseite des Stoßbrettes angebracht, doch so, daß die Füße keine der Ausflußöffnungen decken können, verhindern, daß sich das Brett flach an den Boden preßt, wenn die Danaide leer läuft oder sich zu füllen beginnt.

Der Danaidenboden soll eben und so stark sein, daß er sich unter der Wasserlast nicht merklich durchbiegt. Bei Danaiden von 1 m Durchmesser genügt ein etwa 12 mm starkes Blech. Die Verbindung vom Boden mit der Wandung geschieht am besten mit einem Winkeleisenring und Schrauben, um den Boden mit den Ausflußöffnungen nach Bedarf freilegen zu können.

Das Wichtigste an der Danaide sind die Ausflußöffnungen. In Verwendung sind rundkantige und scharfkantige Öffnungen, erstere in Gestalt, Maschinenuntersuchungen I, 2. Aufl.

stalt von Düsen, letztere in Form von stark konisch ausgedrehten Löchern oder, einfacher und billiger, Löcher in dünnen Blechen (Abb. 42). Für Einloch- und Zweiloch-Danaiden empfehlen sich Düsen, für Mehrloch-Danaiden dünne Bleche aus folgenden Gründen.

Wie die Versuche ergeben haben, ist der Ausflußkoeffizient bei Düsen schon von verhältnismäßig geringer Druckhöhe an konstant; damit bleibt aber auch das Verhältnis der Ausflußmengen bei Zweiloch-Danaiden mit verschiedenem Düsendurchmesser gleich, worauf es ankommt. Wählt man die „Normaldüse“ als Vorbild, so kann man bei dem Entwurf der Danaide $\mu = 0,96$ annehmen. Davon stark abweichende Formen, beispielsweise mit verhältnismäßig kleinen Abrundungshalbmessern, zeigen mitunter ein bedenkliches hydraulisches Verhalten. Sie können nämlich bei derselben Druckhöhe zweierlei Ausflußmengen ergeben [2]. Scharfkantige Öffnungen sind von dieser Zweideutigkeit frei. — Die Düsen sollen aus nichtrostendem Material, also Messing oder Rotguß, bestehen. Zum Schutz gegen Oxydation wurden die hochglanz zu polierenden Innenflächen gelegentlich schon vergoldet. Auf die Dauer hat dies jedoch wenig Zweck. Denn es kommt weniger der chemische Angriff des Wassers in Frage, vielmehr belegt sich die wasserbenetzte Fläche mit festen Niederschlägen aus dem Wasser, macht hierdurch die Düse rauh und beeinflußt so den Ausflußkoeffizienten. Die Düsen sind daher ab und zu nachzusehen und mit nicht angreifenden Putzmitteln zu reinigen, jedenfalls stets vor wichtigen Versuchen.

Bei Mehrloch-Danaiden kommt es darauf an, daß alle Meßlöcher von genau gleicher Form und Größe sind. Unter sich völlig identische Düsen in beliebiger Anzahl herzustellen ist fraglos recht schwierig und dazu teuer. Auch aus diesem Grunde nimmt man hier besser scharfkantige Öffnungen und stellt sie zweckmäßig und billig aus dünnem Blech her. Man schraubt die erforderlichen Bleche, rund ausgestanzt, zusammen — Befestigungslöcher am Rande müssen sie ohnehin erhalten —, bohrt sämtliche Bleche in einem Paket aus, geht mit einer guten Reibahle durch und hat dann ohne weiteres genau gleich große Öffnungen. Den allenfalls vorhandenen Grat schleift man vorsichtig auf einer auf eine Richtplatte gelegten Schmirgelleinwand ab. Trotz aller Sorgfalt bei der Herstellung solcher Meßbleche bleiben immer noch kleine individuelle Unterschiede bestehen, die sich in der Wasserlieferung ausprechen. — Für die Blechstärke genügt rund 1 mm und als Material empfiehlt sich Phosphorbronze, Neusilber, zur Not auch hart gewalztes Messing.

Der Ausflußkoeffizient scharfkantiger Öffnungen ist wesentlich kleiner, für den Entwurf mag man rund 0,6 annehmen, auch ist er mit der Druckhöhe stärker veränderlich als bei Düsen. Aber beides ist auf die Meßgenauigkeit der Danaide ohne Einfluß. Die geringere Wasserleistung der Meßbleche gegenüber Düsen bei gleichem Durchmesser kann man durch eine größere Bohrung wettmachen, und die größere Veränderlichkeit des Ausflußkoeffizienten der Meßbleche beeinflußt alle laufenden Strahlen gleichzeitig und gleichartig.

Für die Verteilung und Größe der Meßbleche bei Mehrlochdanaiden sind folgende Gesichtspunkte maßgebend.

Die Löcher sind bei runden Gefäßen in einem, höchstens zwei Kreisen anzuordnen, bei zwei Kreisen versetzt zueinander, damit die Strahlen, radial gesehen, sich nicht decken und die inneren Strahlen durch die Zwischenräume der äußeren zugänglich sind. Auch das Abzählen der laufenden Strahlen wird hierdurch erleichtert. Der Abstand von Mitte zu Mitte Meßblech soll mindestens gleich dem 3- bis 4fachen des Lochdurchmessers sein, damit sich die Strahlen nicht gegenseitig beeinflussen.

Die Größe der Meßlöcher richtet sich nach der maximalen Wassermenge und der zu wählenden Lochzahl, ist daher zunächst dem freien Ermessen anheim gegeben. Doch möge man folgendes beachten. Wählt man die Wasserleistung eines Strahles nicht größer als 1 Sekundenliter,

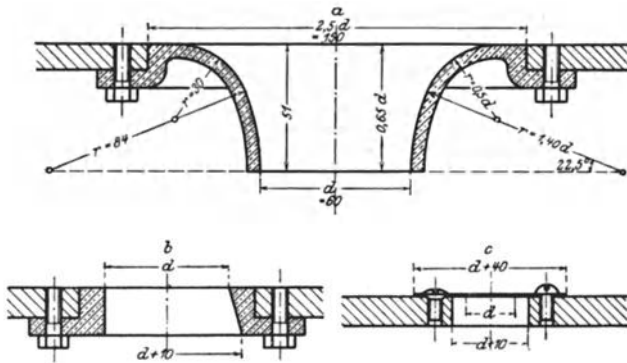


Abb. 42. Ausfußöffnungen für Danaiden.

das trifft für 20 mm Durchmesser scharfkantiger Löcher bei einer Druckhöhe von rund 1,38 m zu, so kann man noch sehr bequem und genau die einzelnen Strahlen durch entsprechende Krümmen abfangen und damit die Danaide eichen. Und dies kann an jedem Ort und zu jeder Zeit mit einfachen Mitteln geschehen, was ein sehr großer Vorzug solcher Danaiden ist. Man braucht sich daher nicht auf eine fremde Eichung zu verlassen, sondern kann diese selbst durchführen. Die Leistungsgrenze für derartige Danaiden dürfte praktisch bei etwa 100 Sekundenliter liegen. Darüber hinaus muß man größere Lochdurchmesser wählen.

In Abb. 42a und c sind die Befestigungsweisen einer 60 mm Normaldüse aus Rotguß und von 20 mm Blechen am Danaidenboden angegeben. Die Düse, ein Bestandteil der weiter unten beschriebenen Einloch-Danaide, schneidet mit ihrer oberen Fläche mit dem Boden ab und wird von unten angeschraubt.

Die Befestigung der Bleche geschieht auf der oberen Bodenfläche durch Messingschrauben mit halbrunden oder linsenförmigen Köpfen. 4—6 Schrauben reichen aus. Als Dichtung genügt mit Leinöl getränktes Papier.

Bei Zwei- und Mehrloch-Danaiden ist streng darauf zu achten, daß die Ausflußendquerschnitte in einer horizontalen Ebene liegen. Bei Zweiloch-Danaiden mit einer großen und einer kleinen Düse wird man daher die kleine Düse an einem besonderen zylindrischen, nicht zu engen Ansatz am Boden anbringen müssen.

Zur weiteren Ausrüstung einer Danaide gehört noch ein nicht zu enges, mindestens 10 mm weites Wasserstandsglas mit einer Millimeterskala, deren Nullpunkt genau in der horizontalen Ebene durch den Endquerschnitt der Ausflußöffnungen liegen muß.

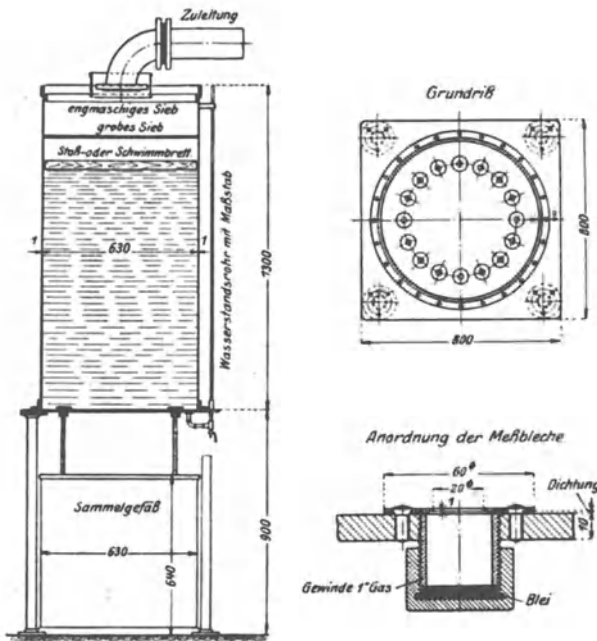


Abb. 43. 16-Loch-Danaide.

Schließlich ist es noch zweckmäßig, beim Einlauf in die Danaide ein engmaschiges Sieb zum Abhalten von Unreinlichkeiten und festen Körpern und zum Schutz gegen Spritzwasser bei hohem Wasserstand im Gefäß, bei größeren Danaiden allenfalls noch eingelochtes Siebblech einzuhängen, das für eine Verteilung des einlaufenden Strahles sorgt.

d) Konstruktionsbeispiele.

Eine große Einloch-Danaide mit 60 mm Normaldüse ist weiter unten bei der

Eichung der Danaiden wiedergegeben, ebenso eine kleine Einloch-Danaide erwähnt, die jedoch keine Besonderheiten aufweist.

Eine 16-Loch-Danaide.

Die in Abb. 43 dargestellte Danaide hat 16 in einem Kreise angeordnete Meßbleche aus 1 mm starker Phosphorbronze, ein Material, das sich in jahrelangem Betrieb gut bewährt hat. Die Danaide ist fest aufgestellt, dient im Eßlinger Maschinen-Laboratorium in der Regel zur Messung der Fördermenge einer Pumpe und hat eine maximale Leistung von etwa 15 Sekundenliter. Die Meßlöcher sind 20 mm groß.

Von Interesse ist die Verschlusseinrichtung der Meßlöcher. Da es sich ganz allgemein aus verschiedenen theoretischen und praktischen, noch zu erörternden Gründen empfiehlt, Danaiden bei nicht zu kleinen

Druckhöhen zu verwenden, so schließt man bei zu kleiner Druckhöhe entsprechend viele Löcher ab. Behelfsmäßig genügen zwecks Schonung der Meßlöcher Korkstopfen, deren Lebensdauer allerdings durch die scharfen Kanten beeinträchtigt wird. Besser hat sich die in Abb. 43 zu sehende Konstruktion bewährt. In den Danaidenboden werden einfache Gasrohrnippel eingeschraubt, oben verstemmt und mit Sechskantkappen geschlossen. Bei 20 mm Lochdurchmesser z. B. nimmt man 1"-Nippel. Zur guten Abdichtung dreht man die Nippel vorher am unteren Rand etwas konisch und sauber gerade ab, die Kappen gießt man etwa 5 mm stark mit Blei aus und dreht auch dieses plan ab. Es genügt dann meistens, die Kappen von Hand anzuziehen, um einen guten Abschluß zu erzielen.

Eine 60-Loch-Danaide.

In manchen Fällen ist es bequem, das Danaidengefäß um seine vertikale Achse drehbar zu machen, so daß man jeden Strahl zur Eichung über einen fest angebrachten Abfangkrümmer drehen kann. Es ist auch der Fall denkbar, daß eine Danaide dicht an eine Wand gestellt werden muß, wodurch ein Teil der Strahlen schwer zugänglich wird. Kleinere Danaiden bis etwa 500 mm Gefäßdurchmesser lassen sich dann so bauen, daß der Danaidenboden auf einer senkrechten in einem unteren Spurlager und einem oberen Halslager geführten Welle befestigt wird. Die beiden Lager werden zweckmäßig mit dem Sammelgefäß verbunden [3].

Für größere Ausführungen diene Abb. 44, die eine 60-Loch-Danaide für maximal 60 Sekundenliter Leistung darstellt. Meßbleche und Verschlüsse sind dieselben wie bei der 16-Loch-Danaide. Die Löcher sind in zwei Kreisen angeordnet, und die ganze Danaide ist, wenigstens bis zu $\frac{3}{4}$ Füllung, noch von Hand zu drehen, damit jedes Loch über eine fest angebrachte Abfangvorrichtung gestellt werden kann. Die Drehbarkeit ist durch 4 Rollen in festen Lagerstühlen ermöglicht. Die Kreisschiene ist am Danaidenboden angeschraubt.

Bei Mehrloch-Danaiden ist es stets angebracht die Meßlöcher zu numerieren, um zu wissen, welche Strahlen man jeweils benutzt hat.

Große Prüffeld-Danaide.

In Abb. 45 ist eine große Danaide für eine Höchstleistung von 600 Sekundenlitern in den Hauptlinien skizziert. Sie wurde von der Maschi-

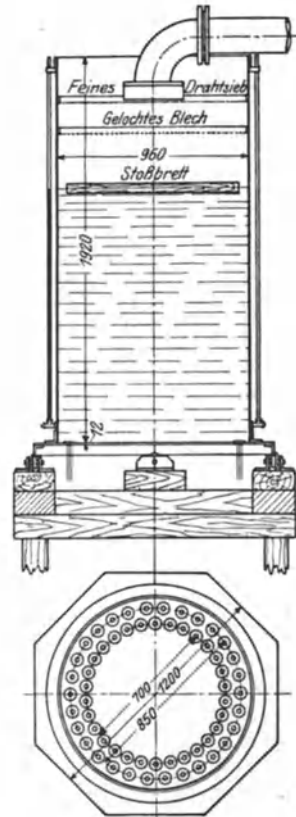


Abb. 44. 60-Loch-Danaide.

nenfabrik Eßlingen im Jahre 1912 für das Prüffeld ihrer Kreiselpumpen gebaut.

Das Gefäß hat 2,40/3,20 m Grundfläche bei 4,00 Höhe. Die Wände sind durch 9 Längsanker und 17 Queranker versteift. Außerdem dienen noch die beiden inneren Scheidewände als Versteifung. In der Zeichnung sind die Anker fortgelassen. Die mittlere Scheidewand reicht nicht ganz auf den Boden. Es bleibt noch ein Spalt von 100 mm offen. Die andere

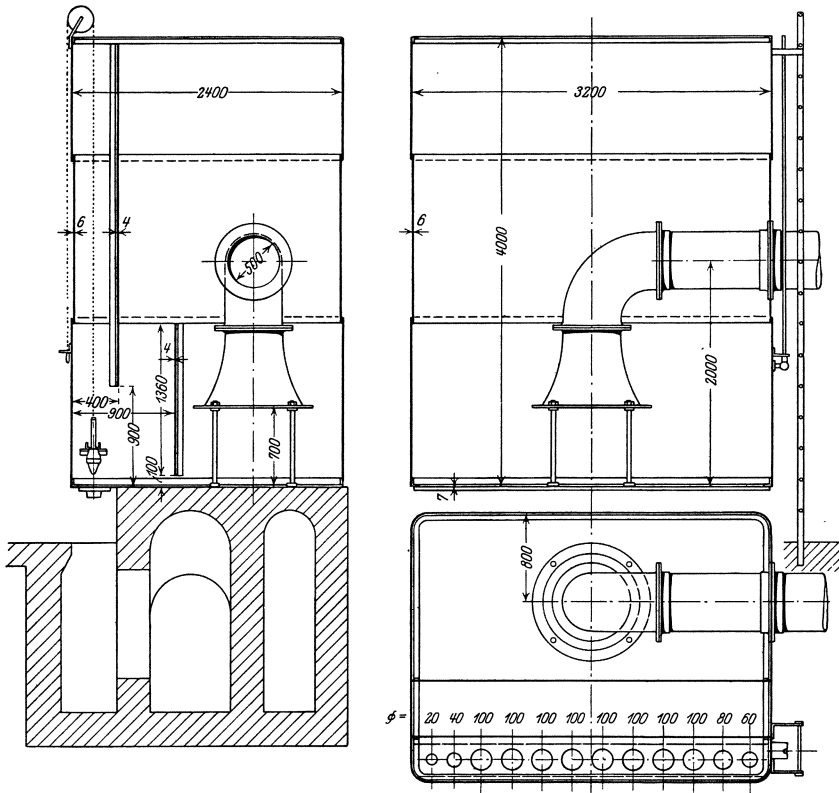


Abb. 45. Große Prüffeld-Danaide für 600 Sekundenliter.

Scheidewand beginnt erst 900 mm über dem Boden und ist bis auf 80 mm Abstand von der oberen Kante durchgeführt.

Das Wasser wird durch ein 500 mm weites Rohr in die hintere Abteilung geleitet und strömt unter und über der mittleren Scheidewand in die vordere Abteilung, an deren Längsseite am Boden 12 Ausflußdüsen und zwar je 1 Stück von 20, 40, 60, 80 mm und 8 Stück von 100 mm Durchmesser sitzen. Zur Verstärkung für die Düsenbefestigung ist an das Bodenblech ein Flacheisen von 280/20 mm angenietet. — Der mit einer Leiter zugängliche Wasserstand beginnt erst 1,15 m über der Bodenfläche des Gefäßes.

Die Bauart der Düsen und die Verschlubeinrichtung geht aus Abb. 46 hervor, die eine der 100-mm-Düsen darstellt. Alle Düsen sind gleich lang und nach den gleichen, in der Zeichnung angegebenen Radien ausgedreht. Zum Verschuß dient ein schwerer Gußkörper, der an einem Drahtseil hängt und mit einem Gummiring in einer Eindrehung versehen ist. So wird bei größter Schonung der inneren Düsenfläche gleichwohl ein vollkommener Abschluß erzielt. Das Drahtseil ist über eine Rolle an der oberen Kante der vorderen Gefäßwand nach außen geführt und kann von hier aus bedient werden. In 1,20 m Höhe über dem Gefäßboden ist außen ein Winkeleisen mit kurzen Schlitzten angenietet, in welche das freie Ende des Drahtseils mittels eines Ringes eingehängt wird und den Verschlusskörper etwa 20 cm über der geöffneten Düse schwebend hält.

Bei Messungen laufen immer nur so viele Strahlen, daß die Druckhöhe in der Danaide über 1500 mm beträgt. Die Düsen wurden einzeln nach dem Auslaufverfahren geeicht und ergaben durchschnittlich einen Ausflußkoeffizienten von 0,98.

e) Die Eichung der Danaiden.

Durch den Versuch soll die Eichkurve der Danaide, d. h. die Beziehung von Ausflußmenge zu Druckhöhe, und der Ausflußkoeffizient bestimmt werden. Man kann zweierlei Verfahren anwenden:

Das Verfahren der konstanten Druckhöhen.

Das Auslaufverfahren.

Das erstere ist einfacher und eignet sich überall dort, wo die Wasserleistung des Strahles so klein ist, daß die Wassermenge durch Abfangkrümmer in Gefäße geleitet werden kann, deren Inhalt durch Wägung bestimmt wird. Es hat außerdem den Vorteil, von dem Querschnitt des Gefäßes bzw. seiner vielleicht wechselnden Größe völlig unabhängig zu sein. Versuchsbedingung ist, daß der Wasserstand in der Danaide während der einzelnen Messungen gleich bleibt. Es soll also der Danaide stets so viel Wasser zufließen als abfließt.

So einfach die Eichung von Danaiden mit verhältnismäßig kleinen Öffnungen ist, so umständlich kann sie bei großen Meßblechen oder Düsen werden. Das Abfangen wird schwierig und, wenn nicht sehr große

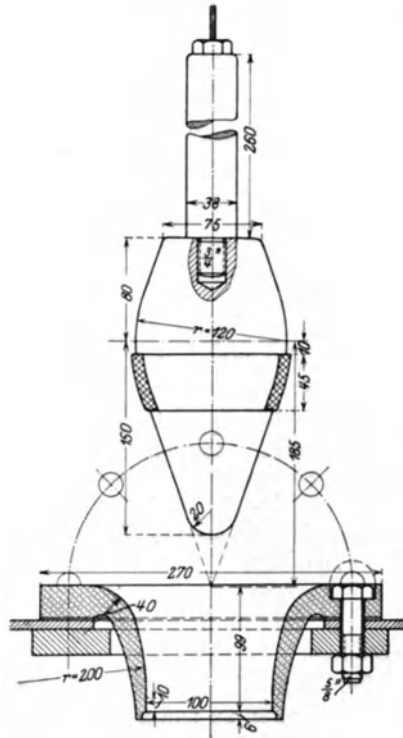


Abb. 46. Düsen und Verschlubeinrichtungen zur großen Prüffeld-Danaide.

Gefäße mit entsprechenden Wagen zur Verfügung stehen, auch ungenau. Hier ist das zweite Verfahren unter Verwendung eines Chronographen am Platz. Zur Eichung wird die Danaide bei verschlossener Düse gefüllt und dann durch Entfernen des Verschlusses leer laufen gelassen. Aus dem nach der Zeit beobachteten Absinken des Wasserspiegels läßt sich die Ausflußmenge als Funktion der Druckhöhe, d. h. die Eichkurve und damit auch der Ausflußkoeffizient berechnen.

Zahlenbeispiele.

Verfahren der konstanten Druckhöhen.

Eichung einer kleinen Einloch-Danaide.

Die im Eßlinger Maschinen-Laboratorium aufgestellte Versuchseinrichtung besteht aus einem zylindrischen, oben offenen Blechgefäß von 300 mm Durchmesser und 900 mm Höhe, in dessen Bodenmitte entweder ein dünnes Meßblech oder eine Düse angeschraubt werden kann. Einlaufsieb und Schwimmbrett sind vorgesehen, ebenso Wasserstandsrohr mit Maßstab, der mit Hilfe eines kleinen Anschlagwinkels abgelesen wird.

Um die Druckhöhe konstant zu halten, wird das Wasser einem höher stehenden Gefäß mit Überlaufeinrichtung entnommen. Sobald der Gleichgewichtszustand erreicht ist, wird eine bestimmte Zeit lang (bei der zur Verfügung stehenden Einrichtung am besten gerade 100 Sekunden) der Strahl abgefangen und die Menge gewogen. Dabei wird alle 10 Sekunden die Druckhöhe abgelesen und ein Mittelwert daraus gebildet, da sich der vollkommen ideale Beharrungszustand nur selten erreichen läßt. Dieses Verfahren wird für mehrere Druckhöhen fortgesetzt und hiermit

$$\mu = \frac{Q}{f\sqrt{2gh}} = \frac{1}{f\sqrt{2g}} \cdot \frac{Q}{\sqrt{h}} = \text{Const} \frac{Q}{\sqrt{h}}$$

berechnet.

Es empfiehlt sich, für die Druckhöhen bei niederem Wasserstand kleinere Stufen zu nehmen als bei höheren, weil die Änderung von μ bei kleineren Druckhöhen größer ist als bei größeren. Man fängt etwa mit 4 cm Druckhöhe an und wählt den Unterschied der folgenden jeweils um 1 cm größer als den der vorangehenden.

$$\begin{aligned} h_1 &= 4 \\ h_2 &= 4 + 4 = 8 \\ h_3 &= 8 + 5 = 13 \\ h_4 &= 13 + 6 = 19 \\ &\text{usw.} \end{aligned}$$

Es kommt bei dem Versuch nicht darauf an, daß gerade diese Druckhöhen genau eingestellt werden, wohl aber darauf, daß die einmal gewählte Druckhöhe während des Abfangens sich möglichst gleich bleibt.

Die kleinen Wassermengen wägt man auf der Tafelwage, die größeren, etwa von 10 kg ab, auf der Dezimalwage.

Bei jeder Druckhöhe sind wenn möglich zwei Einzelversuche zur gegenseitigen Kontrolle anzustellen.

Ein gutes Ergebnis ist nur bei sehr sorgfältiger Durchführung des Versuches zu erwarten.

In Zahlentafel 5 finden sich die Beobachtungswerte und Ergebnisse eines Versuches in tabellarischer Zusammenstellung. In Abb. 47 sind die hauptsächlichsten Werte einer Versuchsreihe, die $q-h$ - und $\mu-h$ -Kurve aufgetragen. Die $q-h$ -Kurve ist die Eichkurve und gestattet für eine beliebige Druckhöhe h die ihr entsprechende Ausflußmenge q zu entnehmen.

Die $\mu-h$ -Kurve läßt die Änderung des Ausflußkoeffizienten mit der Druckhöhe erkennen. Bei kleineren Druckhöhen ändert sich μ wesentlich mehr als bei größeren.

Zahlentafel 5. Bestimmung des Ausflußkoeffizienten einer kreisrunden, scharfkantigen Öffnung in 0,7 mm starkem Blech.

Mündungsdurchmesser = 1,151 cm. — Mündungsquerschnitt = 1,04 qem = f .

h	m	Mittlere Druckhöhe cm	Abfangdauer Sek.	Wassermenge in g		\sqrt{h}	μ	q^2
				Ingesamt	In 1 Sek.			
1	44	3,88	100	6650	66,5	1,970	0,733	4420
	48	3,93	100	6750	67,5	1,982	0,739	4556
	55	8,06	100	9350	93,5	2,838	0,715	8742
2	0	8,05	100	9300	93,0	2,836	0,712	8650
	6	12,84	100	11500	115,0	3,585	0,696	13225
	12	12,88	100	11600	116,0	3,589	0,702	13456
	17	19,07	100	13750	137,5	4,368	0,683	18906
	21	19,13	100	13750	137,5	4,374	0,682	18906
	26	25,96	100	15700	157,0	5,096	0,669	24650
	41	26,01	100	15800	158,0	5,100	0,672	24960
	36	34,13	100	17850	178,5	5,843	0,663	31860
	31	34,03	100	17850	178,5	5,837	0,664	31860
	45	42,98	100	19900	199,0	6,556	0,659	39600
3	50	42,96	100	19850	198,5	6,555	0,657	39360
	55	52,87	100	22000	220,0	7,274	0,656	48400
	0	52,83	100	21950	219,5	7,270	0,655	48180
	5	64,01	100	24000	240,0	8,000	0,651	57600
	10	63,99	100	24000	240,0	8,000	0,651	57600
	13	75,93	100	26000	260,0	8,774	0,647	67600
	17	76,05	100	26050	260,5	8,722	0,648	67860
	22	89,05	100	28150	281,5	9,438	0,647	79240
	27	88,93	100	28150	281,5	9,432	0,648	79240

Ausgleichung der Beobachtungsfehler.

Da jede einzelne Beobachtung mit einem größeren oder kleineren Fehler behaftet ist, so wird es bei nicht sehr sorgfältiger Versuchsdurchführung nicht ganz leicht sein, durch die direkt berechneten Werte von μ eine Kurve legen, welche die Beobachtungsfehler so berücksichtigt, daß sie den wahrscheinlichsten Werten entspricht. Es empfiehlt sich daher, zuerst die Beobachtungsfehler auszugleichen und dann μ für einige Druckhöhen zu berechnen. In vorliegendem Fall läßt sich diese Ausgleichung mit genügender Genauigkeit graphisch durchführen.

Durch Quadrieren der Gleichung

$$q = \mu f \sqrt{2gh}$$

erhält man

$$q^2 = \mu^2 f^2 2gh.$$

Wäre μ für alle Werte von h konstant, dann wäre q^2 proportional zu h , d. h. durch eine Gerade darzustellen. Da μ sich mit h nicht allzu sehr ändert, besonders nicht bei größeren Druckhöhen, so ist die Kurve q^2 - h -Kurve nur eine lediglich im unteren Teil sehr schwach gekrümmte Linie, die sich durch die beobachteten Punkte für q^2 nach Gefühl durchlegen läßt.

Der Gang der Rechnung ist folgender:

Zu jedem Wert für q wird q^2 gebildet und diese Zahl für das entsprechende h auf Millimeterpapier aufgetragen. Diese Werte für q^2 liegen so, daß eine anfänglich sehr schwach gekrümmte stetige Kurve, die in ihrem weiteren Verlauf beinahe vollkommen gerade ist, ihre Abweichungen hiervon berücksichtigt. [Die Kurve läßt sich zum größten Teil mit einem gespannten Faden, in ihrem Anfang durch die hochkantgestellte Reißschiene oder geeignete Kurvenhölzer festlegen.] Aus dieser Kurve, welche die einzelnen Beobachtungsfehler ausgleichen soll, werden für bestimmte Werte von h , etwa für 5, 10, 15, 20 bis 90 cm, die zugehörigen ausgeglichenen q_a^2 abgelesen, die q_a berechnet und damit neuerdings die zugehörigen μ_a wie oben bestimmt.

Zahlentafel 6.

h	q_a^2	q_a	\sqrt{h}	μ_a
5	5540	74,44	2,236	0,7220
10	10580	102,80	3,162	0,7060
15	15150	123,10	3,873	0,6900
20	19600	140,00	4,472	0,6795
30	28260	168,00	5,477	0,6660
40	37100	192,60	6,325	0,6610
50	45740	213,80	7,071	0,6565
60	54200	232,70	7,746	0,6527
70	62800	250,60	8,367	0,6500
80	71500	267,30	8,944	0,6485
90	80200	283,00	9,481	0,6480

Die Werte der beobachteten q^2 , die zum Aufzeichnen der Ausgleichkurve dienen, sind als letzte Spalte der Zahlentafel 5 angehängt. Aus der Ausgleichkurve q^2 - h der graphischen Darstellung wurden dann die in der Zahlentafel 6 eingetragenen Werte bei $h = 5, 10, 15$ usw. für q^2 abgelesen und hieraus q_a , \sqrt{h} und schließlich μ_a berechnet und hiermit die μ -Kurve eingezeichnet, Abb. 47.

Die Zweckmäßigkeit der graphischen Ausgleichung der Beobachtungsfehler springt besonders bei den μ -Kurven in die Augen. Ohne die Ausgleichung wäre es kaum möglich, die den Versuchswerten entsprechende wahrscheinlichste Kurve ohne große Willkür zu verzeichnen.

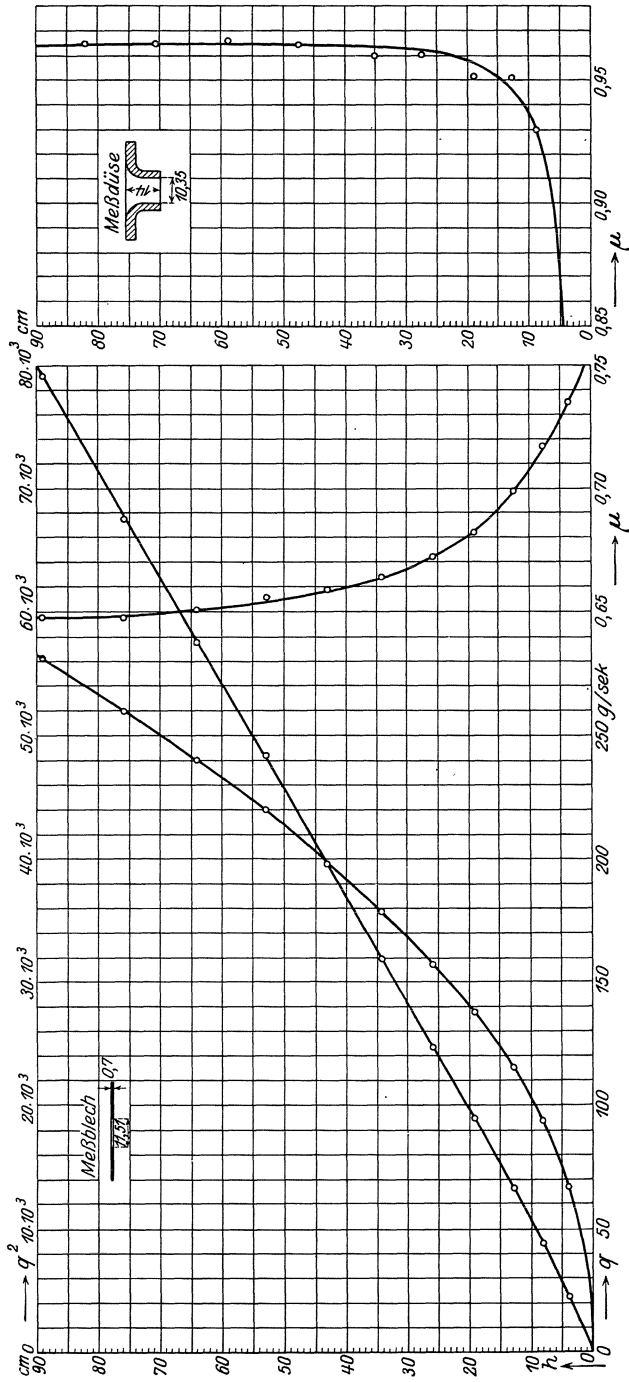


Abb. 47. Eich- und μ -Kurve der kleinen Einloch-Danaide.

Auch die Eichkurven für die Danaiden, und dies gilt für diese Meßeinrichtung ganz allgemein, legt man am besten nicht unmittelbar durch die Beobachtungspunkte, sondern man berechnet sich rückwärts aus der Ausgleichkurve q^2-h zu ganzen Zahlen von h die ausgeglichenen Werte von q und legt durch diese die Eichkurve.

Ein wesentlich anderes Bild ergibt sich für μ beim Ausfluß aus einer Düse. Auf der hierher gehörigen graphischen Darstellung Abb. 47 ist für die dort skizzierte Düse von 10,35 mm l.W. des Endquerschnittes die $\mu-h$ -Kurve aufgetragen, die erkennen läßt, daß der Ausflußkoeffizient hierbei mit wachsender Druckhöhe anfänglich rasch zunimmt und dann einem konstanten Wert zustrebt. Bei dem Ausfluß aus dünner Wand nimmt, wie die $\mu-h$ -Kurve zeigt, μ mit wachsender Druckhöhe ab, ohne innerhalb des Versuchsbereiches einen konstanten Wert zu erreichen.

Eichung der 60-Loch-Danaide.

Die oben beschriebene 60-Loch-Danaide ist ein Bestandteil eines kleinen hydraulischen Gerinnes (Kap. 13) und dient zur Wassermessung bei Überfallversuchen. Der Lochdurchmesser beträgt 20 mm.

Zur Wägung des von dem Eichstrahl gelieferten Wassers wird dieses in ein auf einer Dezimalwaage stehendes Gefäß geleitet, das am Boden einen Auslaufhahn hat. Die ganze Messung wird dadurch sehr vereinfacht. Als Zeitmesser verwendet man eine Stoppuhr. Vor einer Eichung stellt man das Laufgewicht der Waage so ein, daß es noch etwas Übergewicht hat, schließt den Auslaufhahn an dem Wiegegefäß, und setzt, sobald der Wagebalken durch die Gleichgewichtslage geht, die Stoppuhr in Tätigkeit. Jetzt stellt man das Laufgewicht je nach Druckhöhe in der Danaide um 100–300 kg vor und setzt, sobald die Waage wieder Gleichgewicht zeigt, die Stoppuhr still. Die abzufangende Wassermenge wird auf Grund einer früher erhaltenen Eichkurve so gewählt, daß die Versuchsdauer rund 5 Minuten = 300 Sekunden währt. Be trägt z. B. die Druckhöhe 93 cm, so ist der Eichkurve eine Wasserleistung für jeden Strahl von 0,83 kg/sek zu entnehmen, es ist also das Laufgewicht um $300 \cdot 0,83 = 249$ oder rund 250 kg vorzustellen.

Zahlentafel 7.

Nr. des Versuchs	Mittlere Druckhöhe h cm	Abfangdauer sek	Wassermenge		Ausflußkoeffizient μ	q^2
			Insgesamt kg	q kg/sek		
1	30,54	333,4	160	0,4798	0,6240	0,2300
2	32,82	301,6	150	0,4974	0,6240	0,2473
3	42,18	302,7	170	0,5619	0,6220	0,3152
4	42,67	301,2	170	0,5644	0,6214	0,3181
5	45,98	307,6	180	0,5851	0,6204	0,3420*
6	59,80	300,6	200	0,6655	0,6181	0,4425
7	88,16	299,0	240	0,8030	0,6143	0,6450
8	115,91	304,3	280	0,9199	0,6150	0,8465
9	139,40	307,8	310	1,0070	0,6130	1,0150
10	142,14	305,0	310	1,0160	0,6128	1,0340
11	147,62	300,0	310	1,0333	0,6120	1,0685
12	153,65	303,3	320	1,0550	0,6124	1,1145

Während des Wiegens liest man alle 20 Sekunden den Wasserstand an der Danaide ab, nimmt hieraus den Mittelwert und erhält so einen Punkt der Eichkurve.

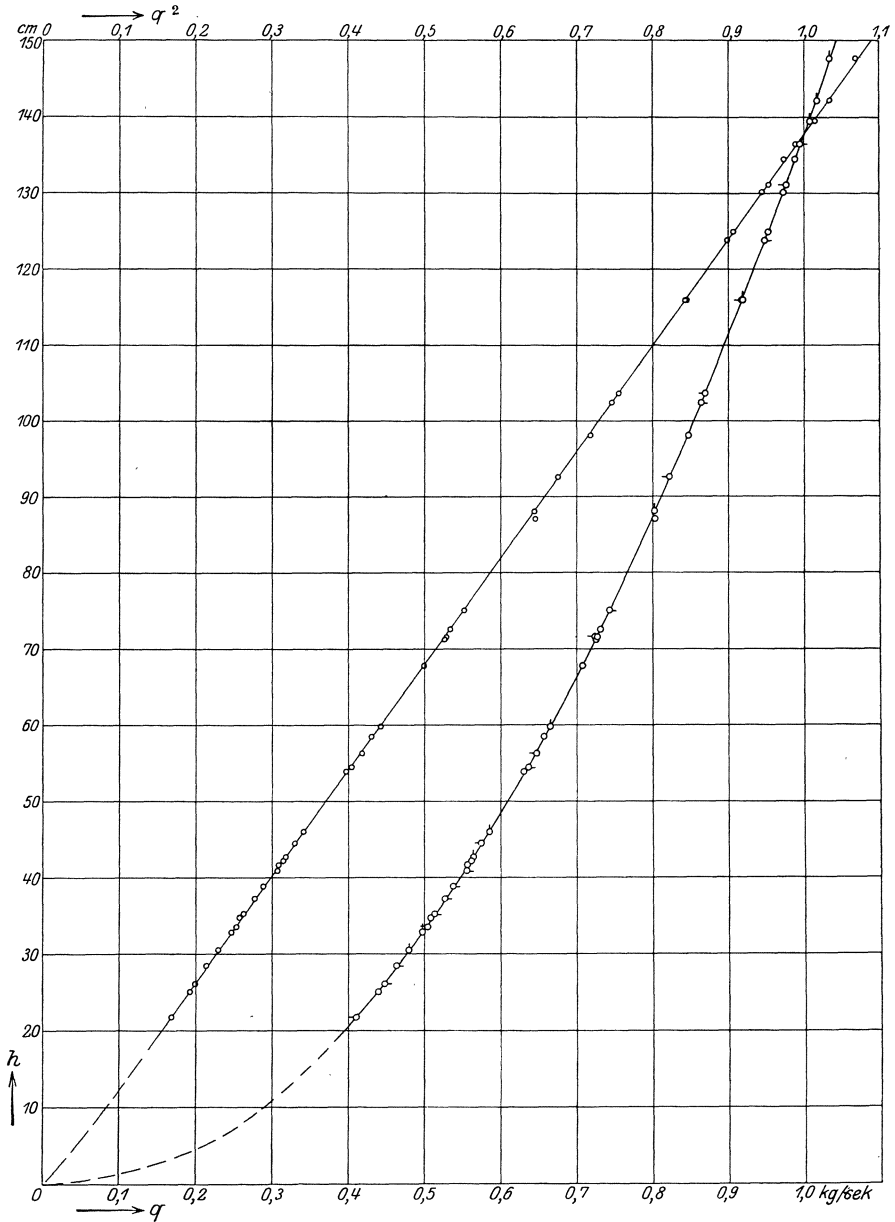


Abb. 48. Eichkurve der 60-Loch-Danaide.

Abb. 48 zeigt die Eichkurve dieser Danaide, wie sie bei 4 Versuchsreihen erhalten wurde. Dabei wurde immer derselbe Eichstrahl benutzt. In Zahlentafel 7 sind die Beobachtungswerte einer Versuchsreihe zusammengestellt. Die aus den Versuchen abgeleitete μ -Kurve findet sich weiter unten in Abb. 52.

Das Auslaufverfahren.

Eichung einer großen Einloch-Danaide.

Die Versuchseinrichtung für das Auslaufverfahren [4], sowie der Eichvorgang selbst geht aus Abb. 49 hervor, welche die im Eßlinger Maschinen-Laboratorium verwendete Danaide darstellt. Das Gefäß ist zylindrisch, 770 mm im Durchmesser und 1250 mm hoch. An seinem Boden ist eine mit einer Schraubkappe verschließbare „Normaldüse“ aus Rotguß von 60 mm l. W. angesetzt. Zur Eichung wird die Danaide bei verschlossener Düse mit Wasser gefüllt und, nachdem es sich im Gefäß vollkommen beruhigt hat, durch Entfernen der Kappe leer laufen gelassen. Es ist nun das Sinken des Wasserspiegels nach der Zeit zu beobachten, was in zuverlässiger Weise, frei von jedem Fehler durch die persönliche Gleichung, der Chronograph besorgt. Zu diesem Zweck trägt ein Schwimmer einen im Querschnitt kreuzförmig gestalteten Holzstab, von dem zwei gegenüberliegende Schmalseiten in zwei Rollenpaaren geführt werden, und dessen beide anderen Schmalseiten die Kontaktvorrichtung tragen. Letztere besteht aus einem blanken Nickelindraht, der in der dargestellten Weise die dritte Seite des Holzstabes so „einfäßt“, daß alle 40 mm eine Drahtwindung die Schmalseite „besäumt“. Auf der vierten Schmalseite ist ein blanker Draht der Länge nach gespannt. Zwei Kontaktfedern vermitteln den Stromübergang und Strom-

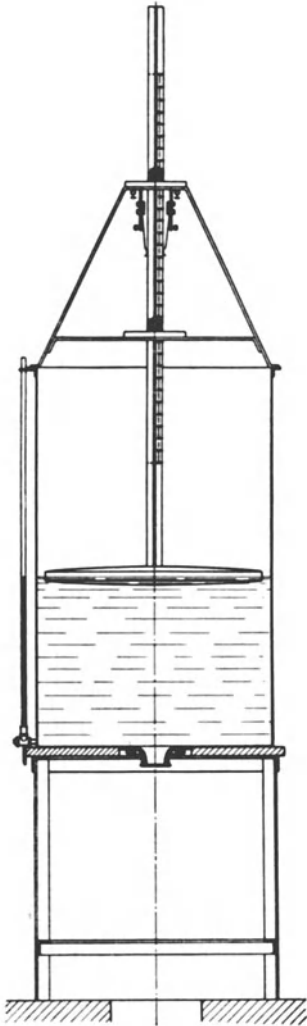


Abb. 49.
Große Einloch-Danaide.

schluß. Auf dem Chronographenstreifen markiert sich so jeweils der Zeitpunkt mit aller wünschenswerten Schärfe, wann der Wasserspiegel in der Danaide um jeweils 40 mm gesunken ist.

Die Kontaktfedern sind in Höhe um 25 mm verstellbar, damit das Eintreten eines Stromschlusses mit einem ganzen, durch 4 teilbaren

Zentimeter des Wasserstandes im Gefäß in Übereinstimmung gebracht werden kann.

Zwar ließe sich das Absinken nach der Zeit auch mit der gewöhnlichen Uhr an dem Wasserstandsglas beobachten, doch haben Vergleichsversuche ergeben, daß der Mittelwert aus 10 solchen, sorgfältig gemachten Beobachtungen noch nicht die Genauigkeit einer Aufzeichnung mit dem Chronographen erreicht.

Ein Versuchsprotokoll ist in Zahlentafel 8, die graphische Darstellung der Versuchsergebnisse in Abb. 50 wiedergegeben.

Zahlentafel 8.

Mittlere Druckhöhe h cm	Zeit für 4 cm Druckhöhenabnahme in sk		Wassermenge Q Liter pro sk	μ	Mittlere Druckhöhe h cm	Zeit für 4 cm Druckhöhenabnahme in sk		Wassermenge Q Liter pro sk	μ
	nach dem Chronograph	nach der Ausgleichkurve				nach dem Chronograph	nach der Ausgleichkurve		
126	1,406	1,402	13,63	0,969	66	1,954	1,940	9,85	0,968
122	1,421	1,421	13,45	0,971	62	1,983	1,998	9,57	0,970
118	1,432	1,446	13,21	0,971	58	2,041	2,062	9,27	0,972
114	1,491	1,470	13,00	0,971	54	2,095	2,130	8,97	0,974
110	1,526	1,495	12,78	0,973	50	2,229	2,213	8,63	0,974
106	1,612	1,520	12,57	0,975	46	2,323	2,305	8,29	0,976
102	1,459	1,549	12,33	0,975	42	2,410	2,420	7,93	0,977
98	1,551	1,580	12,09	0,975	38	2,548	2,548	7,50	0,972
94	1,617	1,617	11,82	0,973	34	2,701	2,701	7,07	0,969
90	1,657	1,654	11,56	0,972	30	2,876	2,873	6,65	0,969
86	1,687	1,693	11,28	0,971	26	3,027	3,066	6,23	0,976
82	1,734	1,736	11,00	0,970	22	3,337	3,337	5,73	0,975
78	1,789	1,783	10,72	0,968	18	3,675	3,675	5,20	0,978
74	1,829	1,831	10,43	0,968	14	4,159	4,159	4,60	0,980
70	1,884	1,884	10,14	0,968					

Anmerkung: Die Zeiten nach dem Chronographen sind Mittelwerte aus 6 Versuchsreihen.

Der Rechnungsgang ist einfach. Bedeutet Δh (dm) die Druckhöhenabnahme in der Zeit Δt (Sekunden) für die mittlere Druckhöhe h (dm), wobei h für die Mitte von Δh gelten soll, F den Gefäßquerschnitt in qdm, so ist die ausfließende Wassermenge bei der Druckhöhe h mit großer Annäherung

$$Q = \frac{F \cdot \Delta h}{\Delta t} \text{ l/sek.}$$

Nach der Danaidengleichung ist ferner, wenn f wieder den Mündungsquerschnitt der Düse in qdm bezeichnet,

$$Q = \mu f \sqrt{2gh}.$$

Durch Elimination von Q aus den beiden Gleichungen folgt

$$\mu = \frac{F}{f} \cdot \frac{1}{\sqrt{2g}} \cdot \left(\frac{\Delta h}{\Delta t}\right) \cdot \frac{1}{\sqrt{h}}.$$

μ ist also direkt proportional der Neigung der Tangente an die h - t -Kurve im Punkte h und indirekt proportional der Quadratwurzel aus h .

Rechnet man nicht mit der differentiellen Beziehung $\frac{\Delta h}{\Delta t}$, sondern, was für praktische Zwecke ausreicht, mit der Wassermenge Q (die aber nicht direkt beobachtet wird, sondern nur eine abgeleitete Größe ist), so folgt wieder

$$\mu = \frac{Q}{f \cdot \sqrt{2g \cdot h}}.$$

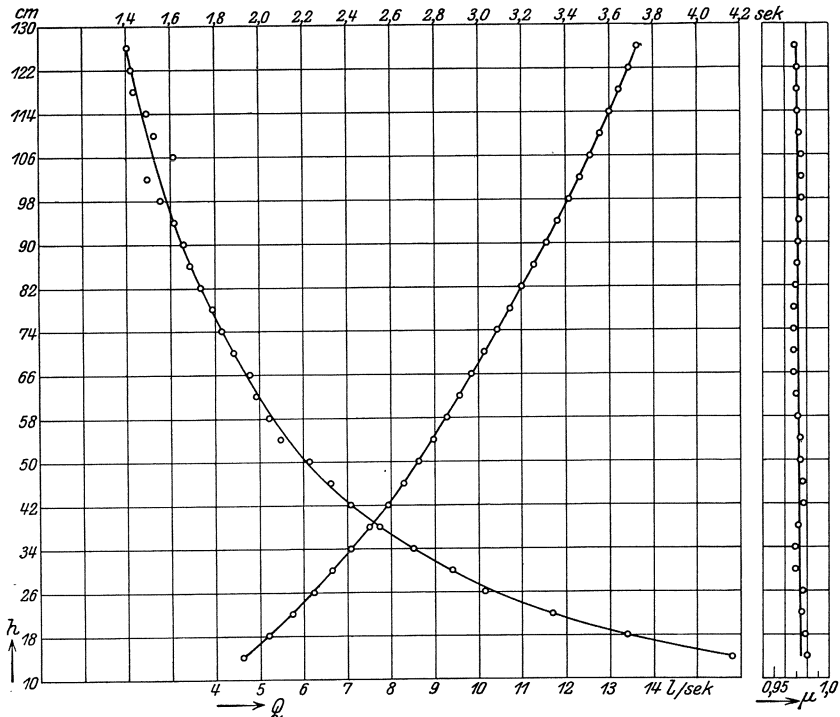


Abb. 50. Eich- und μ -Kurve der großen Einloch-Danaide.

In der zweiten Spalte der Zahlentafel 8 sind die Zeiten Δt eingetragen, wie sie der Chronograph ergeben hat und in Abb. 50 als Abszissen zu den als Ordinaten aufgetragenen Druckhöhen eingezeichnet. Diese Versuchspunkte sind zunächst durch eine Kurve graphisch ausgeglichen, welche die Werte der dritten Spalte von Zahlentafel 8 entnommen sind. Mit diesen ausgeglichenen Werten wurden die Wassermengen Q der vierten und die μ -Werte der letzten Spalte berechnet. Wie die graphische Darstellung der μ -Werte zeigt, nehmen diese einen leicht sinoidalen Verlauf, der durch eine Gerade ausgeglichen ist. Der sinoidale Verlauf besteht in Wirklichkeit nicht, sondern ist nur eine

Folge der immerhin mit einer gewissen Willkür gelegten Δt - \bar{h} -Ausgleichskurve.

Wollte man die Q - h - oder Eichkurve noch etwas zuverlässiger erhalten, so könnte man sie rückwärts aus den graphisch ausgeglichenen Werten der μ -Kurve berechnen.

Bei diesem Verfahren muß die Größe des Gefäßquerschnittes bekannt sein. Kann er nicht genügend genau ausgemessen werden, so läßt er sich durch Einfüllen abgewogener kleinerer Wassermengen Q bestimmen. Denn es ist $Q = F \cdot (h_2 - h_1)$ oder $F = Q : (h_2 - h_1)$, worin h_1 der Wasserstand im Gefäß vor und h_2 nach dem Einfüllen von Q bedeutet. Zweckmäßig wird man die Wertepaare

$$F \text{ und } \bar{h} = \frac{h_1 + h_2}{2}$$

graphisch auftragen, sie durch einen stetigen Linienzug verbinden, um für ein beliebiges h den entsprechenden Querschnitt angeben zu können. — Dieses Verfahren zur Bestimmung von F berücksichtigt auch eine bei verschiedener Füllhöhe allenfalls eintretende elastische Formänderung des Gefäßes, die bei kreisrundem Querschnitt allerdings weniger zu befürchten ist, als bei rechteckigem oder quadratischem, wenn die ebenen Wandungen nicht ausreichend versteift sind.

f) Winke für den Gebrauch der Danaiden.

Der Genauigkeitsgrad.

Aus der Gleichung $q = \mu \cdot f \sqrt{2g \cdot \bar{h}}$ ist zu entnehmen, daß die Druckhöhe rascher zunimmt als die Wassermenge, daß also die Druckhöhe sehr empfindlich auf eine Änderung der Wassermenge anspricht. Darin beruht ein Vorteil der Danaide. Die Größe dieses Zuwachses, der auch als Differentialquotient $\frac{dh}{dq}$ ausgedrückt werden kann, nimmt, wie aus der Eichkurve zu ersehen, mit zunehmender Druckhöhe zu. Für dieselbe Änderung in der Wassermenge ist deshalb bei größerer Druckhöhe deren Zunahme größer als bei kleinerer Druckhöhe, s. Abb. 51, woraus sich schon rein theoretisch ergibt, die Danaide bei nicht zu kleinen, sondern bei möglichst großen Druckhöhen zu verwenden.

Es liegt aber noch ein anderer Grund für die Erfüllung dieser Forderung vor. Hat man beispielsweise eine Mehrloch-Danaide bei der Druckhöhe h geeicht und hierbei die Wassermenge q gemessen — man bezieht

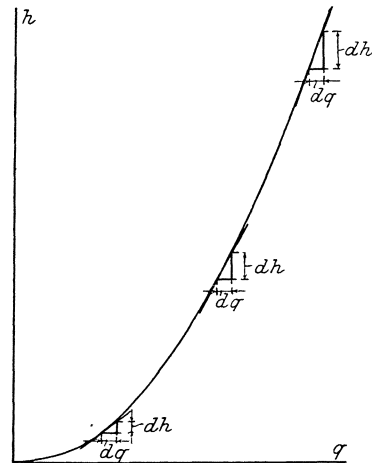


Abb. 51. Das Verhältnis von $\frac{dq}{dh}$ bei verschiedener Druckhöhe.

diese immer nur auf einen Strahl —, während eines Versuches aber eine etwas andere Druckhöhe h' beobachtet, so läßt sich die Wassermenge q' aus den Beziehungen

$$q = \mu \cdot f\sqrt{2g \cdot h} \quad \text{und} \quad q' = \mu' \cdot f\sqrt{2g \cdot h'}$$

berechnen zu

$$q' = q \frac{\mu'}{\mu} \sqrt{\frac{h'}{h}}.$$

Bleibe μ konstant, so daß $\mu = \mu'$ wäre, dann hätte man die einfachere Gleichung

$$q' = q \sqrt{\frac{h'}{h}}.$$

Bei größeren Druckhöhen und für den Fall, daß h nicht sehr verschieden von h' ist, kann man ohne wesentlichen Fehler $\mu = \mu'$ setzen. Auch hieraus kann die praktische Forderung erhoben werden, Danaiden bei großen Druckhöhen zu verwenden.

Der Genauigkeitsgrad der Danaidenmessung wurde für die 16-Loch-Danaide bereits in Kap. 4 angegeben.

Der mittlere Fehler bei dieser Mehrloch-Danaide betrug für einen Strahl, wenn 7 liefen, bei 64 cm Druckhöhe $\pm 0,608\%$ und der mittlere Fehler für das Mittel aus allen 7 Strahlen $\pm 0,158\%$. Wie aus Zahlentafel 2 in Kap. 4 ersichtlich, haben die einzelnen Meßbleche trotz sorgfältigster Herstellung doch nicht genau gleiche Wasserleistung. Es sind kleine unvermeidbare individuelle Unterschiede vorhanden, die bei nicht richtigem Gebrauch der Mehrlochdanaiden unter Umständen zu einseitigen Fehlern führen können. Würde man nämlich als Eichstrahl immer denselben benutzen, und würde dieser in seiner Leistung nicht zufällig dem wahrscheinlichsten Wert, d. h. dem arithmetischen Mittel aus der Leistung sämtlicher laufenden Strahlen, entsprechen, so wäre das Ergebnis mit einem einseitigen Fehler behaftet, wie bereits in Kap. 4 ausgeführt. Dieser Fehler läßt sich vermeiden oder doch auf das geringste Maß zurückführen, wenn man für die Aufstellung der Eichkurve alle Strahlen heranzieht und dann die Gesamtwassermenge auf Grund der Eichkurve und nicht nach dem Ergebnis der Eichung nur eines Strahles berechnet. Der Genauigkeitsgrad der Danaidenmessung kann bei Beachtung dieser Vorsichtsmaßregel so groß wer-

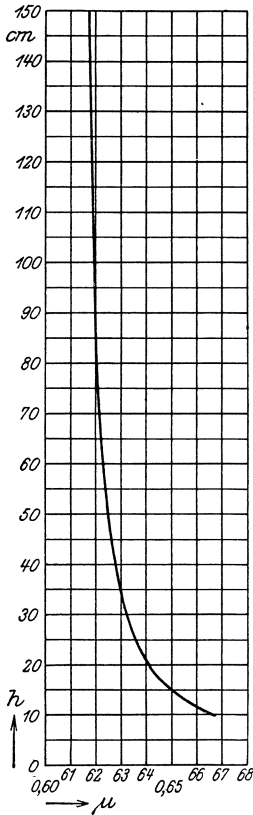


Abb. 52. Die μ -Kurve der 60-Loch-Danaide.

den, daß er demjenigen der volumetrischen Mengenbestimmung kaum nachsteht.

Zur weiteren Erläuterung vorstehender Ausführungen möge noch für die 60-Loch-Danaide das Ergebnis der Untersuchung auf ihren Genauigkeitsgrad mitgeteilt werden.

Gelegentlich der in Kap. 13 erwähnten Versuche mit kreisrunden Überfällen wurde auch die 60-Loch-Danaide gleichzeitig bei 230 Einzelversuchen geeicht, wobei jedesmal mit dem Eichstrahl gewechselt wurde. Jeder Strahl wurde 3—6 mal zur Eichung abgefangen. Die Druckhöhe

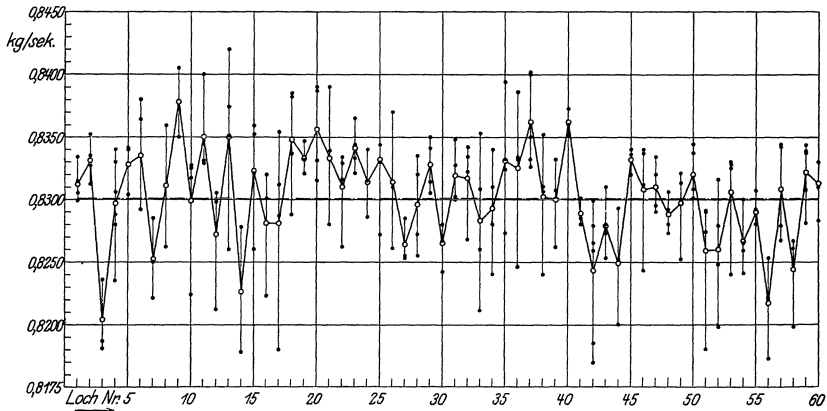


Abb. 53. Wassermengen der einzelnen Meßbleche der 60-Loch-Danaide bei $h = 93$ cm.

wechselte zwischen 12 und 143 cm. Um einen Vergleich der Leistung der einzelnen Strahlen zu ermöglichen, wurden sämtliche Eichungen auf eine gemeinsame Druckhöhe von 93 cm nach der strengen Formel

$$q' = q \frac{\mu'}{\mu} \sqrt{\frac{h'}{h}}$$

reduziert. Die erforderlichen μ -Werte wurden aus der Eichkurve Abb. 48 berechnet und sind in Abb. 52 als Kurve dargestellt. Das Ergebnis dieser Reduktionen findet sich in Abb. 53. Die kleinen ausgefüllten Kreise sind die Einzelversuche, die größeren nicht ausgefüllten Kreise entsprechen den Mittelwerten aus den Einzelversuchen. Letztere sind durch gerade Linien miteinander verbunden, die an sich keine Bedeutung haben, sondern nur die Streuung der Mittelwerte besser veranschaulichen sollen. Der mittlere Fehler für einen Strahl ergab sich zu $\pm 0,50$ bis $0,35$ % und für das Mittel sämtlicher Strahlen zu $0,02$ %. In Abb. 54 sind sämtliche bei den Eichungen erhaltenen Werte der q^2 eingetragen, die durch eine Gerade graphisch ausgeglichen wurden. Aus dieser wurde die eingezeichnete Eichkurve berechnet.

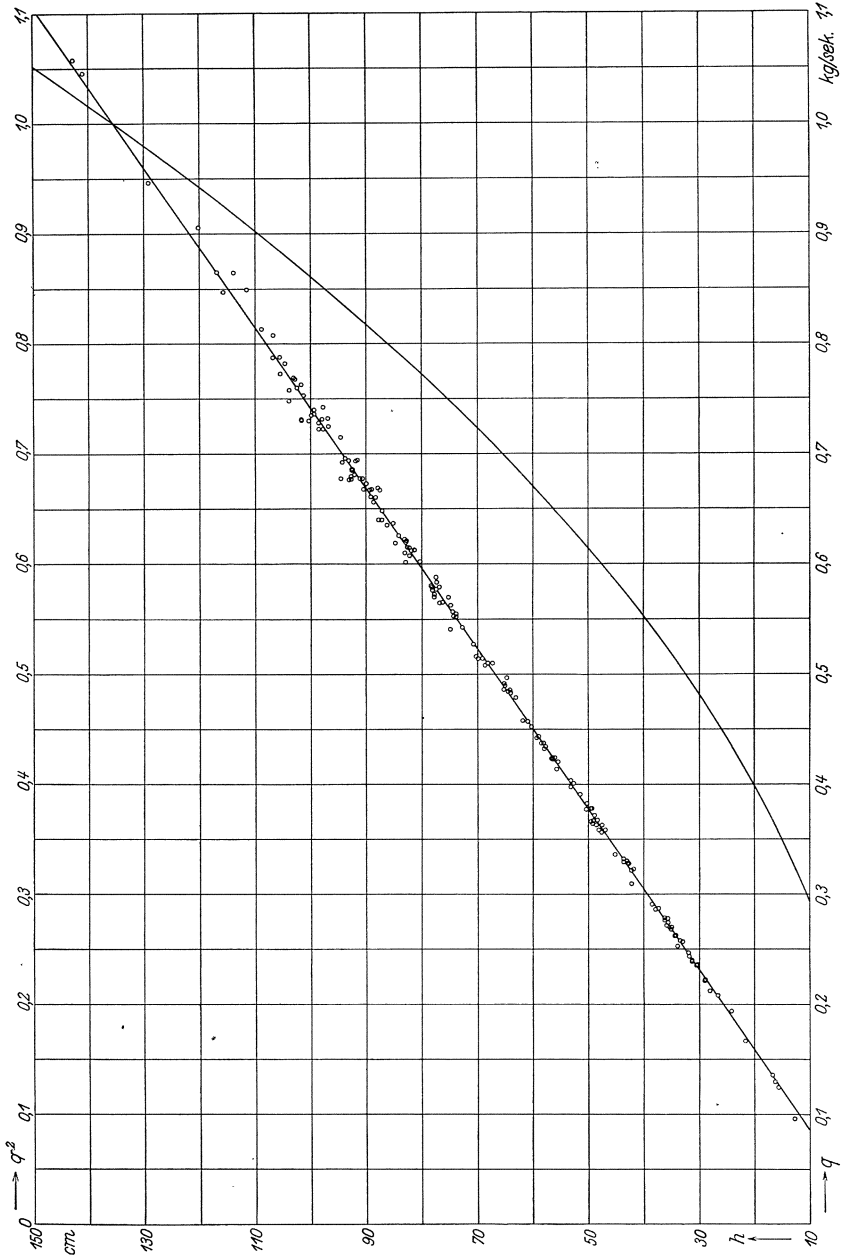


Abb. 54. Mittlere Eichkurve der 60-Loch-Danaide.

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 12.

- [1] Die Bezeichnung „Danaide“ für derartige Meßeinrichtungen wurde von E. Brauer eingeführt. Sie ist der Mythologie entlehnt (Faß der Danaiden). Vgl. Brauer, E.: Neues Verfahren zur Wassermessung. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. 1892, S. 1493 ff.
- [2] Krauß, Ludwig: Untersuchung selbsttätiger Pumpenventile und deren Einfluß auf den Pumpengang. Heft 263 der Forsch.-Arb. 1920, S. 17. Berlin: VDI-Verlag.
- Thoma, D.: Anormale Strömungen in Meßdüsen; mit Diskussion von E. Reichel. Hydraulische Probleme. Berlin: VDI-Verlag 1926, S. 213—215. Vgl. auch a. a. O. S. 108.
- [3] Ein Ausführungsbeispiel einer solchen kleinen, drehbaren Danaide findet sich in Staus, A.: Über Sauggas und Sauggasmotoren. Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung. 1902, S. 814 ff.
- [4] Das „Auslaufverfahren“ wurde bereits von Hansen angewendet, jedoch ohne Chronograph. Hansen behalf sich mit einer halbautomatischen Registrierung. Vgl. Hansen, W.: Die Bestimmung von Wassermengen mittels Überfällen ohne Seitenkontraktion. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1892, S. 1060 u. 1061.

13. Wassermessung durch Überfälle.

a) Allgemeines.

Baut man in ein Gerinne mit fließendem Wasser von rechteckigem Querschnitt ein oben horizontal begrenztes Wehr wasserdicht ein, so staut sich das Wasser vor dem Wehr bis zu einer bestimmten, der überfallenden Wassermenge Q entsprechenden Höhe h über der Wehr- oder Überfallkante auf und es besteht ähnlich wie bei der Danaide eine eindeutige Beziehung zwischen h und Q . Ist diese Beziehung für ein bestimmtes Wehr durch eine Gleichung oder Eichkurve einmal festgelegt, so genügt eine einzige Ablesung von h , um die Wassermenge angeben zu können.

Bis gegen Ende des vergangenen Jahrhunderts beherrschte dieser sogenannte rechteckige Überfall fast ausschließlich das Feld. Bei ihm ist also die Überfallbreite $b \cong$ Gerinnebreite B und der überfließende Strahlquerschnitt ein Rechteck. Ist $b = B$, so liegt ein Überfall ohne, wenn $b < B$, ein solcher mit Seitenkontraktion vor. Für den Fall $b < B$ hat man es mit einem rechteckigen Ausschnitt aus der Wehrwand zu tun.

Kann sich beim Überfall ohne Seitenkontraktion der Strahl nach der Kante frei entwickeln, hat insbesondere auch die Luft Zutritt unter ihm, so nennt man den Überfall vollkommen. Taucht dagegen die Wehrwand ganz unter, ist sie also beiderseits nur von Wasser umspült, so daß es sich eigentlich nur um einen Stau handelt, so ist dies ein unvollkommener Überfall. Für Meßzwecke haben nur die vollkommenen Überfälle Bedeutung erlangt.

In der Folge kamen dann noch andere Einschnittformen auf, bei denen der Strahlquerschnitt dreieckig oder trapezförmig ist, in letzterem Fall kann die kleinere Parallelseite des Trapezes oben oder unten liegen. In neuester Zeit wird auch die Kreislinie für die Begrenzung des Strahles herangezogen, wobei der Kreis allein oder in Verbindung mit Geraden die Überfallform bestimmt, doch stets so, daß der Strahlquerschnitt symmetrisch zu einer senkrechten Mittellinie ist.

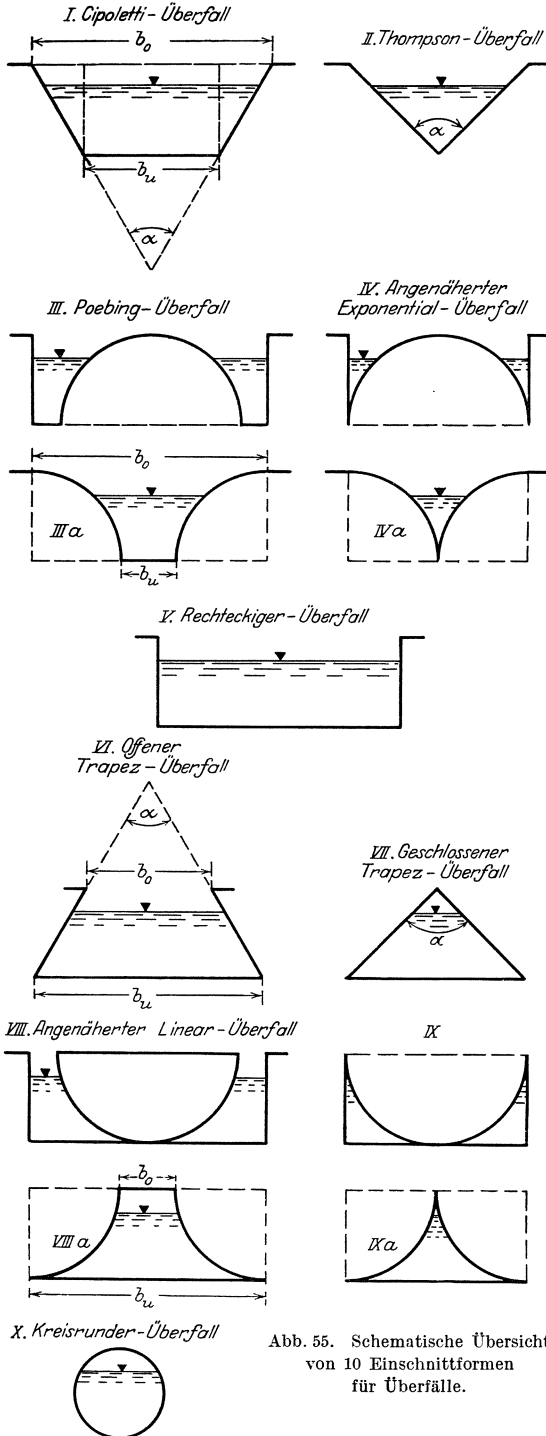


Abb. 55. Schematische Übersicht von 10 Einschnittformen für Überfälle.

In Abb. 55 ist zunächst eine schematische Übersicht von 10 verschiedenen Einschnitten gegeben, die sich aus Geraden, Kreisen oder Verbindungen von Geraden mit Kreisbögen bilden lassen. Ein Teil dieser Formen ist bis jetzt praktisch überhaupt noch nicht untersucht, doch lassen ihre Gleichungen auch ohne dies einen Schluß auf ihre charakteristischen Eigenschaften zu, die je nach der Überfallform sehr verschieden sind. Daher sollte diese dem Verwendungszweck angepaßt werden, eine Forderung, die noch nicht die ihr gebührende Beachtung gefunden hat. Es ist etwas anderes, ob ein Überfall nur als Meßwehr benutzt wird, bei dem also die Überfallhöhe unmittelbar abgelesen wird, oder ob mit dem Überfall eine Schreibvorrichtung verbunden werden soll mit der Aufgabe, die Wassermengen proportional zu den Überfallhöhen aufzuzeichnen.

In Abb. 56 sind — rein schematisch — vier charakteristische Eichkurven für die gleiche maximale Überfallhöhe h und Wassermenge q zusammengestellt.

Die *A*-Kurve würde dem idealen Proportional-Überfall entsprechen. Sie ist eine Gerade durch den Nullpunkt. Eine ihr entsprechende Einschnittform läßt sich zwar mathematisch angeben, doch stößt ihre strenge Verwirklichung auf unüberwindliche Schwierigkeiten.

Die *B*-Kurve ist anfänglich gekrümmt, geht aber sehr bald in eine Gerade über, die nicht durch den Nullpunkt geht. Der ihr entsprechende Einschnitt sei als angenäherter Linear-Überfall bezeichnet und läßt sich, wie vorausgeschickt werde, unschwer durch Gerade und Kreisbögen bilden. Dieser Überfall stellt die größtmögliche praktische Annäherung an den idealen Proportional-Überfall dar.

Die *C*-Kurve ist dadurch ausgezeichnet, daß sie einen Wendepunkt besitzt. Eine Annäherung an den Linear-Überfall ist also auch hier teilweise vorhanden. Entsprechende Einschnittformen sind leicht herzustellen.

Die *D*-Kurve schließlich besitzt stetige Krümmung, sie steigt steil an und biegt allmählich fast bis zur Horizontalen um.

Die der *A*-Kurve entsprechende Einschnittform würde sich am besten für Überfälle mit Registriereinrichtung, die der *D*-Kurve entsprechende für reine Meßwehre eignen.

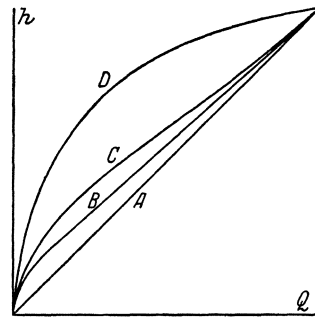


Abb. 56. Charakteristische Eichkurven von Überfällen.

Es wäre nun zwar folgerichtig, mit der der *A*-Kurve entsprechenden Einschnittform zu beginnen und daran die den *B*-, *C*- und *D*-Kurven entsprechenden zu behandeln, doch soll mit Rücksicht auf die Ableitung der Überfallgleichungen eine andere Reihenfolge eingehalten werden.

b. Der rechteckige Überfall [1].

(Einschnittform V.)

In einem durch parallele senkrechte Wände begrenzten Gerinne von der Breite b , Abb. 57, falle das Wasser mit der Höhe h über ein senkrecht zur Gerinneachse eingebautes Wehr von der Höhe w über dem Gerinneboden. Die Höhe w ist theoretisch zunächst ohne Bedeutung.

Durch das Flächenelement $b dx$ fließt die ideelle Wassermenge dQ_i mit der Geschwindigkeit v . Das Flächenelement steht unter der Druckhöhe x , so daß $v = \sqrt{2gx}$ ist. Von der Kontraktion des Strahles über der Wehrkante und dem Absinken des Wasserspiegels infolge der zunehmenden Geschwindigkeit des Wassers bei der Wehrkante wird bei dieser Ableitung der Überfallgleichung abgesehen und angenommen, daß alle Flüssigkeitsfäden parallel zur Gerinneachse ankommen und den Überfallquerschnitt senkrecht durchstoßen. Unter diesen Voraussetzungen

wird die durch den Flächenstreifen $b dx$ fließende ideale Wassermenge und

$$dQ_i = b v dx = b \sqrt{2g x} dx$$

$$Q_i = b \sqrt{2g} \int_0^h x^{\frac{1}{2}} dx = \frac{2}{3} b \sqrt{2g h} \sqrt{h}.$$

Tatsächlich fließt infolge der Verluste durch Kontraktion und Reibung an der Wehrkante nur ein Bruchteil dieser Wassermenge, nämlich Q , über, so daß

$$\frac{Q}{Q_i} = \mu$$

oder

$$Q = \mu Q_i = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g h} \sqrt{h}$$

wird, worin μ den Überfallkoeffizienten bedeutet, eine Zahl, die wie bei der Danaide stets kleiner als 1 ist und in der Nähe von 0,6—0,65 bei scharfkantigen Wehren liegt, wie sie bis jetzt fast ausschließlich verwendet werden.

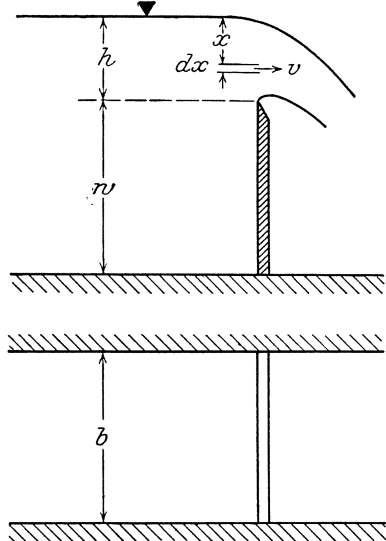


Abb. 57. Rechteckiger Überfall.

Der Überfallkoeffizient μ ist abhängig von der Überfallhöhe h , der Wehrtiefe w und davon, ob es sich um einen Überfall mit oder ohne Seitenkontraktion handelt. Bei letzteren soll die Überfallbreite nach Ansicht der meisten Forscher ohne Einfluß auf den Koeffizienten sein. Für einen Meßüberfall wird vorausgesetzt, daß er vollkommen und gut belüftet ist, so daß auch unter dem Strahl Atmosphärendruck herrscht.

Im allgemeinen hat die Wassermessung durch Überfälle wegen ihrer einfachen Einrichtung und Durchführung scheinbar bestechende Vorzüge. Aber die zu berechnende Wassermenge ist in erster Linie, wenn sonst alles richtig gemacht wird, von der Größe des Überfallkoeffizienten abhängig.

Es haben sich daher seit bald hundert Jahren die namhaftesten Hydrauliker bemüht, auf Grund von Versuchen an rechteckigen Überfällen eine Gleichung für μ aufzustellen, welche die Einflüsse von h und w berücksichtigt. Bis heute ist dies völlig einwandfrei noch nicht gelungen. —

Die Verfahren zur Bestimmung von μ sind grundsätzlich immer die gleichen, sie werden im Schlußabschnitt vorstehenden Kapitels behandelt. Nur soviel sei angedeutet, daß neben h , b und w die Wassermenge auf irgendeine andere Weise gemessen werden muß, wodurch dann in der Überfallgleichung μ als einzige Unbekannte übrig bleibt.

Für vollkommene Überfälle ohne Seitenkontraktion sind die hauptsächlichsten Gleichungen für μ nach

$$\text{Bazin} \quad \mu = \left(0,6075 + \frac{0,0045}{h}\right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{h}{h+w}\right)^2\right],$$

$$\text{Frese} \quad \mu = \left(0,6150 + \frac{0,0021}{h}\right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{h}{h+w}\right)^2\right],$$

$$\text{Rehbock} \quad \mu = 0,605 + \frac{1}{1050h} - \frac{0,08h}{w},$$

$$\text{Hansen} \quad \mu = \frac{0,6170}{1 - 0,358 h \sqrt{h}} \quad (\text{für } w = 0,514 \text{ m}),$$

wobei h und w in m einzusetzen sind.

Die vom Schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Verein (S. I. A.) 1924 aufgestellten „Normen für Wassermessungen“ geben für μ den Wert

$$\mu = 0,615 \left(1 + \frac{1}{1000 \cdot h + 1,6}\right) \left[1 + 0,5 \left(\frac{h}{h+w}\right)^2\right],$$

wobei w und h wieder in m einzusetzen sind. Die Formel hat Geltung für $w \leq 0,300$ m und $0,025$ m $\leq h \leq 0,800$ m und $h/w \leq 1$.

Die Versuche von Bazin aus den beiden letzten Jahrzehnten des vergangenen Jahrhunderts wurden in einem 2 m breiten Betongerinne am Kanal von Bourgogne bei Dijon in Frankreich durchgeführt. Nagler hat 1917 in Ann Arbor, Mich., U. S. A., zum Zwecke der Nachprüfung der Bazinschen Formel Versuche in gleicher Meßanordnung und Größe durchgeführt, allerdings mit Wassermessung nach der chemischen Methode, und dabei eine Übereinstimmung innerhalb 1 % gefunden, doch wird die Richtigkeit der Naglerschen Versuche angezweifelt.

Die Rehbockschen Versuche wurden in Wien und Dresden nachgeprüft und haben dort eine vollkommene Übereinstimmung ergeben. Das Gerinne war nur 500 mm breit.

Um einen Vergleich zwischen den einzelnen Formeln zu ermöglichen, sind in Zahlentafel 9 die Wassermengen für einen 1 m breiten Überfall und für Überfallhöhen von 0,05—0,30 m bei einer Wehrtiefe von 0,50 m berechnet. In den jeweils beigefügten, mit Δ bezeichneten Spalten sind die Abweichungen von den nach der Freseschen Formel berechneten Wassermengen in Prozenten angegeben. Abb. 58 ist eine graphische Darstellung dieser Werte.

Zahlentafel 9.

Wassermengen eines 1,0 m breiten Überfalls ohne Seitenkontraktion bei 0,5 m Wehrtiefe.

h m	Frese l/sek	Bazin		Rehbock		Hansen		S. I. A.	
		l/sek	Δ %	l/sek	Δ %	l/sek	Δ %	l/sek	Δ %
0,05	21,78	23,10	+ 6,06	20,90	- 4,04	20,30	- 6,80	20,78	- 4,59
0,10	60,3	61,8	+ 2,49	58,9	- 2,32	58,3	- 3,32	58,8	- 2,49
0,15	111,1	112,6	+ 1,39	199,0	- 1,89	108,1	- 2,70	108,9	- 1,98
0,20	172,6	173,7	+ 0,64	109,4	- 1,85	168,3	- 2,49	169,8	- 1,62
0,25	244,3	245,0	+ 0,29	239,4	- 2,00	238,6	- 2,36	240,5	- 1,56
0,30	325,1	325,4	+ 0,09	318,3	- 2,15	318,0	- 2,24	320,2	- 1,51

Die Übereinstimmung ist wenig befriedigend. Der größte Unterschied beträgt z. B. bei 0,10 m Überfallhöhe zwischen Bazin und Hansen 5,9%, verringert sich zwar mit zunehmender Überfallhöhe, ist aber bei $h = 0,30$ m immer noch 2,6%. Es fehlt daher auch nicht an

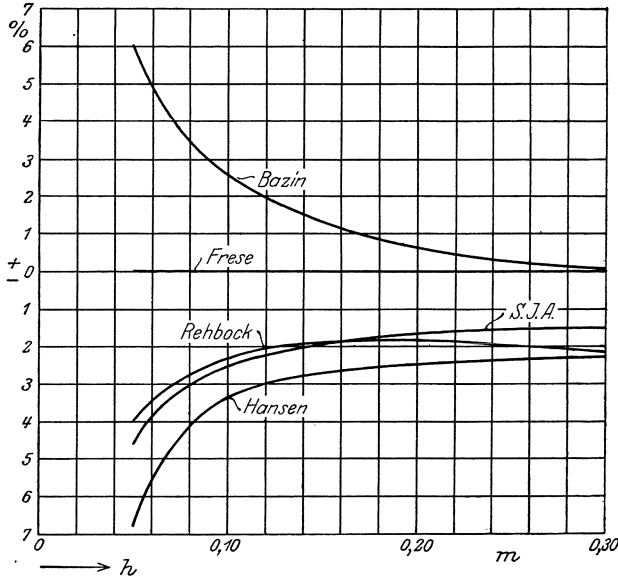


Abb. 58. Vergleich verschiedener Überfallgleichungen.

wenn man statt der scharfen Wehrkante eine runde verwendete, das Wasser durch Einbau einer schrägen Ebene vom Gerinneboden bis vor den Überfall mit einer Neigung von etwa 1 : 2 sich allmählich beschleunigen ließe und statt der Messung der Überfallhöhe eine Druckmessung in der als Rohr ausgebildeten Überfallkante ersetzte, grundsätzlich also ähnlich wie bei dem Venturimesser verfahren würde. Die Prüfung dieses Überfalls ist jedoch über das erste Versuchsstadium noch nicht hinausgekommen [3]. —

Für rechteckige Überfälle mit Seitenkontraktion geben die Schweizer Normen folgende Formel an:

$$\mu = \left[0,578 + 0,037 \left(\frac{b}{B} \right)^2 + \frac{3,615 - 3 \left(\frac{b}{B} \right)^2}{1000 h + 1,6} \right] \cdot \left[1 + 0,5 \left(\frac{b}{B} \right)^4 \cdot \left(\frac{h}{h+w} \right)^2 \right],$$

worin b die Überfallbreite und B die Gerinnebreite ist. Dabei soll die Wehrtiefe $w \leq 0,300$ m und die Überfallhöhe $h \leq \frac{0,025}{\left(\frac{b}{B} \right)}$,

aber nicht größer als 0,800 m, und $\frac{h}{w} \leq 1$ sein. Ferner soll der Wert $b = 0,3 B$ nicht unterschritten werden.

Äußerungen gewiegter Hydrauliker, die der Wassermessung mit dem rechteckigen, scharfkantigen Überfall, abgesehen von der Verwendung in Laboratorien, keine Zuverlässigkeit zuerkennen [2].

Diese zweifellos bestehende Unsicherheit könnte, nach Ansicht des amerikanischen Hydraulikers Clemens Herschel, dem die so erfolgreiche Einführung des Venturimessers zu verdanken ist, gemildert werden,

Alle Abmessungen sind in dieser Formel wieder in Meter einzusetzen.

Für $b/B = 1$ geht diese Formel in jene für rechteckige Überfälle ohne Seitenkontraktion über.

Die Eich- und μ -Kurve eines rechteckigen Überfalls ohne Seitenkontraktion ist in Abb. 72 weiter unten gegeben.

c) Der dreieckige Überfall.

(Einschnittform II.)

Bei diesem von Thomson empfohlenen Überfall ist der Strahlquerschnitt ein Dreieck. Die Literatur über den Thomson-Überfall ist nächst dem über den rechteckigen am umfangreichsten und im Anhang unter [4] so ausführlich mitgeteilt, als sie dem Verfasser bekannt wurde.

Ableitung der Überfallgleichung.

Nach Abb. 59 ist

$$dQ_i = y dx \sqrt{2g x}.$$

Es ist zunächst y als Funktion von x auszudrücken.

$$y : b = (h - x) : h$$

oder

$$y = \frac{b(h-x)}{h}.$$

Dies eingesetzt gibt

$$dQ_i = \frac{b}{h} \sqrt{2g} (h-x) \sqrt{x} dx,$$

$$dQ_i = \frac{b}{h} \sqrt{2g} \left(h x^{\frac{1}{2}} - x^{\frac{3}{2}} \right) dx.$$

Und

$$Q_i = \frac{b}{h} \sqrt{2g} \int_0^h \left(h x^{\frac{1}{2}} - x^{\frac{3}{2}} \right) dx,$$

$$Q_i = \frac{b}{h} \sqrt{2g} \left(\frac{2}{3} h \cdot h^{\frac{3}{2}} - \frac{2}{5} h^{\frac{5}{2}} \right) = \frac{4}{15} \frac{b}{h} \sqrt{2g} h^5 = \frac{4}{15} \frac{b}{h} \sqrt{2g} h^2 \sqrt{h}.$$

Da die exakte Messung der oberen Strahlbreite b praktisch unmöglich ist, so führt man besser den Öffnungswinkel α ein. Es ist

$$b = 2h \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Hiermit wird

$$Q_i = \frac{8}{15} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} h^2 \sqrt{h}.$$

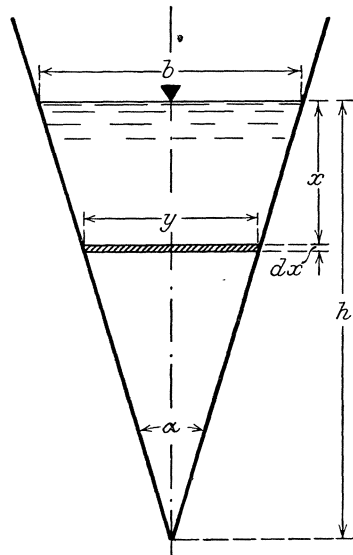


Abb. 59. Dreieckiger Überfall.

Tatsächlich fließt nur μ mal soviel über, so daß die endgültige Gleichung lautet:

$$Q = \mu \frac{8}{15} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} h^2 \sqrt{h}.$$

In dem Sonderfall, der auch am häufigsten Anwendung findet, daß $\alpha = 90^\circ$ gewählt wird, ist

$$Q = \mu \frac{8}{15} \sqrt{2g} h^2 \sqrt{h}.$$

Vorzüge und Nachteile des Thomson-Überfalls.

Als reines Meßwehr ist der Thomson-Überfall zweifellos das beste, das sich aus geraden Begrenzungslinien zusammensetzen läßt, weil seine Eichkurve eine sehr starke Krümmung zeigt, stärker als beim rechteckigen Überfall. Der Relativfehler (s. w. u.) wächst dadurch mit abnehmender Überfallhöhe langsamer an. Der Thomson-Überfall eignet sich daher besonders zur Messung von verhältnismäßig kleinen Wassermengen bis zu Bruchteilen von 1 l/sek herab. Es können aber auch mit dem rechteckigen und dem unter e) zu besprechenden Trapez-Überfall ähnlich geringe Wassermengen gemessen werden, wie Versuche des Verfassers gezeigt haben ([5], Abb. 5 und 6). Man braucht zu diesem Zweck den rechteckigen Überfall nur als schmalen Schlitz, also mit Seitenkontraktion, oder den Trapez-Überfall (Einschnittform VI und VII) mit kleinem Winkel an der Spitze auszuführen. Bei des Verfassers Versuchen betrug die geringste Breite des rechteckigen Überfalls nur 21,5 mm und lieferte bei Wassermengen < 1 l/sek noch ebenso günstige, eindeutige Ergebnisse, wie der dreieckige Überfall. —

Zur Messung größerer Mengen mit dem Thomson-Überfall wurde empfohlen, mehrere unter sich gleiche Einschnitte nebeneinander zu setzen.

Will man den Thomson-Überfall als Registrier-Überfall verwenden, so büßt er von seinen Vorzügen nichts ein, wenn die Überfallhöhen unmittelbar aufgezeichnet werden, wie es Vollmar (a. a. O.) getan hat. Sollen jedoch die Ordinaten proportional zu den Wassermengen erscheinen, dann ist manchmal ein etwas schwieriger mechanischer Aufbau dazu erforderlich, der unseres Erachtens die Vorzüge des Thomson-Überfalls größtenteils illusorisch macht. (In dem Aufsatz von Yarnall finden sich Abbildungen und Erläuterungen dieser Registriereinrichtung.) Für solche Fälle ist sogar der rechteckige und in noch höherem Maße der Trapez-Überfall vorzuziehen.

Bei kleinem Öffnungswinkel bietet zudem die genaue Herstellung der Spitze einige Schwierigkeiten, wenn man das Meßblech aus einem Stück herstellt, die sich allerdings mit zunehmender Winkelgröße vermindert. Außerdem ist bei kleinem Öffnungswinkel für die Ablösung des Strahles von der Wehrwand eine beträchtliche Überfallhöhe notwendig, z. B. bei $\alpha = 11^\circ$ rund 5 cm. Die kleinste Wassermenge mit frei abspringendem Strahl kann nach Vollmar mit einem Öffnungswinkel von rund 35° erreicht werden. — Überfälle mit noch ganz oder teilweise angeschniegtem Strahl zu Messungen zu verwenden, erscheint dem Verfasser wenig zuverlässig.

Der Überfallkoeffizient.

Die meisten bekannt gewordenen Versuche erstrecken sich auf einen Öffnungswinkel von 90° . Die Überfallgleichung lautet hierfür wie angegeben

$$Q = \mu \frac{8}{15} \sqrt{2g} h^2 \sqrt{h}$$

und es ist, vermutlich der einfacheren Auswertung zuliebe, üblich geworden

$$\mu \frac{8}{15} \sqrt{2g} = c$$

zu setzen. Mißt man Q in l/sek und h in cm, so wurde bereits von Thomson der für alle Überfallhöhen konstante Wert (nach Umrechnung der englischen Maße in das metrische System)

$$c = 0,014 \text{ (bzw. } 0,014049 \text{ bis } 0,014173)$$

angegeben, was einem $\mu = 0,5926$ entsprechen würde.

Spätere Versuche, u. a. von Barr (1910), Cone (1916), Vollmar (1921), Koch (1923) haben ergeben, daß dieser Beiwert c nicht als konstant angenommen werden darf. Er ist nicht nur abhängig von der Überfallhöhe h selbst, sondern auch von der Breite des Zulaufgerinnes und von der Wehrtiefe, d. i. vom Abstand der Winkelspitze vom Gerinneboden. Nach Barr und Vollmar wird c von der Breite des Zulaufgerinnes erst dann nicht mehr beeinflusst, wenn diese größer als die achtfache Überfallhöhe ist; für kleinere Breiten nimmt c etwas zu. Der Einfluß der Wehrhöhe verschwindet erst bei Überfallhöhen von 30 cm. Für kleinere Überfallhöhen verringert sich c mit einer Verringerung der Wehrhöhe. Vollmar gibt an, daß für eine Überfallhöhe von 13 cm der Einfluß der Wehrhöhe verschwand, wenn diese 30 cm und mehr betrug. Bei einer Verringerung der Wehrhöhe auf Null, d. h. bei der Lage des Bodens in Höhe der Wehrspitze, ergab sich eine Verminderung um 2%. — Im Übrigen bestätigten die Versuche Vollmars die Ergebnisse von Barr und Cone für den 90° -Überfall, die sich in folgender Form angeben lassen:

Nach Barr: $c = 0,01334 + 0,00205 \cdot h^{-0,5}$ bzw. $\mu = 0,5650 + 0,0868 \cdot h^{-0,05}$.

Nach Cone: $c = 0,01470 \cdot h^{-0,02}$ bzw. $\mu = 0,6222 \cdot h^{-0,02}$.

Nach Lüdecke liegen die Ergebnisse dieser beiden Forscher zwischen $c = 0,01406$ bzw. $\mu = 0,5951$ für größere Wassermengen und $c = 0,0138$ bzw. $\mu = 0,5841$ für kleinere Wassermengen.

Cone hat auch den Einfluß des Öffnungswinkels untersucht und für beliebige Öffnungswinkel zwischen 28° und 120° eine ziemlich komplizierte Formel aufgestellt. Aus dieser läßt sich nach einer dem Verfasser brieflich mitgeteilten Berechnung von L. A. Ott der Überfallkoeffizient herauschälen zn

$$\mu = 0,575 \left(1 + 0,01015 \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \right) \left(0,0328 h \right)^{-0,02} \left(\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \right)^{0,75}$$

Für $\alpha = 90^\circ$ ergibt sich wieder $\mu = 0,575 \cdot 1,01015 \cdot 1,0678 h^{-0,02} = 0,6222 h^{-0,02}$.

Wenn auch die Überfallmengen beim Thomson-Überfall, nach den Formeln der verschiedenen Autoren berechnet, eine bessere Über-

einstimmung zeigen als beim rechteckigen Überfall, so ließe sich vielleicht die Unsicherheit noch weiter einschränken, wenn man z. B. für den am meisten verwendeten 90-Überfall eine oder zwei bestimmte Gerinnebreiten und eine bestimmte Wehrtiefe als Norm aufstellte, die sich bei praktischen Messungen leicht durch Einbau von Wänden überall erzielen ließen, und hierfür dann den c - bzw. μ -Wert bestimmte. Würden dann mehrere Einschnitte bei größeren Wassermengen nebeneinander angeordnet, dann würden alle Ausschnitte mit großer Wahrscheinlichkeit auch unter denselben Bedingungen arbeiten und dieselbe Wassermenge liefern.

d) Der Cipoletti-Überfall.

(Einschnittform I.)

Für größere Wassermengen wurde von Cipoletti ein Trapezüberfall mit unten liegender kleinerer Parallelseite angegeben. Er setzt sich aus einem rechteckigen und dreieckigen Überfall zusammen, so daß seine Gleichung lautet:

$$Q = \mu \left(\frac{2}{3} b \sqrt{2g} h \sqrt{h} + \frac{8}{15} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} h^2 \sqrt{h} \right) = \mu \frac{2}{15} \sqrt{2g} h \sqrt{h} \left(5b + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} h \right)$$

wenn α der Winkel ist, unter dem sich die beiden nicht parallelen Trapezseiten schneiden. Würde man $\alpha = 90^\circ$ wählen, so würde die Gleichung übergehen in

$$Q = \mu \frac{2}{15} \sqrt{2g} h \sqrt{h} (5b + 4h).$$

In Amerika wird dieser Überfall häufig in der Form verwendet, daß die Neigung der Seitenkanten mit 4 : 1 (Vertikale zu Horizontale) ausgeführt wird [6].

Hinsichtlich seines hydraulischen Verhaltens nähert er sich mit abnehmender unterer Breite b_u dem dreieckigen Überfall, mit größer werdenden b_u dem rechteckigen und ist als Meßwehr etwas günstiger als der rechteckige Überfall.

e) Der offene und geschlossene Trapezüberfall.

(Einschnittformen VI und VII.)

Durch Umkehrung des dreieckigen Überfalls kommt man zu Einschnittformen, die man als offenen Trapezüberfall bezeichnen kann, wenn die Seitenbegrenzungen nicht bis zur Dreieckspitze durchgeführt sind, und als geschlossenen Trapezüberfall, wenn dies geschehen ist. Die Ableitung der Überfallgleichung ist für beide dieselbe.

In diesem Fall soll b , Abb. 60, die Basis des Trapezes bzw. die Basis des das Trapez enthaltenden gleichschenkligen Dreiecks sein. Die Höhe des Dreiecks sei = H . Es ist zunächst wieder

$$dQ_i = y dx \sqrt{2gx}.$$

Um y als Funktion von x auszudrücken setzen wir:

$$y : b = (H - h + x) : H,$$

woraus

$$y = \frac{b(H-h+x)}{H}.$$

Somit

$$dQ_i = \frac{b}{H} \sqrt{2g} (H-h+x) \sqrt{x} dx.$$

Und

$$Q_i = \frac{b}{H} \sqrt{2g} \int_0^h (H-h+x) \sqrt{x} dx.$$

Die Integration ausgeführt, gibt

$$Q_i = \frac{b}{H} \sqrt{2g} \left(\frac{2}{3} H h^{\frac{3}{2}} - \frac{2}{3} h^{\frac{3}{2}} + \frac{2}{5} h^{\frac{5}{2}} \right).$$

Setzt man hierin für $H = \frac{b}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$

und $\frac{2}{3}$ vor die Klammer, so erhält man nach einigen Umformungen

$$Q_i = \frac{2}{3} b \sqrt{2g} h \sqrt{h} \left(1 - \frac{4}{5} \frac{h}{b} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right).$$

Die tatsächlich überfließende Wassermenge ist

$$Q = \mu \frac{2}{3} b \sqrt{2g} h \sqrt{h} \left(1 - \frac{4}{5} \frac{h}{b} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right).$$

Für $H = \infty$ oder $\alpha = 0$ geht diese Gleichung in die des rechteckigen Überfalls über. Ebenso ist die Summe der Wassermengen eines dreieckigen und Trapezüberfalls von gleicher Basis b , ohne Berücksichtigung des Überfallkoeffizienten, gleich der Wassermenge eines rechteckigen Überfalls von der Breite b . Denn

$$\frac{8}{15} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} h^2 \sqrt{h} + \frac{2}{3} b \sqrt{2g} h \sqrt{h} \left(1 - \frac{4}{5} \frac{h}{b} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) = \frac{2}{3} b \sqrt{2g} h \sqrt{h}.$$

Hiernach kann man die Gleichung des Trapezüberfalls auch so auslegen: Die Leistung des Trapezüberfalls ist gleich der Leistung eines rechteckigen Überfalls von der Breite der Trapezbasis vermindert um die Leistung eines dreieckigen Überfalls von derselben Basis und demselben Öffnungswinkel wie der Trapezüberfall.

Die Eichkurve des Trapezüberfalls besitzt, wie aus ihrer Gleichung hervorgeht und Versuche bestätigt haben, einen Wendepunkt. Zur Berechnung seiner Lage kann man die Gleichung

$$Q^i = \frac{2}{3} b \sqrt{2gh} \sqrt{h} \left(1 - \frac{4}{5} \frac{h}{b} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)$$

benutzen, in der für

$$b = H 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

einzusetzen ist.

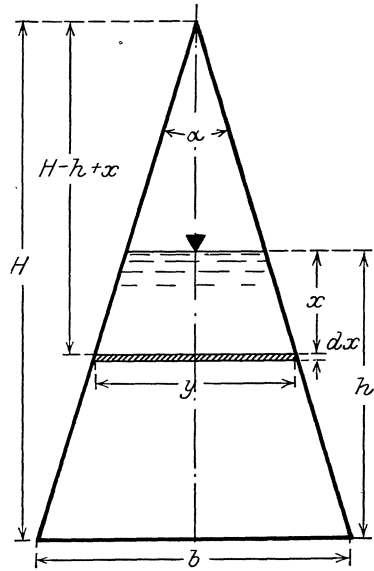


Abb. 60. Offener und geschlossener Trapez-Überfall.

Nach einigem Umformen erhält man

$$Q^i = \frac{4}{3} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} \left(H h^{\frac{3}{2}} - \frac{2}{5} h^{\frac{5}{2}} \right).$$

Die zweimalige Differentiation nach h gibt für die Lage des Wendepunktes den Wert

$$h = \frac{H}{2}.$$

In Wirklichkeit kann dieser Wert eine kleine Änderung erfahren, wenn sich μ mit h auch ändert.

Hieraus geht hervor, daß die Eichkurve eines offenen Trapezüberfalls solange eine stetige Krümmung zeigen wird, also keinen Wendepunkt besitzt, als

$$h_{\max} < \frac{H}{2}.$$

ist. Sie verläuft in diesem Fall flacher als bei dem rechteckigen Überfall. Der geschlossene Trapezüberfall zeigt bei günstig gewähltem Winkel α (etwa 50°) auf einer großen Strecke seiner Eichkurve eine gute Annäherung an die Gerade und hat daher für Registrier-Überfälle mit Proportional-Schreibwerk große Vorzüge, während er für reine Meßwehre dem rechteckigen Überfall nachsteht. — Auch er ist noch wenig systematisch untersucht [5].

f) Der kreisrunde Überfall.

(Einschnittform X.)

A. Der Vollkreis. Eine sehr leicht und genau herzustellende Überfallform gibt der Vollkreis. Doch ist die Ableitung seiner Überfallgleichung wegen der dabei auftretenden elliptischen Integrale mit

erheblichen Schwierigkeiten verknüpft, so daß wir deshalb auf den diesbezüglichen Aufsatz im „Gas- und Wasserfach“ [7] verweisen, der die Ableitung ausführlich enthält. Hier soll das Ergebnis nur soweit mitgeteilt werden, daß damit gerechnet werden kann.

Die durch einen nicht volllaufenden Kreis überfallende ideale Wassermenge ist

$$Q_i = q_i d^2 \sqrt{d},$$

worin d der Kreisdurchmesser in dm und q_i eine Funktion ist, die von dem Verhältnis h/d abhängt und der Zahlentafel 10 entnommen werden kann.

Zur praktischen Anwendung trägt man sich auf gutem Millimeterpapier als Ordinaten die Werte h/d von 0 bis 1 auf, wählt zweckmäßig für $h/d = 1$ eine Höhe von 1000 mm und als Abszissen die Werte von

Zahlentafel 10

h/d	q_i	h/d	q_i
0,000	0,0000	0,550	2,820
0,050	0,0266	0,600	3,294
0,100	0,1075	0,650	3,790
0,150	0,238	0,700	4,305
0,200	0,416	0,750	4,834
0,250	0,643	0,800	5,371
0,300	0,912	0,828	5,675
0,350	1,222	0,850	5,913
0,400	1,571	0,900	6,450
0,450	1,956	0,950	6,970
0,500	2,373	1,000	7,470

q_i , wobei man für $q_i = 1$ eine Strecke von 100 mm nimmt. Durch die so erhaltenen Punkte legt man eine stetige Kurve, wie sie in Abb. 61 dargestellt ist. Man kann dann für jeden Wert von h/d das entsprechende q_i entnehmen und damit Q_i berechnen. (q_i ist die durch einen Kreis von 1 dm Durchmesser bei dem entsprechenden Wert von h/d überfallende ideelle Wassermenge.)

Die tatsächlich überfließende Wassermenge ist dann

$$Q = \mu q_i d^2 \sqrt{d}.$$

Auch diese Wehrform ist noch wenig untersucht. Verfasser hat in einem 600 mm breiten Gerinne bei einem Mittelpunktsabstand von rund 500 mm vom Gerinneboden 7 kreisrunde Überfälle von 150 bis 300 mm Durchmesser geeicht. Auf Grund der hierbei erhaltenen Ergebnisse ist die Zahlentafel 11 berechnet.

Zahlentafel 11.

Wassermengen in l/sek von kreisrunden Überfällen in einem 600 mm breiten Gerinne bei einem Mittelpunktsabstand von 500 mm vom Gerinneboden.

Überfall- höhe cm	Kreisdurchmesser in cm						
	15,0	17,5	20,0	22,5	25,0	27,5	30,0
3	0,70	0,78	0,86	0,94	0,99	1,03	1,05
4	1,22	1,35	1,46	1,60	1,69	1,79	1,82
5	1,85	2,05	2,22	2,43	2,56	2,68	2,75
6	2,58	2,91	3,12	3,39	3,60	3,79	3,90
7	3,41	3,79	4,14	4,53	4,79	5,07	5,24
8	4,32	4,85	5,29	5,75	6,13	6,51	6,76
9	5,32	5,96	6,56	7,14	7,63	8,06	8,42
10	6,38	7,18	7,92	8,63	9,22	9,85	10,27
11	7,51	8,50	9,38	10,25	11,02	11,74	12,27
12	8,68	9,88	10,94	11,96	12,93	13,74	14,43
13	9,91	11,31	12,56	13,92	14,94	15,93	16,71
14	11,06	12,79	14,28	15,73	17,07	18,24	19,16
15	12,21	14,29	16,03	17,12	19,30	20,63	21,76
16		15,79	17,84	19,78	21,61	23,21	24,46
17		17,26	19,65	21,90	24,00	25,85	27,30
18		18,65	21,50	24,05	26,47	28,56	30,22
19			23,29	26,21	29,01	31,32	33,25
20			25,03	28,40	31,55	34,21	36,39
21				30,60	34,17	37,18	39,58
22				32,75	36,80	40,19	42,90
23				34,80	39,41	43,21	46,23
24					42,00	46,26	49,67
25					44,64	49,30	53,07
26						52,28	56,60
27						55,23	60,11
28						57,98	63,52
29							66,99
30							70,24

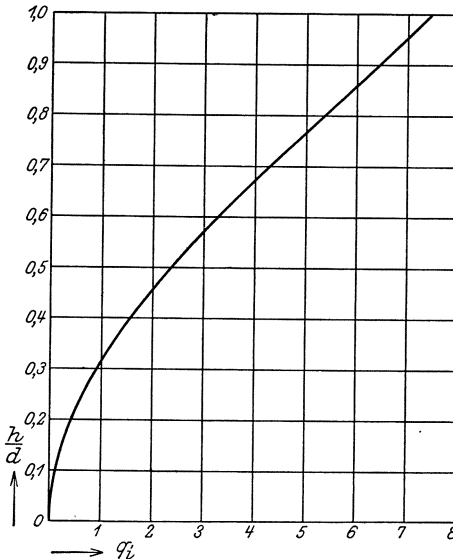
Als Mittelwerte für μ haben sich bei diesen Versuchen die Werte in Zahlentafel 12 ergeben.

Zahlentafel 12

$h/d = 0,1$	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
$\mu = 0,6457$	0,6290	0,6171	0,6040	0,5966	0,5925
$h/d = 0,6$	0,7	0,8	0,9	1,0	
$\mu = 0,5903$	0,5902	0,5904	0,5935	0,5977	

Für größere Wassermengen kann man auch mehrere Kreisabschnitte horizontal nebeneinander setzen, wie dies auch schon für den Thompson-Überfall gemacht wurde. So hat beispielsweise

Verfasser anlässlich einer Turbinenprüfung — es handelte sich um eine größere und eine kleinere Turbine — in dem 2,40 m breiten Unterwassergraben vier, durch Blechdeckel einzeln abschließbare Vollkreisüberfälle von je 380 mm Durchmesser eingebaut und damit maximal 500 l/sek messen können. Bei der Prüfung der kleineren Turbine wurden die beiden außen liegenden Überfälle geschlossen und so für die kleineren Wassermengen eine größere Überfallhöhe erzielt. — Vier 90°-Thompson-Überfälle hätten in dem 2,40 m breiten Unterwassergraben die erforderliche Maximalleistung nicht ergeben.

Abb. 61. Die q_i -Kurve des kreisrunden Überfalls.

Auch die Eichkurve des kreisrunden Überfalls zeigt einen Wendepunkt, der ungefähr bei $h/d = 0,83$ liegt. Die nicht ungünstige Form der Eichkurve, wenn man von den kleinen Werten für h/d absieht, und die leichte Herstellbarkeit empfehlen den kreisrunden Überfall für Registrier-Überfälle.

B. Der Halbkreis-Überfall. Der Halbkreis mit aufsitzendem Durchmesser als Meßwehr hat an sich kaum irgendwelche praktische Bedeutung. Er gewinnt sie erst in Verbindung mit geradlinig begrenzten Überfällen. Für diese Verbindung ist seine Theorie erforderlich und gleichfalls in dem genannten Aufsatz [7] gegeben, so daß wir uns hier auf die Mitteilung der Ergebnisse beschränken können.

Bezeichnet man mit h' die Überfallhöhe, mit Q'_i die ideelle Wassermenge, so ist

$$Q'_i = q' d^2 \sqrt{d},$$

worin die Werte für q'_i der Zahlentafel 13 bzw. einer auf Grund von ihr in ähnlicher Weise wie oben aufgezeichneten Kurve zu entnehmen sind.

Zahlentafel 13

h'/d	q'_i	h'/d	q'_i
0,000	0,0000	0,300	1,4678
0,050	0,1040	0,350	1,8172
0,100	0,2942	0,400	2,1713
0,150	0,5370	0,450	2,5216
0,200	0,8192	0,500	2,8487
0,250	1,1331		

g) Der Poebing-Überfall.

(Einschnittform III und IIIa.)

Poebing [8] setzte in einen rechteckigen Überfall von 1300 mm Breite eine Halbkreisscheibe von 1000 mm Durchmesser, so daß der Kreisdurchmesser auf der horizontalen Überfallkante aufsaß, in der Absicht, das beim rechteckigen Überfall bestehende Anwachsen des Relativ-Fehlers (s. w. u.) mit zunehmender Überfallhöhe zu mildern. Dieser Zweck wurde auch erreicht, und zwar in noch höherem Maße, als es beim Cipoletti-Überfall möglich ist. Der Poebing-Überfall kann die Form III oder IIIa besitzen; für die Aufstellung der Überfall-Gleichung macht dies keinen Unterschied, doch ist aus praktischen Gründen der zweiten Form der Vorzug zu geben. — Die Überfallgleichung lautet

$$Q = \mu \left(\frac{2}{3} b \sqrt{2g} h \sqrt{h} - q'_i d^2 \sqrt{d} \right);$$

q'_i ist hier wieder der aus der Zahlentafel 13 zu entnehmende, vom Verhältnis h'/d abhängige Zahlenwert. — h' ist in diesem Fall, wie auch in dem folgenden des angenäherten Exponential-Überfalls, mit h identisch.

h) Der angenäherte Exponential-Überfall.

(Einschnittform IV und IVa.)

Nimmt man beim Poebing-Überfall die Überfallbreite gleich dem Durchmesser der Halbkreisscheibe, so entsteht eine Einschnittform IV bzw. IVa, die aus später zu erörternden Gründen mit angenähertem Exponential-Überfall bezeichnet werde. Diese Form stellt hinsichtlich des Relativ-Fehlers ein Optimum dar, ist also rein theoretisch betrachtet das beste aus Kreisen zusammensetzbare Meßwehr, insofern bei ihm die Eichkurve die stärkste Krümmung zeigt. Die Überfallgleichung lautet:

$$Q = \mu \left(\frac{2}{3} d \sqrt{2g} h \sqrt{h} - q'_i d^2 \sqrt{d} \right).$$

Bei der praktischen Ausführung wird man die Form IVa bevorzugen und hierbei die Viertelkreise unten nur bis auf 5 mm Abstand zusammenrücken, um die sonst in dem unteren Zwickel stattfindende

Kapillarwirkung auszuschalten. Auch ist so die Herstellung aus einem Stück Blech erleichtert. In der Überfallgleichung ist dann im ersten Glied statt d zu setzen: $d + 0,05$, wenn d in dm eingeführt wird.

i) Der angenäherte Linear-Überfall.

(Einschnittform VIII und VIIIa.)

Stellt man in einen rechteckigen Überfall eine Halbkreisscheibe so, daß der Kreis mit seinem tiefsten Punkt auf der horizontalen Überfallkante aufsitzt, so erhält man unter bestimmten Verhältnissen, wie Verfasser auf rechnerischem Wege gefunden und durch Versuche bestätigt erhalten hat, einen Überfall, dessen Eichkurve dem idealen Proportional-Überfall am nächsten kommt. Es ist der beste Linear-Überfall, der sich aus Geraden und Kreisbögen zusammensetzen läßt. — Seine Gleichung ist leicht anzuschreiben, da der freie Überfallquerschnitt die Differenz eines rechteckigen und eines kreisrunden Überfalls ist. Somit wird

$$Q = \mu \left(\frac{2}{3} b_u \sqrt{2g} h \sqrt{h} - q_i d^2 \sqrt{d} \right),$$

worin d wieder den Durchmesser der Kreisscheibe und q_i die in Zahlentafel 10 mitgeteilte Funktion bedeutet.

Für die praktische Anwendung wird auch hier die Form VIIIa zu bevorzugen sein, und aus den gleichen Gründen wie bei IVa wird man die Viertelkreise nicht unmittelbar auf der unteren Kante aufsitzen lassen, sondern sie nur bis 5 mm Abstand heranführen.

Nimmt man

$$b_o = \frac{d}{3,75} = 0,2667 d,$$

so zeigt die Eichkurve von etwa $h \cong d/6$ an praktisch keine merkliche Abweichung mehr von der Geraden. Es würde also ein gewöhnlicher Schreibpegel alle Überfallhöhen über $h = d/6$ ohne weiteres proportional zur Wassermenge aufzeichnen.

Wird $b_o < 0,2667 d$ gewählt, so zeigt die Eichkurve einen Wendepunkt, für $b_o > 0,2667 d$ stetige Krümmung, doch ist in der Nähe von $b_o = 0,2667 d$ stets eine große Annäherung der Eichkurve an die Gerade zu finden.

Die Einschnitte IVa und VIIIa (bzw. IV und VIII) stellen hinsichtlich ihres hydraulischen Verhaltens gewissermaßen Gegenpole dar. Bei IVa ist die beste Annäherung an das ideale Meßwehr mit konstantem Relativ-Fehler, bei VIIIa die beste Annäherung an den idealen Proportional-Überfall erreicht.

In Abb. 62 sind zwei Eichkurven solcher Überfälle nach Versuchen des Verfassers in einem 600 mm breiten Gerinne bei 335 bzw. 380 mm Wehrtiefe zusammengestellt und auch die dabei erhaltenen μ -Kurven aufgetragen.

Wird bei dem angenäherten Linear-Überfall $b_o = 0$, oder $b_u = d$, so entstehen die Einschnittformen IX bzw. IXa, die kaum von praktischer Bedeutung sind und nur der Vollständigkeit halber erwähnt

werden sollen. Die Eichkurve dieser Überfälle zeigt nach den vorausgegangenen Ausführungen einen Wendepunkt, der jedoch sehr tief liegt.

Schließlich wären noch Verbindungen von Trapezüberfällen mit eingesetzten Halbkreisscheiben, tiefster Kreispunkt oder Durchmesser aufsitzend, möglich, die aber praktisch von untergeordneter Bedeutung sind.

k) Allgemeine Meßfehlertheorie. Der Relativfehler.

(Nach Kurt v. Sanden.)

Bei Besprechung des Genauigkeitsgrades der Danaide in Kap. 11, f wurde darauf hingewiesen, daß mit zunehmender Druckhöhe die Meßgenauigkeit zunimmt, oder, mit anderen Worten, daß der Einfluß un-

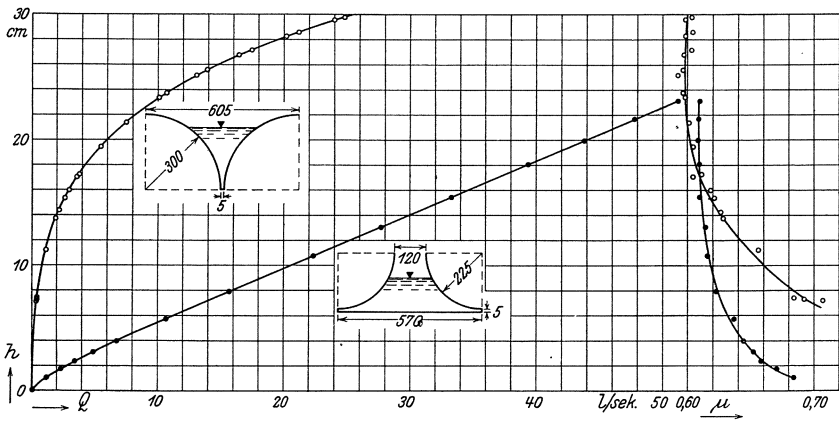


Abb. 62. Eich- und μ -Kurven des angenäherten Exponential-Überfalls und des angenäherten Linear-Überfalls.

genauer Bestimmung der Druckhöhe auf die Wassermenge von um so kleinerem Einfluß ist, je größer die Druckhöhe wird.

Bei den Meßüberfällen findet im allgemeinen das Gegenteil statt, doch verhalten sich die verschiedenen Einschnittformen in dieser Hinsicht sehr verschieden, wie schon bei einzelnen Überfällen angedeutet wurde. Zur Charakterisierung der Meßwehre müssen daher die Meßfehler definiert und ihr gegenseitiger Zusammenhang untersucht werden.

Es seien die abgelesenen ungenauen Überfallhöhen mit h bezeichnet, und diese seien nur auf $\pm \Delta h$ sicher, so daß das wirkliche (genaue) h mindestens $h - \Delta h$ ist und höchstens $h + \Delta h$ werden kann. Δh heißt dann die „Schranke“ für den Absolutfehler in h , oder kurz die „Absolutfehler-Schranke für h “. Diese sei als gegeben vorausgesetzt, z. B. $\Delta h = 0,1$ mm. Die Frage ist nun zunächst; Um welchen Betrag $\pm \Delta Q$ kann Q höchstens variieren, wenn h von $h - \Delta h$ bis $h + \Delta h$ sich ändert? Oder anders ausgedrückt, welcher Zusammenhang besteht zwischen den beiden Absolutfehler-Schranken ΔQ (für Q) und Δh (für h)?

Für die Zwecke der Abschätzung von ΔQ genügt es bei den vorliegenden Verhältnissen vollkommen

$$\Delta Q = \frac{dQ}{dh} \Delta h = Q'(h) \Delta h$$

zu setzen, d. h. den Einfluß der Krümmung der Eichkurve im Intervall $2 \Delta h$ zu vernachlässigen. $Q'(h)$ stellt also den ersten Differentialquotienten von Q nach h dar. —

Dieser Wert ΔQ ist aber noch kein zweckentsprechender Maßstab für die Genauigkeit der Wassermessung. Es kommt vielmehr auf den größten möglichen prozentualen oder Relativfehler an, der bezüglich Q auftreten kann, d. h. auf die sog. „Relativfehler-Schranke“

$$R_Q = \frac{\Delta Q}{Q}.$$

Für diesen ergibt sich nach Vorstehendem

$$R_Q = \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{Q'(h)}{Q(h)} \Delta h,$$

z. B. für $\Delta h = 0,1 \text{ mm}$

$$R_Q = 0,001 \frac{Q'}{Q} = \frac{Q'}{Q} \text{ ‰},$$

wenn Q in l/sek und h in dm gegeben ist.

Ist die Eichkurve $Q = Q(h)$ bekannt, so läßt sich dieses R_Q leicht für jede Überfallhöhe konstruieren, siehe Abb. 63 (es ist einfach $R_Q = \frac{\Delta h}{x}$), und damit der prozentuale Fehler in Q für $\Delta h = 0,1 \text{ mm}$ als Funktion von h (oder besser von Q) auftragen.

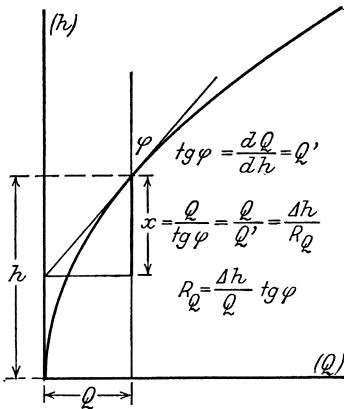


Abb. 63. Ableitung des Relativfehlers.

1) Der Exponential- und der Proportional-Überfall.

Zur Vervollständigung der Übersicht über die Einschnittformen sind noch zwei Überfälle anzuführen, die in gewissem Sinn äußerste ideale Grenzfälle darstellen. Praktisch in aller Strenge unausführbar, sind sie doch von hohem theoretischem Interesse, so daß sie kurz erwähnt werden sollen.

Der Exponential- (Kurt v. Sanden-)Überfall.

Kurt v. Sanden hat in der mehrfach angezogenen gemeinsamen Arbeit mit dem Verfasser [7] das Problem behandelt, ob es eine Einschnittform gibt, bei welcher für alle Überfallhöhen der Meßfehler konstant bleibt. Die Lösung des Problems ist dort eingehend behandelt. Es soll hier nur das Endergebnis mitgeteilt werden. Bedeutet

- Q_0 die vorgeschriebene maximal zu messende Wassermenge,
- x den Abstand einer horizontalen Wasserschicht unter der maximalen Spiegelhöhe,

y die halbe Breite dieser Wasserschicht, — es kommen nur symmetrische Ausschnitte in Frage —,
 R_Q die Relativfehler-Schranke für Q ,
 Δh die Absolutfehler-Schranke für die Überfallhöhe h ,
 $e = 2,71828$, die Basis der natürlichen Logarithmen, dann läßt sich die Profilkurve des Exponential-Überfalls mit konstantem Meßfehler aus folgender Gleichung berechnen.

$$y = C_1 \cdot e^{C_2 x} \text{ oder } \ln y = \ln C_1 + C_2 x.$$

Darin ist

$$C_1 = \frac{Q_0}{\sqrt{2g\pi}} \left(\frac{R_Q}{\Delta h} \right)^{\frac{3}{2}} \text{ und } C_2 = \frac{R_Q}{\Delta h}.$$

Auf Grund dieser Gleichung ist in Abb. 64 die Einschnittform für eine ideelle maximale Wassermenge $Q_0 = 116,4$ l/sek und für ein $R_Q = 0,1\%$ aufgezeichnet. Daraus ist ersichtlich, daß der Überfall mit exakt konstantem Meßfehler aus dem Grund sich nicht verwirklichen

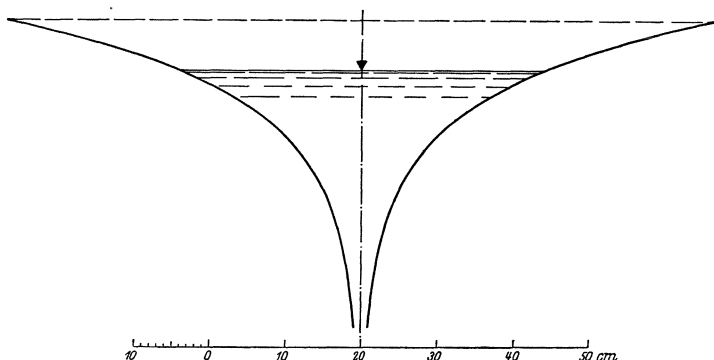


Abb. 64. Der Exponential-Überfall.

läßt, weil er sich nach unten ins Unendliche erstreckt. — Am nächsten kommt ihm, wenn man als Begrenzungen Kreisbögen wählt, der unter h aufgeführte angenäherte Exponential-Überfall und unter bestimmten Verhältnissen der Poebing-Überfall.

Die Bezeichnung „Exponential“-Überfall rührt daher, weil seine Eichkurve und seine Profilkurve Exponentialkurven sind.

Der Proportional- (Rother-)Überfall.

Dem Proportional-Überfall entspricht eine Einschnittform, bei der strenge Proportionalität zwischen Überfallhöhe und Wassermenge stattfinden soll. Seine Eichkurve wäre eine Gerade durch den Nullpunkt mit der Gleichung $Q = a \cdot h$. Er würde dann den idealen Registrier-Überfall abgeben. Rother hat dieses Problem in [9] zum ersten Male eingehend behandelt und für das Profil dieses Überfalls folgende Gleichung gefunden:

$$y = \frac{a}{\pi \mu_0 \sqrt{2gx}}$$

worin

y die halbe Breite des Überfalls in der Höhe x über der unteren geraden Kante ist,

a den Proportionalitätsfaktor der Eichkurve und

μ_o den als konstant angesehenen Überfallkoeffizient bedeutet.

In Abb. 65 ist die Einschnittform für eine maximale ideale Wassermenge $Q_i = 116,4$ l/sek bei 300 mm Überfallhöhe gezeichnet ($\mu_o = 1$).

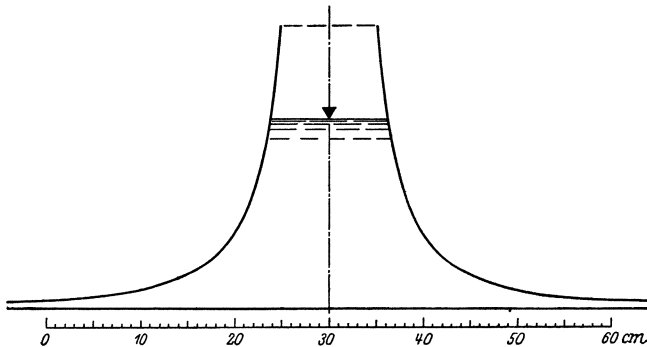


Abb. 65. Der Proportional-Überfall.

Der ideale Proportional-Überfall erstreckt sich an seiner unteren Begrenzung beiderseits ins Unendliche, ist daher streng nicht zu verwirklichen. Praktisch am nächsten kommt ihm, wie oben unter i) bereits ausgeführt, der vom Verfasser angegebene angenäherte Linear-Überfall, wenn man den Einschnitt nur aus Geraden und Kreisbogen zusammensetzen will.

m) Praktische Winke für die Überfallmessung.

Wehrwand. Die Wehrwand muß das Gerinne wasserdicht abschließen, um nicht meßbare Verluste zu vermeiden, und senkrecht zur Gerinneachse eingebaut sein. Sie kann aus Holz oder einer Blechtafel bestehen.

Wehrtiefe. Die Höhe der Wand, d. i. die Wehrtiefe w , soll mindestens das doppelte von der maximal auftretenden Überfallhöhe h sein, damit sich der Fuß des Strahles nach dem Überfall noch frei entwickeln kann.

Belüftung. Bei vollkommenen Überfällen ohne Seitenkontraktion, bei welchen also die Strahlbreite nach der Meßkante die ganze Gerinnebreite ausfüllt, muß für eine gute Belüftung des Raumes unter dem Strahl gesorgt werden. Das kann in der Weise geschehen, daß an die Wehrwand stromaufwärts eine genügend weite, mit der Atmosphäre in Verbindung stehende Rohrleitung angeschlossen wird, ohne daß dadurch jedoch der Zufluß in unmittelbarer Nähe des Überfalles beeinträchtigt würde, oder dadurch, daß seitlich unter dem Strahl ein Rohr eingeführt

wird, oder schließlich kann auch das Rohr stromabwärts durch den Strahl hindurch angeordnet werden, doch auch wieder so, daß die Strahlbildung nicht beeinflusst wird. (Tiefe Lage des Belüftungsrohres.)

Wehrkante. Die Wehrkante soll scharfkantig sein. (Meßwehre mit runder Überfallkante sind noch im Versuchsstadium.) Die Schweizer Normen schreiben die Ausführung nach Abb. 66a für eine mit Blech beschlagene Wand aus Holz und nach Abb. 66b für eine durchweg aus 5 mm starkem Blech bestehende Wand vor. Oft wird auch die Ausführung nach Abb. 66c gewählt, bei der die Kante unter 30° zugeschärft ist, nicht messerscharf, sondern auf 0,2–0,3 mm gebrochen. Bei genügender Überfallhöhe läßt sich beobachten, daß der Strahl stets an der inneren Kante im Bogen nach oben abspringt, nur bei kleinen Überfallhöhen klebt er noch bis an die äußere Kante an, und bei sehr geringen Überfallhöhen, etwa unter 10 mm, bleibt er sogar an der äußeren Wehrwand haften und kann sich dann nicht als freien Überfall entwickeln. Soll daher auch bei kleinen Überfallhöhen noch gemessen werden, was aber aus verschiedenen Gründen nicht empfehlenswert ist, so wird man die Wehrkante nach Abb. 66c gestalten müssen. Für die allenfalls vorhandenen seitlichen Begrenzungen von Meßeinschnitten gelten ähnliche Grundsätze.

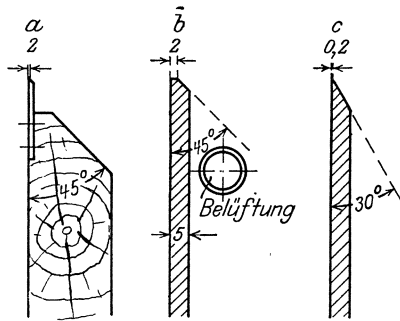


Abb. 66. Ausbildung der Wehrkanten.

Messung der Überfallhöhe. Die Überfallhöhe h muß sehr sorgfältig gemessen werden, weil die Potenz von Q niedriger ist als die von h . (Bei der Danaide war es umgekehrt.) Man kann hierzu empfindliche Schwimmerpegel (Durchmesser des Schwimmkörpers nicht unter etwa 200 mm) oder Stechpegel mit auftauchender Spitze, auch Wasserspiegeltaster genannt, Abb. 67, verwenden.

Der in Abb. 67 nach dem Entwurf des Verfassers dargestellte Stechpegel besteht aus einem Holzprisma von quadratischem Querschnitt mit eingelegtem Maßstab, an dem eine Hülse entlang gleitet. Diese kann mit der Schraube auf der linken Seite zur Ablesung der Skala festgestellt werden. Das die auftauchende Spitze tragende Rohr wird aus kurzen Stücken, ähnlich wie die Rieflerschen Stangenzirkel, zusammengesteckt und kann an der Hülse in beliebiger Höhe festgeklemmt werden, um sich verschiedenen Höhen bequem anzupassen. Die auftauchende Spitze selbst ist eingeschraubt, um sie gegebenenfalls nachschärfen zu können. — Der Stechpegel besitzt bei genügender Festigkeit nur geringes Gewicht und läßt sich für den Transport in handliche Stücke zerlegen.

Schwimmerpegel besitzen den Vorzug, daß sie keiner Bedienung bedürfen, und haben in geeigneter Ausführung eine Empfindlichkeit von 0,1 mm. Stechpegel müssen für jede Ablesung besonders eingestellt

werden, sind daher umständlicher zu bedienen, und wenn der Wasserspiegel nicht sehr ruhig ist, dürfte ihre Einstellgenauigkeit, die an sich sehr groß ist, die der Schwimmerpegel nicht übertreffen. Sind verhältnismäßig rasch hintereinander Ablesungen zu machen, so verdienen Schwimmerpegel den Vorzug. Diese sind am besten seitlich des Gerinnes in einem besonderen Schacht oder Rohr anzuordnen. Die Verbindung zwischen Gerinne und Pegelschacht hat durch ein genügend weites Rohr unter Vermeidung von Luftsäcken zu geschehen, wobei der Anschluß des Rohres rechtwinklig zur Gerinnewand auszuführen ist. — Wenn es die örtlichen Verhältnisse gestatten, kann zur Messung der Überfallhöhe auch ein gewöhnliches, hinreichend weites Wasserstandsglas (nicht unter 10 mm) an die Gerinnewand angeschlossen werden. Die Anschlüsse müssen selbstverständlich unterhalb einer Horizontalen durch die Wehrkante bzw. durch deren tiefsten Punkt liegen, wenn es sich beispielsweise um einen kreisrunden Überfall handelt.

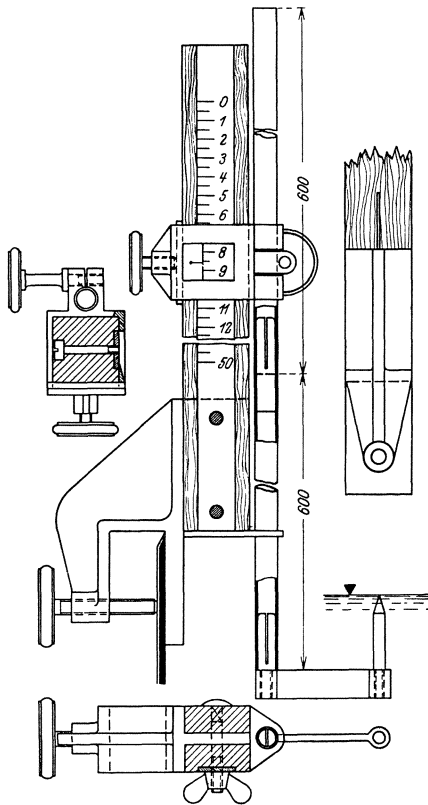


Abb. 67. Einfacher Stechpegel.

nach den Messungen ist diejenige Pegelangabe zu bestimmen, bei welcher der Wasserspiegel genau in Höhe der Überfallkante steht. Zu diesem Zweck klemmt man mit Hilfe einer Wasserwaage eine „auf-tauchende“ Spitze (Abb. 68) genau in die Höhe der Überfallkante, füllt den Kanal, wo dies möglich, langsam mit Wasser auf und liest im Augenblick des Verschwindens der Spitze den Pegelstand ab. Gut ist es, diese Bestimmung einigemal zu wiederholen.

In vielen Fällen ist ein solches Auffüllen des Meßkanals nicht möglich. Hier ist der Stechpegel am Platz. Er wird in der Nähe der Überfallkante oder an ihr selbst befestigt, und es wird mit der Wasserwaage die Spitze

findet infolge der zunehmenden Geschwindigkeit des Wassers eine Absenkung des Wasserspiegels, also eine Abnahme von h statt. h ist daher in einer Entfernung von mindestens dem dreifachen Betrag der maximal eintretenden Überfallhöhe von der Überfallkante stromaufwärts zu messen.

Nullpunktbestimmung. Vor oder nach, besser noch vor und

Nullpunktbestimmung. Vor oder nach, besser noch vor und

zunächst in die horizontale Ebene mit der Überfallkante, sodann in die Höhe des unter der Überfallkante liegenden Wasserspiegels gebracht. Die Differenz beider Ablesungen gibt den senkrechten Abstand von Überfallkante und Wasserspiegel, die zu der gleichzeitig abzulesenden Angabe des Schwimmerpegels, wenn ein solcher verwendet wird, zu addieren ist, um den Nullpunkt für die Überfallhöhe zu erhalten. Diese Messung wiederholt man einigemale und nimmt das arithmetische Mittel daraus.

Häufigkeit der Ablesungen. Während der Überfallmessung wird man sich nicht auf eine einzige Bestimmung der Überfallhöhe beschränken, sondern diese in regelmäßigen Zwischenräumen wiederholen und das arithmetische Mittel der Berechnung zugrunde legen.

n) Die Eichung von Überfällen.

Bei jeder Überfalleichung ist die Wassermengenbestimmung mit den meisten Umständen verknüpft, während die Messung der Überfallhöhe keine grundsätzlichen Schwierigkeiten bietet.

Bazin maß volumetrisch, er fing das Wasser in einem unterhalb des zu eichenden Überfalls sich erstreckenden Betongerinne von bekanntem Inhalt auf. Auch Frese verfuhr ähnlich. Hansen ließ das Wasser des Überfalls durch eine Danaide mit sorgfältig geeichten Meßdüsen laufen. Nagler wandte ein chemisches Verfahren an. Am oberen Ende des 30 m langen Versuchskanals wurde eine Salzlösung von bestimmtem Salzgehalt eingespritzt und am unteren Ende vor dem Überfall wurden Wasserproben entnommen und auf ihren Salzgehalt untersucht. Aus dem Grad der Verdünnung konnte auf die strömende Wassermenge geschlossen werden. Dies Verfahren ist ursprünglich in der Schweiz ausgebildet worden und hat sich bei Wildbächen gut bewährt.

Die genannten Forscher bezogen das Wasser aus natürlichen Flußläufen. Hansen weist am Ende seines Versuchsberichtes darauf hin, daß es wohl zweckmäßiger sei, mit Hilfe von Kreiselpumpen einen künstlichen Kreislauf einzurichten. In letztgenannter Weise wurden u. a. die klassischen Versuche von Rehbock durchgeführt, die sich über mehrere Jahre hingezogen haben, und die neueren hydraulischen und Flußbau-Laboratorien arbeiten alle nach diesem Verfahren, bei dem man die Versuchsbedingungen vollkommen in der Hand hat und nicht von dem jeweiligen Pegelstand eines natürlichen Flusses abhängig ist.

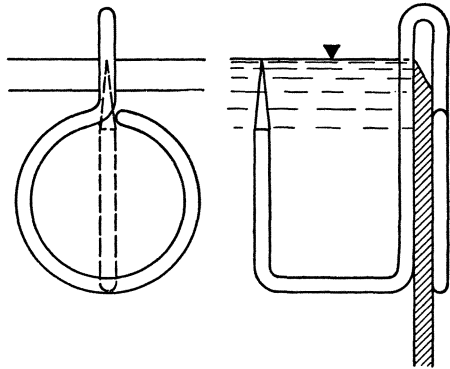


Abb. 68. Auftauchende Spitze zum Anklemmen an Wehrkanten.

Als ein Beispiel einer solchen Einrichtung, die sich für eine Wasserleistung bis zu 60 Sekundenliter bewährte, möge das kleine hydraulische Gerinne des Eßlinger Maschinen-Laboratoriums kurz beschrieben werden. Es ist in Abb. 69 mit den Hauptmaßen dargestellt. Eine schematische Skizze zeigt Abb. 70.

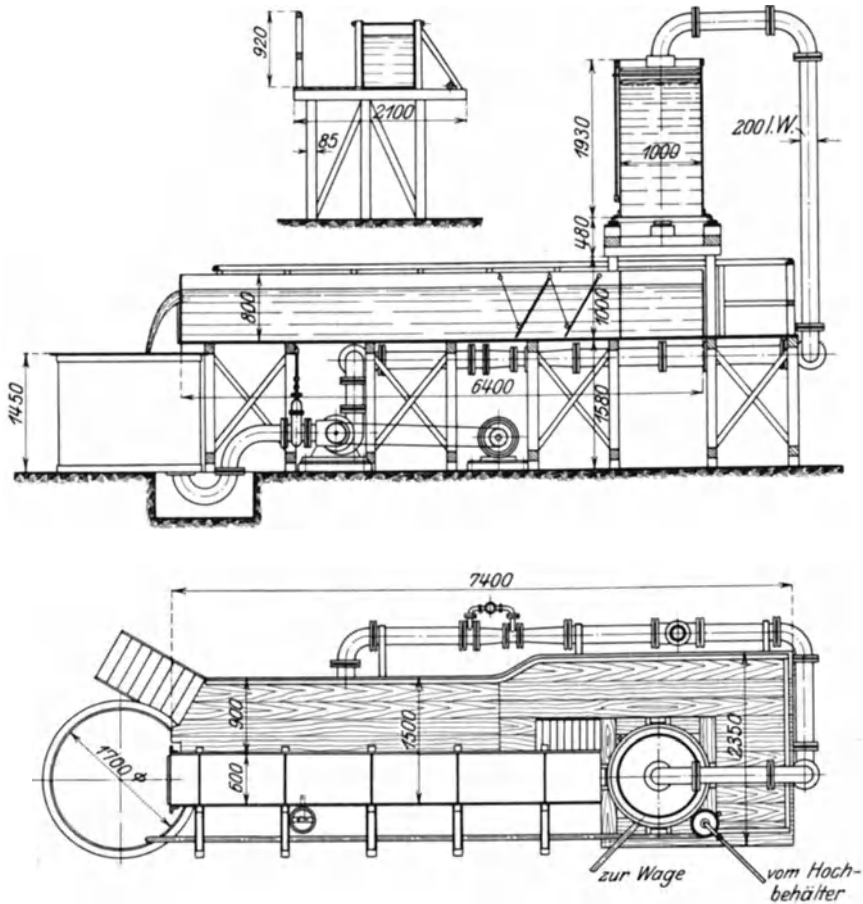


Abb. 69. Das kleine hydraulische Gerinne des Eßlinger Laboratoriums.

Aus einem Sammelbehälter *A* schöpft die Zentrifugalpumpe *B* Wasser durch die Saugleitung *C*, in die ein Drosselschieber *D* eingebaut ist, und fördert es durch die Druckleitung *E, E'* in die drehbare 60-Loch-Danaide *F*. Mit dieser Danaide wird die zirkulierende Wassermenge dem Gerinne *G* am hinteren Ende zugemessen. Zwei in Höhe einstellbare Bretter *H, H'* sorgen für Entlüftung des Wassers und Beruhigung des Wasserspiegels im Gerinne, das am vorderen Ende über dem Sammelbehälter *A* das Gerinnemaul *I* trägt. Dieses wird durch eine in Höhe

beliebig einstellbare Blechtafel geschlossen, an welches die zu untersuchenden Meßbleche angeschraubt werden. — Die Förderleistung der mittels Riemen von einem Elektromotor betriebenen Pumpe läßt sich bis zu ihrem Maximum durch den Drosselschieber beliebig regulieren, wobei eine mit der axial nicht verschiebbaren Schieberspindel verbundene Zeigervorrichtung, in Abb. 69 angedeutet, die Schieberstellung in vergrößertem Maßstab erkennen läßt und dadurch die Einstellung der zirkulierenden Wassermenge erleichtert. — Zur Messung der Überfallhöhe steht in 1,6 m Entfernung von dem Gerinnemaul ein Schwimmerpegel *K* mit Skala, der seitlich des Gerinnes aufgestellt, durch eine Rohrleitung mit ihm in Verbindung steht. Die Millimeterskala wird mit einer Lupe abgelesen und gestattet 0,1 mm zu schätzen.

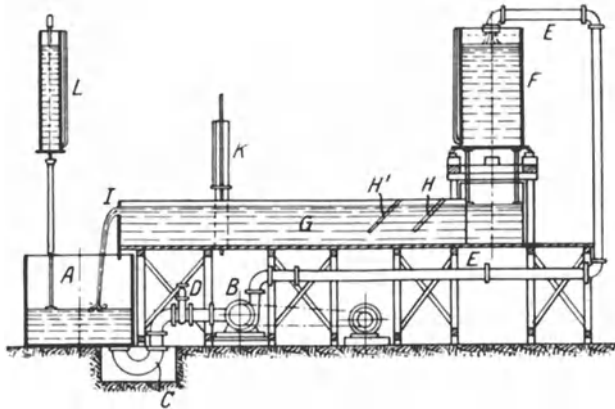


Abb. 70. Schematische Darstellung des kleinen hydraulischen Gerinnes.

Zur Messung der zirkulierenden Wassermenge wird ein Strahl der Danaide dauernd abgefangen und in ein auf einer Dezimalwaage stehendes Gefäß geleitet. Da jedoch auf diese Weise dem Wasserkreislauf dauernd die Leistung eines Strahles entzogen wird, so muß für den Meßstrahl Ersatz geschaffen werden. Zu dem Zweck ist neben der 60-Loch-Danaide — in der schematischen Darstellung über dem Sammelbehälter *A* gezeichnet — eine zweite Einloch-Danaide *L* aufgestellt, deren Meßblech genau so groß ist wie die der 60-Loch-Danaide. Diese Einloch-Danaide wird von einem Hochbehälter gespeist und ergießt ihr Wasser unmittelbar in den Sammelbehälter. Stellt man nun während der Versuche die Druckhöhe der Ersatz-Danaide genau auf dieselbe Höhe ein wie die der 60-Loch-Danaide; so bleibt die zirkulierende Wassermenge konstant.

Bei den Versuchen geht man wie folgt vor.

Zunächst ist der Nullpunkt des Pegels mit der auftauchenden Spitze oder dem Stechpegel festzulegen, d. h. diejenige Angabe des Pegels, bei welcher das Wasser im Gerinne genau auf der Höhe der Überfallkante steht.

Sodann wird die Pumpe angestellt und der Drosselschieber entsprechend geöffnet. Bei geringer Wassermenge werden an der Danaide

so viele Löcher verschlossen, daß die Druckhöhe nicht kleiner als etwa 20 cm ist. Gleichzeitig wird die Ersatzdanaide auf dieselbe Druckhöhe eingestellt.

Sobald der Überfallpegel und die Danaide konstante Angaben zeigen, kann mit der Messung des abgeleiteten Strahles begonnen werden, wie in Kap. 12 bei der Eichung der 60-Loch-Danaide beschrieben.

Während dieser Zeit wird alle 20 Sekunden der Überfallpegel sorgfältig auf 0,1 mm abgelesen und ebenso oft der Wasserstand an der 60-Loch-Danaide notiert. In das Protokoll sind die Mittelwerte aus diesen Einzelablesungen aufzunehmen.

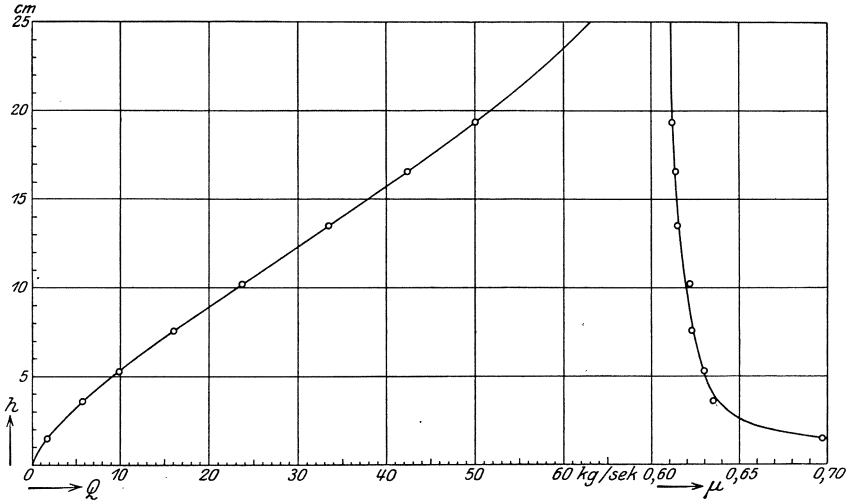


Abb. 71. Eich- und μ -Kurve eines 90°-Trapez-Überfalls.

Nach Beendigung eines Einzelversuches ist der Ablaufhahn am Wiegegefäß zu öffnen.

Mit zunehmender Wassermenge müssen an der 60-Loch-Danaide mehr und mehr Löcher aufgemacht werden.

Die über den Überfall fließende Wassermenge kann man entweder aus der Menge des Eichstrahles, multipliziert mit der Zahl der jeweils laufenden Strahlen, berechnen, oder man stellt eine mittlere Eichkurve der Danaide auf. Dafür ist es zweckmäßig bei jedem Einzelversuch einen anderen Strahl abzufangen, die Danaide also immer um ein Loch weiter zu drehen. Letzteres Verfahren schützt vor einseitigen Fehlern und ist daher vorzuziehen. (Vgl. Kap. 4 und 12.)

Als Versuchsbeispiel möge die Eichung eines 90°-Trapez-Überfalls mitgeteilt werden. Das Versuchsprotokoll ist in Zahlentafel 14 wiedergegeben, die Versuchsergebnisse sind in Abb. 71 graphisch dargestellt. Die Eichkurve wurde in der Weise bestimmt, daß die direkt errechneten Werte des Überfallkoeffizienten μ graphisch ausgeglichen, und nun rückwärts mit den ausgeglichenen Werten von μ die Wassermengen für die Überfallhöhen von 2 zu 2 cm berechnet wurden.

Zahlentafel 14.

Nr. des Versuchs	Zeit h min	Danaide				Überfall		Schieberstellung an der Zentrifugalpumpe mm
		Zahl der laufenden Strahlen	Eichstrahl			Wassermenge Q kg/sk	Überfallhöhe h cm	
			Abfangdauer sk	kg	kg/sk			
1	{ 8 46 — 51 }	3	297,0	170	0,5725	1,717	1,47	10,5
2	{ 8 58 9 03 }	9	312,1	200	0,6408	5,767	3,56	19,0
3	{ 9 10 — 15 }	14	313,4	220	0,7020	9,825	5,26	24,5
4	{ 9 23 — 28 }	21	314,8	240	0,7620	16,020	7,55	30,5
5	{ 9 34 — 39 }	28	307,2	260	0,8460	23,690	10,20	37,5
6	{ 9 47 — 51 }	36	263,4	240	0,9225	34,430	13,49	47,0
7	{ 9 58 10 03 }	44	310,7	300	0,9650	42,470	16,57	66,0
8	{ 10 09 — 14 }	50	319,6	320	1,0010	50,050	19,35	ganz offen

Als ein weiteres Beispiel für die Eichung eines vollkommenen Überfalls ohne Seitenkontraktion sind in Abb. 72 die Ergebnisse von zwei am

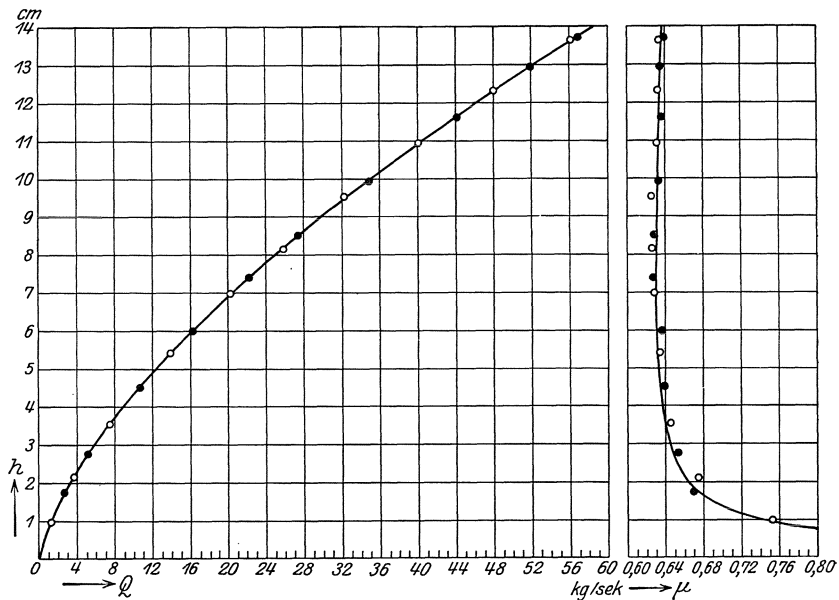


Abb. 72. Eich- und μ -Kurve eines rechteckigen Überfalls.

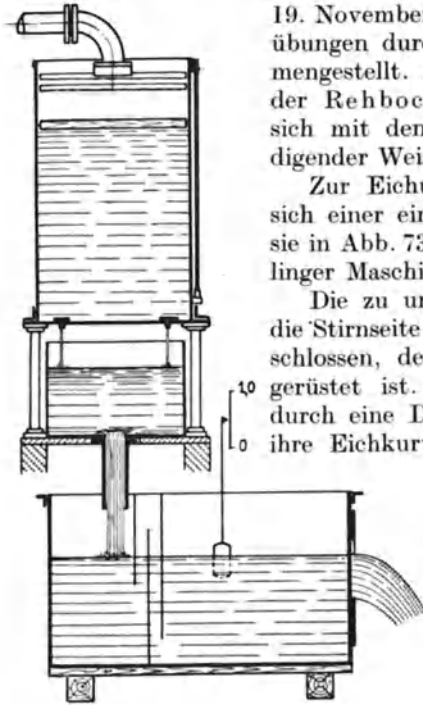


Abb. 73. Einrichtung zum Eichen kleiner Überfälle.

19. November 1924 während der Laboratoriumsübungen durchgeführten Versuchsreihen zusammengestellt. Die ausgezogenen Kurven sind nach der Rehbockschen Gleichung aufgetragen, die sich mit den hier erhaltenen Werten in befriedigender Weise decken. —

Zur Eichung kleinerer Überfälle kann man sich einer einfacheren Einrichtung bedienen, wie sie in Abb. 73 skizziert ist und gleichfalls im Eßlinger Maschinen-Laboratorium verwendet wird.

Die zu untersuchenden Meßbleche werden an die Stirnseite eines rechteckigen Behälters angeschlossen, der mit einem Schwimmerpegel ausgerüstet ist. Das Wasser wird dem Behälter durch eine Danaide zugemessen, die, falls nicht ihre Eichkurve vorliegt, während der Versuche geeicht werden kann. Zur Beruhigung des Wasserspiegels dienen senkrecht eingehängte Bleche. Mit einem solchen Behälter von 600/1000 mm Grundfläche bei 700 mm Höhe können bis 13 Sekundenliter Wasser verarbeitet werden. Das Wasser wird dabei einem Hochbehälter entnommen

und das verbrauchte Wasser durch eine Pumpe ersetzt. Zur Einstellung der strömenden Menge dient

ein Absperrschieber in der Zulaufleitung.

Bei der Durchführung der Versuche wartet man solange, bis der Wasserstand in der Danaide und dem Überfallbehälter konstant geworden ist. Es genügt dann streng genommen eine einzige Ablesung an dem Überfallpegel und dem Wasserstandsglas der Danaide, um die gesuchten Werte berechnen zu können. Man wird jedoch gut tun, den einzelnen Versuch auf einige Minuten auszudehnen, und in regelmäßigen Zeiten Ablesungen zu machen, deren Mittelwerte die Grundlage für die Berechnung bilden.

Die Ergebnisse von zwei Versuchsreihen mit einem dreieckigen Einschnitt, dessen Winkel an der Spitze $22^\circ 28'$ betrug, und der einmal als Dreieck-Überfall, zum anderen als Trapez-Überfall eingebaut war, sind in Zahlentafel 15 mitgeteilt, während Abb. 74 die Eich- und μ -Kurven darstellen.

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 13.

[1] Die Literatur über den rechteckigen Überfall ist außerordentlich umfangreich. Wir führen als Hauptquellen, die selbst wieder eine große Anzahl weiterer Nachweise enthalten, folgende an:

Bazin, H.: Expériences nouvelles sur l'écoulement en déversoir, exécutées à Dijon de 1886 à 1895. Paris 1898, Vve. Chr. Dunod.

Zahlentafel 15

Dreieck-Überfall				Trapez-Überfall			
No. des Versuchs	Überfallhöhe h cm	Wassermenge Q kg/sek	Überfallkoeffizient μ	No. des Versuchs	Überfallhöhe h cm	Wassermenge Q kg/sek	Überfallkoeffizient μ
1	6,63	0,34	0,648	1	1,74	0,42	0,656
2	7,95	0,53	0,632	2	2,90	0,82	0,613
3	9,65	0,86	0,633	3	3,75	1,20	0,614
4	10,67	1,08	0,619	4	4,43	1,48	0,599
5	11,70	1,36	0,619	5	4,99	1,78	0,607
6	12,78	1,69	0,615	6	5,91	2,22	0,600
7	13,53	1,94	0,615	7	7,67	3,23	0,607
8	14,63	2,33	0,609	8	9,01	3,98	0,603
9	15,81	2,84	0,609	9	10,22	4,70	0,604
10	17,55	3,67	0,607	10	11,37	5,40	0,604
11	18,83	4,37	0,605	11	12,78	6,27	0,606
12	19,91	5,02	0,605	12	14,30	7,25	0,612
13	20,73	5,57	0,607	13	16,17	8,47	0,619
14	22,23	6,56	0,607	14	17,47	9,28	0,623
15	23,15	7,29	0,603	15	18,82	10,03	0,621
16	24,43	8,35	0,602	16	20,32	10,85	0,621
17	24,91	8,75	0,601	17	21,97	11,66	0,624
				18	24,47	12,90	0,622

Anm.: Basis des Dreiecks = 97,0 mm, Winkel an der Spitze = 22° 28'.

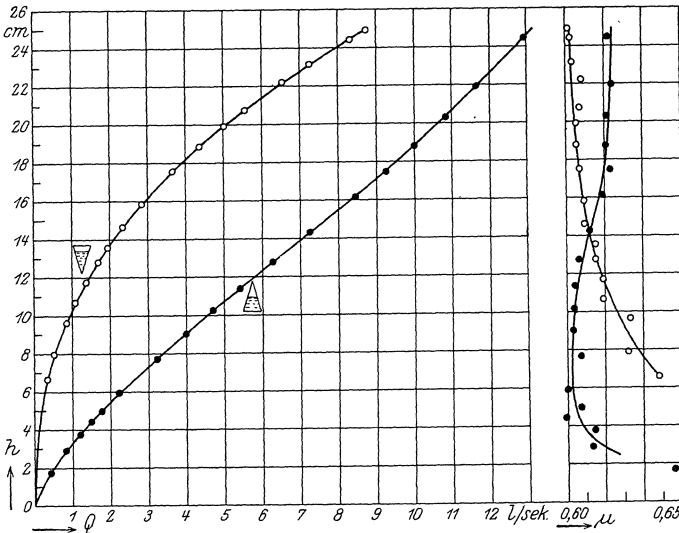


Abb. 74. Eich- und μ -Kurven eines Dreieck- und eines Trapez-Überfalls.

In diesem Buch hat Bazin seine zahlreichen früheren Aufsätze zusammengefaßt. In deutscher Sprache findet sich eine Zusammenstellung aller Forschungsergebnisse in der „Zeitschrift für Gewässerkunde“ 1900, S. 162—181.

Über einen Teil der Bazinschen Versuche berichtet Keller, Dr. K.: Neueste Bestimmung der Wassermenge bei vollkommenen Überfällen. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 513 u. ff.

- Frese, F.: Versuche über den Abfluß des Wassers bei vollkommenen Überfällen. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1890, S. 1285 u. ff. In diesem Aufsatz ist auch über die älteren Arbeiten von Francis und Fteley und Stearns referiert. — Die Untersuchungen von Francis, nach welchen man heute noch vielfach in Amerika arbeitet, stammen aus dem Jahre 1852.
- Hansen, V. W.: Die Bestimmung von Wassermengen mittels Überfälle ohne Seitenkontraktion. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892. S. 1057 u. ff.
- Rehbock, Th.: Der Abfluß von Wasser über Wehre verschiedenen Querschnitts. Zeitschrift des Verbandes deutscher Architekten und Ingenieur-Vereine 1912 Nr. 1 und 1913 Nr. 1.
- Rehbock, Th., Die Wassermessung an Meßwehren in: Die Wasserlaboratorien Europas, S. 131—137, VDI-Verlag, Berlin 1926.
- Nagler, Floyd A.: Verification of the Bazin Weir Formula by Hydrochemical Gaugings. Transactions of the American Society of Civil Engineers, Bd. 53, S. 105 u. ff. 1920.
- Normen für Wassermessungen bei Durchführung von Abnahmeversuchen an Wasserkraftmaschinen. Aufgestellt vom Schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Verein 1924.
In diesen Normen sind Richtlinien für Behälter-, Überfall- und Flügelmessungen gegeben.
- [2] Die Schlußfolgerung von Stearns in der Diskussion zu Naglers Bericht lautet wörtlich: „that in the present state of the art the weir is not an accurate instrument for the measurement of water.“ (a. a. O. S. 172.) Dieser Ausspruch von Stearns gilt hauptsächlich für die praktischen Wassermessungen in größerem Maßstab, während für die Verhältnisse in wasserbaulichen und hydraulischen Laboratorien die Überfallformeln schon einen hohen Grad von Genauigkeit erreicht haben.
- [3] Herschel, Cl.: The new Hydraulics. Engineering News, 1898, Nov. 10. — Dieser kurze Aufsatz ist teilweise wiederholt und weiter ausgeführt in der Diskussion zu Naglers Arbeit (a. a. O. S. 157 u. ff.). — Ferner unter dem Titel: An improved form of weir for gauging in open channels, Trans. Am. Soc. of Mech. Engineers, 1920. Schließlich in Engineering News Record Bd. 84, Nr. 15, S. 710 vom 8. April 1920.
Eine Experimental-Untersuchung des Herschel-Überfall in kleinem Maßstab wurde durchgeführt von
- Fischer, Eugenio: Alcune esperienze sullo stramazzo Herschel. Atti del R. Istituto d'Incoraggiamento di Napoli, Serie VI, Bd. 77, 1924.
- [4] Thompson, J. On experiments on the measurement of water by triangular notched weir boards. Report of the British Association on the advancement of science. London 1859.
- Thompson, J.: On experiments on the gauging of water by triangular notches. Report of the British association on the advancement of science. London 1862.
- Barr, J.: Experiments upon the flow of water over triangular notches. Engineering, Bd. 89, S. 435 und 470. 1910.
- Yarnall, R. D.: The V-notch weir method measurement. Journal of the American Society of Mech. Engineering, Bd. 34, No. 10, S. 1479 u. ff. Oct. 1912.
- Yarnall, R. D.: The V-notch weir measuring water. Engineering News Bd. 69, S. 248 und 249. 1913.
- Engels, H.: Das neue Flußbau-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Dresden. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1916, S. 121.
- Cone, V. C.: Flow through weir notches with thin edges and full contractions. Journal of agriculture research. Departement of Agriculture. Washington 1916, Nr. 23.
- Lüdecke: Wassermessung mittels Überfalls von Cipoletti und mittels dreieckigen Überfalls für kleine Wassermengen. Kulturtechniker 1917. S. 153.

- Vollmar: R.: Regenbeobachtungen und Regenabflußmengen in bebautem Gebiet. Dissertation, Karlsruhe 1921.
Im Teil III, Abschnitt 3, dieser leider nicht im Druck erschienenen Arbeit unterzieht Vollmar die vorhandenen Veröffentlichungen über den dreieckigen Überfall einer eingehenden Kritik und berichtet in Abschnitt 4 über eigene Versuche an einem 90°-Überfall.
- Hegly: Annales des ponts et chaussées, 1921, S. 360.
- Koch, L.: Versuche über die Veränderlichkeit des Beiwertes c in der Thompson-Formel $Q = c \cdot h^{5/2}$. Bauingenieur, 1923, S. 607.
- Staus, A.: Überfallversuche. Gas- und Wasserfach 1924, Heft 26.
- Scimemi, E.: Annali del R. Scuola d'Ingenieria di Padova. Anno I, 1925, Nr. 1.
- [5] Staus, A.: Überfallversuche, Gas- und Wasserfach, 1924, Heft 26.
- [6] Hoyt, C. J. and Grover, N. C.: River Discharge. 4. Aufl. 1921, S. 84 und ff., New York, John Wiley & Sons.
- [7] Die erste Theorie für den Halbkreis als Überfall wurde gegeben von Lillja, John L. W.: Fritt överfall över cirkelbågsformig överfallskant. Tekniska Föreningens i Finland Förhandlinger, 1920. Die Ableitung der strengen Überfallgleichung für den Vollkreis findet sich in gedrängter Form in v. Sanden, K. und Staus, A.: Der kreisrunde Überfall als Weißwehr. Festschrift zum 100jährigen Jubiläum der Technischen Hochschule Karlsruhe. 1925. — Etwas erweitert von denselben Verfassern im Monats-Bulletin des Schweizerischen Vereins von Gas- und Wasserfachmännern, Zürich, VI. Jahrgang, 1926, Heft 3.
- Ausführlich sind die Entwicklungen der Überfallgleichungen für den Vollkreis und den mit seinem Durchmesser aufsitzenden Halbkreis gegeben in Staus, A. und v. Sanden, K.: Der kreisrunde Überfall und seine Abarten. Gas und Wasserfach 1926, Heft 27 bis 30.
- Dieser Arbeit sind die hier mitgeteilten Zahlentafeln entnommen.
- [8] Poebing, O.: Zur Bestimmung strömender Flüssigkeitsmengen im offenen Gerinne. S. 27 und 28. Berlin: Julius Springer, 1922.
- [9] Rother, M., Einschnittsform von Überfällen. Wasser und Gas. Berlin-Friedenau, 1921, XI. Jahrgang, Heft 41/42.

14. Wassermessung mit dem hydrometrischen Flügel.

a) Allgemeines.

Das Anwendungsgebiet der in Kap. 11—13 besprochenen Verfahren der Wassermessung ist im allgemeinen auf geringe Mengen und vielfach auch auf Messungen in Laboratorien beschränkt. Für die Wassermengenbestimmung anlässlich der Vorarbeiten für hydraulische Kraftanlagen und für die Überprüfung solcher Anlagen, beides Aufgaben, von denen die erste häufig und die zweite beinahe immer dem Maschineningenieur zufällt, kommen sie aber in der Regel nicht in Frage. Diese Messungen lassen sich meist nur indirekt, nämlich einerseits durch Ausmessung eines Durchflußprofils und andererseits durch Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit in diesem Profil durchführen. Das Durchflußprofil kann dabei ein offenes Gerinne oder eine geschlossene Rohrleitung sein.

Die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit geschieht fast immer mit dem hydrometrischen Flügel, da dieser sich dafür am besten bewährt hat. Um Wiederholungen zu vermeiden, soll daher zunächst die Wirkungsweise und die Bauart der hydrometrischen Flügel beschrieben werden.

b) Der hydrometrische Flügel.

Der hydrometrische Flügel, Abb. 75, ist im wesentlichen ein Propellerad, das durch die Wasserströmung gedreht wird. Seine Umlaufzahl wird durch einen von der Achse betätigten elektrischen Kontakt festgestellt, indem man entweder die Zeit zwischen zwei Signalen oder die Zahl der Signale in einer gewissen Zeit bestimmt.

Bei der ursprünglichen Form des hydrometrischen Flügels, die erstmals von dem Hamburger Wasserbauingenieur Woltman etwas vor 1790 angewendet worden ist (daher auch vielfach die Bezeichnung Woltman-scher Flügel oder Woltmanflügel), erfolgte die Zählung auf rein mechanischem Wege durch ein mit der Propellerachse verbundenes Zählwerk. Solche, in der Handhabung ziemlich unbequeme Apparate

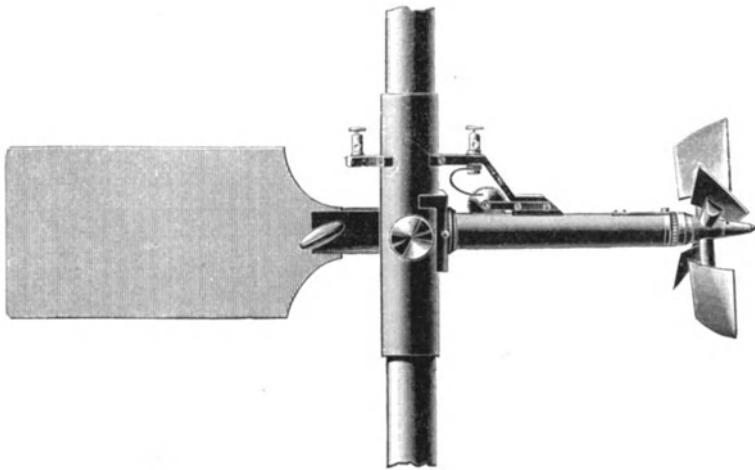


Abb. 75. Hydrometrischer Flügel.

sind aber aus der Praxis fast ganz verschwunden. Einige der heute gebräuchlichen Formen nach Ausführungen der Firma A. Ott in Kempten zeigen die Abb. 76—81.

Die Flügelschaukel selbst ist nach einer Schraubenfläche geformt, deren Steigung im Zusammenhang mit der zu messenden Geschwindigkeit zu wählen ist. Bei größeren Geschwindigkeiten ist die größere Steigung und umgekehrt angebracht. Aus diesem Grunde stattet man die Instrumente häufig mit zwei gegenseitig austauschbaren Schaufeln aus.

Die Flügelschaukeln sind entweder „Speichenschaukeln“, bei denen die Paletten geradlinig begrenzt sind und auf besonderen Speichen sitzen, oder „schräkantige Schaukeln“, bei welchen besondere Speichen wegfallen, die Paletten vielmehr mit der Nabe aus einem Stück bestehen. Die Speichenschaukeln geben eine etwas geringere Anlaufgeschwindigkeit und haben in turbulenten Strömungen wohl eine etwas größere Meßgenauigkeit, die schräkantigen Schaukeln zeigen weniger Neigung zum Anhängen von Gras, Laub und dergleichen.

Die Flügelachse kann entweder zwischen Spitzen oder auf Kugeln aus Hartnickel gelagert sein. Neuerdings kommen auch Stahlkugellager vor, die auf besondere Weise gegen den Zutritt von Wasser geschützt sind.

Auch die Kontaktvorrichtungen haben eine verschiedenartige Ausbildung erfahren. Freiliegende Kontakte, zu denen das Wasser ungehindert Zutritt hat, arbeiten nur in ganz reinem Wasser dauernd gut. Jede Verunreinigung, besonders Salz- oder Säuregehalt, bedingt einen elektrolytischen Vorgang, der zu Kalkniederschlag und Ähnlichem und damit

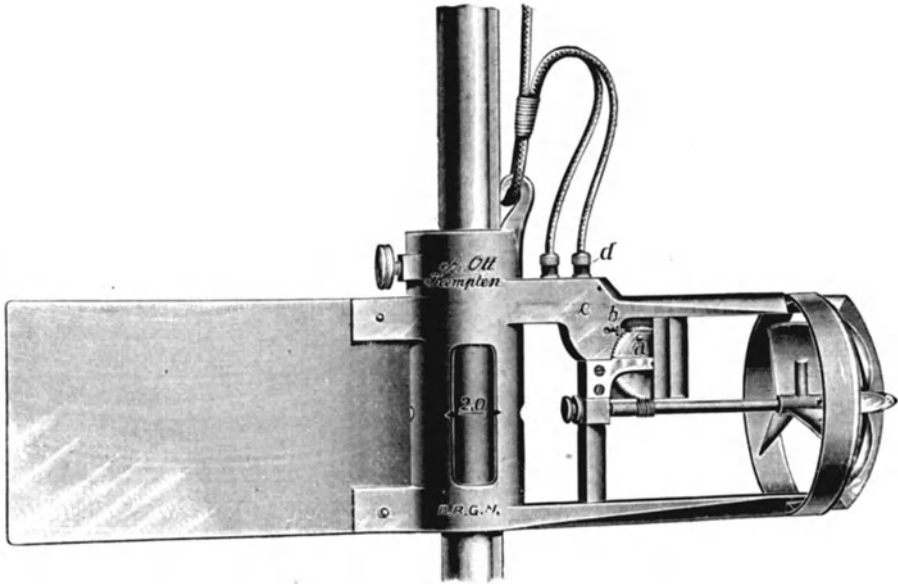


Abb. 76. Hydrometrischer Flügel von Ott, Typ IXc, mit Schutzring.

zu Betriebsstörungen in der Signalübertragung führt. Aus diesem Grunde hat man erfolgreich versucht, die Kontakte vor Wasserzutritt zu schützen.

Abb. 76 zeigt einen Flügel mit speichenloser, geradlinig begrenzter Schaufel, Spitzenlagerung und wasserfreiem Kontakt. Seine Konstruktionszeichnung, teilweise im Schnitt, stellt Abb. 77 dar.

Auf die Flügelachse ist eine Schnecke geschnitten, die in ein Schneckenrad mit 100 Zähnen eingreift. Auf diesem Rad sitzen 4 Stifte *a*, die in der Längsachse zur Hälfte abgefräst sind und je nach ihrer Stellung den Hebel *a* nach je 25, 50 oder 100 Umdrehungen der Schaufel anheben. Dieser Hebel *b* dreht sich um eine feine, in eine Kontaktkammer hinreichende Achse *g* und trägt im Innern der Kammer die Kontaktfeder *f*. Die Kammer wird mit einem geeigneten Mineralöl gefüllt, durch den Verschluß *p* geschlossen und verwehrt dadurch dem Wasser den Zutritt zur Kontaktstelle.

Ein nicht zu unterschätzender Vorteil dieses Flügeltyps besteht in der geschützten Lage der Schaufel, die sie vor Formänderung bei nicht

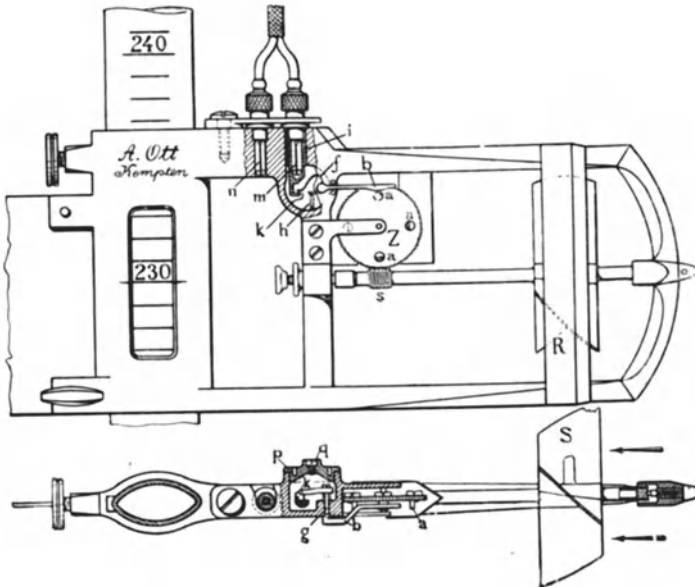


Abb. 77. Konstruktionszeichnung zu Abb. 76.

behutsamer Handhabung bewahrt. Außerdem wirkt der Schutzring bei Schrägströmungen sehr günstig (siehe weiter unten).

Die kleinste Ausführung dieser Bauart mit Schutzring zeigt Abb. 78.

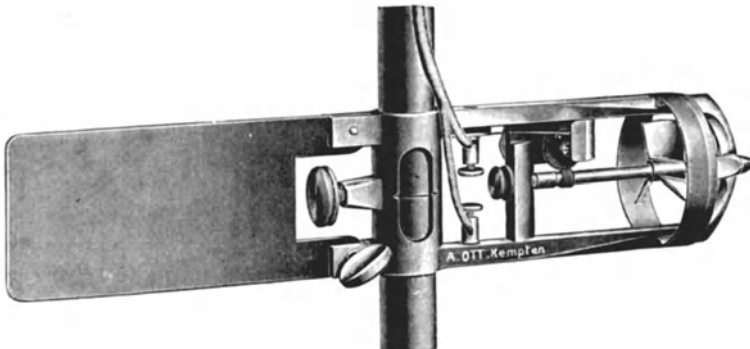


Abb. 78. Kleinster hydrometrischer Flügel von Ott.

Sie hat offene Kontaktvorrichtung und eine Schaufel von nur 5,5 cm Durchmesser. Dieser Flügel erlaubt Messungen in sehr schmalen oder seichten Gerinnen oder hart an der Sohle oder den Wandungen. Eine mit ihm durchgeführte Wassermessung ist weiter unten ausführlich mitgeteilt.

Ein Flügel von universeller Verwendbarkeit ist in Abb. 79 dargestellt. Er eignet sich gleich gut zu Messungen in offenen Gerinnen wie in geschlossenen Rohrleitungen, für welche letzteren Zweck er wegen seines gedrunenen Baues mit Vorliebe gewählt wird. Das Instrument

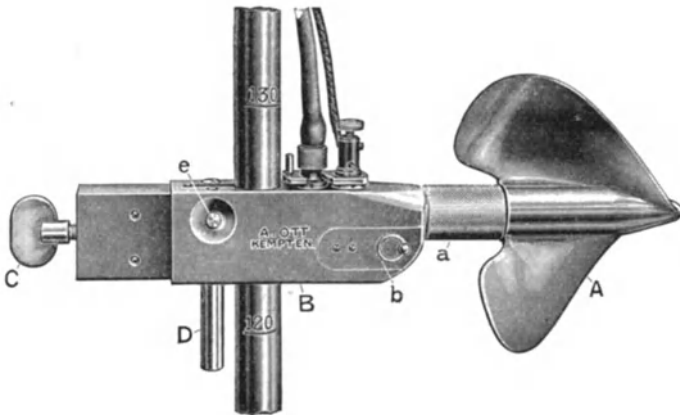


Abb. 79. Universalfügel von Ott, Typ V.

setzt sich zusammen aus einem in sich eine geschlossene Einheit bildenden Drehsystem *A a*, bestehend aus Schaufel, Lagern und Achse und einem davon unabhängigen Körper *B*, der den Kontaktmechanismus nebst Kabelanschluß enthält und verschiedene Möglichkeiten zur

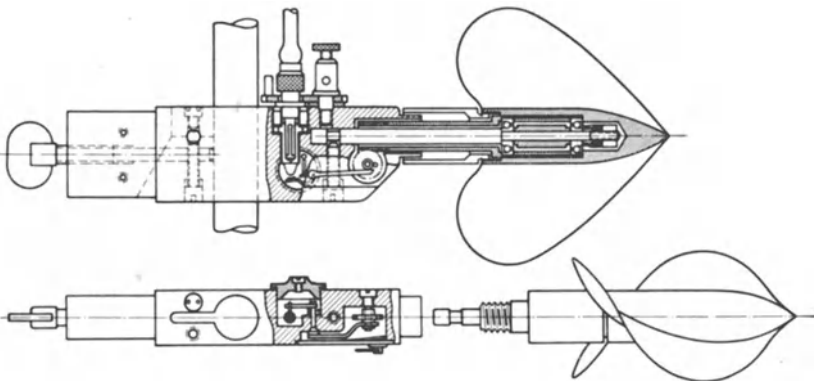


Abb. 79 a. Schnittzeichnungen des Ott-Flügels, Typ V.

Führung im Wasserraum bietet. Beide Teile werden zum Gebrauch durch einfaches Zusammenstecken vereinigt, wie aus der Schnittzeichnung, Abb. 79 a. zu ersehen ist.

Die Flügelschaukel, die für gewöhnlich zwei schrägkantig begrenzte Schraubenflächen mit 12 cm Durchmesser besitzt, ist in äußerst widerstandsfähiger Weise aus einem einzigen Stück Leichtmetall hergestellt.

In ihre Nabe sind zwei Präzisionskugellager eingebaut, die mittels einer auf Kapillaritätswirkung beruhenden reibungslosen Dichtung gegen den Zutritt von Wasser geschützt sind und dauernd einen außerordentlich leichten Gang gewährleisten.

Im Innern des Flügelkörpers befinden sich zwei Kammern, eine wasserdicht verschlossene Kammer für den sogenannten Ölkontakt ähnlich wie beim Flügel nach Abb. 77, mit Anschluß des Kabels durch Stecker, und eine zweite, durch einen Schubdeckel *b* zugänglich gemachte Kammer für den Kontakthebel und das Kontaktträdchen. Dieses ist umsteckbar für wahlweise Signale nach je 20 oder 10 Umdrehungen.

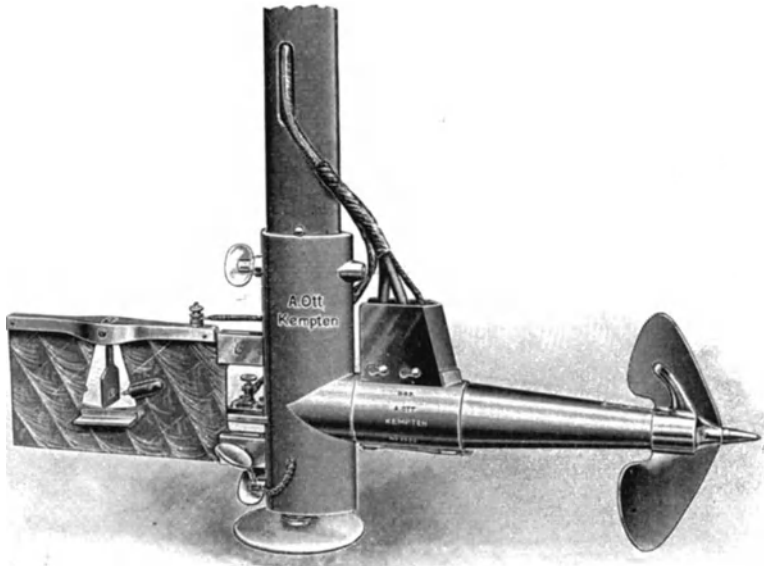


Abb. 80. Magnetflügel von Ott, Typ VIe.

Eine andere, sehr sinnreiche Lösung des wasserfreien Kontaktes zeigt Abb. 80 den sogenannten Magnetflügel, dessen Schnitt durch das Gehäuse in Abb. 81 zu sehen ist.

Die Flügelachse läuft vorn in einem Kugellager aus nicht rostendem Stahl mit Kugeln aus Hartnickel, hinten gegen ein Achatlager. Das hintere Ende der Achse trägt einen permanenten Stahlmagneten, der sich vor einer dünnen Abschlußwand der wasser- und luftdicht verschlossenen Kontaktkammer *B* dreht. An der Innenseite der dünnen Wand befindet sich auf der Welle des Kontaktwerkes ein Anker *E*, der mit dem Stahlmagneten *D* magnetisch gekuppelt ist. Das Kontaktwerk gibt bei *F* nach jeder einzelnen und bei *G* nach jeder 25. Umdrehung Stromschluß.

Abb. 80 zeigt das Instrument mit einer schrägkantigen Schaufel ausgerüstet. Außerdem besitzt es noch, in das Steuerruder eingebaut, ein sog. Strompendel, das folgenden Zweck hat. An ungünstigen Meßstellen

wie etwa dicht vor dem Einlauf in Turbinenkammern, wird der Wasserstrom infolge Wirbelbildung stellenweise rückläufig. An solchen Stellen muß bei der Messung die den Flügel haltende Stange um 180° gedreht werden, falls nicht eine eigene Eichung für Rücklaufströmung vorliegt. Um diese Rückläufigkeit über Wasser zu erkennen, ist in das Steuerruder ein kleines Pendel eingebaut, das bei rückläufiger Wasserströmung einen Kontakt schließt, in dessen Stromkreis ein Summer oder ein optisches Tableau eingelegt ist. Bei normaler Strömung erscheint bei letzterem eine schwarze, bei rückläufiger eine rote Scheibe.

Die abgebildeten Flügel sind fast alle mit Steuerrudern ausgerüstet oder können damit versehen werden. Theoretisch sind diese, wenn der

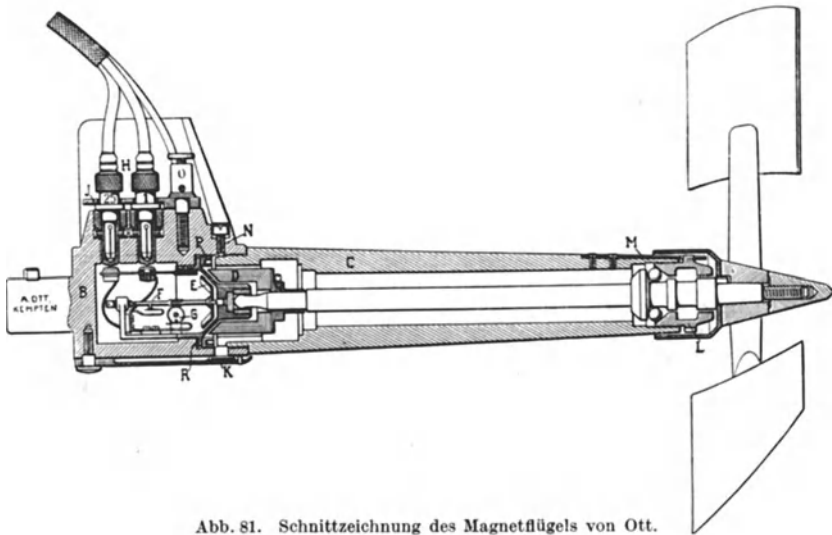


Abb. 81. Schnittzeichnung des Magnetflügels von Ott.

Flügel an der Stange und nicht als Schwimmflügel verwendet wird, zwecklos, da die Flügelachse stets genau senkrecht zum Meßprofil zu halten ist und nicht etwa in die Richtung der Strömung eingestellt werden darf, falls diese an der Meßstelle nicht ganz rechtwinklig zum Meßprofil verlaufen sollte. Doch werden die Instrumente bei Messungen in offenen Gerinnen meist mit Steuerrudern verwendet, weil diese als Gegengewicht zum Flügel, als Druckausgleichplatte, als Schutz gegen Anstoßen und allenfalls zur Aufnahme des Rücklaufsignals, wie beschrieben, dienen.

Als Stromquelle für die Signalgebung dient ein gewöhnliches Trockenelement. Mehr wie 3 Volt Spannung ist mit Rücksicht auf die Kontakte unzweckmäßig.

c) Flügelstange und Stangenhalter.

Bei der Messung in offenem Gerinne muß der Flügel an einer Stange im Wasser gehalten werden. Neuere Instrumente besitzen ausschließlich Eisen- oder Stahlstangen von kreisförmigen oder spitz-ovalem Quer-



Abb. 82. Flügel an stehender Stange.

schnitt. Auch der vom Luftschiff- und Flugzeugbau her bekannte stromlinienförmige Querschnitt geringsten Widerstandes kommt in Betracht.

Wird die Stange bei der Messung auf den Boden gestellt — stehende Stange —, Abb. 82, so muß der Flügel an ihr verschiebbar und in jeder Höhe feststellbar sein. Am unteren Ende trägt die Stange meist ein Bodenkreuz oder eine Bodenscheibe.

Zur Erkennung der Richtung der Flügelachse über Wasser dient bei der stehenden Stange ein Handgriff *d*, Abb. 82, der sich längs der Stange, stets senkrecht zur Flügelachse, verschieben und an beliebigem Punkt feststellen läßt. Bei rundem Querschnitt trägt hierfür die Stange ihrer ganzen Länge nach einen aufgeschraubten Federkeil.

Arbeitet man mit hängender Stange, Abb. 83, so wird der Flügel am unteren Stangenende befestigt und die ganze Stange mit Flügel in einem Stangenhalter senkrecht verschoben.

So zeigt Abb. 83 einen Stangenhalter, bestehend aus einem zusammenlegbaren Gestell *BCD*, dessen abnehmbarer Kopf mit einer leichten Winde versehen ist. Die Flügelstange, meist von stromlinienförmigem Querschnitt, wird in zwei durch Riegel gesicherten Schuhen geführt und in der gewünschten Lage durch die Klemme *M* festgehalten. Zur senkrechten Bewegung der Flügelstange ist parallel mit ihr ein zweites dünnes rundes Stahlrohr mit der Klemme *M*₁ befestigt, das durch die erwähnten Schuhe leicht hindurchgeht und mit seinem unteren Ende an das von der schmalen Windetrommel kommende Drahtseil angehängt ist. Bei gelöster Klemmbacke *M* kann durch Drehung der Kurbel die Flügelstange gehoben oder gesenkt werden, und zwar entspricht eine Kurbelumdrehung einer Verschiebung von 20 cm.

Bei großen Wassertiefen und starker Strömung kann das untere Ende durch Spanndrähte oder -Seile gesichert werden, die in die Ösen der Hülse *H* einzuhängen sind. In solchen Fällen ist außerdem ein sogenann-

ter elektrischer Grundtaster angezeigt, der angibt, wenn die Stange den Boden berührt.

Einen einfacheren Stangenhalter ohne Windwerk zeigt Abb. 84. Der Halter besteht aus einem die Stange mantelförmig umschließenden länglichen Gehäuse, dessen Klappdeckel *a* durch einen einzigen Zug am Riegelgriff *b* geöffnet und geschlossen werden kann. In diesem Gehäuse wird die Stange in jeder Höhenlage selbsttätig durch den Kniehebel *c* festgehalten, bei dessen Niederdrücken mit der Fußspitze sie ohne weiteres gehoben oder gesenkt werden kann. Die Meßstangen von spitzovalem Querschnitt sind der ganzen Länge nach von Zentimeter zu Zentimeter quer durchbohrt und ferner mit einer neben diesen Löchern stehenden Teilung und Bezifferung, deren Nullpunkt am oberen Ende der Stange liegt, versehen. Der Lochreihe in den Flügelstangen entspricht an den Haltergehäusen ein gleichlaufender, je nach Größe des Halters 25,40 oder 60 cm langer Schlitz, neben welchem gleichfalls Teilung und Bezifferung aufgetragen sind. Zwecks bequemer Vertikalstellung der Stange läßt sich am Halter eine Dosenlibelle *e* befestigen. Bei Gebrauch schraubt man ihn auf ein kräftiges Brett, beschwert dieses mit einem passenden Gewicht und schiebt es auf dem horizontal ausgerichteten Steg von einer Meßstelle zur andern. Besonders leicht wird die Verschiebung, wenn man das für diese Halter eigens konstruierte Grundbrett benutzt, das aus einem Winkeleisenrahmen mit angebauten Laufwalzen aus Hartholz besteht.

Die Bedienung des Flügels an der Stange geschieht am besten von einem festen Steg oder einer Brücke aus.

Für Messungen in geschlossenen Rohrleitungen



Abb. 83. Flügel an hängender Stange mit Stangenhalter und Windtrommel.

sind besondere, weiter unten angegebene Einrichtungen erforderlich.

d) Wahl der Meßstelle.

Die Flügelmessung ist eine Geschwindigkeitsmessung und mit Erfolg kann sie nur an solchen Orten durchgeführt werden, an welchen die Strömung eine gewisse Regelmäßigkeit zeigt. Daher ist bei der Wahl der Meßstelle besondere Aufmerksamkeit nötig.

Bei den Vorarbeiten für Wasserkraftanlagen, bei denen es sich meist um natürliche Flußläufe handelt, findet man eine zweckmäßige Meßstelle dort, wo stromaufwärts der Fluß einen geraden Verlauf zeigt, keine künstliche oder natürliche Hindernisse die Strömung beeinflussen und das Profil auch mit der Zeit keinen wesentlichen Änderungen unterworfen ist [1].

Bei Turbinenanlagen ist man in der Wahl der Meßstelle oft sehr beschränkt. Häufig muß die Messung zwischen Rechen und Einlaßschleuse vorgenommen werden, wo manchmal die unregelmäßigsten Strömungen herrschen. Hier erfordert die Messung eine ganz besondere Sorgfalt. Und trotzdem kann das Messergebnis unsicher

werden, was bei der Beurteilung der Leistungsversuche wohl zu berücksichtigen ist. Man ist daher, erstmals in Schweden, auf das Auskunftsmittel verfallen, an solchen Stellen „die Strömungsverhältnisse durch An- oder Einbau einer Art Düse für die Messungen künstlich zu regulieren“ und hat damit sehr gute Erfahrungen gemacht [2]. Vorteilhafter ist es allerdings, schon beim Entwurf einer Turbinenanlage auch auf Herrichtung einer geeigneten Meßstelle Rück-

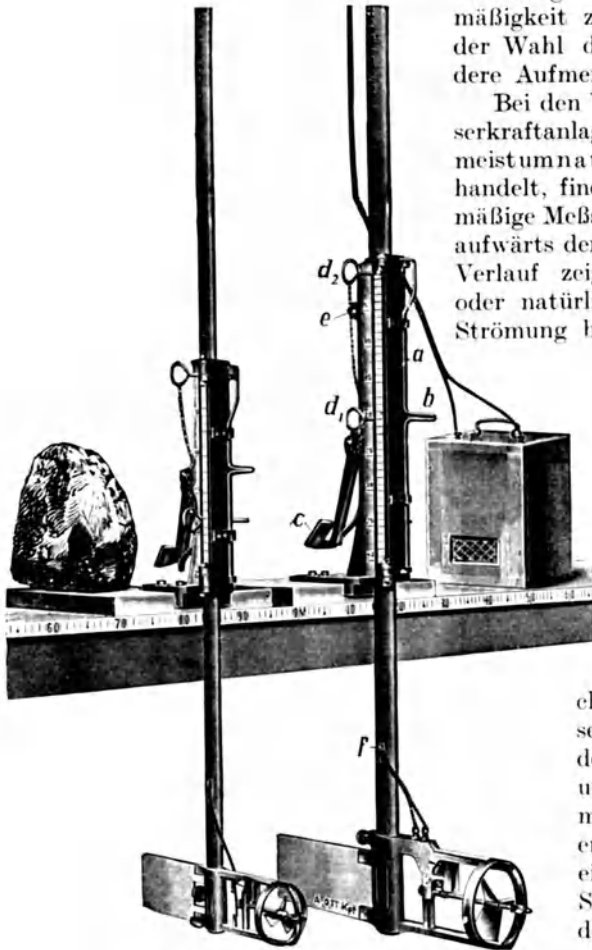


Abb. 84. Stangenhalter nach Epper.

werden, was bei der Beurteilung der Leistungsversuche wohl zu berücksichtigen ist. Man ist daher, erstmals in Schweden, auf das Auskunftsmittel verfallen, an solchen Stellen „die Strömungsverhältnisse durch An- oder Einbau einer Art Düse für die Messungen künstlich zu regulieren“ und hat damit sehr gute Erfahrungen gemacht [2]. Vorteilhafter ist es allerdings, schon beim Entwurf einer Turbinenanlage auch auf Herrichtung einer geeigneten Meßstelle Rück-

sicht zu nehmen, eine Forderung, die immer noch zu wenig Beachtung findet.

Bei den Messungen wird der Flügel immer senkrecht zum Profil eingestellt. Es ist daher für die Genauigkeit der Messungen wichtig, daß auch die Strömung nicht zu stark von der Senkrechten abweicht. Bedeutet an einer Meßstelle v die Geschwindigkeit des unter dem $\sphericalangle \alpha$ mit der Normalen zum Meßprofil ankommenden Wasserfadens, so soll der Flügel, senkrecht zum Meßprofil gestellt, auch nur die senkrechte Komponente $v \cdot \cos \alpha$ anzeigen. Bei geeigneter Konstruktion der Instrumente hat sich erwiesen, daß wenn α , von der Normalen aus gerechnet, nicht größer ist als 15° bis 20° , diese Beziehung streng zutrifft.

In dieser Hinsicht hat sich der Flügel mit Schutzring, Abb. 76 und 78, besonders gut bewährt, da diese Bauart die Komponente noch bis nahezu 20° richtig angibt.

Bei einem größeren Wert von α , der sehr wohl an ungünstigen Meßstellen vorkommen kann, wie z. B. unmittelbar vor Einlauf in die Turbinenkammer, sind je nach dem Flügeltyp mehr oder minder große Abweichungen von dieser Beziehung festzustellen, die im allgemeinen mit der Zunahme von α wachsen. Dieses Verhalten der Flügel gibt einerseits die Erklärung dafür ab, warum an solchen Stellen die Flügelmessung ungenau werden muß, andererseits erhebt es die Forderung, derartige Meßstellen zu meiden, es sei denn, daß man die Unsicherheit im Ergebnis in Kauf nehmen will.

Die Güte einer Meßstelle erkennt man auch daran, daß die an einer und derselben Meßstelle kurz nacheinander vorgenommenen Geschwindigkeitsmessungen möglichst wenig voneinander abweichen, daß also in Wirklichkeit eine zeitlich stationäre Geschwindigkeitsverteilung herrscht. Die Wassergeschwindigkeit in einem offenen Gerinne ist nämlich nicht nur von Punkt zu Punkt verschieden, sie kann sich auch für ein und denselben Punkt mit der Zeit ändern. Man nennt letztere Erscheinung „Pulsation“; sie pflegt, wenn sie auftritt, in der Nähe der Wänden und des Bodens größer zu sein als in der Profilmitte. Der Momentanwert der Geschwindigkeit pendelt alsdann um einen mittleren Betrag. Da der Flügel die Eigenschaft besitzt, diesen Momentanwert nach der Zeit zu integrieren, so kommt man dem wahrscheinlichsten Wert der mittleren Geschwindigkeit um so näher, je länger der Flügel an demselben Punkt bleibt. Von dem Vorhandensein der Pulsation kann man sich eine Übersicht verschaffen, wenn man bei einem Instrument, das beispielsweise nach jeder 25. Umdrehung ein Signal gibt, mehrere solcher Signale abwartet und für jedes die Zeit beobachtet, wozu am besten die Stoppuhr mit zwei Zeigern oder die rasch laufende Stoppuhr nach Abb. 3 a dient (Kap. 7, c). Bei gleichbleibender Geschwindigkeit sind die Zeitunterschiede zwischen zwei Signalen immer gleich groß, bei vorhandener Pulsation jedoch verschieden. —

Haben die Zeitunterschiede eine größere Streuung als 10% — man berechnet sie einfach als „mittleren Fehler“ nach dem in Kap. 4 angegebenen Verfahren —, so ist das gewählte Meßprofil für eine genaue Wassermengenbestimmung ungeeignet [3].

Für die Wahl der Meßstelle in einer geschlossenen Rohrleitung sind folgende Gesichtspunkte maßgebend.

In einer geraden Strecke einer Rohrleitung strömt das Wasser in genügender Entfernung von Krümmern erfahrungsgemäß so, daß die Punkte gleicher Geschwindigkeit auf annähernd konzentrischen Kreisen zur Rohrachse liegen. Es genügt dann, die Geschwindigkeit längs eines Durchmessers zu bestimmen; sicherer ist es noch, zwei zueinander senkrechte Durchmesser zu wählen. Liegt vor der Meßstelle ein Krümmer, so sollte der eine Durchmesser in der Krümmungsebene desselben und der andere senkrecht dazu liegen. Die „Regeln für Abnahmeversuche an Wasserkraftmaschinen“, (vgl. Kap. 15) empfehlen in Ziff. 40 die Messung im letzten Teil einer geraden Rohrstrecke von einer Länge ungefähr gleich dem 20fachen Durchmesser und in möglichst großem Abstand von scharfen Krümmungen vorzunehmen. — Schrägströmungen und Pulsationen von erheblichem Ausmaß sind in langen geraden Strecken geschlossener Rohrleitungen weniger zu befürchten.

Bei Hochdruckanlagen kann unter Umständen die Abdichtung der die Rohrwand durchdringenden Stange, mit welcher der Flügel im Rohr verschoben werden muß, Schwierigkeiten bereiten. Es kann auch sein, daß die Meßeinrichtung (nach Dufour z. B.) einen zu hohen Druck nicht aushält. Man sucht alsdann in solchen Fällen gern die Nähe des Wasserschlosses auf, sofern dort ein Meßquerschnitt mit genügend regelmäßiger Strömung gefunden werden kann.

e) Durchführung von Flügelmessungen.

A. In offenen Gerinnen.

Ausmessung des Profils.

Wenn keine geeignete Brücke an der Meßstelle vorhanden ist, so muß man sich, womöglich senkrecht zur Flußrichtung, einen Steg darüber bauen, fest genug um mehrere Beobachter gleichzeitig zu tragen. Die genaue horizontale Lage des Steges ist zwar angenehm, doch nicht unbedingt erforderlich. An derjenigen Seite des Steges, auf der die Messung erfolgt, — das kann die Berg- oder Talseite sein, doch besser die erstere, damit man die Wasserfläche im Zuströmen vor sich unter Augen hat, — soll der Belag durch eine gerade Brett- oder Balkenkante begrenzt sein. Sie dient als Grundlinie für die Profil- und Geschwindigkeitsmessung.

Das Profil selbst kann nach zwei Verfahren ausgemessen werden:

Nach E. A. Brauer. Mit einem Lot senkelt man die beiden Uferbegrenzungen des Wasserspiegels auf die oben erwähnte Brettkante und teilt mit einem Bandmaß oder einer Meßlatte die so erhaltene Breite des Wasserspiegels auf der Brettkante von einem Ufer beginnend in Teile von 0,5—1 m ein. Bei unregelmäßiger Profilbegrenzung, wie sie in natürlichen Gewässern vorkommen, wählt man engere, bei regelmäßiger Begrenzung, wie in gemauerten oder betonierten Kanälen, die weitere Teilung.

Dann mißt man mit einer in Zentimeter geteilten starken Latte von rechteckigem Querschnitt, deren eine Schmalseite zweckmäßig zuge-

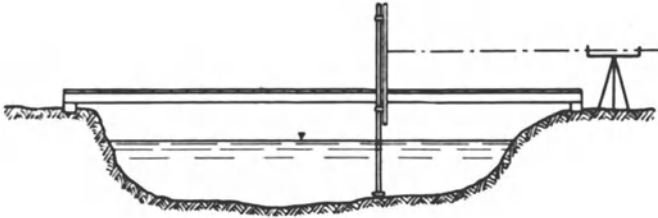


Abb. 85. Profilaufnahme nach Epper.

schärft ist und der Stromrichtung entgegengehalten wird, genau an den Teilpunkten von der Brettkante aus einmal bis auf den Grund, sodann von demselben Punkt aus genau bis auf den Wasserspiegel. Der Unterschied beider Messungen gibt die Wassertiefe senkrecht unter dem Meßpunkt. Diese Ablesungen sind in das Protokoll aufzunehmen. In solcher Weise wird die Wassertiefe von Punkt zu Punkt bestimmt, deren Gesamtheit das Meßprofil ergibt.

Die etwa nicht horizontale Lage der Brettkante bzw. des Meßsteges ist bei dieser Art der Profilmessung ohne Einfluß, wenn nur dafür Sorge getragen wird, daß während der beiden Tiefenmessungen die Beobachter ihren Platz auf dem Steg unverändert beibehalten, um die etwa vorhandene veränderliche Durchbiegung des Meßsteges für die Dauer der beiden Bestimmungen gleich groß zu erhalten.

Nach Epper. Eine sehr genaue und bequeme Methode, das Meßprofil aufzunehmen ist die mit Nivellierinstrument und Nivellierlatte.

Das Nivellierinstrument wird am Ufer aufgestellt und, wie Abb. 85 zeigt, der Abstand der Profilpunkte unter dem Instrumentenhorizont gemessen. Außerdem wird auch der Abstand des Wasserspiegels vom Instrumentenhorizont gemessen. Damit sind alle Größen zur Aufzeichnung des Profils bestimmt.

Eine für diese Zwecke geeignete Nivellierlatte zeigt Abb. 86. Sie besitzt einen ausziehbaren Fuß aus dünnwandigem Stahlrohr von verschiedener Länge, um sich den jeweiligen Wassertiefen anzupassen.

Der Vorzug dieses letzteren Verfahrens besteht neben großer Genauigkeit noch darin, daß man bei der Profilaufnahme an keine feste

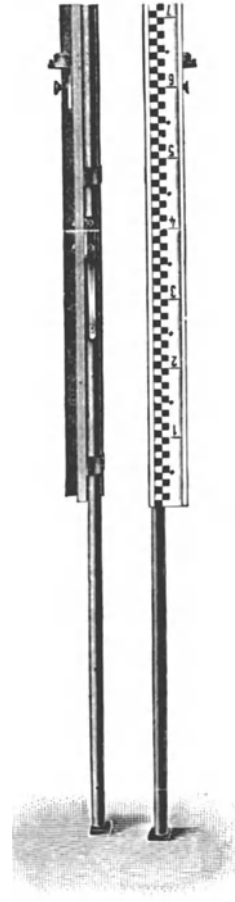


Abb. 86. Nivellierlatte für die Profilaufnahme.

Brücke gebunden ist. Man kann die Nivellierlatte auch von einem Kahn aus bedienen, der an einem quer über den Fluß gespannten Drahtseil von Punkt zu Punkt gezogen wird. Die Abstände der Meßpunkte werden hierbei durch eine besondere Peilleine, Abb. 87, mit eingefloch-

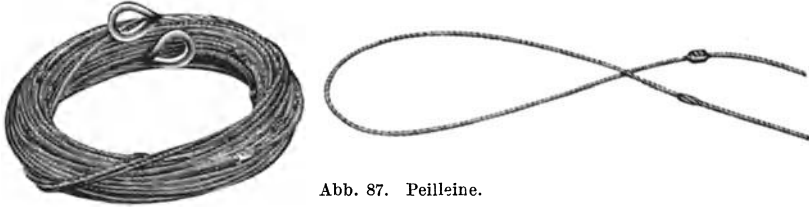


Abb. 87. Peilleine.

terer Teilung festgelegt. Die einzelnen Meter sind durch Knoten aus Messingdraht, alle 5 Meter durch Knoten aus Kupferdraht und alle 10 m durch gegossene Bleiknoten mit eingepreßten Zahlen bezeichnet.

Epper bezog grundsätzlich die Lage der Profil- und Meßpunkte stets auf einen Fixpunkt, dessen Höhenlage gegenüber NN. (Normal-Null) bekannt war. Bei natürlichen Flußläufen hat dies insofern Vorteile, als spätere Wiederholungen solcher Messungen an derselben Stelle über die Änderung des Flußbettes durch Erosion oder Aufschüttung Aufschluß geben können. Eine Folge der Bestimmung der absoluten Höhenlage der Meßpunkte ist die, daß bei härgender Stange nach Epper der Nullpunkt der Teilung sich am oberen Stangenende befindet. —

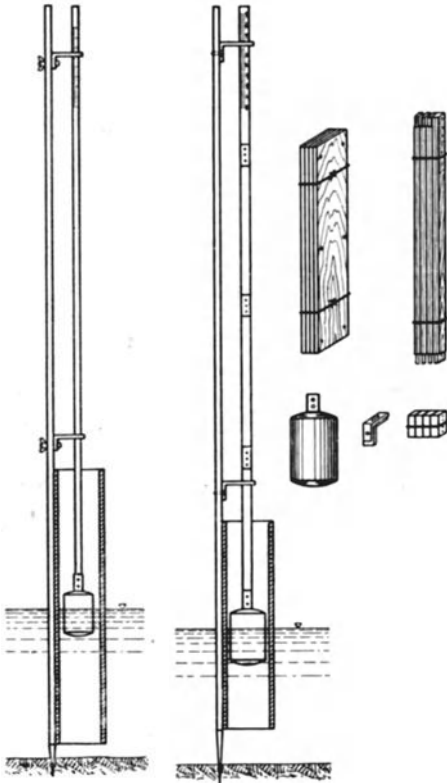


Abb. 88. Einfacher Schwimmerpegel.

Abb. 89. Zerlegbarer Schwimmerpegel.

In den meisten Fällen wird der Wasserstand während der Profil- und der später erfolgenden Geschwindigkeitsmessung nicht gleich bleiben. Es ist daher notwendig, seine Änderung zu beobachten. Zu diesem Zweck richtet man in der Nähe der Meßstelle einen Pegel ein, Abb. 88 oder Abb. 89, von welchen der erste aus einfachen Mitteln (4 Bretter, 1 Stange, 1 leichte Schwimmerlatte, 1 Stück-Maßstab, 1 Schwimmer aus einer Konservendose und 2 Führungswinkel) überall leicht her-

zustellen ist, der die Schwankungen des Wasserspiegels innerhalb der vorkommenden Größe an einem in Millimeter geteilten Maßstab abzulesen gestattet. Die Lage des Nullpunktes an dem Maßstab ist beliebig, da es nur auf die Pegelunterschiede ankommt.

Zweckmäßig verfährt man so, daß man während der Profilmessung nach Brauer jeweils in dem Augenblick, in dem man von der Brettkante bis zum Wasserspiegel mißt, durch einen zweiten Beobachter die Zeit aufschreiben und gleichzeitig den Pegel ablesen läßt. Dadurch ist dann der Zusammenhang zwischen augenblicklicher Wassertiefe und Pegelstand gegeben.

Auch während der ganzen Dauer der später erfolgenden Geschwindigkeitsmessung liest man in regelmäßigen Zeiten — etwa genau alle 5 Minuten — den Pegelstand ab, um damit die mittlere Wassertiefe zu finden.

Wahl der Meßpunkte und Durchführung der Versuche.

Die Geschwindigkeit in einem Wasserlauf ist in der Regel von Punkt zu Punkt verschieden. Der Ort der mittleren Geschwindigkeit läßt sich daher von vornherein gar nicht angeben und man ist gezwungen, eine große Anzahl von Punkten zu messen, um hieraus, am besten auf graphischem Wege, die mittlere Geschwindigkeit abzuleiten.

Im allgemeinen nimmt die Geschwindigkeit im Profil von der Oberfläche zum Grund oder zu den Wandungen hin ab, wegen des dort herrschenden Einflusses der Reibung. Auch ist sie an der Oberfläche häufig geringer als etwas unterhalb, was nach den neuesten Forschungen von Schocklitsch auf die auf der Oberfläche schwimmenden Wirbel zurückzuführen sein dürfte. Die ältere Erklärung durch die Reibung zwischen Luft und Wasser ist wenig stichhaltig, wenn man bedenkt, daß diese Geschwindigkeitsverteilung auch dann gefunden wird, wenn der Wind flußabwärts weht.

Man muß daher in jedem einzelnen senkrechten Meßprofil mindestens in 3 Punkten, besser in 4 oder, je nach der Wassertiefe noch mehr Punkten, messen, um hieraus die Geschwindigkeitskurve für dieses Meßprofil zu konstruieren. Zweckmäßig wird man in der Nähe des Grundes und dicht unter dem Wasserspiegel je einen Punkt wählen, und einen oder mehrere Punkte dazwischen schalten.

Auch den horizontalen Abstand der Meßprofile wählt man nach den örtlichen Verhältnissen, insbesondere nach der Lage von Bruchpunkten in der Sohle. Häufig, wie bei natürlichen Flußläufen mit regelmäßigem Bodenprofil kann man so verfahren, daß man die ganze Strombreite in eine Anzahl gleichbreiter Streifen teilt und in deren senkrechten Mitten die Messung vornimmt. Eine Streifenbreite von 1 m ist vielfach genügend. Ist der Meßquerschnitt von senkrechten Wandungen begrenzt, so kann man die Streifen in deren Nähe schmaler wählen, weil dort die Wassergeschwindigkeiten meist geringer sind.

Die „Schweizer Normen“ z. B. empfehlen die in Abb. 90 und 91 dargestellte Einteilung [4].

Ändert sich die Pegelangabe während der Geschwindigkeitsmessung nicht oder nur wenig, was immer für ein gutes Ergebnis Bedingung ist, so kann man beim Flügel an stehender Stange die Meßzeit dadurch

kürzen, daß man in Äquidistanten zum Grund durchmißt. Man klemmt dabei den Flügel auf die gewünschte tiefste Lage an der Stange fest und mißt damit alle Profile durch. Dann erst stellt man den Flügel auf die nächst höhere Lage ein usw.

Ändert sich jedoch der Pegelstand während der Geschwindigkeitsmessung erheblich, was auf das Ergebnis ungünstig einwirkt, weil die ganze Wasserströmung dadurch sich merklich ändern kann, dann ist es vorteilhafter, die einzelnen Profile der Höhe nach zu durchmessen, ehe man zum nächsten übergeht. Für dieses Verfahren empfiehlt sich der Flügel an hängender Stange ohne weiteres.

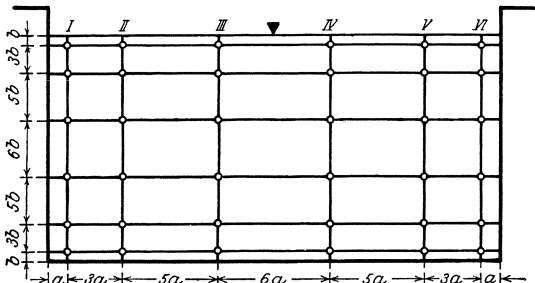


Abb. 90. Profileinteilung I nach den Schweizer Normen.

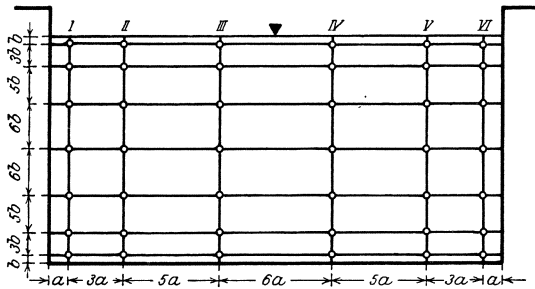


Abb. 91. Profileinteilung II nach den Schweizer Normen.

Die Meßzeit kann man sich bei sehr langsam fließendem Wasser und bei Verwendung eines Flügels an stehender Stange dadurch etwas abkürzen, daß man nach dem zweiten Klingelzeichen die Stange mit dem Flügel um ihre Achse dreht, so daß der Flügel rückwärts läuft und sich wieder kurz vor den Kontakt einstellt, bis man zum nächsten Meßpunkt gekommen ist. Hier angelangt, dreht man die Stange wieder in die richtige Lage. Beim Flügel an hängender Stange ist dieser Kunstgriff nicht immer durchführbar.

Die Zeitdauer in Sekunden von Anfang- bis Schlußsignal schreibt man in ein vorbereitetes Formular und ferner noch die Stunde und Minute, wann der Profilpunkt gemessen wurde. Nebenher geht, wie oben erwähnt, die Pegelablesung etwa alle 5 Minuten weiter.

Die Beantwortung der Frage, wie lange der Flügel an einem Punkt bleiben soll, hängt von dem Genauigkeitsgrad der Zeitmessung und von der Pulsation des Wassers in dem betreffenden Punkt ab. Ist die Pulsation zu vernachlässigen und könnte die Zeit auf $\frac{1}{5}$ Sekunde genau beobachtet werden, so würde eine Meßdauer von 40 Sekunden genügen, um einen Genauigkeitsgrad von 0,5% zu erzielen. Mit längerer Zeitdauer wächst natürlich der Genauigkeitsgrad entsprechend. — Ist die Pulsation merklich groß, so muß man auch die Meßdauer länger wählen, um die mittlere Geschwindigkeit in diesem Punkt möglichst genau zu erhalten. Dafür geben die Ablesungen der Zwischensignale den besten Anhalt.

Die vorstehend beschriebene Art der Geschwindigkeitsmessung, auch Punktmeßmethode genannt, ist die allgemeinste und gebräuchlichste. Sie gibt, richtig und sorgfältig durchgeführt, den besten Überblick über die Wasserströmung im Meßquerschnitt.

Bei großen Querschnitten würde die Messung mit nur einem Flügel zu viel Zeit beanspruchen. Man verwendet daher neuerdings in solchen Fällen mehrere Flügel, die an einem leichten, vorzugsweise horizontal angeordneten Rahmen in entsprechenden Abständen befestigt sind und mit diesem auf die gewünschte Tiefe eingestellt werden können [2]. Die Flügel lassen sich auch übereinander an eine vertikale Stange ansetzen. Die Stange wird dann von Punkt zu Punkt quer durch das Profil bewegt. In beiden Fällen muß der Meßquerschnitt rechteckig sein. — Mit diesem in Skandinavien entwickelten Meßverfahren hat man sehr gute Ergebnisse erzielt. Bei einer Turbinenprüfung in Schweden wurde gleichzeitig mit 14 Flügeln, die 7 Beobachter erforderten, gemessen. Die Signalgebung erfolgte mit Klingeln bzw. Telephonen. In Deutschland wird für die Aufschreibung mehrerer Flügel meist der Chronograph verwendet, der mit bis zu 18 Schreibfedern gebaut wird.

Auswertung der Beobachtungen.

Zur Auswertung einer Wassermessung ist die Eichkurve des Flügels oder die Flügelgleichung notwendig, die den Zusammenhang zwischen Wassergeschwindigkeit v in m/sek und Drehzahl n in 1 Sekunde graphisch bzw. numerisch gibt. Wie man hierzu gelangt, ist weiter unten dargelegt.

Haben die Beobachtungen bei einer Wassermessung eine Zeit t Sekunden für u Umdrehungen des Flügels ergeben, so ist zunächst $n = u/t$ zu berechnen. Mit diesem n läßt sich dann die Wassergeschwindigkeit v aus der Eichkurve unmittelbar abgreifen, wenn die Auswertung graphisch erfolgt, oder mit der Flügelgleichung berechnen, wenn man numerisch verfahren will. In letzterem Fall wird man zur raschen Erledigung der Auswertung die Flügelgleichung in entsprechend engen Intervallen tabulieren, um ohne weiteres zu jedem n das zugehörige v entnehmen zu können.

Numerisches Verfahren.

Sind die Meßpunkte gleichmäßig über den ganzen Querschnitt verteilt, so daß also die Abstände zwischen den Vertikalen und Horizontalen unter sich und von der Wand gleich groß gewählt wurden, dann ist die mittlere Geschwindigkeit V_m in erster Annäherung gleich dem arithmetischen Mittel aus den Geschwindigkeiten v sämtlicher Meßpunkte. Es ist also

$$V_m = \frac{\Sigma(v)}{z}$$

worin z die Anzahl der Meßpunkte bedeutet.

Ist der vom Wasser durchströmte Querschnitt gleich F in qm, so ist die Wassermenge Q in cbm/sek

$$Q = F \cdot V_m.$$

Eine gleichmäßige Verteilung aller Meßpunkte ist jedoch streng nur in einem rechteckigen Querschnitt möglich, so daß dieses Verfahren beispielsweise in einem trapezförmigen Querschnitt oder bei einem natürlichen Flußlauf versagen muß.

Wählt man für einen rechteckigen Querschnitt, wie er bei Wasserkraftanlagen häufig zu finden ist, eine Einteilung gemäß den Schweizer Normen nach Abb. 90, so berechnet sich die mittlere Geschwindigkeit für die Vertikale I zu

$$v_{mI} = \frac{v_1 2b + v_2 4b + v_3 6b + v_4 6b + v_5 4b + v_6 2b}{24b}$$

oder

$$v_{mI} = \frac{v_1 + 2v_2 + 3v_3 + 3v_4 + 2v_5 + v_6}{12}$$

worin v_1, v_2, v_3, \dots die entsprechenden Geschwindigkeiten der horizontalen Reihen 1, 2, 3, . . . bedeuten.

Ähnlich berechnen sich die mittleren Geschwindigkeiten für die übrigen Vertikalen II, III, . . ., so daß schließlich

$$V_m = \frac{v_{mI} + 2v_{mII} + 3v_{mIII} + 3v_{mIV} + 2v_{mV} + v_{mVI}}{12} \quad \text{wird.}$$

Es muß somit hierbei die Horizontal- und Vertikalverteilung der Meßpunkte einander gleich sein.

Dieses Verfahren stößt jedoch schon bei der Wassermessung selbst auf Schwierigkeiten, weil wohl selten der Wasserstand so konstant bleiben wird, daß sich die Höhe des obersten Horizontalstreifens nicht ändert. Ein weiterer Nachteil ist darin zu erblicken, daß grobe Fehler nicht so leicht bemerkt werden. Schließlich verlaufen die Vertikalgeschwindigkeitskurven (s. w. u.) durchaus nicht immer so regelmäßig, daß, rein mathematisch betrachtet, dieses Verfahren einwandfrei erscheint. Es kann ihm also nur ein bedingter Wert zugesprochen werden, wenn es auch für den Feldgebrauch recht nützlich ist, um rasch an Ort und Stelle ein annäherndes Ergebnis zu erhalten.

Graphisches Verfahren.

Das graphische Verfahren ist von ganz allgemeiner Anwendbarkeit. Es erfordert keine besondere Rücksicht bei der Verteilung der Meßpunkte, gewährt einen guten Überblick über die Geschwindigkeitsverteilung im Meßprofil und schützt dadurch auch vor groben Fehlern, die sich, wenn vorgekommen, leicht ausmerzen lassen. Der etwas größere Zeitaufwand wird reichlich durch die größere Zuverlässigkeit des Ergebnisses aufgewogen.

Für die graphische Auswertung ist die Eichkurve des Flügels, die man sich am besten auf gutem, starkem Millimeterpapier in geeignetem Maßstab aufträgt, erforderlich. Als Ordinaten wählt man die Geschwindigkeiten v , bei kleinen Geschwindigkeiten, wie sie in offenen Kanälen üblich sind, etwa 1 cm (=) 0,1 m/sek, und als Abszissen die Drehzahlen n , z. B. 10 cm (=) 1 bei einer Schaufelsteigung von 0,25 m. — Die Beobachtungen haben, wie erwähnt, die Zeiten t in Sekunden für u Umdrehungen des Flügels ergeben, so daß zunächst (mit

dem Rechenschieber) für jeden Meßpunkt $n = u/t$ zu bilden ist. Geht man mit diesem Wert in die Eichkurve ein, so läßt sich das zugehörige v mit dem Zirkel abgreifen und in dem entsprechenden Punkt der Vertikalen, senkrecht zu ihr, abtragen. Verbindet man die so erhaltenen Endpunkte durch einen stetigen Linienzug, so erhält man die Vertikalgeschwindigkeitskurve. In Abb. 92 ist aus dem weiter unten mitgeteilten Musterbeispiel eine solche, als normal zu bezeichnende Kurve wiedergegeben. Sie zeigt, wie die Geschwindigkeit nach dem Grunde zu abnimmt. Während sich die Geschwindigkeit an der Oberfläche leicht durch Extrapolation, d. h. durch Verlängerung der Kurve bis zur Oberfläche finden läßt, ist die untere Begrenzung weniger sicher. Die Geschwindigkeit unmittelbar am Grund ist gleich Null, doch nimmt sie in geringster Entfernung vom Boden außerordentlich rasch zu, so daß eine geringfügige Abrundung der unteren Ecke, s. Abb. 92, diesen Verhältnissen genügend Rechnung trägt. Selbst wenn man hier eine scharfe Ecke zeichnen würde, wie an der Oberfläche, so würde dies im Gesamtergebnis nur sehr wenig merklich sein.

[Planimetriert man die von der Vertikalen, der Kurve und der oberen und unteren Begrenzung eingeschlossene Geschwindigkeitsfläche q und dividiert sie durch die Wassertiefe h , so erhält man unter Berücksichtigung der Maßstäbe die mittlere Geschwindigkeit $v_m = q/h$ in dieser Vertikalen, falls die Kenntnis dieser Größe aus irgendeinem Grund erwünscht ist].

Sind auf diese Weise alle Vertikalgeschwindigkeitskurven aufgezeichnet, so läßt sich die Wassermenge Q in folgender Weise berechnen: Die in der Sekunde das Profil durchströmende Wassermenge Q kann man sich als einen Körper vorstellen, der begrenzt ist von zwei senkrecht aufeinander stehenden ebenen Flächen, nämlich der Profilebene und der Wasseroberfläche, und einer krummen Fläche, welche durch die Vertikalgeschwindigkeitskurven bestimmt wird. Um den Inhalt dieses Körpers zu berechnen, kann man ihn entweder parallel zu einer der Ebenen oder senkrecht zur Schnittlinie beider Ebenen in unendlich dünne Schichten zerlegen, das Volumen jeder Schicht ausmessen (Flächeninhalt \times unendlich kleiner Dicke) und dann die Teilergebnisse summieren. Zerlegt man, wie dies meist geschieht, den Körper senkrecht zur Schnittlinie beider ebenen Flächen, so ist das Volumen jeder unendlich dünnen Schicht dem Inhalt der zugehörigen Vertikalgeschwindigkeitsfläche proportional. Man braucht also nur die Geschwindigkeitsflächen als Strecken senkrecht zur Wasserspiegellinie aufzutragen, die Endpunkte dieser Strecken durch eine stetige Kurve — die Wassermengenkurve —

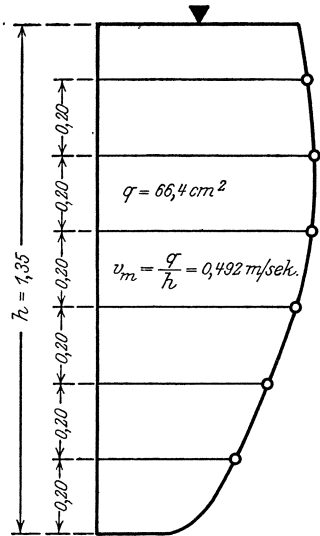


Abb. 92. Vertikalgeschwindigkeitskurve.

zu verbinden und den Inhalt der durch sie und die Wasserspiegellinie begrenzten Fläche — der Wassermengenfläche — auszumessen, um die Wassermenge unter Berücksichtigung der gewählten Maßstäbe zu erhalten [5].

Die Isotachen.

Denkt man sich den Wasserkörper in Schichten parallel zur Profilebene geschnitten, so sind die Schnittlinien der geometrische Ort aller Punkte gleicher Geschwindigkeit und heißen aus diesem Grund „Isotachen“. Läge die Profilebene des Wasserkörpers horizontal, so würden die Isotachen ihr vollständiges Ebenbild in den Höhenkurven der Landkarten, den Isohypsen, finden. Man könnte sie an einem Modell des Wasserkörpers leicht mit einem Parallelreißer ziehen, der auf der horizontalen Grundebene zu führen wäre. Projiziert man die Isotachen, deren zeichnerische Konstruktion bei dem zweiten der folgenden Versuchsbeispiele angegeben ist, in die Profilebene zurück, so erhält man ein sehr anschauliches Bild der Geschwindigkeitsverteilung im Meßquerschnitt.

Auch mit Hilfe der Isotachen läßt sich die Wassermenge berechnen, doch wird dieses Verfahren seiner Umständlichkeit wegen selten angewendet.

Zahlenbeispiele.

a) Wassermessung in einem kleinen Betongerinne.

Bei der Prüfung einer kleinen Turbinenanlage durch den Verfasser wurde die Wassermessung mit dem kleinsten Typ X der Ott-Flügel, Abb. 78, an stehender Stange durchgeführt. — Die Flügelgleichung lautete:

$$\begin{aligned} n &\leq 3,95 & v &= 0,0870 \cdot n + \sqrt{0,0016 \cdot n^2 + 0,0016} \\ n &\geq 3,95 & v &= 0,1283 \cdot n \end{aligned}$$

und die hieraus berechnete Eichkurve ist in Abb. 93, rechts oben, soweit als für den Versuch erforderlich, dargestellt.

Das Betongerinne hatte rechteckigen Querschnitt und horizontalen Boden. Die lichte Weite betrug 1,12 m, die Wassertiefe knapp $\frac{1}{3}$ m. Letztere wurde während des Versuchs alle zwei Minuten bestimmt und ist in Abb. 93, links oben, als Funktion der Zeit aufgetragen. Die Geschwindigkeit wurde in 16 Punkten des Querschnitts gemessen, nämlich in 4 Vertikalen a—d und in jeder Vertikalen in 4 Höhen 1—4. Die Lage der Meßpunkte ist der Abb. 93 zu entnehmen.

Die während der Geschwindigkeitsmessung erhaltenen Werte sind in Zahlentafel 16 zusammengestellt. Für jeden Meßpunkt ist eingetragen

$$\begin{aligned} &\text{Zeit, } t \\ &h_b, n, \end{aligned}$$

worin Zeit = Uhrzeit der Messung,

t = Beobachtungsdauer in Sekunden für 100 Umdrehungen des Flügels,

h_b = Abstand der Flügelachse vom Boden,

$n = 100/t$ = Drehzahl des Flügels in 1 Sekunde bedeuten.

Zahlentafel 16

Reihe	a	b	c	d
4	3 ^h 29 116,2	3 ^h 31 91,0	3 ^h 32 83,8	3 ^h 34 52,2
	0,32 0,86	0,32 1,10	0,32 1,19	0,32 1,92
3	3 ^h 22 73,8	3 ^h 24 61,4	3 ^h 25 49,2	3 ^h 27 40,7
	0,24 1,36	0,24 1,63	0,24 2,03	0,24 2,46
2	3 ^h 17 57,2	3 ^h 18 48,5	3 ^h 20 52,0	3 ^h 21 42,0
	0,16 1,75	0,16 2,06	0,16 1,93	0,16 2,38
1	3 ^h 09 53,6	3 ^h 11 54,3	3 ^h 14 72,1	3 ^h 15 44,5
	0,08 1,87	0,08 1,84	0,08 1,39	0,08 2,25

Für die graphische Auswertung wurden (im Original) folgende Maßstäbe gewählt: Breite 1 cm (==) 0,05 m, Tiefe 1 cm (==) 0,02 m, Geschwindigkeit 1 cm (==) 0,10 m/sek.

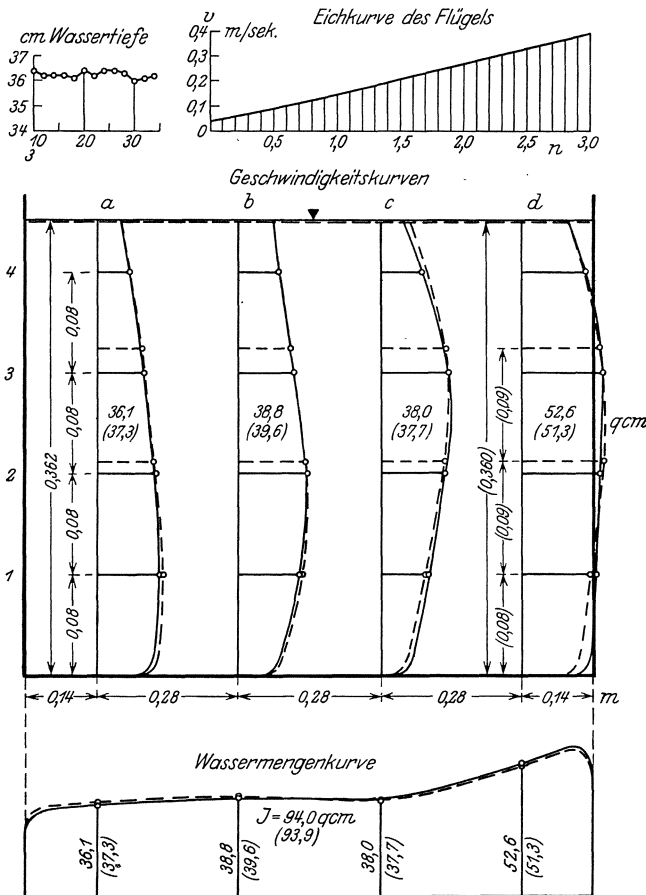


Abb. 93. Wassermessung in einem kleinen Gerinne.

Die hiermit erhaltenen Vertikalgeschwindigkeitskurven sind in Abb. 93 eingezeichnet, der Inhalt der Geschwindigkeitsflächen in cm^2 ist eingeschrieben. Diese Flächen, deren Dimension m^2/sek ist, sind als Ordinaten in dem Maßstab $1 \text{ cm} (=) 10 \text{ m}^2/\text{sek}$ über der Profilbreite aufgetragen, Abb. 93 unten, und bestimmen die Wassermengenkurve bzw. die Wassermengenfläche von $94,0 \text{ cm}^2$ Inhalt. Die Dimension dieser Fläche ist m^3/sek , und 1 cm^2 von ihr bedeutet

$$10 \cdot 0,02 \cdot 0,10 \cdot 0,05 = 0,001 \text{ m}^3/\text{sek}.$$

Mithin ist die Wassermenge selbst

$$Q = 94,0 \cdot 0,001 = 0,094 \text{ m}^3/\text{sek}.$$

Die in Abb. 93 durch gestrichelte Linien und eingeklammerte Zahlen andeutete Wassermessung entspricht einem unmittelbar vorhergegangenen Vorversuch, bei dem nur in 3 Höhen gemessen wurde. Das Ergebnis beider Versuche stimmt auf rund $0,1\%$ überein.

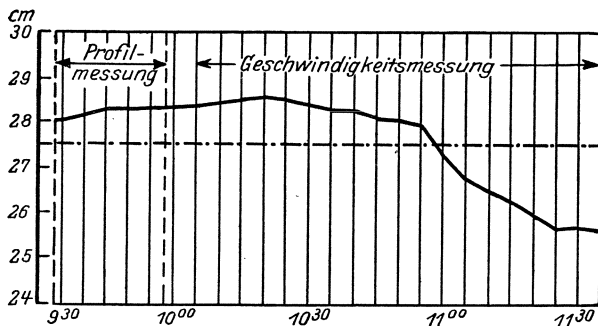


Abb. 94. Pegelstände zur Wassermessung.

b) Wassermessung in einem Flußkanal.

Die folgende Wassermessung fand am 3. Juli 1923 im Wehrneckarkanal bei Eßlingen statt. Dieser Kanal war ursprünglich ein Seitenarm des Neckars, wurde schon im Mittelalter zum Werkkanal ausgestaltet und zum Betrieb von Mühlen und Sägen benutzt. Auch heute werden noch 19 Kraftwerke von ihm gespeist.

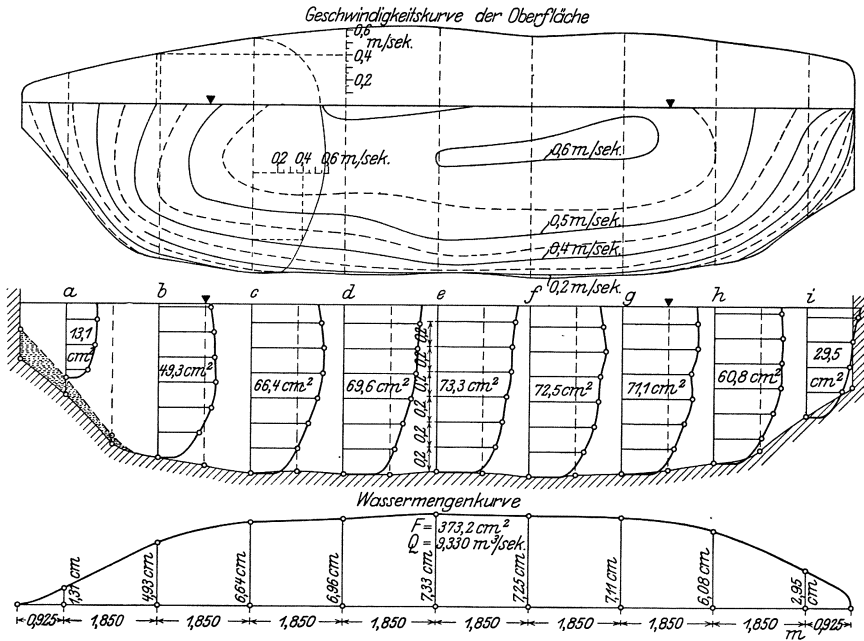
Das Profil an der Meßstelle ist seitlich durch zwei senkrechte Mauern, unten durch natürlichen Boden begrenzt. Eine leicht gewölbte Betonbrücke führt an dieser Stelle über den Fluß, senkrecht zur Stromrichtung. —

Die Profilbreite von $16,65 \text{ m}$ wurde in 9 Streifen von $1,85 \text{ m}$ zerlegt, die Tiefen jeweils am Anfang und in der Mitte der Streifen nach Brauer bestimmt. Die Geschwindigkeitsmessung mit dem Ott-Flügel Nr. 3233, dessen Eichkurve weiter unten in Abb. 108 wiedergegeben ist, erfolgte nur in den senkrechten Mitten der Streifen und zwar in Äquidistanten zum Grund mit einem Abstand von je $0,20 \text{ m}$. Zur Beobachtung des Wasserstandes war ein einfacher Schwimmerpegel bei der Meßstelle eingerichtet. — Die Beobachtungswerte sind in der Zahlentafel 17 wiedergegeben.

Für die graphische Auswertung wurden zunächst die Pegelstände aufgetragen, Abb. 94, aus welchen sich für die Zeit der Geschwindigkeitsmessung ein mittlerer Wasserstand von 27,5 cm (mit dem Planimeter) berechnet.

Sodann wurde das Profil aufgezeichnet, Abb. 95. Für die Breite wurde ein Maßstab von 1 : 25, für die Tiefen ein solcher von 1 : 10 gewählt.

Beim Auftragen der Tiefen ist ganz allgemein zu berücksichtigen, daß der Pegelstand während der Profilaufnahme ein anderer sein kann,



als während der Geschwindigkeitsmessung. Will man daher die gemessenen Tiefen von der dem mittleren Wasserstand während der Geschwindigkeitsmessung entsprechenden Wasserspiegellinie abtragen, so ist die allenfalls erfolgte Pegeländerung zu berücksichtigen. So wurde beispielsweise 9^h 36 in der Vertikalen *c* laut Protokoll eine Wassertiefe von 1,355 m gemessen. Der Pegel zeigte um diese Zeit 28,0 cm, stand also um 0,5 cm höher als es der mittleren Wassertiefe während der Geschwindigkeitsmessung entsprach. Daher ist von der Wasserspiegellinie die Strecke $1,355 - 0,050 = 1,305$ m, oder gemäß dem gewählten Reduktionsmaßstab 130,5 mm abzutragen.

Sind auf diese Weise alle das Profil begrenzenden Fußpunkte bestimmt, so verbindet man sie durch einen stetigen Linienzug aus freier Hand.

Zahlentafel 17. Wassermessung mit dem hydrometrischen Flügel im Wehrneckarkanal in Ellingen an der Ulmerschen Brücke am 3. Juli 1923.

Profilmessung.

	a	b	c	d	e	f	g	h	i										
Zeit	9 ^h 34	9 ^h 36	9 ^h 38	9 ^h 40	9 ^h 42	9 ^h 44	9 ^h 46	9 ^h 47	9 ^h 48	9 ^h 49	9 ^h 50	9 ^h 51	9 ^h 52	9 ^h 53	9 ^h 54	9 ^h 56	9 ^h 58		
Brückenkante-Sohle in m:	2,485	2,788	3,200	3,330	3,415	3,525	3,610	3,650	3,638	3,637	3,630	3,580	3,536	3,460	3,382	3,245	2,950	2,692	
Brücken.-Spiegel in m:	2,030	2,050	2,070	2,095	2,125	2,170	2,218	2,250	2,288	2,300	2,288	2,255	2,220	2,185	2,140	2,120	2,084	2,060	2,035
Wassertiefe in m:	0,455	0,738	1,130	1,235	1,290	1,355	1,337	1,360	1,362	1,338	1,349	1,375	1,360	1,351	1,320	1,262	1,161	0,890	0,657
Brücken.-Schlick in m:	2,250	2,652	3,134																
	0,925	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850

Geschwindigkeitsmessung.

Bezeichnung des Flügels: Ott Nr. 3233 Schaufel I.

Reihe	a		b		c		d		e		f		g		h		i		Pegelstände.			
	Zeit	t	h_b	n /sek	Zeit	t	h_b	n /sek	Zeit	t	h_b	n /sek	Zeit	t	h_b	n /sek	Zeit	t	Pegel	Pegel		
6	9 34	11 ^h 34	72,5	11 ^h 32	67,0	11 ^h 31	64,4	11 ^h 29	69,2	11 ^h 28	66,4	11 ^h 25	75,4	9 34	28,0	10 05	28,3	36	28,0	10	28,3	
		1,20	1,515	1,20	2,070	1,20	2,239	1,20	2,329	1,20	2,167	1,20	2,259	1,20	1,990	38	28,3	15	38	28,3	15	28,5
5		11 ^h 13	92,0	11 ^h 15	69,6	11 ^h 16	68,6	11 ^h 17	67,0	11 ^h 19	66,0	11 ^h 22	71,6	40	28,2	20	28,6	42	27,9	25	28,5	
		1,00	1,650	1,00	2,155	1,00	2,186	1,00	2,238	1,00	2,272	1,00	2,273	1,00	2,094	43	28,0	30	44	28,0	30	28,4
4		11 ^h 10	91,2	11 ^h 08	70,8	11 ^h 07	70,2	11 ^h 05	67,5	11 ^h 04	71,3	11 ^h 03	72,0	11 ^h 02	75,0	11 ^h 00	97,5	44	28,0	35	28,3	
		0,80	1,645	0,80	2,119	0,80	2,136	0,80	2,222	0,80	2,104	0,80	2,083	0,80	2,000	0,80	1,538	45	28,3	40	28,3	
3	10 ^h 43	11 ^h 36	10 ^h 46	59,5	10 ^h 47	51,0	10 ^h 49	50,4	10 ^h 50	48,4	10 ^h 51	48,5	10 ^h 52	47,5	10 ^h 54	50,2	10 ^h 57	72,0	46	28,2	45	28,1
	0,60	0,880	0,60	1,682	0,60	1,962	0,60	1,985	0,60	2,068	0,60	2,063	0,60	2,106	0,60	1,993	0,60	1,390	47	28,0	50	28,1
2	10 ^h 41	121,4	10 ^h 38	64,2	10 ^h 37	59,0	10 ^h 35	57,4	10 ^h 34	51,2	10 ^h 33	52,0	10 ^h 32	53,8	10 ^h 30	57,0	10 ^h 29	77,4	48	28,1	55	28,0
	0,40	0,823	0,40	1,558	0,40	1,695	0,40	1,743	0,40	1,955	0,40	1,923	0,40	1,860	0,40	1,755	0,40	1,292	49	28,2	11	00
1	10 ^h 05	167,6	10 ^h 09	83,0	10 ^h 11	68,0	10 ^h 13	66,8	10 ^h 15	57,0	10 ^h 17	62,0	10 ^h 21	64,4	10 ^h 23	71,2	10 ^h 26	94,7	51	28,2	10	26,5
	0,20	0,596	0,20	1,206	0,20	1,471	0,20	1,498	0,20	1,755	0,20	1,614	0,20	1,553	0,20	1,405	0,20	1,056	52	28,3	15	26,3
																			53	28,4	20	26,0
																			54	28,1	25	25,7
																			56	28,5	30	25,7
																			58	28,3	35	25,6

h_b = Abstand der Flügelachse vom Boden in Metern.

t = Zeit für 100 Umdrehungen des Flügels für Reihe 1—3

t = Zeit für 150 Umdrehungen des Flügels für Reihe 4—6

n /sek = Zahl der Flügelumdrehungen in 1 Sekunde.

Die Konstruktion der Geschwindigkeits- und Wassermengenkurven ist dieselbe wie in Beispiel a.

Die Wassermengenfläche ergab einen Inhalt von $373,2 \text{ cm}^2$. Da als Maßstäbe für die

Breite: $1 \text{ cm} (=) 0,25 \text{ m}$,

und bei den Geschwindigkeitsflächen für die

Tiefe: $1 \text{ cm} (=) 0,10 \text{ m}$,

Geschwindigkeit: $1 \text{ cm} (=) 0,10 \text{ m/sek}$

genommen war, und diese Flächen, deren Dimension wieder m^2/sek ist, als Ordinaten im Maßstab $1 \text{ cm} (=) 10 \text{ m}^2/\text{sek}$ über der Wasserspiegelinie aufgetragen sind, so ist die Wassermenge Q selbst

$$Q = 10 \cdot 0,10 \cdot 0,10 \cdot 0,25 \cdot 373,2 = 0,025 \cdot 373,2 = 9,330 \text{ m}^3/\text{sek}.$$

Drei weitere Beispiele von Flügelmessungen mit graphischer Auswertung finden sich in Kap. 15.

Die Konstruktion der Isotachen.

In Abb. 95, oben, sind das Profil, die Vertikalgeschwindigkeitskurve der Vertikalen c und die Isotachen von $0,05$ zu $0,05 \text{ m/sek}$ eingezeichnet.

Um beispielsweise auf der Vertikalen c den Punkt mit der Geschwindigkeit $0,4 \text{ m/sek}$ zu finden, zieht man in einem Abstand von 4 cm eine Parallele zur Vertikalen bis zum Schnitt mit der Vertikalgeschwindigkeitskurve und projiziert diesen Schnittpunkt auf die Vertikale zurück.

Will man wissen, wo die Isotache $0,4 \text{ m/sek}$ an die Oberfläche tritt, so konstruiert man zunächst in der in Abb. 95 angedeuteten Weise die Horizontalgeschwindigkeitskurve über der Wasserspiegellinie, zieht zu letzterer im Abstand von 4 cm eine Parallele und projiziert die Schnittpunkte auf die Wasserspiegellinie.

Die so erhaltenen Punkte reichen jedoch zur einwandfreien Verzeichnung der Isotachen meist nicht aus. Um weitere Punkte zu finden, kann man in ganz beliebigen Tiefen Schnitte parallel zur Oberfläche legen und diese genau so behandeln, wie die Oberfläche selbst.

B. Flügelmessung in geschlossenen Rohrleitungen.

Einrichtung der Meßstelle.

Abb. 96 zeigt die sehr einfache Einrichtung, wie sie erstmals von Dufour im Dienst der Firma J.M.Voith bis zu einem Rohrdurchmesser von $3,5 \text{ m}$ ausgeführt und bei Wassergeschwindigkeiten bis zu $3,3 \text{ m/sek}$ verwendet wurde [6]. Sie besteht aus einer in der vertikalen Ebene und senkrecht zur Rohrachse an den Rohrwandungen befestigten Flacheisenstange, auf die ein Fassungsstück mit dem Flügel durch ein außerhalb der Rohrleitung verlängertes, kalibriertes Gasrohr verschoben werden kann. Das Fassungsstück hat auf beiden Seiten Anschläge, so daß die Außenkanten der Flügelschaukel bis auf wenige Millimeter an die Rohrwände gelangen können, ohne diese zu berühren. Das Signalkabel ist im Gasrohr untergebracht. Durch Verschieben des mit einem Zeiger versehenen Gas-

rohrs wird der Flügel in die gewählten, auf die Latte übertragenen Stellungen gebracht und die Wassergeschwindigkeiten daselbst in der gewohnten Weise aufgenommen. — Bei Anwendung einer zweiten, horizontal angebrachten Einrichtung, wie in Abb. 96 angegeben, können die Wassergeschwindigkeiten noch in einem anderen, senkrecht zum ersten Durchmesser stehenden Durchmesser aufgenommen werden, doch muß man hierbei immer mit einer Störung der Strömung rechnen.

Das Rohr muß bei dieser Einrichtung in der Nähe der Meßstelle befahrbar sein, also ein Mannloch mit Verschuß besitzen, um das Instrument und seine Haltevorrichtungen einbringen und montieren zu können.

Die vorstehend beschriebene Anordnung erfordert eine Verschiebung der Flügelstange gleich dem Rohrdurchmesser. Würde man mehrere Flügel gleichzeitig auf die Stange setzen, so könnte die Längsverschiebung kleiner sein. In Abb. 97 findet sich ein Vorschlag der Firma Ott zur gleichzeitigen Messung mit 7 Flügeln, die ihre Angaben auf einen Chronographen

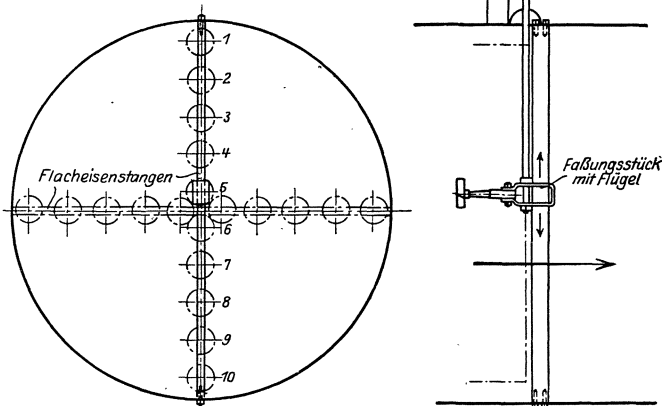


Abb. 96. Ältere Meßeinrichtung nach Dufour.

mit 8 Schreibfedern aufzeichnen. Die Verschiebung braucht in diesem Fall nur $\frac{1}{7}$ des Rohrdurchmessers zu betragen, um jeden beliebigen Punkt zu erreichen.

Der Ein- und Ausbau dieser Einrichtungen erfordert immer ein Stillsetzen der Anlage, ein Entleeren und Besteigen der Rohrleitung, was mitunter nicht ohne Gefahr ist. Von diesen Nachteilen frei ist die neuere Meßeinrichtung nach Dufour, die wir in Abb. 98 bringen [6], und worüber auch Ott wie folgt berichtet [7].

„Auf der mit einem entsprechenden Ausschnitt versehenen Rohr-

leitung wird mit Hilfe des Anschlußstutzens *B* ein Absperrschieber *A* von 300 mm l. W. aufgesetzt. Noch besser bringt man zwei Schieber in rechtwinkliger Stellung zueinander am Rohr an. Für die Messung wird auf diesen Schieber ein Hut *C* aufgesetzt, durch den die Flügelstange *G* hindurchgeht. Die Stange ist zunächst ganz hochgezogen und der Flügel *F* (Schaufeldurchmesser 10 cm) samt dem Abschlußdeckel *D* sitzt im Innern der durch den Hut und den Schieber gebildeten Schleusenkammer. Öffnet man jetzt den Schieber, so kann der Flügel in das Innere des Druckrohrs hineingeschoben werden. Gleichzeitig bringt man auch den an einer Stange *E* befestigten Abschlußdeckel *D* nach unten. Dieser bildet einerseits den Abschluß des Druckrohres, andererseits die zweite Führung für die Flügelstange. Nun können die Messungen in den verschiedenen Punkten des Durchmessers vorgenommen werden. Während der Messungspausen wird der Deckel *D* und der Flügel in dem Hut *C* zurückgezogen. Nach Vornahme aller Messungen schließt man den Absperrschieber und nimmt die beweglichen Teile der Meßeinrichtung ab. Soll diese längere

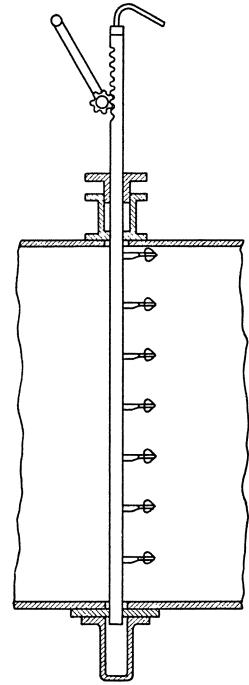


Abb. 97. Einrichtung für 7 Flügel nach Ott.

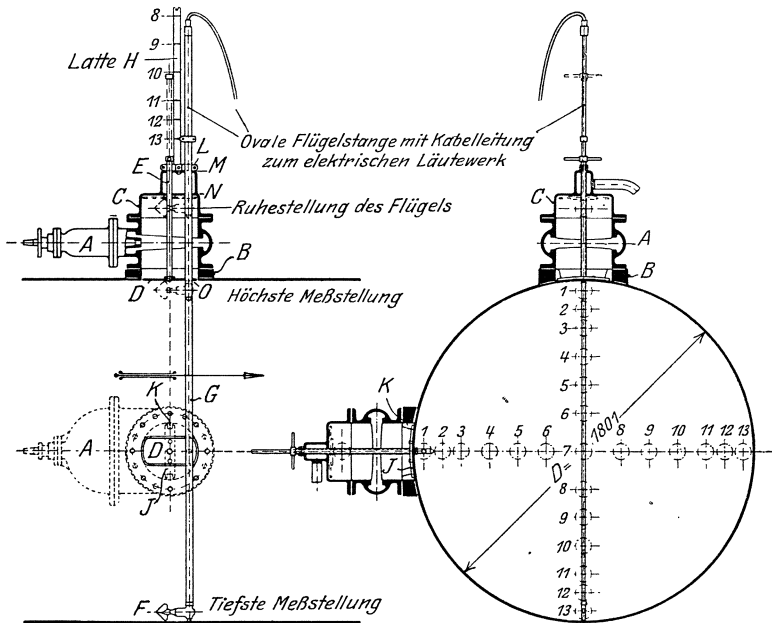


Abb. 98. Neuere Meßeinrichtung nach Dufour.

Zeit in Tätigkeit bleiben, so wird der Hut bei Frostgefahr zur Verhinderung des Einfrierens mit Öl gefüllt. Die Flügelstange hat einen nahezu stromlinienförmigen Querschnitt von den Abmessungen 54/27/2,5 mm oder 75/35/4 mm, je nach Rohrdurchmesser und Wassergeschwindigkeit. Das Ein- und Ausbauen des Flügels bringt keine Störung des Turbinenbetriebes mit sich, ein Vorteil, der sehr hoch angeschlagen werden muß.“

Aller Wahrscheinlichkeit nach wird in Zukunft bei nicht zu großen Rohrdurchmessern und nicht zu hohem Wasserdruck die Meßeinrichtung nach Dufour häufiger Anwendung finden.

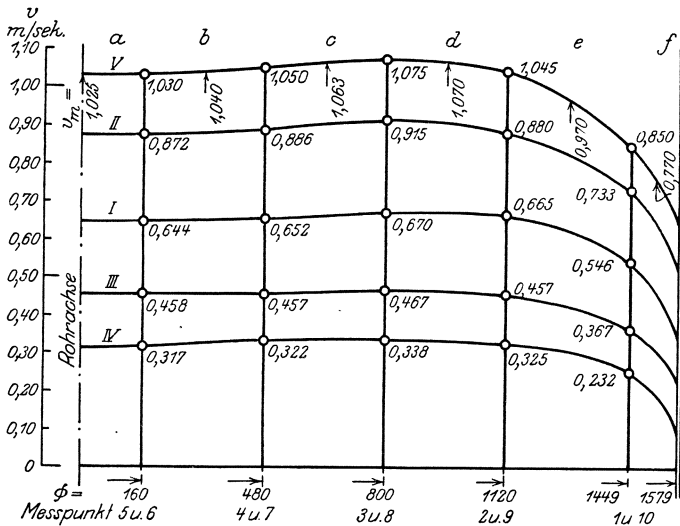


Abb. 99. Wassermessung in einer Rohrleitung.

Von Prof. Sundby in Trodhjem und in einer etwas verbesserten Konstruktion von der Turbinenfabrik Verkstaden Kristinehamm wurde eine Einrichtung angegeben, die es ermöglicht, fast jeden Punkt des Meßquerschnitts geschlossener Rohrleitungen zu erreichen. Doch wird diese universelle Beweglichkeit meist nicht ausgenützt und man begnügt sich mit der Messung in zwei zueinander senkrechten Durchmessern, weshalb wir hier auf eine Wiedergabe dieser Einrichtung verzichten [8].

Bezüglich der Wahl der Meßpunkte auf dem Durchmesser gelten ähnliche Richtlinien wie bei der Messung in offenen Gerinnen. Man wird die Punkte gegen die Wandung zu enger zusammenrücken und für den äußersten Punkt mit dem Flügel so dicht als möglich an die Wandung herangehen.

Zahlenbeispiel.

Als Beispiel einer Wassermessung in einer geschlossenen Rohrleitung wählen wir die Ergebnisse, die bei einem Abnahmeversuch einer Turbinenanlage erhalten wurden, deren Druckrohr 1579 mm Durchmesser

hatte. Die Geschwindigkeiten wurden in 10 Punkten eines Durchmessers bestimmt. In Abb. 99 sind die mittleren Geschwindigkeiten für den halben Rohrdurchmesser aufgetragen und eingeschrieben. Die so erhaltenen Kurven stellen dabei einen Achsialschnitt durch die Oberfläche des pro Sekunde vorgeschobenen Wasserkörpers dar, und die weitere Aufgabe besteht darin, den Inhalt dieses Rotationskörpers zu berechnen, für welchen als Erzeugende der Rohrhalmmesser, die Rohrwandung und die Geschwindigkeitskurve zu gelten hat. Die Aufgabe läßt sich numerisch und graphisch lösen.

Numerisches Verfahren.

Man zerlegt den Rotationskörper in eine beliebige Anzahl konzentrischer Hohlzylinder. Sind die begrenzenden Durchmesser eines solchen Zylinders d_a und d_i , seine mittlere Höhe = v_m , so ist sein Inhalt

$$\left(\frac{\pi d_a^2}{4} - \frac{\pi d_i^2}{4}\right) v_m = q = \text{der dem Hohlzylinder}$$

entsprechenden Wassermenge. Die Gesamtwassermenge ist hiernach

$$Q = \Sigma(q).$$

Die Wahl von d_a und d_i ist beliebig. Je kleiner die Dicke dieser Hohlzylinder gewählt wird, um so genauer wird das Ergebnis sein. Die entsprechenden v_m sind dabei für den Radius

$$\frac{d_a + d_i}{2}$$

der graphischen Darstellung der Geschwindigkeitskurven zu entnehmen.

Für die zahlenmäßige Durchrechnung wählen wir den Versuch V und nehmen die Radien der Hohlzylinder der Einfachheit wegen in Übereinstimmung mit den bei der Messung vorgenommenen Stellungen des Flügels auf dem Rohrdurchmesser an. Es ergeben sich zunächst folgende Zahlen auf Grund der graphischen Darstellung.

Hohlzylinder	a	b	c	d	e	f
d_a	0,160	0,480	0,800	1,120	1,449	1,579 m
d_i	0	0,160	0,480	0,800	1,120	1,449 m
v_m	1,025	1,040	1,063	1,070	1,970	1,770 m/sek.

Mit Hilfe der Kreistabelle erhält man weiter:

$\frac{\pi d_a^2}{4}$	0,00201	0,18096	0,50266	0,98520	1,6510	1,9600 qm
$\frac{\pi d_i^2}{4}$	0	0,00201	0,18096	0,50266	0,9852	1,6510 qm
$\left(\frac{\pi d_a^2}{4} - \frac{\pi d_i^2}{4}\right)$	0,0020	0,1790	0,3217	0,4825	0,6658	0,3090 qm
$v_m \left(\frac{\pi d_a^2}{4} - \frac{\pi d_i^2}{4}\right)$	0,0021	0,1861	0,3420	0,5162	0,6455	0,2380 cbm/sek.

Gesamtwassermenge $Q = 1,9299 \sim 1,930$ cbm/sek.

Die mittlere Geschwindigkeit in der Rohrleitung wird

$$V_m = \frac{Q}{F} = \frac{1,930}{1,960} = 0,985 \text{ m/sek.}$$

Wollte man noch etwas sorgfältiger verfahren, so würde sich empfehlen, die Dicke der Hohlzylinder gegen die Rohrwandung zu, wo sich die Geschwindigkeitskurve stärker krümmt, etwas kleiner zu wählen. Doch dürfte sich das Ergebnis im vorliegenden Fall um kaum mehr als 0,2% ändern.

Graphisches Verfahren.

Im Abstand r von der Rohrachse, Abb. 100, sei die gemessene Geschwindigkeit v . Die Wassermenge dQ , die durch den unendlich dünnen Hohlzylinder von der Dicke dr und dem Durchmesser $2r$ fließt, beträgt

$$dQ = 2\pi r \cdot dr \cdot v = 2\pi r \cdot v \cdot dr.$$

Die Gesamtwassermenge Q ist somit

$$Q = 2\pi \int_0^R r \cdot v \cdot dr.$$

Dieses Integral wertet man graphisch aus. Man bildet für zweckmäßig gewählte Punkte das Produkt aus r und v , wobei die Werte für v der Geschwindigkeitskurve zu entnehmen sind, trägt sodann diese Produkte, die also m^2/sek darstellen, wenn r in m und v in m/sek gemessen wird, als Ordinaten über den Radien r auf, verbindet die Endpunkte durch einen stetigen Linienzug und erhält so eine Fläche (schraffiert), deren Inhalt $\int_0^R r v dr$ gleich ist

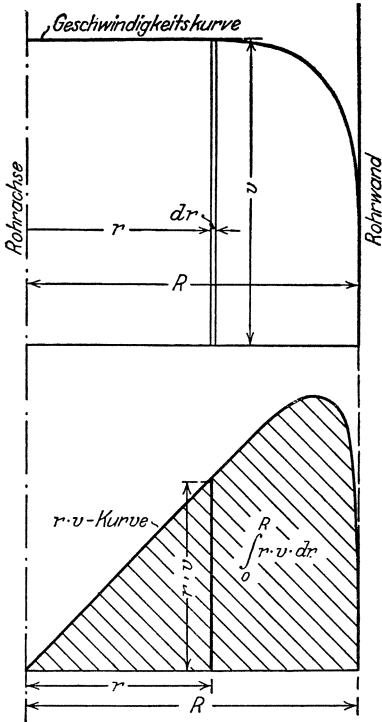


Abb. 100. Graphische Auswertung der Wassermessung in einer Rohrleitung.

und mit 2π multipliziert unter Berücksichtigung der gewählten Maßstäbe die gesuchte Wassermenge Q gibt.

Zur Auswertung wählen wir wieder die Messung V . Aus der Geschwindigkeitskurve entnimmt man für die Radien $r = 0,10, 0,20, 0,30$ usw. die entsprechenden Geschwindigkeiten, wie sie in Abb. 101 eingeschrieben sind.

Zahlentafel 18

Abstand r von der Rohrachse m	Mittlere Geschwindigkeit v m/sek	Produkte $r \cdot v$ m^2/sek
0,100	1,030	0,1030
0,200	1,042	0,2084
0,300	1,062	0,3186
0,400	1,075	0,4300
0,500	1,065	0,5325
0,600	1,020	0,6120
0,700	0,900	0,6300
0,750	0,782	0,5865
0,7895	0,625	0,4433

Sodann bildet man gemäß Zahlentafel 18 die Produkte $r \cdot v$ und trägt sie als Ordinaten über den entsprechenden Radien auf. Durch die Endpunkte legt man eine stetige Kurve, die mit dem Radius und der Rohrwand eine

Fläche einschließt, deren Inhalt planimetriert wird. Dieser mit 2π multipliziert, ergibt die Wassermenge.

In Abb. 101 waren als Maßstäbe gewählt für die

Abzisse 1 cm (=) 0,05 m,

Ordinate 1 cm (=) 0,10 m²/sek,

daher bedeutet 1 cm² der Fläche 0,05 · 0,10 = 0,005 m³/sek. Die Wassermenge selbst ist, da die Fläche unter der $r \cdot v$ -Kurve sich zu 61,5 cm² ergab

$$Q = 2\pi \cdot 61,5 \cdot 0,005 = 1,931 \text{ m}^3/\text{sek},$$

was mit der numerischen Auswertung vollständig übereinstimmt.

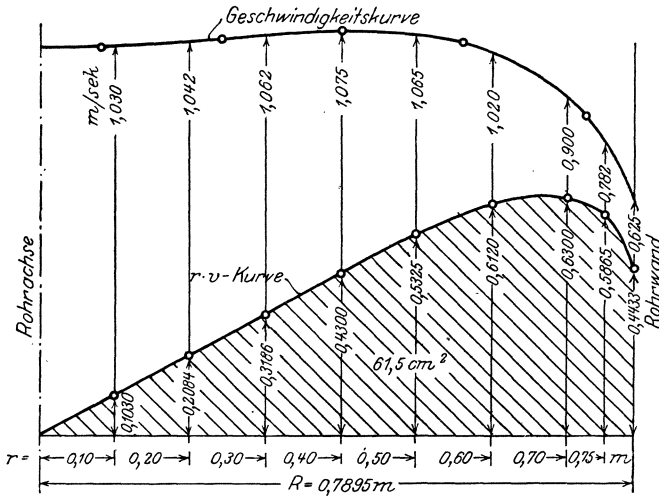


Abb. 101. Auswertung des Versuches V von Abb. 99.

f) Die Flügleichung.

Die Flügleichung bezweckt, den Zusammenhang zwischen Wassergeschwindigkeit v in m/sek und Umdrehungszahl n des Flügels in 1 Sekunde experimentell festzustellen.

Die Flügelschaufeln sind bei richtig gebauten modernen Instrumenten nach Schraubenflächen geformt, deren geometrische Steigung mit K bezeichnet werde. Für einen idealen Flügel, der in einer idealen Flüssigkeit arbeitet, würde sich daher die Beziehung ergeben

$$v = K \cdot n.$$

Nun treten aber beim Arbeiten des Flügels im Wasser hydraulische und mechanische Hemmkkräfte auf, wodurch die Beziehung zwischen v und n nicht mehr linear bleibt, besonders nicht bei kleinen Geschwindigkeiten, etwa unter 0,3–0,4 m/sek. Daher muß die Beziehung zwischen v und n , deren bildlicher Ausdruck die Eichkurve ist, experimentell festgestellt werden. Aus der Eichkurve läßt sich dann die Flügleichung nach dem Ottischen Verfahren [10] berechnen. Wir wollen

hierauf nicht näher eingehen, da alles Wissenswerte darüber in der angezogenen Schrift von Ott zu finden ist, und nur der Vollständigkeit halber die Flügelgleichung in ihrer allgemeinsten Form mitteilen. Sie lautet:

$$v = \frac{a + a'}{2} + \frac{k + k'}{2} n + \sqrt{\left(\frac{a - a'}{2} + \frac{k - k'}{2} n\right)^2 + c^2}$$

und enthält 5 voneinander unabhängige Konstanten a , a' , k , k' und c , die sich alle aus der Eichkurve auf elementarem Wege ermitteln lassen. Die Eichkurve ist hiernach in ihrer allgemeinsten Form eine Hyperbel mit der Hauptsymptote $v = a + kn$. Sie läßt sich mit unverminderter Genauigkeit durch folgende, das n nur in erster Potenz enthaltende Näherungsgleichungen darstellen:

$$\begin{aligned} n < \frac{a' - a}{k - k'}; & \quad v = a' + k'n + \frac{c^2}{c - (a - a') - (k' - k)n}; \\ n > \frac{a' - a}{k - k'}; & \quad v = a + kn + \frac{c^2}{c + (a - a') + (k' - k)n}. \end{aligned}$$

Uns interessiert hier zunächst, den Weg und die Mittel kennen zu lernen, wie man die Eichkurve erhält. Das geschieht durch einen Schleppversuch. Der Flügel wird an seiner Stange mit möglichst gleichförmiger Geschwindigkeit durch stillstehendes Wasser geschleppt, und dieser Versuch wird bei verschiedenen Geschwindigkeiten von wenigen cm/sek bis zu mehreren m/sek wiederholt. Man erhält so zusammengehörige Wertepaare von n und v , die, in einem rechtwinkligen Koordinatensystem aufgetragen und durch eine ausgleichende Kurve verbunden, die Eichkurve ergeben. Der Versuch an sich bietet keinerlei Schwierigkeiten, wenn man über eine entsprechende Einrichtung verfügt.

Diese Versuchseinrichtung besteht in den meisten Fällen in einem langen geraden, horizontalen, mit ruhendem Wasser gefüllten Kanal von nicht unter etwa 1 m Breite und ebensolcher Tiefe, dessen Seitenwände eine Schienenbahn für den Meßwagen tragen. Auf dem Wagen befinden sich außer dem Beobachter und der Flügelstange mit dem Flügel ein Chronograph mit Kontaktuhr, um sowohl die Wagengeschwindigkeit v , als auch die Umdrehungen des Flügels n aufzuzeichnen. In den gut eingerichteten „Hydrometrischen Versuchsanstalten“ wird der Wagen elektrisch angetrieben. Die Kanäle sind 50—170 m lang, um bei großen Geschwindigkeiten eine genügend lange Anlauf- und Bremsstrecke zur Verfügung zu haben. —

Hydraulische Laboratorien, die über einen Kanal mit Schirmmessung (Kap. 15) verfügen, können sich mit wenig Kosten eine Prüfeinrichtung für Flügel bauen, die für die Eichung normaler Flügel meist ausreicht. Es möge daher die Prüfeinrichtung des Eßlinger Laboratoriums beschrieben werden.

Der Schirmwagen ist in Abb. 102 skizziert und hat sich bis zu Geschwindigkeiten von 1,4 m/sek bewährt. Größere Geschwindigkeiten können in dem nur 15 m langen Kanal nicht erreicht werden.

Auf dem Schirmwagen ist ein abnehmbares Holzpodest von 1,80 m Länge und 1,70 m Breite aufgebaut, das den Halter für die Flügelstange,

einen Tisch für die Instrumente — Dreihebelchronograph, Sekundenuhr, Relais, Schalter und Batterie — sowie den Beobachter trägt. Der Fahrwiderstand ist sehr gering: 2,8 kg Zug setzen den mit zwei Beobachtern belasteten Wagen in Bewegung. Angetrieben wird der Wagen durch ein 3 mm starkes Drahtseil, das am Podest befestigt, horizontal geradlinig in der Fahrrichtung zur Wand über eine Trommel läuft, diese in 8 Lagen umschlingt und dann unter dem Podest hindurch kanalaufwärts zu einer Rolle geführt wird, von der es umgelenkt wieder zum Wagen geht. Zum Nachspannen des Seiles ist am Podest eine Schraube mit langem Gewinde vorgesehen. Die Trommel der Antriebswinde, Abb. 102,

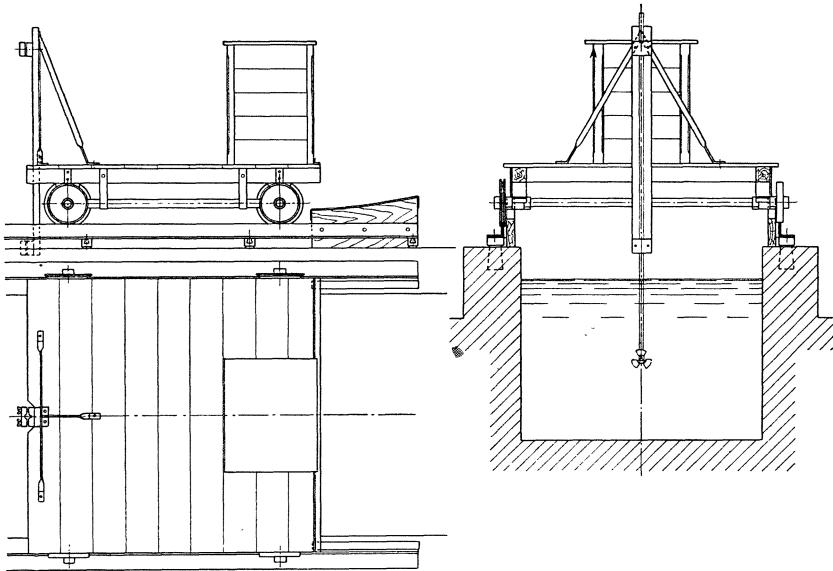


Abb. 102. Meßwagen für Flügeleichungen.

hat einen Durchmesser von 225 mm und wird von Hand entweder unmittelbar, oder durch zwei verschieden große Übersetzungen angetrieben. Die Zähnezahlen sind 15, 26, und 90 bei Modul 2,5. Zur Erzielung einer gleichmäßigen Geschwindigkeit wird nach dem Takt eines Pendels gedreht, das über der Winde aufgehängt eine von 2 zu 2 cm verstellbare 5 kg schwere Linse trägt und bei jedem Durchgang durch die Mittel-lage einen Stromkreis schließt, in den eine Klingel eingelegt ist, Abb. 104. Je nach der gewählten Übersetzung I, II oder III, der Zahl der Umdrehungen pro Signal — $\frac{1}{1}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{8}$ — sowie je nach der Stellung der Pendellinse lassen sich Geschwindigkeiten von 1,5 cm/sek bis zu 1,4 m/sek erreichen. Ein Kurvenblatt, Abb. 105, neben dem Pendel aufgehängt, enthält den Zusammenhang zwischen Übersetzung, Kurbel-umdrehung, Stellung der Pendellinse und Wagengeschwindigkeit und erlaubt, die gewünschte Geschwindigkeit bis auf wenige Millimeter pro Sekunde genau im voraus zu bestimmen, was für die Wahl der Versuchs-

punkte eine große Erleichterung ist. — Die Schienenkontakte sind in 1,0 m Entfernung voneinander angebracht.

Für den Wagen steht nur ein sehr kurzer Bremsweg von 0,65 m zur Verfügung, um die an sich nicht große Länge des Kanals möglichst auszunutzen. Damit nun der Wagen auf dieser kurzen Strecke gefahrlos

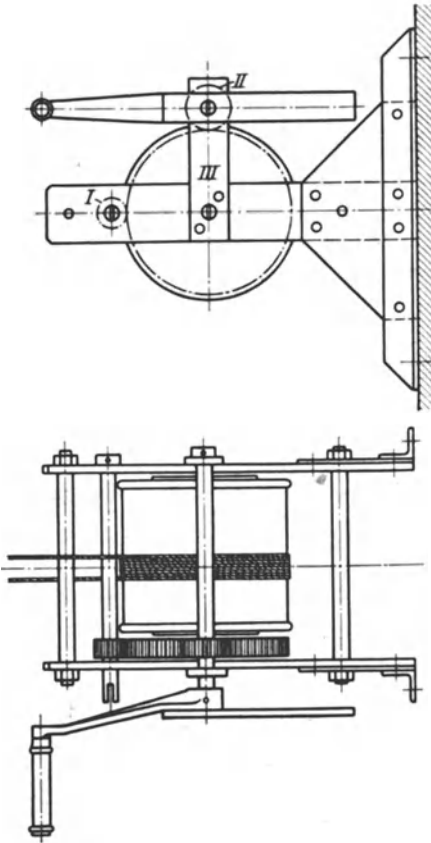


Abb. 103. Antriebwinde zum Meßwagen.

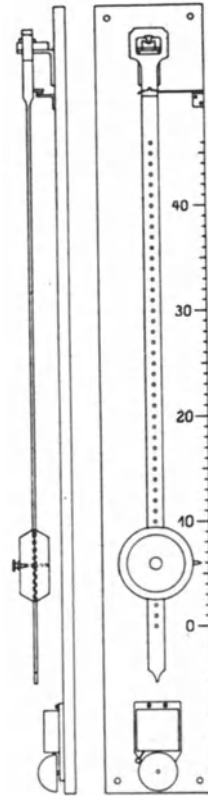


Abb. 104. Pendel mit Signaleinrichtung.

und stoßfrei zum Stillstand kommt, sind am Ende der Bahn, beiderseitig auf die Kanalwände und mit den Schienen verschraubt, zwei kräftige Holzdielen, in parabelähnlichen Kurven ausgeschnitten und mit Band-eisen beschlagen, aufgesetzt, auf die der Wagen mit seinen Achsschenkeln bei voller Geschwindigkeit auffährt und dabei seine kinetische Energie teilweise durch Reibung verliert, teilweise in potentielle umwandelt.

Zwei mit Blech verkleidete Abschlußwände erlauben, den Kanal auch bei niedrigem Wasserstand des Wehrneckarkanals bis zu 1 m Wassertiefe aufzufüllen.

Die mit dieser Prüfeinrichtung erzielten Ergebnisse sind innerhalb der ihr durch die Kürze des Kanals gesteckten Grenzen jenen mit elektrisch angetriebenen Wagen ausgerüsteten völlig gleichwertig. Da die Eichkurven normaler hydrometrischer Flügel schon von wenig Dezimeter pro Sekunde ab meist geradlinig verlaufen, so reicht die beschriebene Prüfeinrichtung für die Flügelaichung in der Regel aus. Für Spezialuntersuchungen bei kleinen Geschwindigkeiten hat sie vor den meisten bisher bekannt gewordenen elektrisch angetriebenen Wagen neben dem nahezu kostenlosen Betrieb insofern Vorzüge, als sich ganz kleine Geschwindigkeiten in beliebig feiner Abstufung leicht erzielen lassen.

Bei der kurzen Meßstrecke ist es vorteilhaft, jede Umdrehung des Flügels zu registrieren. Ist der Flügel nicht mit Einzelkontakt ausgerüstet, so kann dies unter Umständen behelfsmäßig geschehen. Für den Ott-Flügel vom Typ IX z. B. hat sich bei behutsamer Handhabung der in Abb. 106 dargestellte Quecksilberkontakt gut bewährt. Auf die Flügelachse ist eine kurze Hülse

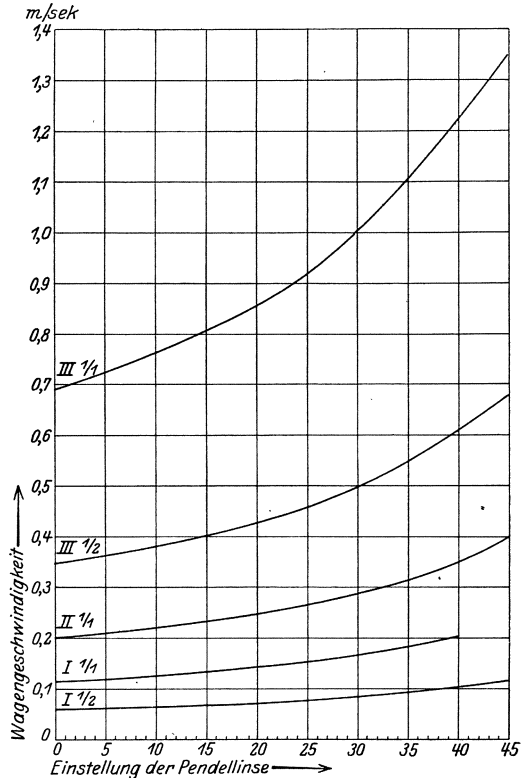


Abb. 105. Zusammenhang zwischen Übersetzung, Kurbelumkehrung, Stellung der Pendellinse und Wagengeschwindigkeit.

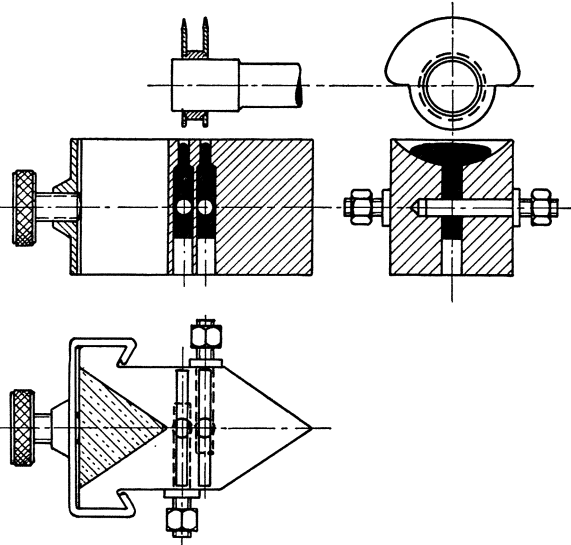


Abb. 106. Quecksilberkontakt für hydrometrische Flügel.

aufgeschoben, auf der zwei am Rande messerartig zugeschärfte Metallsektoren sitzen. Am Instrumentenrahmen ist ein Ebonitstück angeklemt, in dem sich zwei schlitzförmige Quecksilbernapfe befinden. Diese bilden die voneinander isolierten Enden der elektrischen Leitung und werden beim Eintauchen der Sektoren überbrückt. Die Kontaktvorrichtung arbeitet praktisch vollkommen reibungsfrei, beeinflusst also die Bewegung des Flügels in keiner Weise.

Zum Beweis der Leistungsfähigkeit dieser Prüfeinrichtung seien aus der Zahl der bisher durchgeführten Flügeleichungen vier Beispiele herausgegriffen. Die Bestimmung der Konstanten der Flügelgleichung geschah nach dem graphischen Verfahren von Ott [9].

Ott-Flügel Nr. 1324.

Der Flügel wurde von der Firma A. Ott in Kempten im Jahre 1909 geliefert. Er besitzt eine dreiteilige Speicherschaukel von 18 cm Durchmesser, Kontaktvorrichtung nach jeder einzelnen und 25 Umdrehung. Von Ott wurde dem Flügel folgende Gleichung mitgegeben:

$$n < 1,0; \quad v = 0,381 n + \sqrt{0,0144 n^2 + 0,0012};$$

$$n > 1,0; \quad v = 0,506 n,$$

worin n = Anzahl der Flügelumdrehungen in 1 sek und

v = Wassergeschwindigkeit in Meter/Sekunde bedeutet.

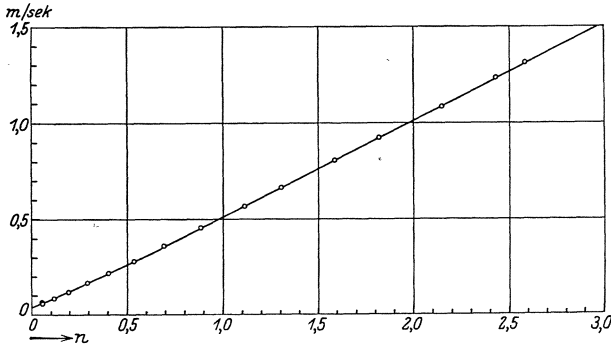


Abb. 107. Eichkurve des Ott-Flügels Nr. 1324.

Diese Gleichung ist in Abb. 107 durch die ausgezogene Kurve dargestellt, während die Nacheichung am 3. April 1924 die durch Kreise angedeuteten Werte lieferte. Die Versuchspunkte der Nacheichung decken sich so befriedigend mit der ursprünglich mitge-

gebenen Gleichung, daß keine Veranlassung bestand, eine neue Gleichung aufzustellen.

Ott-Flügel Nr. 3363.

Der Flügel, Typ V, wurde am 18. Oktober 1923 als Laboratoriumsversuch durch die Schüler geeicht. Die Ergebnisse der Eichung finden sich in Zahlentafel 19, die Eichkurve ist in Abb. 108 wiedergegeben. Die Ausgleichung erfolgte durch eine einzige Gerade mit der Gleichung

$$v = 0,017 + 0,2655 n.$$

Es wurde auch der mittlere Fehler einer Beobachtung berechnet und zu $\pm 0,002$ m/sek gefunden.

Zahlentafel 19. Eichung des Ott-Flügels Nr. 3363
am 18. Oktober 1923.

Wassertiefe: 0,90 m
Flügelachse 0,45 m über Boden.

Am Chronograph: Mech. Beutel
An der Winde: Schüler

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nr. der Fahrt	Länge s m	Zeit t_1 sk	Anzahl der Um- drehun- gen u	Zeit t_2 sk					
1	12	213,9	0,0564	30	211,2	0,1420	0,0380	0,0181	
2		215,0	0,0640	30	182,5	0,1788	0,0479	0,0161	
3		134,2	0,0894	30	111,8	0,2683	0,0719	0,0165	
4		102,0	0,1177	40	105,1	0,3805	0,1020	0,0157	
5		64,2	0,1870	40	62,9	0,6360	0,1705	0,0165	
6		56,5	0,2126	40	53,6	0,7461	0,2000	0,0126	
7		42,7	0,2815	40	40,3	0,9940	0,2663	0,0152	
8		33,1	0,3624	40	30,8	1,298	0,3480	0,0144	
9		26,5	0,4532	40	24,5	1,633	0,4377	0,0155	
10		21,2	0,5655	40	19,5	2,055	0,5505	0,0150	
11		18,4	0,6534	40	16,7	2,400	0,6430	0,0104	
12		15,1	0,7972	40	13,5	2,956	0,2920	0,0052	
13		13,2	0,9072	40	12,0	3,343	0,8960	0,0115	
14		10,5	1,1420	40	9,5	4,233	1,1350	0,0070	
15		9,3	1,2880	40	8,4	4,785	1,2830	0,0050	

Die in Abb. 108–110 eingezeichneten Δ - n -Kurven werden erhalten, wenn man die Ordinaten-Unterschiede zwischen v und der

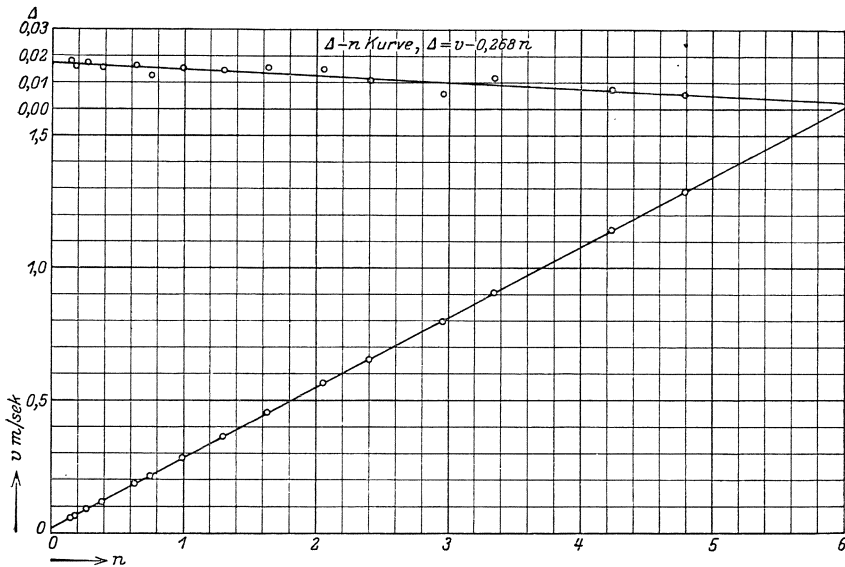


Abb. 108. Eichkurve des Ott-Flügels Nr. 3363.

Asymptoten $k \cdot n$ an die Eichkurve berechnet (Zahlentafel 19, Spalte 8 und 9) und in größerem Maßstab aufträgt. Je weniger diese Punkte streuen, um so zuverlässiger ist im allgemeinen die Eichung erfolgt, und um so leichter ist eine ausgleichende Kurve durch sie zu legen.

Ott-Flügel Nr. 3233.

Dieser Flügel, Typ.IX, wurde zur Eichung mit dem oben beschriebenen Quecksilberkontakt ausgerüstet.

Die Ergebnisse der Eichung sind in Abb. 109 graphisch dargestellt. Aus der Δ - n -Kurve ermittelt sich die Flügelgleichung nach dem Ott-schen Verfahren zu

$$n < 0,255; \quad v = 0,0495 + 0,1157 n + \frac{0,0045}{1 - 2,78 n},$$

$$n > 0,255; \quad v = 0,0120 + 0,2627 n + \frac{0,0107}{6,67 n - 1}.$$

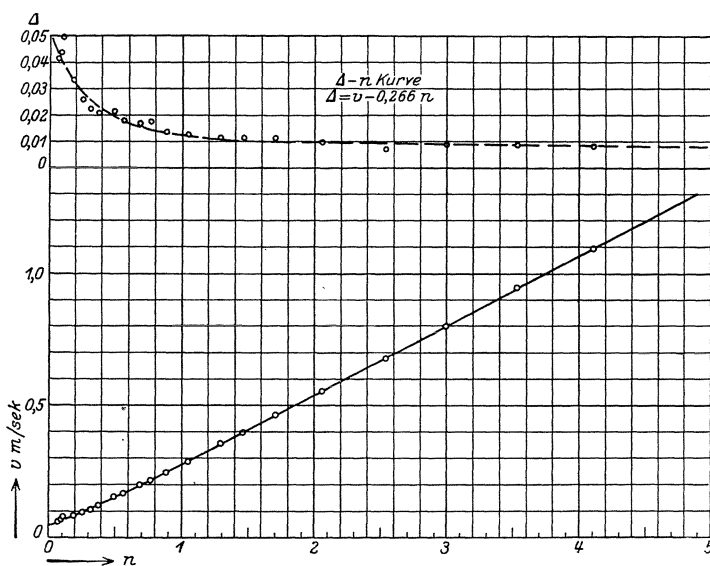


Abb. 109. Eichkurve des Ott-Flügels Nr. 3233.

Ott-Flügel Nr. 3668.

Der Flügel wurde für eine Wasserkraftanlage geliefert, wo er im Oberwasserkanal fest eingebaut ist, dauernd mitläuft und zur Kontrolle der verbrauchten Wassermenge dient. Seine Schaufel hat 300 mm Durchmesser bei rund 1 m Steigung. Zur Eichung wurde er mit Einzelkontakt versehen. Es wurden zwei Versuchsreihen durchgeführt, die in der graphischen Darstellung Abb. 110 unterschiedlich bezeichnet sind. Aus der Δ - n -Kurve ergibt sich die Flügelgleichung innerhalb der Versuchsgrenzen:

$$n < 0,311; \quad v = 0,0665 + 0,8365 n + \frac{0,00766}{1 - 2,28 n},$$

$$n > 0,311; \quad v = 1,050 \cdot n + \frac{0,0181}{5,35 n - 1}.$$

Wie aus den vorstehend mitgeteilten Eichungsproben ersichtlich, liegen alle Versuchspunkte so gut, daß für praktische Zwecke eine einfache graphische Ausgleichung genügt, um die Eichkurve so genau zu erhalten, daß sie als einwandfreie Grundlage zur Berechnung der Wassermengen dienen kann. Allerdings ist hierzu zweierlei erforderlich: die Eichfahrten müssen korrekt gemacht und die Chronographenstreifen peinlich sorgfältig und kritisch ausgewertet werden (Kap. 7, d). Beachtet man diese beiden Forderungen, so wird man stets zufriedenstellende Ergebnisse erhalten.

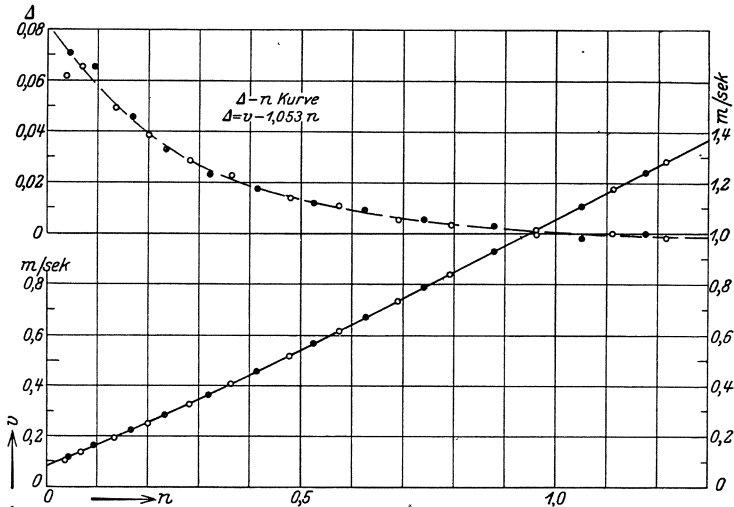


Abb. 110. Eichkurve des Ott-Flügels Nr. 3668.

g) Der Genauigkeitsgrad der Flügelmessung.

Der Genauigkeitsgrad der Wassermessung mit dem hydrometrischen Flügel ist abhängig vom Instrument selbst, von der Profilaufnahme und von der Art der Wasserströmung im Meßprofil.

Moderne Flügel können so sorgfältig gebaut werden, daß ihre Konstanten auch nach jahrelangem Gebrauch keine Veränderungen von wesentlicher Größe erleiden. So wird z. B. von dem Ott-Flügel Nr. 900 berichtet [10], daß er in 6 Jahren 11 mal geprüft wurde und trotz vielfachen Gebrauches keine nennenswerte Änderung der Konstanten zeigte. In erster Linie ist hierfür erforderlich, daß die Schaufel ihre ursprüngliche Form unabänderlich bewahrt.

Geringfügige Änderungen in der Schaufelform lassen sich nicht ohne weiteres mit freiem Auge erkennen. Epper schlug im Jahre 1913 in einem Briefe an die Firma Ott vor, von den neu geeichten Schaufeln zweiteilige Gipshohlformen anzufertigen, siehe Abb. 110 a. Solange die Schaufel ihre Form bewahrt, läßt sie sich zwanglos in die Form einlegen. Dieses Verfahren ist durchaus beachtenswert und beginnt dort, wo die Schaufel eine bequeme Abformung zuläßt, mehr und mehr Anwendung zu finden.

In zweiter Linie ist die Lagerung der Flügelachse und ihre Instand-

haltung von Wichtigkeit für die Unveränderlichkeit der Konstanten. Instrumente mit auswechselbaren Schaufeln müssen stets sorgfältig und so zusammengesetzt werden, wie es die einzelne Type verlangt. Ein ordnungsgemäß zusammengesetzter Flügel muß sich durch leichtes Anblasen drehen lassen und soll in jeder beliebigen Winkelstellung zur Ruhe kommen. Er muß also gut ausgewuchtet sein.

Bei sehr kleinen Flügeln mit elektrischem Kontakt darf an der Biegung der Kontaktfeder nichts geändert werden. Ein geringes Anspannen der Feder kann die Konstante des Flügels um 1—2% und mehr ändern und damit natürlich in demselben Grad das Ergebnis einer mit ihm durchgeführten Messung fälschen.

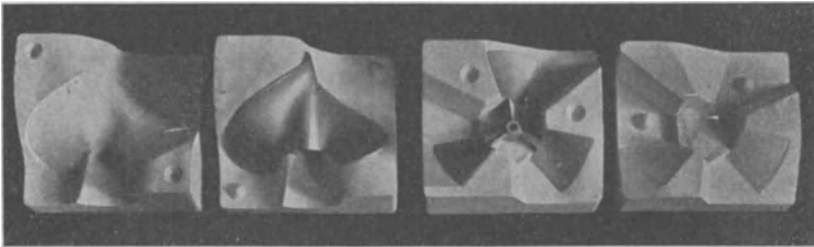


Abb. 110 a. Kontrollgipsformen für Flügelschaufeln.

Die gleiche Sorgfalt wie das Instrument erfordert auch die Profilaufnahme. Bedenkt man, daß die Wassermenge das Produkt aus Profilquerschnitt und Wassergeschwindigkeit ist, so leuchtet ein, daß ein Fehler in der Profilaufnahme auf das Ergebnis in derselben Weise einwirkt, wie ein Fehler in der Geschwindigkeitsmessung. Es hat daher keinen Sinn, alle Sorgfalt auf die Geschwindigkeitsmessung zu verwenden und die Profilaufnahme mehr oder weniger nebensächlich zu behandeln. Schlammiger Grund oder grobes Geschiebe sind für die Profilaufnahme ungünstig, günstig dagegen fester glatter Boden oder festliegendes feines Gerölle.

Für die Geschwindigkeitsmessung ist es wichtig, daß die Strömung senkrecht zum Meßprofil verläuft. Ist die Abweichung der Strömungsrichtung von der Senkrechten zum Profilquerschnitt größer als 15° — 20° , so gibt es, wie bereits ausgeführt, bis heute noch keinen Flügel, der die Komponente richtig mißt. — Sinkt die mittlere Wassergeschwindigkeit unter 5—8 cm/sek, dann versagen alle Flügel, weil durch die Pulsation die Geschwindigkeit zeitweise bis Null herunter gehen kann. In solchen Fällen hilft nur das von E. B. H. Wade und dem Verfasser angegebene Verfahren [11].

Der Genauigkeitsgrad der Flügelmessung kann nur durch Vergleichsversuche, die noch nicht in sehr großer Zahl durchgeführt wurden, festgestellt werden.

In der Schweiz wurden in den Jahren 1910 und 1912 im Elektrizitätswerk Ackersand an der Saaser Visp bei Stalden sehr eingehende Vergleichsversuche mit Flügel, Überfall, Schirm und dem chemischen Verfahren (Salzlösung) vorgenommen [12]. Das Ergebnis war in einem Fall folgendes:

Versuchsreihe I				
Verfahren:	Salzlösung	Flügel	Schirm	Überfall
Wassermenge =	1356,5	1371,5	1303	1339 1/sek
bzw.	102,9	100,0	98,9	101,6 %
Versuchsreihe II				
Wassermenge =	1305,2	1291	1299	1312 1/sek
bzw.	101,2	100,0	100,6	101,7 %

Die Zahlen lassen erkennen, daß der Genauigkeitsgrad der Flügelmessung sich innerhalb derselben Größenordnung bewegt, wie derjenige der anderen Verfahren.

In dem anderen Fall wurden die Vergleichsmessungen zwischen Schirm, Flügel und Überfall in dem etwa 3,50 m breiten und 1,50 m tiefen Ablaufkanal desselben Werkes durchgeführt und ergaben bei 5 Versuchsreihen Unterschiede zwischen Flügel- und Schirmmessung, (welch letzteren wir mehr Vertrauen schenken möchten als den Überfallmessungen), von

$$- 0,1 \quad + 0,7 \quad - 0,9 \quad + 0,6 \quad + 0,3 \%$$

im Mittel also eine Übereinstimmung von 0,1 %. Unsere Quelle faßt ihr Urteil in die Worte: „Die Schirmmessungen stimmen mit den Flügelmessungen vollständig überein.“

Ein ähnlicher Versuch, Vergleichsmessung mittels Salzlösung, Überfall und Flügel, wurde 1923 von Vreedenburgh an einem Wasserkraftwerk in Niederländisch Indien durchgeführt [13]. Flügel und Salzlösung ergaben genau denselben Wert von 1163 l/sek, während die Überfallmessung auch bei zwei anderen Versuchen, die aber nur zwischen Salzlösung und Überfall stattfanden, stets um 1,8—3,2 % kleinere Werte lieferte.

Dem Briefwechsel der Firma Ott mit einem amerikanischen Zivilingenieur aus dem Jahre 1913 sind folgende Angaben entnommen.

„Bei der Prüfung der Turbinen einer großen Wasserkraftanlage in den Vereinigten Staaten wurde die Wassermenge unmittelbar hinter dem Rechen mit einem Ott-Flügel in 102 Punkten gemessen und gleichzeitig im Unterwassergraben durch einen $117' 7\frac{3}{4}'' = 35,9$ m breiten Überfall ermittelt. Es ist dies wohl der größte jemals verwendete Meßüberfall! Die Formeln von Francis, Frese, Bazin und Braschmann gaben für den Überfall nur 1 % Unterschied unter sich und lieferten im Mittel 1232 cbf/sek = 34,93 cbm/sek. Die Flügelmessung ergab 1221 cbf/sek = 34,62 cbm/sek, also eine Übereinstimmung von 0,9 %, wobei noch zu beachten ist, daß das Meßprofil für den Flügel an sehr ungünstiger Stelle lag.

Bei einer anderen Turbinenprüfung im Jahre 1914 stimmte die Flügelmessung mit der Überfallmessung — es wurde ein $60' = 18,3$ m breiter Überfall verwendet — auf 0,5 % überein.“

Nach diesen Ergebnissen ist die Schlußfolgerung berechtigt, daß der hydrometrische Flügel bei richtiger Handhabung ein durchaus zuverlässiges Instrument für Wassermessungen ist und einen hohen Genauigkeitsgrad erwarten läßt [14].

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 14.

[1] Zu diesen Vorarbeiten gehört die Kenntnis der Wasserführung des Flusses mindestens während eines ganzen Jahres. Man bezeichnet diese auch kurz mit „Regime des Flusses“. Hier berühren sich die Aufgaben des Maschinen- und Bauingenieurs. Ohne die Kenntnis des Flußregimes läßt sich eine Wasserkraft wirtschaftlich nicht ausbauen, und um zu ihr zu gelangen, bedarf es einer fortlaufenden Überwachung der Pegelstände, am besten durch Schreibpegel [15], und einer Reihe von Wassermessungen bei den verschiedensten Pegelständen, um zu jedem Pegelstand die Wasserführung angeben zu können. Dazu trägt man in einem rechtwinkligen Koordinatensystem als Ordinaten die Pegelstände und als Abszissen die jeweils gemessenen Wassermengen auf und erhält so die „Konsumtionskurve“ oder „Schlüsselkurve“ des Flusses. Erst auf Grund dieser Angaben läßt sich die mittlere Brutto-Jahresleistung einer Wasserkraft, auch der ausbauwürdige Anteil berechnen, wenn noch das verfügbare Gefälle bekannt ist. Vgl. hierzu:

Handbuch der Ingenieurwissenschaften, III. Teil, 1. Bd. „Gewässerkunde“ 5. Auflage, Seite 388—397.

Brauer, R.: Praktische Hydrographie, Hannover 1907; Seite 92—96.

[2] Thoresen, H.: „Wassermessungen bei großen Wassermengen“, „Die Wasserkraft“, Jg. 19, S. 286 u. 241, 1924.

Derselbe: „Die Turbinen der Raanaasfoß-Wasserkraftanlage, Norwegen.“ Zeitschrift des Verbandes deutscher Ingenieure Bd. 68, S. 373, 1924.

[3] Regeln für Abnahmeversuche an Wasserkraftmaschinen. Aufgestellt vom V. d. I. und vom deutschen Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verband e. V. Berlin. V. D. I.-Verlag, Berlin 1921. Ziff. 42. Vgl. auch Kap. 15.

[4] Normen für Wassermessungen bei Durchführung von Abnahmeversuchen an Wasserkraftmaschinen. Aufgestellt vom Schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Verein. S. 24, 1924.

[5] Diese Aufgabe ist ein schönes Beispiel eines dreifachen Integrals. Bedeutet nämlich

c den Momentanwert der Wassergeschwindigkeit in einem Meßpunkt,
 t die Meßdauer in Sekunden,
 so ist zunächst

$$v = \frac{1}{t} \int_0^t c \, dt$$

die mittlere Geschwindigkeit in diesem Punkt. Ist ferner
 h die Wassertiefe der Vertikalen, auf der gemessen wird,
 dann ist

$$q = \int_0^h v \, dh = \frac{1}{t} \int_0^t \int_0^h c \, dt \, dh$$

der Inhalt der Vertikalgeschwindigkeitsfläche.

Bezeichnet schließlich

b die Breite des Wasserspiegels,

so ist

$$\int_0^b q \, db = \int_0^b \int_0^h v \, dh \, db = \frac{1}{t} \int_0^t \int_0^h \int_0^b c \, dh \, db \, dt = Q$$

der Inhalt der Wassermengenfläche bzw. die das Meßprofil sekundlich durchfließende Wassermenge.

[6] Dufour, H.: „Flügelwassermessungen in Druckrohrleitungen“. Schweizerische Bauzeitung, Bd. 84, S. 39, 1924.

[7] Ott, Dr.-Ing. L. A.: „Wassermessungen bei Wasserkraftanlagen“, Wasserkraftjahrbuch. S. 272—274, München: Pflaum, 1924.

[8] Ebenda, S. 274.

[9] Ott, Dr.-Ing. L. A.: „Theorie und Konstantenbestimmung des hydrometrischen Flügels“, Berlin: Julius Springer, 1924.

[10] Mitteilungen der Abteilung für Wasserwirtschaft. Nr. 9. „Die Schweizerische Prüfanstalt für hydrometrische Flügel“. Bern 1916.

[11] Staus, A.: „Die hydraulischen Einrichtungen des Maschinen-Laboratoriums der Staatl. Württ. Höheren Maschinenbauschule in Eßlingen am Neckar“ mit einem Anhang „Die Messung kleinster Wassergeschwindigkeiten mit dem hydrometrischen Flügel“. Berlin: Julius Springer 1925.



Abb. 111. Transportabler Schreibpegel.

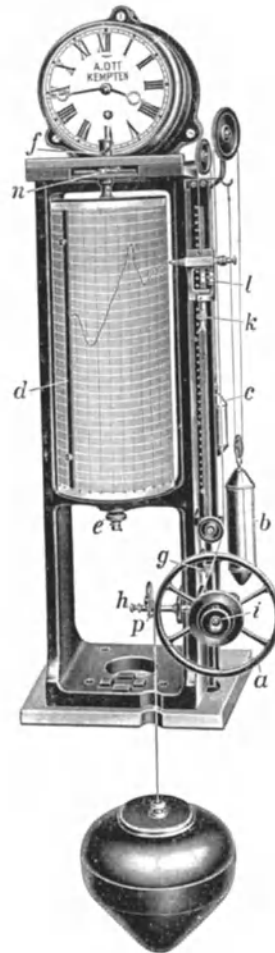


Abb. 112. Großer Schreibpegel.

[12] Mitteilungen der Abteilung für Wasserwirtschaft. Nr. 2, Bern 1913.

[13] Vreedenburgh, C. G. J.: „Über einige neue Anwendungen der chemischen Wassermeßmethode durch den Dienst für Wasserkraft und Elektrizität.“ De Waterstaats-Ingenieur, Nr. 5, 1923.

[14] Eine kritische Betrachtung über den Genauigkeitsgrad von Flügelmessungen mit eingehendem Literaturnachweis bis auf die neueste Zeit findet sich in Staus, A.: „Der Genauigkeitsgrad von Flügelmessungen bei Wasserkraftanlagen“. Berlin. Julius Springer 1926.

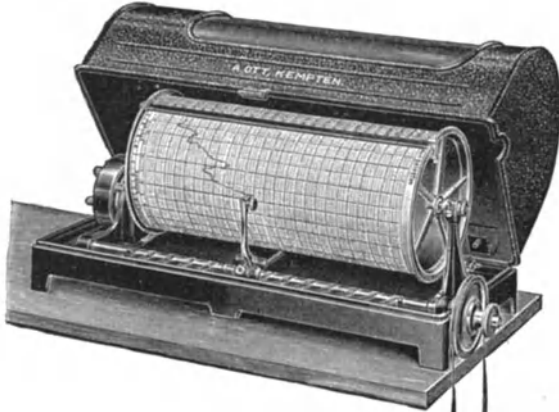


Abb. 113. Schreibpegel mit horizontaler Trommel.

[15] Schreibpegel (nach Ott'schen Ausführungen).

Die wesentlichen Bestandteile der bereits in Kapitel 13 erwähnten Schreibpegel sind ein Schwimmer mit einer durch ihn betätigten Schreibvorrichtung und eine mit Papier bespannte, durch ein Uhrwerk in Drehung versetzte Schreibtrommel. Je nach dem Verwendungszweck können diese beiden Hauptteile in verschiedener Weise angeordnet werden. Es seien nur dreierlei Ausführungen hier besprochen.

a) Transportabler Schreibpegel, Abb. 111. An den Schwimmer *a* ist mit einer Klemmhülse *g* eine Stange *b* in verstellbaren Führungen f_1, f_2 angesetzt. Der Schreibstift *d* am oberen Ende der Stange zeichnet die Spiegelschwankungen in natürlicher Größe auf die 300 mm hohe, mit Diagrammpapier bespannte Trommel *c* von 288 mm Umfang. Das Uhrwerk

in der Trommel dreht diese in 24 Stunden einmal um ihre Achse, so daß einer Stunde 12 mm Vorschub auf dem Papier entspricht.

b) Ein großer Schreibpegel für Daueraufstellung ist in Abb. 112 wiedergegeben. Der Schwimmer hängt an einem 0,6 mm starken Nickeldraht, der um das Schwimmerrad *a* geschlungen ist. Durch ein Gegengewicht *b* wird der Draht gespannt gehalten. Der Schreibkopf *l* sitzt auf einer Zahnstange, die durch austauschbare Zahnräder von der Achse des Rades *a* auf und ab bewegt wird. Je nach Wahl der Übersetzung kann die Spiegelschwankung in natürlicher Größe oder in verschiedenen Verjüngungen bis 1:20 aufgezeichnet werden. Bei einer Höhe der Trommel von 400 mm ist es also möglich, die Wasserstandsschwankung eines Flusses oder eines Behälters (z. B. eines Wasserschlosses) bis zu 8 m aufzuzeichnen. Auch die

Antriebsräder zwischen Uhr und Trommelachse sind austauschbar, so daß die Trommel sich schon in $1\frac{1}{4}$ oder mit Zwischenstufen erst in 32 Tagen einmal umdreht.

Solche Schreibpegel sind in allen Kulturländern zur fortlaufenden Überwachung der Wasserstände aller wichtigeren Flüsse aufgestellt. In ganz großen Ausführungen als sog. Flutmesser oder Mareographen dienen sie in Seehäfen zur Aufzeichnung der Gezeiten.

c) Die Schreibtrommel kann nach Abb. 113 auch horizontal angeordnet werden, wodurch der ganze Aufbau sehr einfach und gedrungen wird. Die nutzbare Trommellänge beträgt 250 mm, die Bewegung des Schreibhebels erfolgt je nach Wahl des Schwimerrades im Übersetzungsverhältnis 1 : 10 oder 1 : 20, so daß Schwankungen von 2,5 oder 5 m aufgezeichnet werden können. Die Trommel macht je nach den eingesetzten Zwischenrädern eine Umdrehung in $1\frac{1}{3}$, 8, 16 oder 32 Tagen, so daß der stündliche Papiervorschub 12, 2, 1 oder $\frac{1}{2}$ mm beträgt. — Dieser Pegel eignet sich sowohl für die Reise, wie auch für Daueraufstellung. Die Außenmaße sind 45/20/20 cm und das Gewicht beträgt mit Schwimmer und Gegengewicht nur 6,4 kg.

15. Leistungsversuche an Wasserturbinen.

Für die Durchführung von Leistungsversuchen an Turbinen sind in Deutschland, wenn nichts anderes vereinbart, vorerst noch die vom Verein deutscher Ingenieure zu Berlin und vom Deutschen Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verband e. V., Berlin, herausgegebenen Regeln für Abnahmeversuche an Wasserkraftmaschinen [1] maßgebend, die im wesentlichen alles enthalten, was bei solchen Versuchen zu beachten ist. Indem hiermit auf diese „Regeln“ verwiesen sei, sollen im Anschluß an sie nachstehend nur kurze Ergänzungen, meist praktische Winke gebracht werden.

Zu 7) und 25). Gefälle messung bei Überdruckturbinen in offenen Gerinnen.

Wie in den Regeln ausgesprochen, kann das Nutzgefälle hierbei ohne wesentlichen Fehler meist als der Höhenunterschied zwischen Oberwasser und Unterwasser angenommen werden, wenn die Zulaufgeschwindigkeit im Obergraben gleich der Abflußgeschwindigkeit im Untergraben ist. Zur bequemen Bestimmung richtet man sich im Oberwasser und Unterwasser zwei Schwimmerpegel ein, Abb. 114a, deren Zeiger an zwei festen Maßstäben entlang gleiten (vgl. Abb. 88 u. 89 in Kap. 14, e, I).

Es bedeute H = Gefälle

a_o = Angabe des Oberwasserpegels, wenn der gleichzeitig gemessene Abstand des Oberwasserspiegels von einer beliebig gewählten horizontalen Ebene = h_o ist.

a_u = Angabe des Unterwasserpegels, wenn der gleichzeitig gemessene Abstand des Unterwassers von derselben horizontalen Ebene = h_u ist.

Dann ist

$$H = h_u - h_o$$

und

$$h_u = C_u - a_u$$

$$h_o = C_o - a_o,$$

worin C_u und C_o Konstante sind und den Abstand der Wasserspiegel von der horizontalen Ebene darstellen, wenn die Pegelangaben = 0 sind. Es wird also sein: $C_u = h_u + a_u$ und $C_o = h_o + a_o$.

Setzen wir die Werte für h_u und h_o in die erste Gleichung ein, so ergibt sich

$$H = C_u - a_u - C_o + a_o,$$

oder

$$H = C_u - C_o + a_o - a_u.$$

Bildet man eine neue Konstante

$$C_u - C_o = C,$$

so wird

$$H = C + a_o - a_u.$$

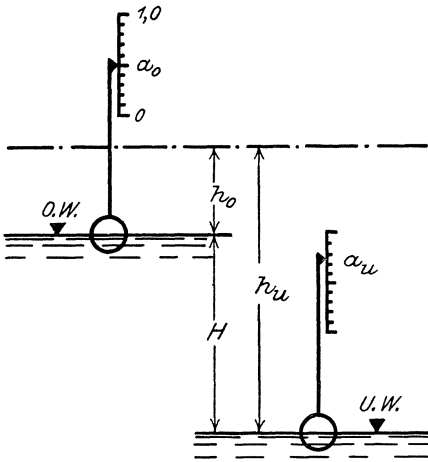


Abb. 114 a. Messung des Spiegelgefälles.

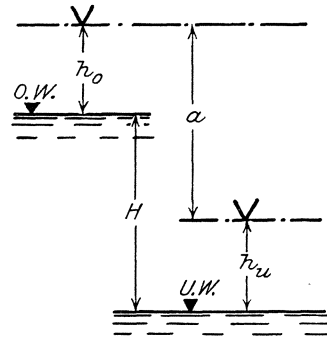


Abb. 114 b.

Dabei ist zu beachten, daß die Nullpunkte der festen Maßstäbe unten liegen, mit zunehmendem Wasserstand auch die Pegelablesungen wachsen. In hiervon abweichenden Anordnungen müssen die Vorzeichen für die a_o und a_u entsprechend eingesetzt werden.

Zweckmäßig wird man den beliebig zu wählenden Horizont über das Oberwasser legen. Bei kurzen Entfernungen der beiden Pegel genügt hierzu oft eine Setzlatte mit Wasserwaage; sind die Entfernungen größer oder die örtlichen Verhältnisse ungünstig, so nimmt man ein Nivellierinstrument zu Hilfe.

Sollte die Einrichtung von Schwimmerpegeln aus irgendwelchen Gründen unzulässig sein, so bezeichnet man sich über dem Ober- und Unterwasser an geeigneter Stelle zwei Festpunkte — eingeschlagene Nägel oder horizontale Risse an festen Wänden —, mißt ihren senkrechten Abstand a und sticht von diesen Punkten während der Versuche in passend erscheinenden Zeiten mit einem feststehenden Maßstab auf die Wasserfläche herunter, Abb. 114 b. Das Gefälle ist dann

$$H = a + h_u - h_o.$$

Zu 30) bis 37). Über die Überfallmessung findet sich in Kap. 13 Näheres. Nach den dort gemachten Ausführungen kann der Messung mit dem rechteckigen Überfall keine große Zuverlässigkeit zugesprochen werden, nachdem die Gleichungen, der in Kap. 3 erwähnten Autoren bei Überfallhöhen von beispielsweise 0,30—0,10 m Unterschiede von 2,6 bis 6,0% in den Wassermengen ergeben. Man wird daher nur im Notfall zur Überfallmessung greifen, sich aber vorher einigen müssen, nach welcher Formel gerechnet werden soll. Nach den neuesten Untersuchungen von W. Hahn im Wasserkraft-Jahrbuch 1925, S. 260 ff. verdienen die Formeln von Rehbock und vom S.I.A. das meiste Vertrauen.

Die Einrichtung eines Überfalls ist auch nicht überall einfach und billig und verursacht meist auch einen Gefälleverlust, der um so mehr ins Gewicht fällt, je kleiner das Spiegelgefälle ist. — Die Überfallhöhe muß sehr genau ermittelt werden, weil wie a. a. O. erläutert, gerade beim rechteckigen Überfall der Relativfehler mit zunehmender Überfallhöhe stark wächst. Überfallmessungen sind nur dann zuverlässig, wenn der Überfall geeicht werden kann.

Zu 35) bis 37). In Kap. 14 findet sich alles, was bei Flügelmessungen zu beachten ist. Bei einer günstigen Wahl der Meßstelle, bei Vermeidung solcher Querschnitte, in denen etwa auftretende Schrägströmungen über 15° — 20° von der normalen Richtung vorkommen, — in Meßprofilen mit stellenweise rückläufiger Strömung ist ein richtiges Ergebnis nur schwer zu erreichen —, ist die Flügelmessung von viel größerer Zuverlässigkeit, als vielfach angenommen wird, jedenfalls genauer, als die Überfallmessung mit ihrem unsicheren Koeffizienten μ .

Zu 43) und 44). Von der Schirmmessung wird wegen ihrer erheblichen Einrichtungskosten, mit ganz vereinzelt Ausnahmen nur in Laboratorien Gebrauch gemacht. Ihre Genauigkeit kann sehr groß sein, der Meßfehler wird unter bestimmten, von dem Fahrwiderstand des Schirms und der Wassergeschwindigkeit abhängigen Bedingungen = Null, wie Mann [2] nachgewiesen hat, doch wachsen die Fehler gerade bei sehr kleinen Geschwindigkeiten, beispielsweise unter 6 cm/sek, außerordentlich bis zu 10% und mehr, was auch durch Versuche des Verfassers bestätigt wurde. Wir kommen auf diesen Punkt weiter unten noch näher zurück.

Zu 45) bis 54). Die Bremsung von Turbinen mit dem Pronyschen Zaum kommt nur bei Leistungen bis etwa 300 PS in Betracht. Bei den großen Turbinen der neueren Wasserkraftanlagen handelt es sich zumeist um viel höhere Leistungen, bis zu Tausenden von PS, und diese Turbinen sind in der Regel mit elektrischen Generatoren direkt gekuppelt. Hier ist also das in 51) besprochene Verfahren das fast einzig mögliche und weitaus bequemste. Eine Unsicherheit in dem auf diese Weise ermittelten Wirkungsgrad der Turbinen von selbst $\pm 1\%$ spielt praktisch kaum eine Rolle.

Zahlenbeispiel 1.

Leistungsversuche an einer Francisturbine [3].

(Wassermessung mit dem hydrometrischen Flügel.)

Der Konstruktion der von der Firma Escher Wyss & Cie., Zürich, gebauten Turbine lagen folgende normalen Werte zugrunde:

Gefälle	$H = 4,40 \text{ m,}$
Wassermenge	$Q = 4,935 \text{ cbm/sek,}$
Bremsleistung	$N = 220 \text{ PS,}$
Drehzahl	$n = 98,4 \text{ in 1 Minute.}$

Für die Bremsversuche an der ausgeführten Turbine wurde auf die vertikale Welle der Turbine eine Bremsscheibe aufgesetzt. Die Bremshebellänge betrug $r = 2,866 \text{ m}$ und wirkte mit einem Winkelhebel von $1 : 2,5$ auf die Brücke einer Dezimalwaage. Das einseitige Übergewicht des Winkelhebels wurde zu 82 kg bestimmt und bei der wirksamen Bremslast G entsprechend berücksichtigt. Die Bremsleistung ist daher

$$N = \frac{2\pi \cdot 2,866 \cdot 2,5}{60 \cdot 75} n \cdot G = 0,01 \cdot n \cdot G.$$

Die Wassermessung erfolgte im Oberwassergraben in 7 bzw. 8 Vertikalen und in 5 Horizontalen, somit in 35 bzw. 40 Punkten des Profils. Die Verteilung der Meßpunkte geht aus Abb. 115a bis c hervor, in die auch die Wassermengenkurven eingezeichnet sind [4]. Abb. 116 gibt sämtliche bei den einzelnen Versuchen erhaltenen Geschwindigkeitskurven wieder.

Die Drehzahl wurde alle 5 Minuten bestimmt, ebenso oft das Gefälle durch Abstecken von zwei Punkten über dem Oberwasser und dem Unterwasser, deren gegenseitige Höhenlage durch Nivellement bekannt war.

In dieser Weise wurde die Turbine bei einer Beaufschlagung von $\beta = \frac{2}{4}, \frac{3}{4}$ und $\frac{4}{4}$ untersucht. Die Beobachtungswerte sind in Abb. 117 in Abhängigkeit von der Zeit aufgetragen. Hiermit berechnen sich zunächst die Versuchsergebnisse der Zahlentafel 20. Es bedeutet darin noch außer den bereits bekannten Größen

$$N_i = \frac{1000 Q \cdot H}{75}$$

die im Wasser verfügbare Energie und

$$\eta = N : N_i$$

den Wirkungsgrad der Turbine.

Da das Gefälle nicht genau demjenigen entsprach, wie es der Konstruktion zugrunde gelegt war, so sind die Versuchsergebnisse auf $H = 4,40 \text{ m}$ umzurechnen. Bezeichnet man die Versuchswerte mit H, Q, n, G und N , die umgerechneten Werte mit H', Q', n', G' und N' , so gilt nach Ziffer 21 der „Regeln“

$$\frac{Q'}{Q} = \sqrt{\frac{H'}{H}}, \quad \text{woraus } Q' = Q \sqrt{\frac{H'}{H}},$$

oder beispielsweise in Anwendung auf Versuch I

$$Q = 2,865 \sqrt{\frac{4,400}{4,535}} = 2,822 \text{ cbm/sek.}$$

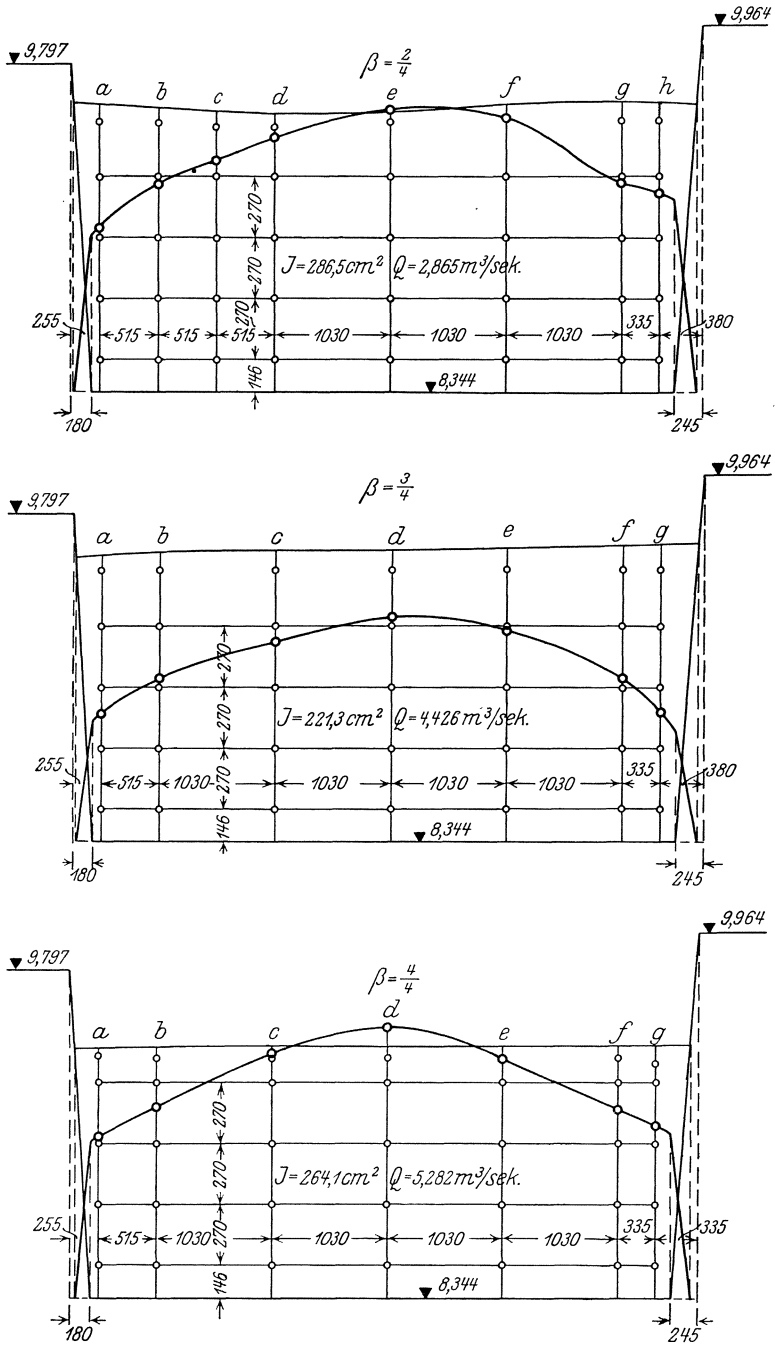


Abb. 115 a—c. Wassermessung bei einer Turbinenmessung.

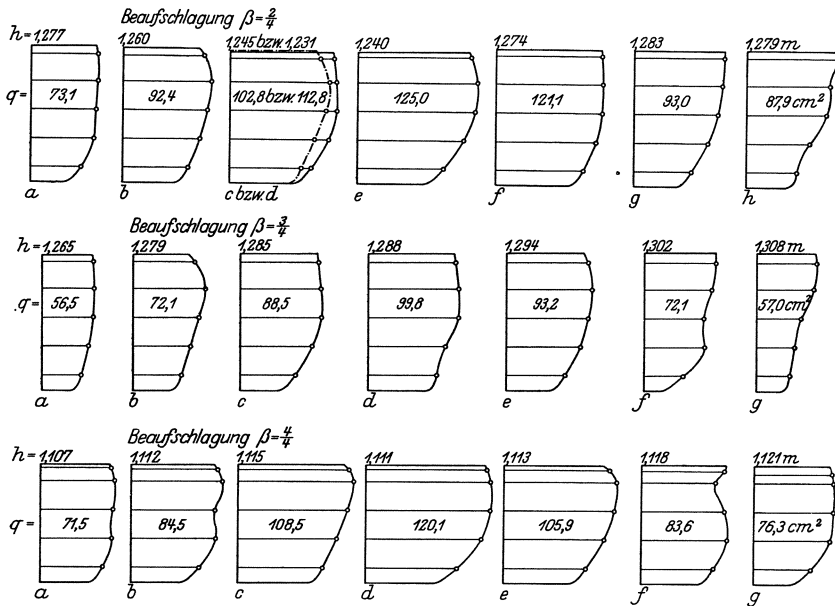


Abb. 116. Vertikalgeschwindigkeitskurven zu Abb. 115 a—c.

Ferner gilt für die Drehzahl

$$\frac{n'}{n} = \sqrt{\frac{H'}{H}}; \text{ woraus } n' = n \sqrt{\frac{H'}{H}}$$

oder für Versuch I

$$n = 100,1 \sqrt{\frac{4,400}{4,535}} = 98,6.$$

Zahlentafel 20

Nr. des Versuchs	β	G kg	n in 1 Min.	N PS	H m	Q cbm/sek	Ni PS	η
I	$\frac{2}{4}$	143	100,1	143,1	4,535	2,865	173,3	0,827
II	$\frac{3}{4}$	218	102,8	224,0	4,348	4,426	256,3	0,874
III	$\frac{4}{4}$	238	100,0	238,0	4,108	5,282	289,5	0,823

Bei der Umrechnung der Bremsleistung ist zu berücksichtigen, daß sich die Umfangskraft oder das Drehmoment proportional mit dem Gefälle ändert, so daß

$$\frac{G'}{G} = \frac{H'}{H} \text{ wird, woraus } G' = G \cdot \frac{H'}{H}$$

oder für Versuch I

$$G' = 143 \frac{4,400}{4,535} = 138,8 \text{ kg.}$$

Die umgerechneten Werte sind in Zahlentafel 21 zusammengestellt.

Zahlentafel 21

Nr. des Versuchs	β'	G' kg	n' in 1 Min	N' PS	H' m	Q' cbm/sek	N'_2 PS	μ'
I	$\frac{2}{4}$	138,8	98,6	136,9	4,400	2,822	165,6	0,827
II	$\frac{3}{4}$	220,6	103,4	228,1	4,400	4,453	261,2	0,874
III	$\frac{4}{4}$	255,0	103,5	263,9	4,400	5,470	320,8	0,823

Die Q' - und η' -Werte der Zahlentafel 21 sind in Abb. 118 in Abhängigkeit von N' aufgetragen. —

Soll nur die Bremsleistung N auf das Normalgefälle umgerechnet werden, so kann dies auch unmittelbar geschehen. Es ist nämlich

$$\frac{N'}{N} = \frac{G' \cdot n'}{G \cdot n} = \frac{H'}{H} \sqrt{\frac{H'}{H}},$$

woraus folgt

$$N' = N \frac{H'}{H} \sqrt{\frac{H'}{H}}.$$

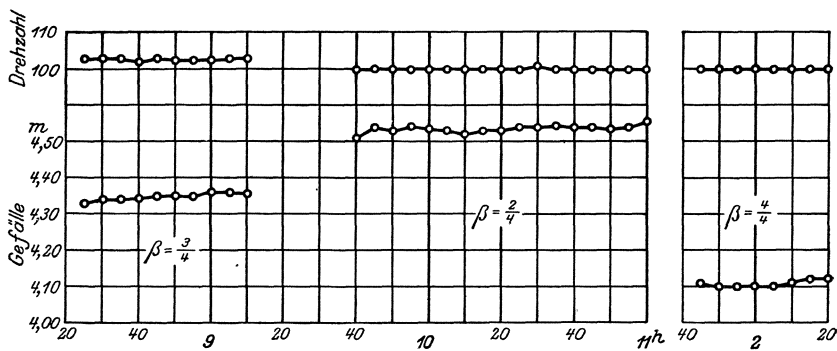


Abb. 117. Beobachtungswerte bei einer Turbinenbremsung.

Zahlenbeispiel 2.

Die 10 PS-Francis-Versuchsturbine des Eßlinger Laboratoriums.
(Wassermessung mit Schirm.)

Große Turbinenfabriken, wie Voith in Heidenheim, Escher Wyss & Cie. in Ravensburg und Zürich, Briegleb, Hansen & Co. in Gotha, haben ihre vorzüglich eingerichteten Versuchsanstalten, die für Niederdruckturbinen entweder an natürlichen Flußläufen liegen, oder mit künstlichem Wasserumlauf arbeiten, was auch bei Hochdruckturbinen das Gegebene ist. Für das eingehende Studium dieser Musteranstalten verweisen wir auf die entsprechenden Veröffentlichungen [5]. Die Wassermessung in diesen Laboratorien geschieht durch den Überfall oder mit dem Schirm, da die Flügelmessung viel zu zeitraubend wäre. Der künstliche Wasserumlauf durch Kreiselpumpen hat den großen Vorzug, daß man Gefälle und Wassermenge den Versuchsbedingungen anpassen kann. Auch ist die ganze Versuchsanlage örtlich unabhängig, weil an keinen Flußlauf gebunden.

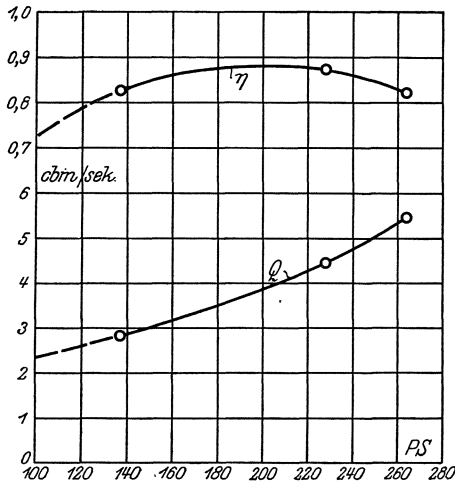


Abb. 118. Versuchsergebnisse einer Turbinenbremsung.

Bezieht man das Wasser aus einem natürlichen Fluß, so ist der Betrieb zwar billig, aber man ist nicht nur von dem jeweiligen Pegelstand des Flusses, sondern auch vom verfügbaren Gefälle abhängig, was trotz des billigen Betriebes doch als das größere Übel zu betrachten ist. —

Das Eßlinger Laboratorium besitzt eine kleine Versuchsturbinen-Anlage mit Schirmmeßeinrichtung, die hier kurz beschrieben werden möge [6].

Die allgemeine Anordnung zeigt Abb. 119. An den Wehrneckerkanal ist, durch die Einlaßschleuse *A* absperrenbar, der Meßkanal *B* angeschlossen, der in der Kammer über der Turbine *C* mündet. Die Turbine, um diese zunächst zu beschreiben, ist eine von der Firma I. M. Voith in Heidenheim gebaute 10-PS-Francis-Turbine mit drehbaren Leitschaufeln und stehender Welle. — Zur Bestimmung

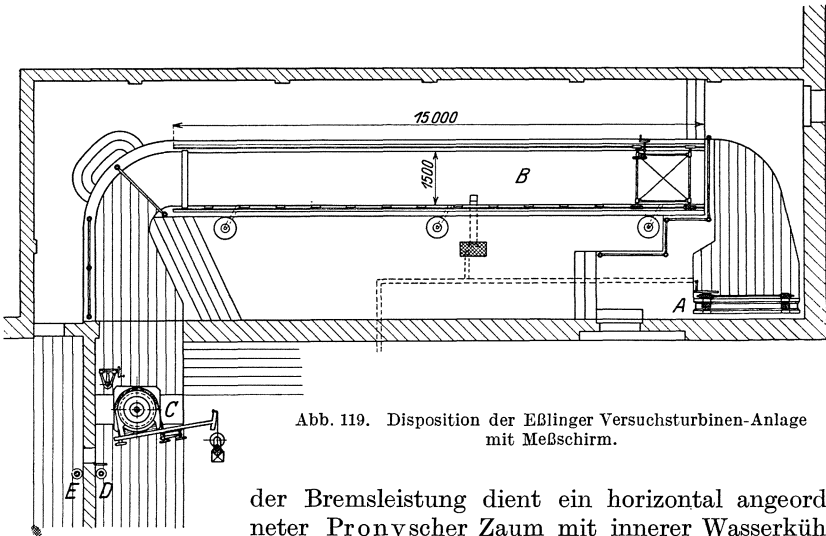


Abb. 119. Disposition der Eßlinger Versuchsturbinen-Anlage mit Meßschirm.

der Bremsleistung dient ein horizontal angeordneter Pronyscher Zaum mit innerer Wasserkühlung. Er ist an der Decke aufgehängt und wird durch Gewichte belastet, die an einem dünnen Drahtseil hängen, das über eine auf Kugellagern laufende Rolle geführt ist. Die Bremse besitzt Grob- und Feinregulierung von Hand. Eine Zeichnung dieses Bremszaumes ist in Abb. 27, Kap. 9, c gegeben.

Für die Roheinstellung der Drehzahl dient ein Tachometer, für die genaue Bestimmung der Dreihelbchronograph, dessen einer Hebel bei jeder Umdrehung der Turbinenwelle durch einen mit ihr verbundenen Kontakt betätigt wird. Der zweite Hebel liegt im Stromkreis einer Sekundenuhr und markiert die Sekunden.

Für das Gefälle sind in besonderen, dicht nebeneinander liegenden Schächten Schwimmerpegel für Ober- und Unterwasser vorgesehen, deren Angaben in Beziehung zum Gefälle festgestellt werden, wobei eine über diese beiden Schächte horizontal fest verlegte Flacheisenschiene als Horizont dient.

Die Versuche werden in der Regel so durchgeführt, daß bei einer bestimmten Leitschaufelöffnung die Turbine schrittweise von Null bis zum Stillstand belastet, und für jede Belastungsstufe Drehzahl, Gefälle, Bremslast und Wassermenge ermittelt wird. Man erhält so die Charakteristik der Turbine für die betreffende Leitschaufelöffnung.

Die Bestimmung der Wassermenge erfolgt durch die

Schirmmessung.

Der Oberwasserkanal der Turbinenanlage ist auf etwa 15 m genau geradlinig und horizontal mit rechteckigem Querschnitt ausgeführt. Auf den Seitenwänden befindet sich parallel mit dem Kanal ein ebenfalls genau horizontal verlegtes Geleise, auf dem ein leicht beweglicher, auf Kugellagern laufender Wagen rollt. An diesem Wagen hängt pendelnd ein Schirm, der von Hand in den Kanal soweit abgelassen werden kann, daß er den ganzen Kanalquerschnitt bis auf einen rund 5 mm betragenden Spielraum ausfüllt. In dieser Lage sperrt der Schirm den ganzen Kanalquerschnitt ab, und er soll sich nun mit der mittleren Wassergeschwindigkeit über dem Kanal auf seinem Geleise vorwärts bewegen. Seine Geschwindigkeit wird dadurch selbsttätig gemessen, daß der Wagen eine Reihe von 10 Kontakten schließt, die genau in 1 m Abstand aufeinander folgen. In dem Stromkreis dieser Kontakte liegt der dritte Hebel des vorerwähnten Chronographen, so daß neben den Zeichen für die Zeit und die Umdrehungen auch noch die Augenblicke aufgezeichnet werden, wann der Schirm jeweils um 1 m vorgerückt ist. Daraus läßt sich seine Geschwindigkeit v berechnen.

Da die Wassermenge $Q = F \cdot v$ ist, so ist nur noch erforderlich, den Wasserquerschnitt $F = \text{Breite} \times \text{Tiefe}$ im Meßkanal zu ermitteln. Die Breite ist unveränderlich. Die Tiefe wechselt und kann an einem seitlich des Meßkanals angeordneten Pegel abgelesen werden. Der Zeiger dieses Pegels kann so eingestellt werden, daß seine Ablesung unmittelbar die Wassertiefe im Meßkanal angibt. Zu diesem Zweck füllt man den Kanal mit Wasser, wartet bis sein Spiegel sich beruhigt hat, mißt die Wassertiefe und stellt den Pegel auf dieselbe Höhe ein, oder man bestimmt den Indexfehler.

Das Ablassen des Schirmes soll mit der hierfür vorgesehenen Handkurbel — ohne diese loszulassen — am obersten Ende des Geleises erfolgen, damit sich etwa einstellende Schwankungen und Unregelmäßigkeiten im Wasserstrom ausgeglichen haben, bis der Schirm nach 4 m

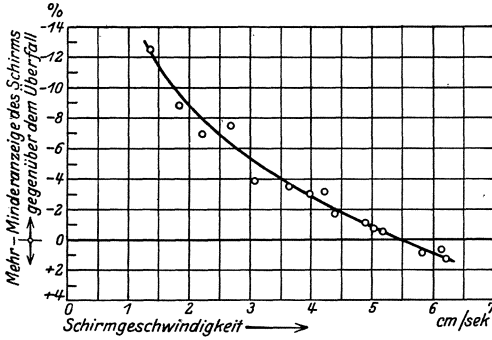


Abb. 120. Fehlerkurve des Meßschirms.

Weg den ersten Kontakt erreicht. Am Ende der 9 m langen Meßstrecke angelangt, wird der Schirm wieder von Hand aufgewunden und in seine Anfangsstellung zurückgeführt.

Wie leicht zu erkennen, leistet die Schirmmessung ganz außerordentliches. Ein Gefälleverlust, wie bei der Überfallmessung, ist

vermieden. Eine Messung ist in Minuten und selbst Bruchteilen davon erledigt. Die vollständige Untersuchung einer Turbine erfordert daher nur 2–3 Stunden, wozu bei der Flügelmessung fast ebenso viele Tage notwendig wären, ganz abgesehen von dem Aufwand an Zeit für die rechnerische Auswertung der Flügelmessung, die bei der Schirmmessung auf ein Mindestmaß verringert ist.

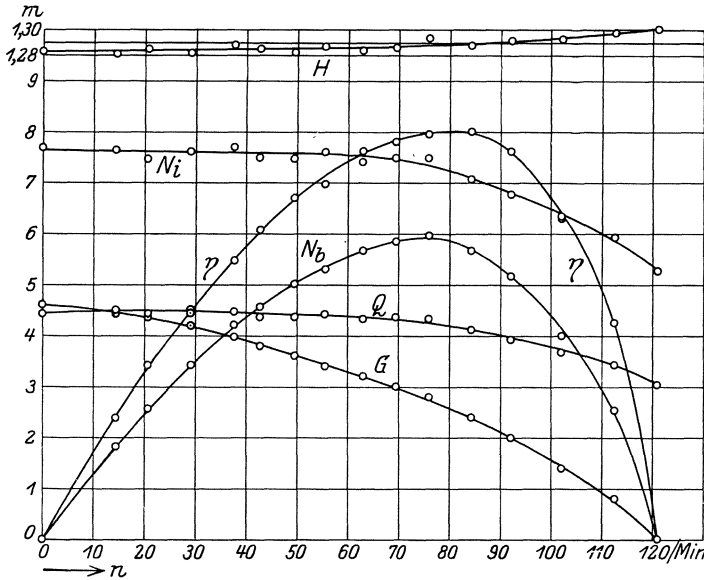


Abb. 121. Charakteristik der 10-PS-Francis-Turbine bei 30 mm Leitschaufelöffnung.

Die Frage, welcher Genauigkeitsgrad der Schirmmessung innewohnt, wurde von Mann in seiner Dissertation systematisch untersucht. Das Ergebnis seiner Arbeit faßt Mann in die Gleichung zusammen:

$$Q_t = Q_r \left[1 + \sigma \left\{ \frac{0,07915}{v} + 1412 \right\} (\sqrt{P} - 0,548) \right],$$

worin Q_t die tatsächlich fließende Wassermenge in cbm/sek,
 Q_r die rechnermäßig sich aus Schirmgeschwindigkeit und
 Wasserquerschnitt sich ergebende ist,
 σ das Verhältnis von Spaltfläche zu Wasserquerschnitt,
 v die Schirmgeschwindigkeit in m/sek und
 P den Fahrwiderstand des Schirmwagens in kg bedeutet.

Diese Gleichung gilt zunächst nur für den von Mann untersuchten Schirm des Darmstädter Laboratoriums. Nach seinen Ergebnissen vermutet Mann, „daß jede Meßschirmeinrichtung nur eine bestimmte Wassermenge richtig mißt, während bei anderen Schirmgeschwindigkeiten gemessene Wassermengen von der tatsächlichen abweichen und entweder zu klein oder zu groß gemessen werden“ und ferner „wurde für die benutzte Versuchseinrichtung festgestellt, daß bei dem normalen Fahrwiderstand $P = 0,30$ kg des Schirms mit großer Wahrscheinlichkeit die rechnermäßigen Wassermengen Q_r gleich den tatsächlichen Q_t sind bzw. um höchstens 1% von denselben im normalen Benutzungsgebiet der Anlage, um mehr eventuell nur bei sehr kleinen oder verhältnismäßig sehr großen zu messenden Wassermengen abweichen“.

Auch vom Verfasser wurden bei anderer Gelegenheit [7] Versuche zur Bestimmung der Fehlergröße bei der Schirmmessung durchgeführt. Die Ergebnisse, die aus den a. a. O. erläuterten Gründen vorerst nur eine Übersicht geben können, sind in Abb. 119 graphisch dargestellt und decken sich der Größenordnung nach mit den Mannschen Zahlen.

In Zahlentafel 22 sind die Beobachtungswerte und Versuchsergebnisse eines Leistungsversuches an der 10-PS-Francis-Turbine bei 30 mm Leitschaufelöffnung und eine graphische Darstellung der Versuchsergebnisse, die Charakteristik, in Abb. 121 wiedergegeben.

Hierzu ist noch folgendes zu bemerken.

Die Bremsleistung berechnet sich aus der Formel

$$N_b = \frac{2\pi r n G}{60 \cdot 75} = 0,002806 n G,$$

worin r = Bremshebellänge in m = 2,010,
 n = Drehzahl in 1 Minute,
 G = Bremslast in kg bedeutet.

Das Gefälle berechnet sich in der oben angegebenen Weise aus

$$H = C + a_o - a_u,$$

worin die Konstante bei dem Versuch zu $C = 1,218$ ermittelt wurde.

Die Breite des Meßkanals beträgt 1,500 m.

Führt man diese Versuche bei allen Leitschaufelöffnungen durch, so lassen sich die Ergebnisse zu Variationsflächen vereinigen; Abb. 122 zeigt den Zusammenhang zwischen Drehzahl, Leitschaufelöffnung und Bremsleistung, Abb. 123 den Zusammenhang zwischen Drehzahl, Leitschaufelöffnung und Wirkungsgrad.

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 15.

[1] Die „Regeln“ sind 1926 in zweiter Ausgabe erschienen und vom V. D. I.-Verlag Berlin, Beuthstraße, zu beziehen. Von einem Abdruck der „Regeln“ wurde teils wegen ihres Umfanges, teils deswegen Abstand genommen, weil

Zahlentafel 22. Beobachtungswerte.

Nr. des Versuchs	Zeit h min	Leitsch.- öffnung in mm	Angabe des Tacho- meters	Brems- last in kg	Pegelabesungen			Be- merkungen
					Meß- kanal mm	Ober- wasser a_o mm	Unter- wasser a_u mm	
110	3 15	30	120	0	778	753	668	Bremshebel- länge 2,010 m
111	3 20		111	8	773	748	668	
112	3 24		101	14	769	743	668	
113	3 26		92	20	767	742	668	
114	3 29		83	24	766	739	669	
115	3 32		75	28	771	745	669	
116	3 35		69	30	763	737	669	
117	3 37		62	32	763	735	669	
118	3 40		55	34	768	738	669	
119	3 42		—	36	762	737	671	
120	3 43		—	38	761	737	670	
121	3 45		—	40	766	742	672	
122	3 47		—	42	762	737	673	
123	3 48		—	44	764	739	672	
124	3 54		—	45	764	736	673	
125	3 56	—	46	763	737	672		

Versuchsergebnisse.

Nr. des Versuchs	Meßkanal			Spiegel- gefälle H in m	Touren- zahl n in 1 min	Verfü- gbare Lei- stung N_i in PS	Brems- leistung N_b in PS	Wirkungs- grad η $N_b : N_i$
	Wasser- tiefe h in m	mittlere Geschwin- digkeit v in m/sk	Wasser- menge Q in cbm/sk					
110	0,778	0,2600	0,340	1,303	120,9	5,28	0	0,000
111	0,773	0,2964	0,344	1,298	112,5	5,94	2,53	0,425
112	0,769	0,3193	0,368	1,293	102,0	6,35	4,00	0,630
113	0,767	0,3420	0,394	1,292	92,1	6,78	5,17	0,762
114	0,766	0,3588	0,413	1,288	84,3	7,07	5,68	0,800
115	0,771	0,3750	0,434	1,294	75,9	7,49	5,96	0,796
116	0,763	0,3630	0,437	1,286	69,5	7,49	5,85	0,781
117	0,763	0,3780	0,433	1,284	63,0	7,41	5,66	0,763
118	0,768	0,3840	0,443	1,287	55,6	7,60	5,30	0,697
119	0,762	0,3820	0,437	1,282	49,6	7,47	5,01	0,670
120	0,761	0,3830	0,438	1,285	42,8	7,50	4,56	0,608
121	0,766	0,3900	0,448	1,288	37,6	7,70	4,22	0,548
122	0,762	0,3890	0,445	1,282	29,1	7,61	3,43	0,450
123	0,764	0,3800	0,436	1,285	20,7	7,47	2,56	0,342
124	0,764	0,3900	0,447	1,281	14,45	7,64	1,83	0,239
125	0,763	0,3880	0,444	1,283	0	7,69	0	0,000

voraussichtlich die „Regeln“ in absehbarer Zeit durch „Normen“ von internationaler Geltung ersetzt werden.

[2] Mann, V.: Beitrag zur Kenntnis der Wassermessung mittels Meßschirms. München und Berlin: Oldenbourg, 1920.

[3] Die Unterlagen für den hier mitgeteilten Versuch wurden in entgegenkommender Weise von der Firma Escher Wyss & Cie., Zürich, zur Verfügung gestellt.

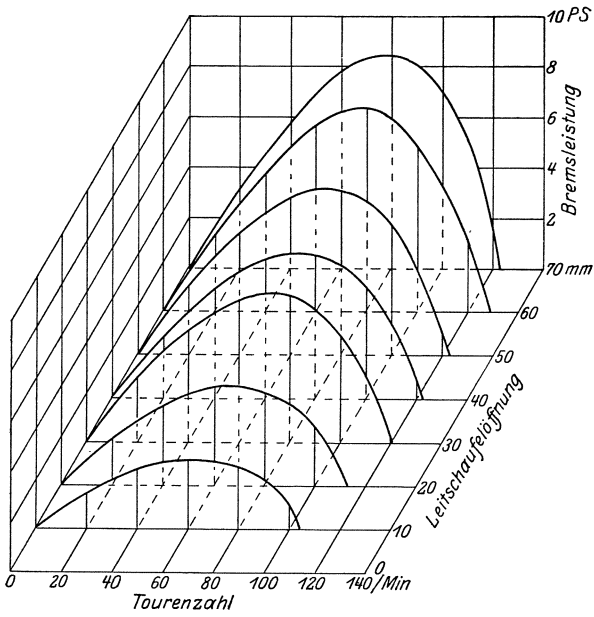


Abb. 122. Variationsfläche der 10-PS-Francis-Turbine.

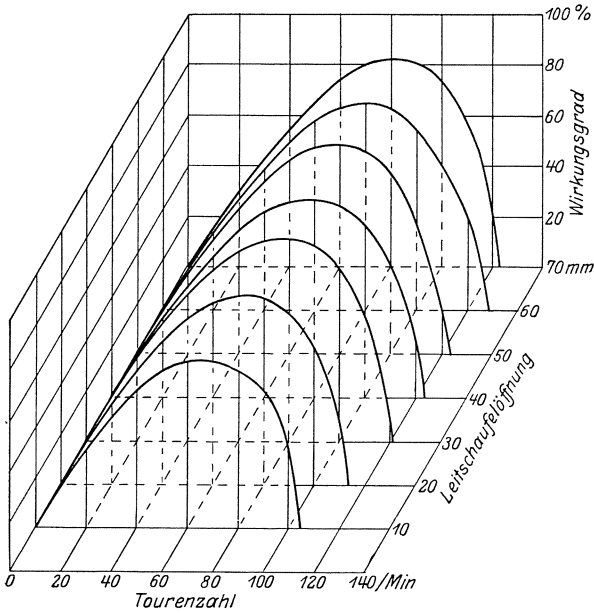


Abb. 123. Variationsfläche der 10-PS-Francis-Turbine.

- [4] In den Abbildungen 115 a—c, ist nicht, wie in Kap. 14 angegeben, eine mittlere Wassertiefe eingezeichnet, sondern die bei der Aufnahme der Vertikalgeschwindigkeitskurven in den betreffenden Profilen jeweils gemessene Wassertiefe, wodurch sich der nicht horizontale Verlauf der Wasserspiegelinie erklärt.
- [5] Oesterlen, F.: Die Turbinenversuchsanstalten und die Wasserkraftwerke mit Wasserkraftspeicher der Firma J. M. Voith, Z. d. V. d. I. 1909, Bd. 53, Heft 45—48.
 Thoma, D.: Die Versuchsanstalt für Wasserturbinen in Gotha. Festschrift anlässlich des 50 jährigen Bestehens der Firma Briegleb, Hansen & Co. Gotha 1910.
- Dubs, R.: Die neue Wasserturbinen-Versuchsanstalt der A.-G. der Maschinenfabriken Escher Wyß & Cie. Schweizerische Bauzeitung Bd. 80, Nr. 21, 1922.
- [6] Staus, A.: Die hydraulischen Einrichtungen des Maschinen-Laboratoriums der Württ. Höheren Maschinenbauschule Eßlingen a. N. mit einem Anhang: Die Messung kleinster Wassergeschwindigkeiten mit dem hydro-metrischen Flügel. Berlin: Julius Springer, 1925.
- [7] Ebenda, S. 30 und 31.

16. Leistungsversuche an Kolbenpumpen.

Leistungsversuche an Kolbenpumpen bezwecken die Feststellung folgender Werte:

1. Leistungsverbrauch,
2. wirkliche Fördermenge,
3. Förderhöhe,
4. indizierte Leistung.

Hieraus lassen sich dann sämtliche Wirkungsgrade im Vergleich zu den gegebenen Abmessungen der Pumpe und den Höhenlagen der Wasserspiegel berechnen.

a) Leistungsverbrauch.

Die Messung des Leistungsverbrauchs hängt von der Antriebsweise der Pumpe ab und läßt sich nicht immer mit voller Schärfe durchführen.

Der Leistungsverbrauch kann auch bei ein und derselben Pumpe außerordentlich wechseln, was fast ausschließlich auf die Behandlung der Stopfbüchsen zurückzuführen ist. Eine zu stark oder schief angezogene Packung vermehrt den mechanischen Widerstand erheblich, ohne daß es jederzeit sofort bemerkt wird. Denn die dabei auftretende Reibungswärme wird von dem Wasser fast unmerklich aufgenommen, und das ist das Gefährliche dabei.

Kolbenpumpen werden von allen möglichen Kraftmaschinen angetrieben: Wasserrädern, Wasser- und Windturbinen, Wassersäulenmaschinen, Dampf-, Gas- und Ölmaschinen, Elektromotoren. Sie können mit diesen Kraftmaschinen unmittelbar oder mittelbar durch Seil-, Riemen- oder Zahnradgetriebe gekuppelt sein.

Bei den mittelbar angetriebenen Pumpen geht immer ein Teil der von der Kraftmaschine abgegebenen Leistung in dem Antrieb verloren, und gerade dieser Anteil ist es, der häufig die Bestimmung des Leistungsverbrauchs unsicher macht.

Am einfachsten liegen die Verhältnisse, wenn die Pumpe unmittelbar mit einem Gleichstrommotor gekuppelt ist. Denn der Stromverbrauch in Watt — das Produkt von Volt und Ampere — gibt unter Be-

rücksichtigung des Motorwirkungsgrades, der bekannt sein muß oder durch einen besonderen Bremsversuch festgestellt werden kann, sofort die vom Motor abgegebene bzw. von der Pumpe aufgenommene Leistung.

Noch einfacher wird die Rechnung, wenn statt des Wirkungsgrades des Motors das Verhältnis von Wattverbrauch zu Bremsleistung einer graphischen Darstellung für den ganzen Leistungsbereich des Motors entnommen werden kann. In Ermangelung geeigneter Meßinstrumente genügt oft auch die Feststellung des Wattverbrauchs durch einen guten Elektrizitätszähler, was unter Umständen bei dem stark wechselnden Drehmoment bei Pumpenbetrieb ohne Schwungmasse sogar Vorteile bietet.

Bei Dreh- und Wechselstromantrieb ist diese Bestimmung ungleich schwieriger und ohne besondere Meßinstrumente und Kenntnis der Meßverfahren exakt nicht möglich. Annähernd läßt sich der Leistungsverbrauch aus den Angaben eines guten Elektrizitätszählers berechnen.

Arbeitet der Motor mittels Riemens auf die Pumpe, so ist von der vom Motor abgegebenen Leistung noch der Verlust im Riemenbetrieb abzuziehen.

Dieser Verlust setzt sich aus folgenden Einzelverlusten zusammen:

1. Gleitverlust (Riemenschlupf),
2. Riemensteifigkeit,
3. die durch den Riemenzug bedingte Vergrößerung der Lagerreibung,
4. Luftwiderstand.

Von diesen Einzelverlusten ist im allgemeinen der Gleitverlust am größten und kann auch experimentell leicht und genau bestimmt werden. Die übrigen drei Einzelverluste sind nicht einfach zu messen, sie sind auch in ihrem Gesamtbetrag bei günstigen Verhältnissen vielleicht nur ein- bis zweimäl größer als der Verlust durch Riemenschlupf, so daß ein Zuschlag zum Gleitverlust genügt, um wenigstens annähernd den Riemenverlust berechnen zu können.

Zur experimentellen Bestimmung des Gleitverlustes mißt man möglichst genau den Durchmesser der treibenden Scheibe D_1 , den der getriebenen D_2 , die Riemenstärke d , die Drehzahl der treibenden Scheibe n_1 und die der getriebenen n_2 . Zu letzterem Zweck versieht man beide Wellen mit Tourenzählern, liest deren Stand zu Beginn und am Ende einer nicht zu kurzen Zeitspanne, nicht unter einer halben Stunde ab, woraus sich die Drehzahlen in der Minute n_1 und n_2 ergeben. Bei hohen Drehzahlen des Motors schaltet man zwischen Welle und Tourenzähler einen Tourenreduktor 1:5 oder 1:10.

Sind die Riemenscheiben gewölbt, so legt man der Rechnung einen mittleren Durchmesser zugrunde. Die Durchmesser ergeben sich, wenn man den Umfang mit einem guten Stahlbandmaß mißt und durch 3,14 dividiert.

Das theoretische Übersetzungsverhältnis ist dann

$$\frac{D_2 + \frac{2}{3}d}{D_1 + \frac{2}{3}d} = a,$$

und das wirkliche ist

$$\frac{n_1}{n_2} = b,$$

so daß sich der verhältnismäßige Gleitverlust, in Prozenten der übertragenen Leistung ausgedrückt, ergibt zu

$$\frac{b-a}{b} 100.$$

Dabei ist angenommen, daß die neutrale Faser bei Lederriemen in $\frac{1}{3}$ der Riemenstärke von der Scheibenfläche aus liegt.

Schlägt man hierzu noch etwa 1–2% der übertragenen Leistung für die drei übrigen Einzelverluste, so wird man dem Gesamtverlust im Riementrieb ziemlich nahe kommen.

Bei Gas- oder Ölmaschinenantrieb wird wohl meistens ein Riementrieb vorhanden sein. Da kommt es zunächst darauf an, die von der Kraftmaschine abgegebene Leistung zu bestimmen, und das ist in diesen Fällen zuverlässig nicht ganz einfach.

Der nächstliegende Weg ist der, die Gas- oder Ölmaschine während des normalen Betriebes zu indizieren. Ihre Leistung sei alsdann N'_i . Hierauf nimmt man den Riemen ab und indiziert die Kraftmaschine im Leerlauf, wobei sich eine Leistung N''_i ergebe. Dann ist annähernd die Bremsleistung der Maschine

$$N_e = N'_i - N''_i.$$

Es ist aber darauf hinzuweisen, daß die Bestimmung der indizierten Leistung, besonders von Gasmaschinen, wegen der Streuung der Diagramme, namentlich im Leerlauf, nicht ganz leicht ist, viel Arbeit und Sorgfalt erfordert und eine große Übung im Indizieren und Auswerten der Diagramme voraussetzt. Weniger empfindlich in dieser Beziehung sind Dieselmotoren, deren Diagramme, ähnlich wie bei Dampfmaschinen, einen sehr glatten Verlauf zeigen.

Ein anderer Weg wäre der, den mechanischen Wirkungsgrad der Gas- oder Ölmaschine durch einen Bremsversuch zu bestimmen, die Maschine also zu bremsen und gleichzeitig zu indizieren. Dann genügte es, die Maschine während des normalen Pumpenbetriebes zu indizieren und mit dem nunmehr bekannten mechanischen Wirkungsgrad die abgegebene Leistung zu berechnen. Doch ist dabei zu erwähnen, daß der mechanische Wirkungsgrad von Gas- und Ölmaschinen keine konstante Größe ist, sondern mit dem Betriebszustand der Maschine und mit der Zeit Veränderungen unterworfen sein kann.

Ähnlich, wenn auch nicht so unsicher, liegen die Verhältnisse bei Dampfmaschinenantrieb.

Bei großen Dampfmaschinen, bei welchen die Pumpe unmittelbar von der durchgehenden Kolbenstange angetrieben wird, verfährt man so, daß man die Dampfmaschine zuerst mit der Pumpe zusammen indiziert und dann bei losgekuppelter Pumpe allein. Die Differenz beider indizierten Leistungen ergibt den Leistungsverbrauch der Pumpe. Bei der glatten und regelmäßigen Diagrammentwicklung der Dampfmaschine genügen für jeden Versuch 5–10 Diagrammsätze.

Treibt die Dampfmaschine mit Riemen auf die Pumpe, so verfährt man wie bei dem Gas- oder Ölmaschinenantrieb angegeben.

Etwas umständlicher wird die Sache bei Wasserturbinenantrieb. Hier kommt man nicht ohne einen besonderen Bremsversuch durch. Unter Voraussetzung eines konstanten Gefälles und einer bestimmten Drehzahl kann man bei Francissturbinen oder ähnlichen die Bremsleistung in Abhängigkeit von der Beaufschlagung oder Leitschaufelöffnung, bei Peltonsturbinen in Abhängigkeit von der Nadelstellung feststellen. Dann kann man wieder rückwärts bei normalem Pumpenbetrieb aus der Stellung des Regulierorganes der Turbine auf die von ihr abgegebene Leistung schließen. Zweckmäßig wird man den Zusammenhang zwischen Bremsleistung und Beaufschlagung in Form einer Kurve auf Millimeterpapier auftragen [1].

b) Fördermenge.

Die Fördermenge einer Pumpe läßt sich meist mit hinreichender Genauigkeit bestimmen.

Fördert die Pumpe in einen Behälter, so läßt sich die geförderte Flüssigkeitsmenge aus der Zunahme des Flüssigkeitsspiegels in dem geeichten oder genau ausgemessenen Behälter mit jeder gewünschten Genauigkeit unschwer ermitteln (Kap. 11).

Ist dies nicht möglich, so können häufig Danaiden verwendet werden, die, was Zuverlässigkeit im Messungsergebnis betrifft, bei richtiger Anwendung der volumetrischen Mengenbestimmung kaum nachstehen (Kap. 12).

Sehr große Fördermengen können schließlich auch noch durch Überfälle gemessen werden, zuverlässig jedoch nur dann, wenn der Koeffizient des Überfallwehres genau bekannt oder durch Eichung ermittelt ist (Kap. 13).

Weniger genau ist das Verfahren, die geförderten Wassermengen durch Flügelrad- oder ähnliche in die Druckleitung eingebaute Wassermesser zu bestimmen.

Bei Woltman-Messern z. B. wird eine Genauigkeit von $\pm 2\%$ innerhalb weiter Grenzen ihrer Beanspruchung garantiert. Sie ist für die Betriebskontrolle vollkommen ausreichend, genügt aber nicht immer für genaue Leistungsversuche.

c) Förderhöhe.

Bei der Förderhöhe einer Pumpe hat man zu unterscheiden zwischen einerseits geodätischer oder statischer Förderhöhe und andererseits Gesamtförderhöhe.

Unter geodätischer oder statischer Förderhöhe H ist der senkrechte Abstand zwischen Saugwasserspiegel und Druckwasserspiegel zu verstehen, falls die Pumpe von unten in einen Hochbehälter fördert. Endigt die Druckleitung frei über dem Wasserspiegel in dem Hochbehälter, so ist der Scheitelpunkt der Wassersäule in der Druckleitung für die Berechnung von H maßgebend.

Die Gesamtförderhöhe $H + H_w$ ist die Summe von statischer Förderhöhe H und einer Widerstandshöhe H_w , die sämtlichen Verlusten in der Pumpe — innere Widerstände — und in der Saug- und Druckleitung — äußere Widerstände — entspricht. Sie wird am einfachsten dem Indikatordiagramm entnommen: der mittlere indizierte Druck in m Wassersäule ist gleich Gesamtförderhöhe.

Die äußeren Widerstände lassen sich aus den an Saug- und Druckwindkesseln angeschlossenen Manometern unter Berücksichtigung des senkrechten Abstandes der Wasserspiegel in diesen beiden Windkesseln berechnen, da die so bestimmte manometrische Förderhöhe um den Betrag der äußeren Widerstände größer ist als die statische Förderhöhe. Daher äußere Widerstände = manometrische Förderhöhe minus statische Förderhöhe.

Die inneren Widerstände in der Pumpe sind schließlich als Differenz zwischen Gesamtförderhöhe und manometrischer Förderhöhe zu berechnen.

Die Förderhöhe, geodätische wie gesamte, setzt sich in der Regel zusammen aus Saughöhe und Druckhöhe. Läuft das Wasser der Pumpe unter Druck zu, dann ist die Saughöhe mit negativem Vorzeichen einzurechnen.

Die Trennungsebene zwischen Saug- und Druckhöhe kann man bei liegenden Pumpen durch die Pumpenachse, oder richtiger noch durch den Sitz des Druckventils legen. Denn beim Saughub steht auch noch der gesamte Zylinderraum unter Saugspannung. Bei stehenden Pumpen ist der höchste Punkt des Zylinderraumes maßgebend, der unter Umständen auch die Ebene des Druckventilsitzes sein kann. Das hängt von dem konstruktiven Aufbau der Pumpe ab.

Als Meßinstrumente kommen neben Indikatoren auch Manometer in Betracht. Bei kleinen Druckhöhen bis etwa 4—5 at sind offene Quecksilbermanometer leicht anzuwenden und am genauesten. Federmanometer sind weniger zuverlässig und sollten unmittelbar vor oder nach dem Versuch geeicht werden. Wenn möglich verwende man statt der gewöhnlichen Betriebsmanometer die besseren und genaueren Kontrollmanometer.

Es ist nicht gleichgültig, wo die Manometer angeschlossen sind. Steht z. B. das Druckmanometer nur in Verbindung mit der Luft im Druckwindkessel, was durchaus empfehlenswert ist, so gibt es auch nur den auf dem Druckwasserspiegel im Windkessel lastenden Druck an. Hierzu ist aber noch die Wassersäule vom Druckwasserspiegel im Windkessel bis zur Pumpenachse bzw. Druckventilsitzenebene zu addieren, um die gesamte manometrische Druckhöhe zu erhalten. Das gleiche gilt für das Manometer am Saugwindkessel und die Saughöhe.

d) Indizierte Leistung.

Das Indizieren von Kolbenpumpen setzt die genaue Kenntnis des Indikators und seiner Handhabung voraus. Alles Wissenswerte darüber findet sich in des Verfassers Buch: „Der Indikator und seine Hilfseinrichtungen“, Julius Springer, Berlin, worin auch auf S. 186—188 einige normale

und anormale Pumpendiagramme mitgeteilt sind. Weitere Beispiele sind in der erwähnten Schrift des Verfassers „Zur Betriebskontrolle der Kolbenpumpen“ [1], gegeben, so daß es sich erübrigt, hier näher darauf einzugehen, und einige wenige Bemerkungen genügen werden.

Das theoretische Pumpendiagramm ist ein einfaches Rechteck. Es erfährt aber schon bei normal arbeitenden Pumpen durch die Ventilwiderstände und die Beschleunigungen und Verzögerungen der Flüssigkeitsmassen mannigfaltige Änderungen, die sich bei anormalem Pumpengang, etwa durch Undichtigkeiten der Ventile, Luftsäcke, ungünstige Querschnitte, noch steigern können. Eine genaue Analyse des Pumpendiagramms ist dann oft schwer, wenn außerdem noch die Einflüsse der Massenwirkungen des Indikatorschreibzeuges hinzukommen, die das Bild des wahren Druckverlaufes verschleiern.

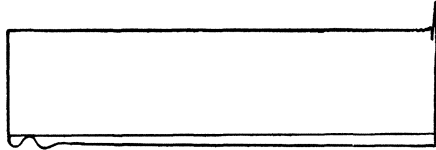


Abb. 124. Normales Pumpendiagramm.

Abb. 124 zeigt das normale Diagramm einer Differential-Plungerpumpe, an welcher der weiter unten mitgeteilte Leistungsversuch durchgeführt wurde.

Aus dem Indikator diagramm berechnet sich die indizierte Leistung wie folgt.

Der mittlere indizierte Druck p_i ist

$$p_i = \frac{F}{l \cdot i} \text{ at,}$$

worin F die Diagrammfläche in qcm,
 l die Diagrammlänge in cm,
 i der Federmaßstab in cm/at

ist. Dieses p_i , mit 10 multipliziert, ist dann auch die Gesamtförderhöhe der Pumpe.

Ist ferner O die wirksame Kolbenfläche in qcm,
 n die Drehzahl der Pumpe in 1 Minute,
 s der Kolbenhub in m,

so erhält man die indizierte Leistung aus

$$N_i = \frac{p_i \cdot O \cdot n \cdot s}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

An den Indikator selbst werden durch die stoßartigen Druckwechsel in den Totpunktlagen oft hohe Anforderungen gestellt. Schwingungen des Schreibzeuges beim Hubwechsel sind fast immer unvermeidlich. Durch Wahl stärkerer Federn läßt sich dieser Übelstand etwas mildern, aber nicht ganz beseitigen. Zwar wird die Diagrammhöhe dadurch kleiner, was aber bei der an sich günstigen Flächenentwicklung des Diagrammes bei Pumpen nicht allzusehr ins Gewicht fällt.

Der Indikatorantrieb sollte stets von der Kolbenstange unmittelbar abgeleitet werden; Gegenkurbeln sind zu vermeiden, bei den meist niedrigen Drehzahlen auch zwecklos. Nur für die Entnahme versetzter

Diagramme sind sie zu verwenden. Hebel- und Rollenhubverminderer sind für vorliegende Zwecke fast gleichwertig.

e) Die Wirkungsgrade.

a) Der volumetrische Wirkungsgrad ist

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i} = \frac{\text{Wirkliche Fördermenge}}{\text{Theoretische Fördermenge}}$$

und bringt einen hydraulischen Mengenverlust zum Ausdruck.

Er ist, wenn die Wassermessung genau durchgeführt werden kann, mit großer Schärfe zu bestimmen. Der volumetrische Wirkungsgrad guter Pumpen nähert sich stets 1,0; er kann sogar 1,0 überschreiten, was seine Ursache in Beschleunigungsverhältnissen der Saugwassersäule unter ganz bestimmten Bedingungen hat.

Aus dem Indikatordiagramm kann der volumetrische Wirkungsgrad nicht ermittelt werden.

β) Der hydraulische Wirkungsgrad ist

$$\eta_h = \frac{H}{H + H_w} = \frac{\text{Geodätische Förderhöhe}}{\text{Gesamtförderhöhe}}$$

und bringt einen hydraulischen Druckhöhenverlust zum Ausdruck.

Es bedeutet darin:

H die geodätische Förderhöhe in m Ws,

H_w die den sämtlichen Widerständen in der Pumpe und in der Saug- und Druckleitung entsprechende Druckhöhe in m Ws.

Auch dieser Wirkungsgrad läßt sich experimentell genügend genau bestimmen.

γ) Der indizierte Wirkungsgrad ist

$$\eta_i = \frac{Q \cdot H}{75 N_i} = \frac{\text{Leistung im gehobenen Wasser}}{\text{Indizierte Pumpenleistung}}$$

und stellt den hydraulischen Arbeitsverlust der Pumpe dar.

Die Leistung im gehobenen Wasser ist das Produkt aus geodätischer Förderhöhe und Fördermenge.

Da $75 N_i = Q_i (H + H_w)$

ist, so wird auch
$$\eta_i = \frac{Q}{Q_i} \cdot \frac{H}{H + H_w} = \eta_v \eta_h.$$

Auch dieser Wirkungsgrad kann einwandfrei ermittelt werden.

δ) Der mechanische Wirkungsgrad ist

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_b} = \frac{\text{indizierte Pumpenleistung}}{\text{Leistungsverbrauch der Pumpe}}.$$

In ihm kommen die mechanischen Verluste zum Ausdruck.

Es ist auch

$$\eta_m = \frac{Q_i (H + H_w)}{75 N_b},$$

worin N_b den Leistungsverbrauch der Pumpe in PS bedeutet, somit ist $75 N_b$ gleich dem Leistungsverbrauch in kgm/sek.

Dieser Wirkungsgrad ist aus den weiter oben dargelegten Gründen nicht in allen Fällen mit voller Bestimmtheit zu ermitteln.

ε) Der gesamte Wirkungsgrad ist

$$\eta = \frac{\text{Leistung im gehobenen Wasser}}{\text{Leistungsverbrauch der Pumpe}},$$

oder auch

$$\eta = \frac{Q \cdot H}{75 N_b}.$$

Es ist auch

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m,$$

denn

$$\eta_v \eta_h \eta_m = \frac{Q}{Q_i} \frac{H}{H + H_w} \frac{Q_i (H + H_w)}{75 N_b} = \frac{Q H}{75 N_b} = \eta.$$

Zahlenbeispiel.

Leistungsversuch an einer Differential-Plungerpumpe.

Anordnung der Pumpe und der Versuchseinrichtungen.

Die Pumpe war liegend gebaut und wurde von einem Gleichstrommotor unter Verwendung einer Spannrolle mit Riemen angetrieben. Sie saugte das Wasser aus einem rund 26 m entfernten Brunnen und förderte es nach Durchströmen eines Drosselschiebers in die in Kap. 12 beschriebene 16-Loch-Danaide zur Bestimmung der Fördermenge. — Zur Messung des Stromverbrauchs dienten Präzisionsinstrumente. Die Leistungsabgabe des Elektromotors wurde durch einen besonderen Bremsversuch ermittelt. — Zur Berechnung des verhältnismäßigen Arbeitsverlustes im Riementrieb war an den Motor ein Tourenzähler und an die Pumpe ein Hubzähler angeschlossen. — Die indizierte Leistung wurde mit einem an die Deckelseite der Pumpe angeschlossenen Indikator, dessen Feder geeicht war, gemessen. Die indizierte Leistung der Kurbelseite ist bei Differential-Plungerpumpen bekanntlich fast immer gleich Null. — Für die Ermittlung der geodätischen Saughöhe war im Brunnen ein Schwimmerpegel eingerichtet, dessen Angaben in Beziehung zur Pumpenachse durch ein Nivellement festgelegt wurde. — Für die Druckmessung in Saug- und Druckwindkessel dienten offene, an die Lufträume angeschlossene Quecksilbermanometer. Maßstäbe an den Wasserständen ermöglichten die Messung der senkrechten Abstände der Wasserspiegel in den Windkesseln von der Pumpenachse.

Ein am 21. Januar 1925 durchgeführter Leistungsversuch lieferte die Beobachtungswerte der Zahlentafel 23.

Auswertung und Versuchsergebnisse.

α) Volumetrischer Wirkungsgrad η_v .

Abmessungen der Pumpe.

Plungerdurchmesser 100/140 mm

Plungerhub 350 mm

Hubvolumen der Pumpe in Liter

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot s = \frac{3,14 \cdot 1,4^2}{4} \cdot 3,5 = 5,39 \text{ l.}$$

Hubzahl.

Stand des Zählers um 11^h 0^m 52 887

„ „ „ „ 10^h 0^m 49 521

Hubzahl in 60^m 3 366

„ „ 1^m = 3 366 : 60 = 56,10.

Zahlentafel 23.

Zeit		Hubzähler an der Pumpe		Saughöhe			Druckhöhe	
				Pegel im Brunnen	Saugwindkessel		Druckwindkessel	
					Unter- druck	Wasserspiegel unterPumpen- achse	Über- druck	Wasserspiegel über Pumpen- achse
h	min	Stand	Differenz	m	mm QS	m	mm QS	m
10	0	49 521	277	0,473	197	0,36	2618	0,77
	5	49 798	279	0,471	199	0,36	2617	0,63
	10	50 077	279	0,471	195	0,36	2608	0,65
	15	50 356	279	0,470	196	0,36	2618	0,68
	20	50 638	282	0,469	198	0,36	2616	0,69
	25	50 915	277	0,468	198	0,36	2632	0,71
	30	51 297	272	0,467	200	0,36	2617	0,73
	35	51 476	279	0,466	200	0,36	2639	0,75
	40	51 756	280	0,465	198	0,36	2650	0,77
	45	52 038	282	0,464	197	0,36	2670	0,79
	50	52 321	283	0,464	200	0,36	2681	0,81
	55	52 604	283	0,463	199	0,36	2686	0,84
11	0	52 887	283	0,462	199	0,36	2682	0,85
Mittelwerte				0,467	198	0,36	2641	0,74

Zeit		Tourenzähler am Elektromotor		Volt	Amp.	Danaide Druckhöhe cm	Bemerkungen
		Stand	Differenz				
h	min						
10	0	2946	331	241,2	13,6	82,4	Der Tourenzähler am Motor wurde mit einem Reduk- tor 5:1 angetrie- ben.
	5	3277	333	243,2	13,4	83,6	
	10	3610	332	244,0	13,8	83,1	
	15	3942	332	243,2	13,8	83,2	
	20	4275	333	243,2	13,6	83,2	
	25	4608	333	243,2	13,7	83,1	
	30	4942	334	242,4	13,6	83,5	
	35	5275	333	243,2	13,7	84,1	
	40	5610	335	243,6	13,6	85,1	
	45	5946	336	244,0	13,6	85,3	
	50	6283	337	244,0	13,6	85,6	Bei der Danaide liefen die Strahlen 1 bis 6
	55	6619	336	244,8	13,7	85,9	
11	0	6957	338	244,8	13,7	86,1	
Mittelwerte				243,4	13,65	84,17	

Theoretische Fördermenge Q_i .

$$Q_i = \frac{5,39 \cdot 56,10}{60} = 5,04 \text{ l/sek.}$$

Wirkliche Fördermenge Q .

Mittlere Druckhöhe der Danaide 84,17 cm.

Zahl der laufenden Strahlen 6.

Die Eichung der Danaide ergab bei 83,00 cm Druckhöhe eine Wassermenge von 0,7811 kg pro Strahl. Somit

$$Q = 0,7811 \sqrt{\frac{84,17}{83,00}} \cdot 6 = 4,72 \text{ l/sek.}$$

$$\text{Volumetrischer Wirkungsgrad } \eta_v = \frac{4,72}{5,04} = 0,936.$$

(Der verhältnismäßig niedrige volumetrische Wirkungsgrad ist auf eine schadhafte Stelle in dem aus Zink bestehenden Saugventil zurückzuführen.)

β) Hydraulischer Wirkungsgrad η_h .

Geodätische Förderhöhe.

Mittlerer Pegelstand im Brunnen 0,467 m.

Das Nivellement, Abb. 125, ergab bei 0,539 m Pegelangabe einen senkrechten Abstand des Saugwasserspiegels von der Pumpenachse

$$1,240 + 0,976 - 0,339 = 1,877 \text{ m.}$$

Während des Versuches war der Pegelstand noch um $0,539 - 0,467 = 0,072 \text{ m}$ gesunken, somit

$$\text{geodätische Saughöhe} = 1,877 - 0,072 = 1,949 \cong 1,95 \text{ m.}$$

Die geodätische Druckhöhe läßt sich bei der gegebenen Versuchsanordnung nicht direkt messen, sie kann aber mit Hilfe der zu berechnenden Widerstände in der Druckleitung von Pumpe bis Drosselschieber aus der manometrischen Druckhöhe (siehe weiter unten) mit genügender Genauigkeit angegeben werden. Die gestreckte Länge der Druckrohrleitung betrug 2,4 m, die lichte Weite 100 mm. In der Leitung waren vier Stück 90°-Krümmer eingebaut. Die mittlere Wassergeschwindigkeit betrug somit

$$4,72 : 0,786 = 6 \text{ dm/sek} = 0,6 \text{ m/sek.}$$

Nach Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 3. Aufl., S. 1100 und 1101, ist dann der Rohrleitungswiderstand

$$0,024 \cdot 0,489 + 0,018 \cdot 4 \cdot 0,148 = 0,02 \text{ m.}$$

Die manometrische Druckhöhe ist 36,66 m, somit

$$\text{geodätische Druckhöhe} = 36,66 - 0,02 = 36,64 \text{ m.}$$

$$\text{Geodätische Förderhöhe} = 1,95 + 36,64 = 38,59 \text{ m.}$$

Gesamt-Förderhöhe.

Sie entspricht dem mittleren indizierten Druck p_i in m WS, der aus den Indikatordiagrammen, Zahlentafel 24, zu berechnen ist.

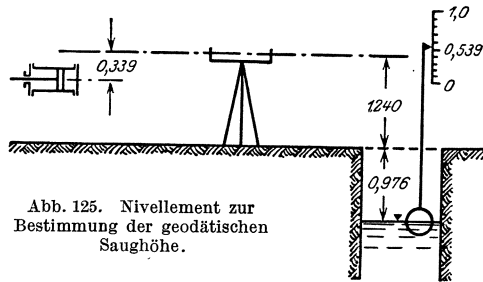


Abb. 125. Nivellement zur Bestimmung der geodätischen Saughöhe.

Zahlentafel 24.

Zeit der Diagrammentnahme		Diagrammfläche F	Diagrammlänge l	
h	min	qcm	cm	
10	0	24,10	9,36	
	5	23,85	9,37	
	10	23,85	9,36	
	15	24,00	9,35	
	20	23,85	9,36	
	25	24,10	9,35	
	30	23,90	9,34	
	35	23,80	9,32	
	40	24,50	9,36	
	45	24,25	9,36	
11	50	24,45	9,42	
	55	24,55	9,35	
	0	24,35	9,36	
	Mittelwerte		24,119	9,358

Hieraus berechnet sich der mittlere indizierte Druck zu

$$p_i = \frac{F}{l \cdot i} = \frac{24,119}{9,358 \cdot 0,613} = 4,203 \text{ at} = 42,03 \text{ m WS}$$

= Gesamt-Förderhöhe; somit

$$\text{hydraulischer Wirkungsgrad } \eta_h = \frac{38,59}{42,03} = 0,917.$$

Zur Berechnung der inneren Widerstände der Pumpe ist die manometrische Förderhöhe zu berechnen, d. h. es sind die Beobachtungen am Saug- und Druckwindkanal auszuwerten.

Manometrische Saughöhe.

Mittlerer Unterdruck im Saugwindkanal

$$= 198 \text{ mm QS} = \frac{13,6 \cdot 198}{1000} = 2,69 \text{ m WS.}$$

Mittlerer Abstand des Wasserspiegels im Saugwindkessel von Pumpenachse = 0,36 m, somit

$$\text{manometrische Saughöhe} = 2,69 + 0,36 = 3,05 \text{ m.}$$

(Da die geodätische Saughöhe nur 1,95 m betrug, so ergibt sich ein Widerstand in der Saugleitung von 3,05 - 1,95 = 1,10 m, woran das Fußventil im Saugkorb den größten Anteil hat.)

Manometrische Druckhöhe.

Mittlerer Luftdruck im Druckwindkessel

$$= 2641 \text{ mm QS} = \frac{13,6 \cdot 2641}{1000} = 35,92 \text{ m WS.}$$

Mittlerer Abstand des Wasserspiegels im Druckwindkanal von Pumpenachse = 0,74 m, somit

$$\text{manometrische Druckhöhe} = 35,92 + 0,74 = 36,66 \text{ m.}$$

Manometrische Förderhöhe = 3,05 + 36,66 = 39,71 m.

Innere Widerstände der Pumpe = 42,03 - 39,71 = 2,32 m.

γ) Indizierter Wirkungsgrad η_i .

Leistung im gehobenen Wasser = $\frac{Q \cdot H}{75}$.

Es werden 4,72 l/sek auf 38,59 m Höhe gehoben, somit

$$Q \cdot H = 4,72 \cdot 38,59 = 182,2 \text{ kgm/sek} = \frac{182,2}{75} = 2,429 \text{ PS.}$$

Indizierte Leistung N_i .

$$N_i = \frac{p_i \cdot O n s}{60 \cdot 75} = \frac{4,203 \cdot 153,93 \cdot 56,10 \cdot 0,350}{60 \cdot 75} = 2,823 \text{ PS.}$$

$$\text{Indizierter Wirkungsgrad } \eta_i = \frac{2,429}{2,823} = 0,860.$$

δ) Mechanischer Wirkungsgrad η_m .

Leistungsverbrauch der Pumpe N_b .

Wattverbrauch des Motors $243,4 \cdot 13,65 = 3324 \text{ Watt.}$

Entsprechende Bremsleistung 3,36 PS.

Verluste im Riementrieb.

Riemenschlupf.

Drehzahl des Motors. Stand des Zählers um 11^h 0^m 6957
 Stand des Zählers um 10^h 0^m 2946
 $\frac{1}{5}$ der Drehzahl in 60 Minuten 4011

Drehzahl des Motors in 1 Minute $\frac{4011 \cdot 5}{60} = 334,25$

Drehzahl der Pumpe = 56,10, somit

wirkliches Übersetzungsverhältnis = $\frac{334,25}{56,10} = 5,960$.

Theoretisches Übersetzungsverhältnis.

Durchmesser der Riemenscheibe an der Pumpe = 1801 mm

am Motor = 301 mm

„ „ „ Riemendicke = 6 mm

Theoretisches Übersetzungsverhältnis $\frac{1801 + 4}{301 + 4} = 5,918$, somit

Riemenschlupf = $\frac{5,960 - 5,918}{5,960} \cdot 100 = 0,705\%$,

Zuschlag für die übrigen Riemenverluste 2,195%,

Gesamtverlust im Riemetrieb 3,00%, somit

Leistungsverbrauch der Pumpe $N_b = 0,97 \cdot 3,36 = 3,26$ PS.

Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = \frac{2,82}{3,26} = 0,866$.

ε) Gesamtwirkungsgrad η .

$$\eta = \frac{2,43}{3,26} = 0,746$$

oder $\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m = 0,936 \cdot 0,919 \cdot 0,866 = 0,745$.

Anhang und Literaturnachweis zu Kapitel 16.

[1] Die Ausführungen über den Leistungsverbrauch sind größtenteils mit Genehmigung des Verlages der Schrift des Verfassers:

Staus, A.: Zur Betriebskontrolle der Kolbenpumpen. München: Oldenbourg, entnommen.

Eine umfangreiche Zusammenstellung über Pumpenliteratur findet sich im Anhang der Dissertation von

Krauß, L.: Untersuchung selbsttätiger Pumpenventile und deren Einwirkung auf den Pumpengang. Heft 223 der Forschungsarbeiten, 1920, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure.

17. Leistungsversuche an Kreiselpumpen.

Leistungsversuche an Kreiselpumpen bezwecken die Feststellung von wirklicher Fördermenge, dabei erreichter Förderhöhe, Leistungsverbrauch.

Damit läßt sich dann der Wirkungsgrad in bezug auf die manometrische Förderhöhe berechnen.

Die Fördermenge Q kann bei Kreiselpumpen innerhalb bestimmter Grenzen, die ihr durch die Drehzahl und die Förderhöhe gezogen sind,

von Null bis zu einem Höchstwert verändert werden, indem man in die Saug- oder Druckleitung ein Drosselorgan (Schieber, Hahn oder Ventil) einbaut.

Die Fördermenge selbst kann mit geeichten Behältern, Danaiden oder Überfällen gemessen werden (Kap. 11, 12 und 13). Bei sehr großen Wassermengen, wie sie bei Bewässerungsanlagen auftreten, kommt auch die Flügelmessung in Betracht (Kap. 14).

Die Förderhöhe H_m soll, wenn es sich um die Untersuchung der Pumpe selbst handelt, manometrisch gemessen werden. Hierzu sind unmittelbar in der Nähe der Saug- bzw. Druckstutzen Manometer so anzubringen, daß nur der Unter- bzw. Überdruck in der betreffenden Leitung von ihnen angezeigt wird, nicht auch die Geschwindigkeitshöhe oder unkontrollierbare Teilbeträge von ihr.

Sitzen die beiden Manometer in der Saug- und Druckleitung nicht in derselben horizontalen Ebene, so ist ihr Höhenunterschied bei der Berechnung der Gesamtförderhöhe noch zu berücksichtigen.

Die Drehzahl von Kreiselpumpen wird am genauesten durch ein Zählwerk festgestellt. Da jedoch die Drehzahlen gewöhnlich sehr groß sind, so ist zwischen Pumpenwelle und Zählwerk ein Tourenreduktor 1 : 5 oder 1 : 10 einzuschalten. Der Stand des Zählwerks ist je nach der Dauer der Versuche jede Minute oder alle 5 Minuten etwa abzulesen. Bequemer, aber nicht so zuverlässig stellt man die Drehzahl mit einem (Hand-) Tachometer fest.

Der Leistungsverbrauch N_b läßt sich einwandfrei ohne besondere Hilfsmittel nur dann ermitteln, wenn die Pumpe ohne Zwischenglied unmittelbar von einer Maschine betrieben wird, deren Leistungsabgabe genau bekannt ist. Am einfachsten werden diese Verhältnisse, wenn die Pumpe direkt mit einem Gleichstrom-Motor gekuppelt wird, dessen Wirkungsgrad durch Bremsung festgestellt werden kann. Aus dem Wattverbrauch des Motors kann dann sofort auf den Leistungsverbrauch der Pumpe geschlossen werden. In anderen Fällen muß man sich nach den Verhältnissen zu richten suchen. Es gelten hier ähnliche Richtlinien, wie sie bei der Messung des Leistungsverbrauches der Kolbenpumpen besprochen wurden (Kap. 16).

Der Wirkungsgrad η der Zentrifugalpumpe ist das Verhältnis von Fördermenge \times manometrischer Förderhöhe zu Leistungsverbrauch, oder

$$\eta = \frac{QH_m}{75 \cdot N_b}$$

Zahlenbeispiel.

Von der Maschinenfabrik Eßlingen wurde dem Verfasser nachstehend wiedergegebener Leistungsversuch an einer ihrer Niederdruck-Kreiselpumpen zur Verfügung gestellt. Die Pumpe wurde am 20. August 1925 auf dem Versuchsstand der Fabrik geprüft. Der Antrieb erfolgte mit direkt gekuppeltem Drehstrommotor, dessen Wirkungskurve vorlag. Die Pumpe saugte aus einem unmittelbar unter ihr gelegenen Tiefbehälter und förderte nach Durchströmen eines Drosselventils in die in Abb. 45, Kap. 12, d, beschriebene große Danaide, von wo das Wasser

wieder dem Tiefbehälter zuflöß. Zur Messung der Drehzahl der Pumpe diente ein Handtachometer. Der Unterdruck im Saugrohr wurde in Höhe der Pumpenachse, der Überdruck im Druckrohr 0,2 m über Pumpenachse mittels geeichter Federmanometer bestimmt. Die hauptsächlichsten Versuchswerte sind in Zahlentafel 25 zusammengestellt.

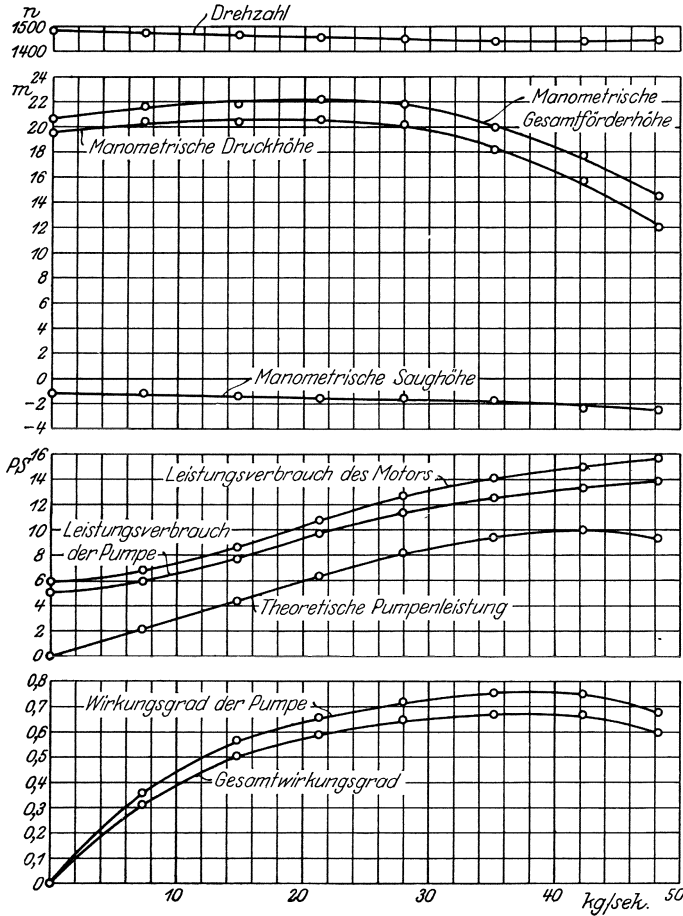


Abb. 126. Versuchsergebnisse einer Kreiselpumpe.

Bedeutet Q die geförderte Wassermenge in kg/sek, H_m die manometrische Gesamtförderhöhe, so ist die theoretische Pumpenleistung $N_{th} = \frac{Q \cdot H_m}{75}$ PS. Ist dabei N_b die vom Motor abgegebene Leistung = Leistungsverbrauch der Pumpe, so ist der Wirkungsgrad der Pumpe $\eta = \frac{N_{th}}{N_b}$. Bezeichnet ferner N_i den Leistungsverbrauch des Motors in PS, so berechnet sich der Gesamtwirkungsgrad zu $\eta_g = \frac{N_{th}}{N_i}$.

Die Versuchsergebnisse sind in Abb. 126 graphisch dargestellt.

Zahlentafel 25. Leistungsversuch an einer Niederdruck-Kreiselpumpe.

Nummer des Versuchs	1	2	3	4	5	6	7	8
Drehzahl der Pumpe in einer Min.	1445	1440	1440	1450	1458	1468	1475	1480
Manometrische Saughöhe h_s m	2,5	2,4	1,8	1,6	1,6	1,4	1,2	1,2
Manometrische Druckhöhe h_d m	12,0	15,3	18,2	20,2	20,6	20,4	20,4	19,5
Manometrische Gesamtförderhöhe H_m m	14,5	17,7	20,0	21,8	22,2	21,8	21,6	20,7
Fördermenge Q kg/sek	48,3	42,3	35,2	28,0	21,3	14,8	7,3	0
Theoretische Pumpenleistung N_{th} PS	9,34	9,99	9,39	8,14	6,28	4,30	2,10	0
Energieverbrauch des Motors N_i KW	11,50	11,02	10,35	9,30	7,90	6,32	5,00	4,32
Energieverbrauch des Motors N_i PS	15,62	14,97	14,06	12,63	10,73	8,59	6,79	5,87
Wirkungsgrad des Motors	0,884	0,887	0,889	0,896	0,897	0,888	0,870	0,855
Leistungsverbrauch der Pumpe N_b PS	13,81	13,28	12,50	11,32	9,63	7,63	5,91	5,02
Wirkungsgrad der Pumpe η	0,676	0,752	0,751	0,719	0,652	0,564	0,356	0
Gesamtwirkungsgrad η_g	0,598	0,667	0,667	0,644	0,586	0,501	0,310	0

18. Versuche an Rohrleitungen.

a) Laminare und turbulente Strömung. Kritische Geschwindigkeit.

Bewegt sich eine Flüssigkeit — es soll in der Folge nur mit Wasser gerechnet werden — dergestalt durch ein Rohr (oder auch in einem offenen Gerinne), daß sich die Stromlinien parallel zu den Wandungen bewegen, so nennt man diese Strömungsart laminar, oder nach Krey Bandströmung. Diese laminare Strömung kann nur bei kleiner Geschwindigkeit bestehen. Nimmt diese allmählich zu, so tritt ziemlich scharf der Augenblick ein, wo die Parallelströmung gestört wird und in eine wirbelige, die turbulente Strömung, nach Krey Flechtströmung genannt, übergeht. Diejenige Geschwindigkeit, bei der die laminare in die turbulente Strömung übergeht, heißt die kritische Geschwindigkeit.

Das Bestehen dieser zwei Strömungsarten läßt sich augenfällig an einer einfachen, ursprünglich von Reynolds angegebenen Versuchseinrichtung, Abb. 127, nachweisen.

Ein Glasrohr a ist an ein größeres flaches, mit Wasser gefülltes Zinkgefäß b angeschlossen. Das Glasrohr endet unten in einem mit Hahn c versehenen Gasrohr. Je nach der Stellung des Hahns kann die Wassergeschwindigkeit von Null bis zu einem Maximum verändert werden. Zur Erkennung des Strömungsvorganges läuft aus einem zweiten kleineren Gefäß e , durch einen Quetschhahn f regulierbar, mit Eosin oder ähn-

lichem Anilinfarbstoff gefärbtes Wasser durch ein spitz ausgezogenes Glasröhrchen g in das Hauptrohr a . Ein hinter dem Glasrohr befestigtes, schwarz angestrichenes Blech d läßt das Strömungsbild besser erkennen. Unter der kritischen Geschwindigkeit durchläuft das gefärbte Wasser aus der Spitze in einem deutlich sichtbaren Band das ungefärbte Wasser. Über der kritischen Geschwindigkeit ist Turbulenz oder Flechtströmung zu beobachten.

Läßt man vor Öffnung des Hahns c etwas Farbstoff aus dem kleinen Gefäß e in das Glasrohr einlaufen und setzt dann erst den Apparat in Gang, so zeigt sich sehr anschaulich auch die Geschwindigkeitsverteilung über den Rohrquerschnitt. Sie erfolgt bei laminarer Strömung nach einer Parabel über dem Rohrdurchmesser.

b) Die Reynoldssche Zahl.

Welche von den vorgenannten Strömungsarten sich ausbildet, hängt von der mittleren Geschwindigkeit v (m/sek), dem Rohrdurchmesser d (m) und der kinematischen Zähigkeit ν (m²/sek) ab. Man nennt die dimensionslose Verbindung dieser drei Größen,

$$R = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

die Reynoldssche Zahl. Diese Reynoldssche Zahl ist das entscheidende Merkmal irgendeines Strömungszustandes und erlaubt die Umrechnung von Versuchsergebnissen sowohl auf andere Rohrdurchmesser, als auch auf andere Flüssigkeiten.

Die kinematische Zähigkeit ν hat die Dimension m²/sek. Sie ist in erheblichem Maße von der Temperatur t abhängig und kann für Wasser von 0°–30° der Zahlentafel 26 entnommen werden [1].

Die untere Grenze der turbulenten Bewegung in einem glatten zylindrischen Rohr liegt bei rund $R = 2320$ [2].

Es entspricht beispielsweise in einer Rohrleitung von $d = 0,10$ m und bei einer Wassertemperatur von $t = 12^\circ$ die untere Grenze der turbulenten Strömung einer mittleren Geschwindigkeit von

$$v = R \frac{\nu}{d} = \frac{2320 \cdot 0,000\,001\,235}{0,10} = 0,029 \text{ m/sek.}$$

Sie ist mithin so gering, daß sie praktisch im Betrieb nur in Ausnahmefällen eintritt.

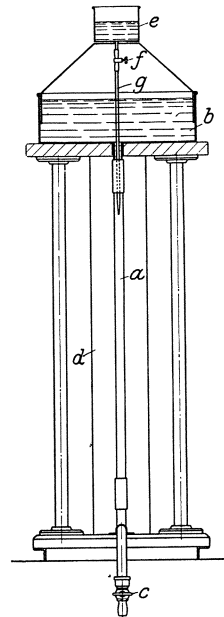


Abb. 127. Apparat nach Reynolds zum Nachweis der kritischen Geschwindigkeit.

Zahlentafel 26.

t °C	ν m ² /sek	t °C	ν m ² /sek
0	0,000 001 79	16	0,000 001 11
2	0,000 001 675	18	0,000 001 055
4	0,000 001 57	20	0,000 001 005
6	0,000 001 47	22	0,000 000 96
8	0,000 001 39	24	0,000 000 915
10	0,000 001 305	26	0,000 000 875
12	0,000 001 235	28	0,000 000 84
14	0,000 001 17	30	0,000 000 81

Flüssigkeitsströmungen in Rohrleitungen gehen nicht reibungslos vor sich. Sie unterliegen einem gewissen Widerstand, der sich durch eine Abnahme des Drucks längs der Leitung äußert.

Die Gesetze für den Widerstand in Rohrleitungen sind für das laminare und turbulente Gebiet verschieden. Da sich erstere Strömungsart nur selten praktisch vorfindet, soll nur die zweite behandelt werden.

c) Die Widerstandszahl λ .

Für die richtige Bemessung von Rohrleitungen, für die Abschätzung des im Betrieb auftretenden Druckverlustes, der identisch mit der Widerstandshöhe ist, möge es sich nun um Leitungen für Wasserwerke oder um solche von Wasserkraftanlagen handeln, bilden nur Versuche eine geeignete Grundlage.

Bedeutet

d den inneren Durchmesser eines geraden, überall gleichweiten Rohres in m,

l seine Länge in m,

v die mittlere Geschwindigkeit des das Rohr durchströmenden Wassers in m/sek,

w den Druckverlust (Widerstand) in m W.-S. auf die Länge l ,

g die Erdbeschleunigung in m/sek²,

so ist die Definitionsgleichung für die Widerstandszahl λ des Rohres

$$\frac{w}{l} = \lambda \frac{v^2}{2g \cdot d}.$$

Durch Messung des Druckabfalls kann für jedes Rohr das λ leicht ermittelt werden, denn es ist

$$\lambda = \frac{w}{v^2/2g} \frac{d}{l}$$

woraus zu erkennen, daß auch λ dimensionslos ist.

Für λ wurden auf Grund von Versuchen seit 1775 verschiedene Formeln aufgestellt, von denen wir hier zunächst diejenige von Lang aus dem Jahre 1905 anführen, die im Bau und ihrer Auswertung einfach, für praktische Zwecke auch heute noch vielfach genügt. Es ist hier nach für kaltes Wasser bei turbulenter Strömung

$$\lambda = a + \frac{0,0018}{\sqrt{v \cdot d}},$$

worin $a = 0,012$ für glatte Rohre (gezogen oder über einen Dorn gepreßt), und $a = 0,020$ für Rohre mit etwas rauher Innenfläche (gußeiserne Muffenrohre) zu setzen ist.

Im Jahre 1911 veröffentlichte Lang in der „Hütte“, 21. Aufl., eine neue Formel, die nach einer Ergänzung von 1917 [3] ausnahmslos zutreffende Werte für λ liefert. Sie lautet nach der für praktische Zwecke zulässigen Vereinfachung, sofern

$d \cdot v > 0,003$ m²/sek bei 20° Wassertemperatur

„ $> 0,002$ „ „ 10° „

„ $> 0,005$ „ „ 1° „

ist,

$$\lambda = \alpha + 2 \sqrt{\alpha 64 \frac{\nu}{v d}} = \alpha + 16 \sqrt{\frac{\alpha}{R}}.$$

Darin ist α eine nur bei turbulenter Strömung auftretende Reibungszahl mit dem Mindestwert von 0,011 bis 0,012 für glatte Wandungen von Glas oder gezogenen Metallen. — Unterhalb der kritischen Geschwindigkeit ist $\alpha = 0$ zu setzen, und es verbleibt aus der ge-

nauen Formel (vgl. unter [3]) $\lambda = \frac{64\nu}{v \cdot d}$. —

Ist die Wassermenge $Q = F \cdot v = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v$ und der Rohrdurchmesser d gegeben, so kann man auch für

$$d \cdot v = \frac{4}{3,14} \frac{Q}{d} = 1,274 \frac{Q}{d}$$

setzen, womit

$$\lambda = \alpha + 13,776 \sqrt{\frac{\alpha \nu d}{Q}}$$

wird.

Auf Grund bekannt gewordener Versuchsreihen ermittelte Lang für die verschiedenen Rauigkeiten der Rohrwandung die folgenden Werte für α :

$\alpha = 0,011 - 0,012$ für neues gerades Rohr mit ganz glatter Innenfläche und genau gleichbleibendem Durchmesser (Kupfer, Messing, Blei, Zink, Glas, neu lackierte oder asphaltierte Wandung).

$\alpha = 0,012 - 0,013$ für neues glattes, nicht asphaltiertes schmiedeeisernes Rohr, ohne Querschnittsänderung an den Verbindungsstellen.

$\alpha = 0,013 - 0,014$ für neues, gewöhnliches schmiedeeisernes Rohr, mit Gewindewuffen verbunden, auch für neues gußeisernes Flanschenrohr.

$\alpha = 0,015$ für neues, glattes gußeisernes Muffenrohr, für genietetes schmiedeeisernes Rohr, für Holzrohr aus Dauben, für neuen, innen gummierten Hanfschlauch.

$\alpha = 0,016 - 0,017$ für gut gereinigtes gußeisernes, für glattes feuerverzinktes schmiedeeisernes oder neues Zementrohr.

$\alpha = 0,019$ für Rohr mit dünner Ansatzschicht oder für rauh verzinktes schmiedeeisernes Rohr.

$\alpha = 0,023 - 0,030$ für alfen, innen gummierten Hanfschlauch, für oberflächlich gereinigtes Gußrohr.

$\alpha = 0,038 - 0,042$ für nicht gummierten Hanfschlauch, für unreines Gußrohr, soweit noch keine Verkrustung der Wand besteht.

$\alpha = 0,048$ für Wellblechrohr von Luftleitungen.

$\alpha > 0,050$ für stark verkrustete Leitungen mit wesentlichen Querschnittsverminderungen, die λ in der fünften Potenz der verminderten Durchflußweite vergrößern, so daß dann nicht mehr Rauigkeit allein in Frage kommt. —

d) Praktische Ermittlung von λ .

Zahlenbeispiel.

Zur Ermittlung der Widerstandszahl kann der in Abb. 128 dargestellte Apparat dienen:

Auf dem geraden, hier horizontal liegenden Versuchsrohr, im vorliegenden Fall ein blank gezogenes Messingrohr von 40 mm l.W., sitzen

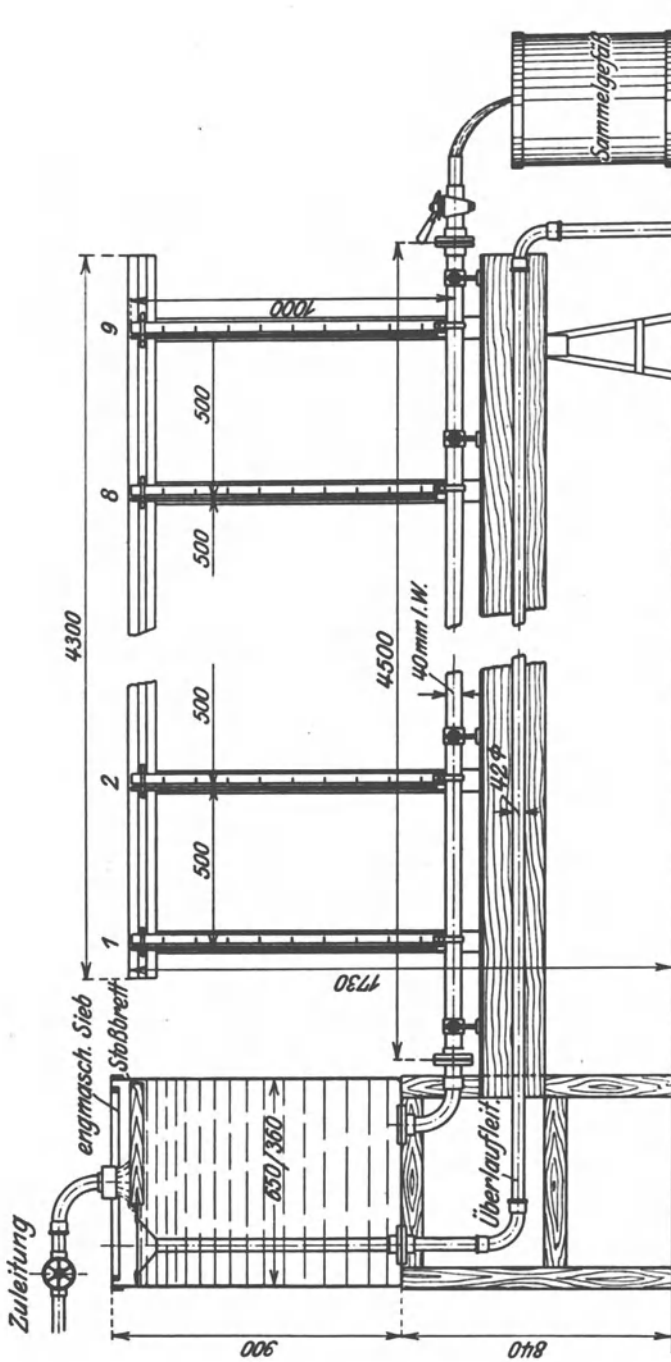


Abb. 128. Vorrichtung zur Ermittlung der Widerstandszahl λ eines geraden Rohres.

in Abständen von 500 mm 9 Wasserstandsrohre, Piezometer genannt, die den auf die Rohrwandung wirkenden statischen Druck angeben.

Theoretisch würde je ein Piezometer am Beginn und ein solches am Ende der Meßstrecke genügen. Für die (graphische) Ausgleichung der unvermeidlichen Beobachtungsfehler ist jedoch eine überschüssige Zahl von Bestimmungen, in diesem Fall von Piezometerständen, erforderlich.

Das Rohr wird aus einem Behälter gespeist, der mit einem Überlauf ausgerüstet ist, so daß der Wasserdruck konstant bleibt. Die Durchflußgeschwindigkeit kann durch einen Drosselhahn am Rohrende reguliert werden. Je nach der Durchflußmenge stellt sich an den Piezometern ein bestimmter Wasserstand ein, der aus den neben jedem Piezometer angebrachten Skalen abgelesen wird. Der Nullpunkt der Skalen liegt in der Rohrachse. Er könnte auch auf einer anderen beliebigen Horizontalen liegen, da es sich nur um Differenzmessungen handelt.

Während des Versuches werden die Skalen abgelesen und die Durchflußgeschwindigkeit durch Abfangen und Wägen der Abfluß-

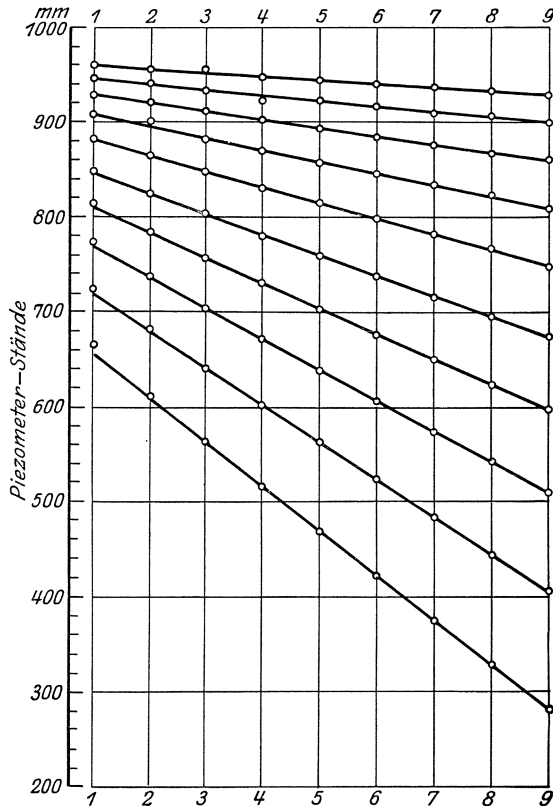


Abb. 129. Ausgleichung der Beobachtungsfehler.

menge bestimmt. Man führt eine Reihe von Einzelversuchen durch, wobei man am zweckmäßigsten die Geschwindigkeitsstufen nach der Angabe des letzten Piezometers vor dem Drosselhahn wählt, anfangs kleiner, später größer, etwa nach einer arithmetischen Progression. Ein solcher Versuch lieferte die Beobachtungswerte der Zahlentafel 27.

Zur Auswertung trägt man zunächst die Piezometerstände auf Millimeterpapier auf, als Abszissen die Piezometerentfernungen, etwa 1 cm (=) 0,25 m, und als Ordinaten die Piezometerstände, etwa 1 cm (=) 20 mm. Dieses Diagramm, Abb. 129, läßt erkennen, daß, abgesehen von unvermeidlichen Fehlern beim Ablesen, der Druckabfall vollkommen proportional der Rohrlänge ist. Es lassen sich daher vermittelnde Gerade

Zahlentafel 27. Beobachtungswerte.
Versuch am 13. November 1922 (Wassertemperatur = 9°).

Nr. des Versuchs	Piezometerstände in mm Wassersäule									Wassermessung	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Abfangdauer in sk	Wassermenge in kg
1	959	955	956	948	944	941	937	934	929	200	111,55
2	946	941	934	923	923	917	911	906	900	200	145,67
3	929	920	912	902	894	885	876	868	860	180	165,20
4	908	895	882	870	858	846	834	823	809	150	165,75
5	882	864	846	831	815	799	782	767	749	120	156,67
6	848	824	804	781	760	738	716	695	674	110	168,03
7	814	784	757	731	705	677	650	625	598	90	154,30
8	774	738	704	673	639	607	574	543	510	80	152,70
9	725	682	641	602	563	524	484	445	406	70	147,92
10	666	612	563	516	469	422	375	329	281	60	141,44

durch die Beobachtungswerte legen, welche die Ungenauigkeiten bei der Ablesung ausmerzen, und hieraus der korrigierte Druckabfall w für die gesamte Versuchsstrecke von 4 m abgreifen.

Der weitere Rechnungsgang ist folgender:

Bedeutet

Q die Wassermenge in cbm/sek

F den Rohrquerschnitt in qm,

so ist die mittlere Durchflußgeschwindigkeit für das Versuchsrohr

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot Q}{3,14 \cdot 0,04^2} = 796 Q.$$

Die Widerstandszahl ist

$$\lambda = \frac{w}{v^2/2g} \cdot \frac{d}{l} = \frac{w}{v^2} \cdot \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,04}{4,0} = 0,1962 \cdot \frac{w}{v^2}.$$

Man erhält nun für den oben mitgeteilten Versuch die Ergebnisse der Zahlentafel 28.

Zahlentafel 28. Versuchsergebnisse.
Versuch am 13. November 1922.

Nr. des Versuchs	Druckabfall w		Wassermenge Q in cbm/sk	Mittlere Durchflußgeschwindigkeit v in m/sk	v^2	Widerstandszahl λ
	unmittelbar gemessen in m	korrigiert in m				
1	0,030	0,029	0,000558	0,444	0,197	0,02888
2	0,046	0,046	0,000728	0,580	0,336	0,02685
3	0,069	0,070	0,000917	0,730	0,533	0,02578
4	0,099	0,099	0,001105	0,879	0,774	0,02510
5	0,133	0,132	0,001306	1,039	1,080	0,02398
6	0,174	0,172	0,001528	1,216	1,480	0,02283
7	0,216	0,214	0,001714	1,365	1,862	0,02255
8	0,264	0,259	0,001909	1,518	2,308	0,02202
9	0,319	0,314	0,002113	1,683	2,832	0,02175
10	0,385	0,377	0,002357	1,876	3,520	0,02102

Diese Versuchsergebnisse trägt man ebenfalls in einem Diagramm, Abb. 130, auf, als Abszissen die Wassergeschwindigkeiten, etwa 1 cm (=) 0,1 m/sek, und als Ordinaten λ , etwa 1 cm (=) 0,001, und erhält damit die Abhängigkeit der Widerstandszahl λ von der Durchflußgeschwindigkeit v für das untersuchte Rohr aus blank gezogenem Messing von 0,04 m Durchmesser.

Zum Vergleich sind noch die nach der alten Langschen Formel (1905)

$$\lambda_1 = 0,012 + \frac{0,0018}{\sqrt{v \cdot d}}$$

und

$$\lambda_2 = 0,020 + \frac{0,0018}{\sqrt{v \cdot d}}$$

erhaltenen Kurven aufgetragen, die erkennen lassen, daß sich der aus dem Versuch ergebende Wert von λ innerhalb des Versuchsbereiches

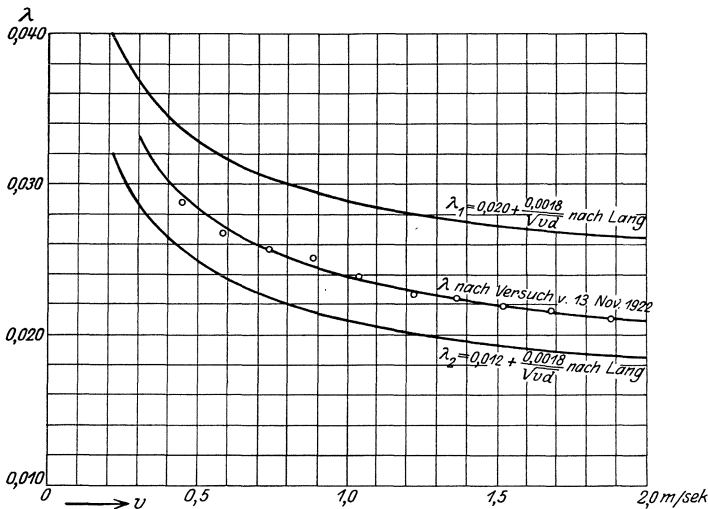


Abb. 130. Versuchsergebnisse.

zwischen λ_1 und λ_2 bewegt. Für Geschwindigkeiten von $v = 0,8$ bis $2,0$ m würde sich das Versuchsergebnis annähernd durch die Gleichung

$$\lambda = 0,0155 + \frac{0,0018}{\sqrt{v \cdot d}}$$

darstellen lassen.

Daß die durch den Versuch an einem blank gezogenen Messingrohr gefundenen Werte für λ nicht mit den Langschen übereinstimmen, findet wahrscheinlich seine Erklärung darin, daß der vorgeschaltete Rohrkrümmer eine zusätzliche, auf der ganzen Rohrlänge gleichmäßig abflauende Wirbelung erzeugt hat. Daher ist bei Versuchen auf geraden axialen Einlauf und auf ausreichende Länge der Vorlaufstrecke Bedacht zu nehmen. — Der Rohrkrümmer an sich ist also für ähnliche Ein-

richtungen, die lediglich zur Bestimmung von λ dienen sollen, unzweckmäßig und fällt dann besser fort. Der Unterschied zwischen dem Wasserstand im Behälter und dem Piezometer I zeigt jedoch in lehrreicher Weise, welch erheblichen Widerstand der eine Rohrkrümmer verursacht.

Es ist noch zu bemerken, daß man in Rohrleitungen oft mit Luftausscheidung, also Luftblasen an der oberen Rohrwandung, zu rechnen hat, und daher besser die Piezometeranschlüsse im unteren Rohrteil anbringt.

e) Ermittlung der Konstanten c_1 und c_2 des Reynoldsschen Potenzgesetzes.

Viele Forscher bevorzugen für λ ein Potenzgesetz, entweder mit je einer besonderen Potenz von v und d , oder nach Reynolds mit einer Potenz von R . Das Reynoldssche Potenzgesetz lautet:

$$\lambda = c_1 R^{-c_2}.$$

Durch Logarithmieren folgt:

$$\log \lambda = \log c_1 - c_2 \log R.$$

Setzt man

$$\log \lambda = y, \log c_1 = k, \log R = x,$$

so erhält man die Gleichung einer geraden Linie in der Form:

$$y = k - c_2 x.$$

Um sie darzustellen, trägt man in einem rechtwinkligen Koordinatensystem die zusammengehörigen Wertepaare von $\log \lambda$ und $\log R$ auf (am bequemsten auf käuflichem, logarithmisch geteilten Koordinatenpapier) und legt zur Ausgleichung der Beobachtungsfehler durch die Punktreihe eine vermittelnde Gerade, aus deren Lage sich die Konstanten bestimmen lassen.

Als Zahlenbeispiel möge der in Zahlentafel 27 und 28 mitgeteilte Versuch gewählt werden.

Zahlentafel 29

No. des Versuchs	λ	$\log \lambda$ = y	R	$\log R$ = x
1	0,02 888	0,4606—2	13 150	4,1189
2	0,02 685	0,4289—2	17 180	4,2350
3	0,02 578	0,4113—2	21 620	4,3349
4	0,02 510	0,3997—2	26 030	4,4155
5	0,02 398	0,3799—2	30 780	4,4883
6	0,02 283	0,3583—2	36 030	4,5567
7	0,02 255	0,3514—2	40 440	4,6068
8	0,02 202	0,3428—2	45 000	4,6532
9	0,02 175	0,3375—2	49 880	4,6979
10	0,02 102	0,3263—2	55 600	4,7451

In Zahlentafel 29 ist zunächst neben λ und dem $\log \lambda$ auch der Wert von R und von $\log R$ für die einzelnen Versuche zusammengestellt, wobei sich die Reynoldssche Zahl für den Rohrdurchmesser $d = 0,04$ m und

für die kinematische Zähigkeit $\nu = 0,000\ 00135$ bei 9° Wassertemperatur aus

$$R = \frac{vd}{\nu} = \frac{v \cdot 0,04}{0,00000135} = 29620 \cdot v$$

berechnet.

In Abb. 131 sind als Ordinaten die Werte $\log \lambda = y$ und als Abszissen die Werte $\log R = x$ aufgetragen. (Auf der Abszissenachse ist außerdem noch eine Teilung für R angegeben.)

Diese Darstellung des Zusammenhangs zwischen λ und R , anstatt zwischen λ und ν bzw. $\sqrt{\nu}$ oder ν^2 , ist deswegen zweckmäßig, da sie ohne weiteres einen Vergleich von Versuchsergebnissen erlaubt, die

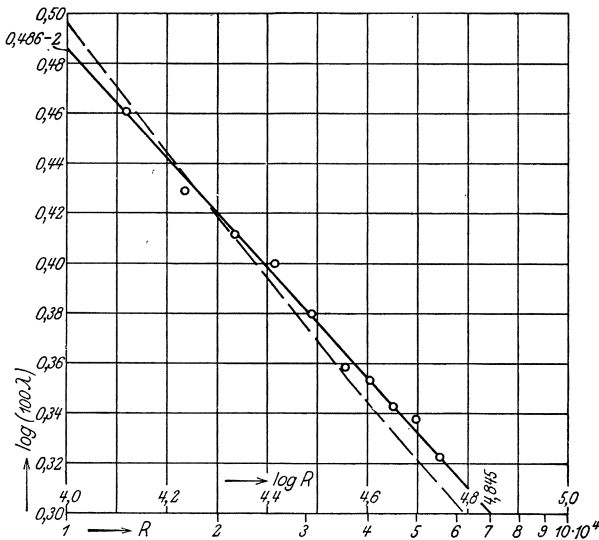


Abb. 131. Zusammenhang zwischen $\log R$ und $\log \lambda$.

unter verschiedenen Bedingungen erhalten wurden. Sie ist daher in der Literatur auch allgemein üblich.

Die vermittelnde Gerade in Abb. 131 bestimmt nun die Wertepaare

$$y_1 = 0,300 - 2, \quad x_1 = 4,845,$$

und

$$y_2 = 0,486 - 2, \quad x_2 = 4,000.$$

Geht eine Gerade durch die Punkte (x_1, y_1) und (x_2, y_2) , so lautet ihre Gleichung:

$$y - y_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x - x_1).$$

Setzt man hierin die gefundenen Werte für x_1, x_2, y_1, y_2 ein, so folgt

$$y - (0,300 - 2) = \frac{0,486 - 2 - (0,300 - 2)}{4,000 - 4,845} (x - 4,845)$$

und nach ausmultiplizieren und ordnen

$$y = -0,633 - 0,22 \log x.$$

Theorie und Konstantenbestimmung des hydrometrischen Flügels.

Von Dr.-Ing. **L. A. Ott**. Mit 25 Abbildungen im Text. 49 Seiten. 1925.
RM 4.50

Lehrbuch der Hydraulik für Ingenieure und Physiker. Zum Ge-

brauche bei Vorlesungen und zum Selbststudium. Von Prof. Dr.-Ing. **Theodor Pöschl**, Prag. Mit 148 Abbildungen. VI, 192 Seiten. 1924.

RM 8.40; gebunden RM 9.30

Aufgaben aus dem Wasserbau. Angewandte Hydraulik. 40 voll-

kommen durchgerechnete Beispiele. Von Dr.-Ing. **Otto Streck**. Mit 133 Ab-

bildungen, 35 Tabellen und 11 Tafeln. IX, 362 Seiten. 1924.

Gebunden RM 11.40

Die Theorie der Wasserturbinen. Ein kurzes Lehrbuch von Professor

Rudolf Escher †, Zürich. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage, her-
ausgegeben von Ober-Ing. **Robert Dubs** in Zürich. Mit 364 Textabbildungen
und 1 Tafel. XIV, 356 Seiten. 1924.

Gebunden RM 13.50

Wasserkraftmaschinen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung

von Wasserkraftmaschinen und Wasserkraftanlagen von Dipl.-Ing. **L. Quantz**,
Stettin. Sechste, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 207 Abbildungen
im Text. VI, 164 Seiten. 1926.

RM 4.80

Die Pumpen. Ein Leitfaden für Höhere Maschinenbauschulen und zum Selbst-

unterricht. Von Prof. Dipl.-Ing. **H. Matthiessen**, Kiel, und Dipl.-Ing. **E. Fuchs-**
locher, Kiel. Mit 137 Textabbildungen. IV, 85 Seiten. 1923.

RM 1.60

Maschinentechnisches Versuchswesen. Von Prof. Dr.-Ing. **A. Gramberg**,

Oberingenieur an den Höchster Farbwerken.

Erster Band: **Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und
zur Betriebskontrolle.** Zum Gebrauch an Maschinenlaboratorien und in
der Praxis. Fünfte, vielfach erweiterte und umgearbeitete Auflage. Mit
326 Figuren im Text. XII, 565 Seiten. 1923. Gebunden RM 18.—

Zweiter Band: **Maschinenuntersuchungen und das Verhalten der Ma-
schinen im Betriebe.** Ein Handbuch für Betriebsleiter, ein Leitfaden
zum Gebrauch bei Abnahmeversuchen und für den Unterricht an Maschinen-
laboratorien. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 327 Figuren im Text und
auf 2 Tafeln. XVIII, 601 Seiten. 1924. Gebunden RM 20.—

**Brand-Seufert, Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebs-
überwachung, insbesondere zur Überwachung des Dampf-**

betriebes. Zugleich ein Leitfaden für Maschinenbaulaboratorien tech-
nischer Lehranstalten. Neu herausgegeben von Dipl.-Ing. **Franz Seufert**,
Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Fünfte, verbesserte und erweiterte Auf-
lage. Mit 334 Abbildungen, einer lithographischen Tafel und vielen Zahlen-
tafeln. X, 430 Seiten. 1926. Gebunden RM 29.40

**Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen,
Dampfkesseln, Dampfturbinen und Verbrennungskraftma-**

schinen. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien
technischer Lehranstalten. Von Oberingenieur **Franz Seufert**, Studienrat a. D.
Siebente, erweiterte Auflage. Mit 52 Abbildungen. VI, 165 Seiten. 1925.

RM 3.60

Verlag von Julius Springer in Berlin W 9

Die hydraulischen Einrichtungen des Maschinen-Laboratoriums der Staatlichen Württembergischen Höheren Maschinen- bauschule in Eßlingen a. N.

mit einem Anhang:

Die Messung kleinster Wassergeschwindigkeiten mit dem hydrometrischen Flügel

Von

Prof. Dr.-Ing. Anton Staus

Mit 46 Textabbildungen und 10 Zahlentafeln
VI, 58 Seiten. 1925. RM 3.60

Aus den zahlreichen Besprechungen:

Die kleine Schrift beschränkt sich nicht auf eine beschreibende Wiedergabe der Instituteinrichtungen, sondern bringt in zeichnerischer Darstellung auch Versuchsergebnisse. Dadurch erhält man die Möglichkeit, sich ein Bild von der Leistungsfähigkeit der Maschinen und Geräte zu machen. Ein breiter Raum ist der Wassermessung mittels des hydrometrischen Flügels gewidmet. In einem Anhang ist die Messung kleinster Wassergeschwindigkeit besonders behandelt. Die Eichung des Flügels durch Schleppversuche, die Anwendung auf praktische Wassermessung und der Vergleich der Meßergebnisse mittels Flügels und Überfalles spricht bei einer Meßgenauigkeit von 0,5 bis 1,0 vH für die praktische Brauchbarkeit der Flügelmessung.

(Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure.)

... Der besondere Wert der Schrift liegt in der rechnerischen und graphischen Darstellung vieler Versuchsergebnisse. Dadurch gewinnt der Leser ein Bild von der Leistungsfähigkeit der Einrichtungen und eine praktische Anleitung zur Ausführung von Versuchen auf dem Gebiete der Hydraulik.

Die zahlreichen guten Abbildungen unterstützen wesentlich das Verständnis.

Besonders eingehend ist im Anhang der hydrometrische Flügel zur Messung kleinster Wassergeschwindigkeiten behandelt.

(Zeitschrift für technische Physik.)

Der Genauigkeitsgrad von Flügelmessungen bei Wasserkraftanlagen.

Von

Prof. Dr.-Ing. Anton Staus

Mit 15 Textabbildungen und 4 Zahlentafeln
IV, 36 Seiten. 1926. RM 2.40

Aus dem Inhalt:

Wahl der Meßstelle. — Die Profilaufnahme. — Der hydrometrische Flügel. — Die Zeitmessung. — Art und Durchführung der Geschwindigkeitsmessung. — Die Berechnungsverfahren. — Der Gesamtgenauigkeitsgrad. — Anhang und Literaturnachweis.

Der Indikator und seine Hilfseinrichtungen. Von Prof. Dr.-Ing. Anton Staus. Mit 219 Textfiguren. VII, 188 Seiten. 1911. Geb. RM 6.—

Theorie und Konstantenbestimmung des hydrometrischen Flügels.

Von Dr.-Ing. **L. A. Ott**. Mit 25 Abbildungen im Text. 49 Seiten. 1925.
RM 4.50

Lehrbuch der Hydraulik für Ingenieure und Physiker. Zum Gebrauche bei Vorlesungen und zum Selbststudium. Von Prof. Dr.-Ing. **Theodor Pöschl**, Prag. Mit 148 Abbildungen. VI, 192 Seiten. 1924.

RM 8.40; gebunden RM 9.30

Aufgaben aus dem Wasserbau. Angewandte Hydraulik. 40 vollkommen durchgerechnete Beispiele. Von Dr.-Ing. **Otto Streck**. Mit 133 Abbildungen, 35 Tabellen und 11 Tafeln. IX, 362 Seiten. 1924.

Gebunden RM 11.40

Die Theorie der Wasserturbinen. Ein kurzes Lehrbuch von Professor **Rudolf Escher** †, Zürich. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage, herausgegeben von Ober-Ing. **Robert Dubs** in Zürich. Mit 364 Textabbildungen und 1 Tafel. XIV, 356 Seiten. 1924.

Gebunden RM 13.50

Wasserkraftmaschinen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung von Wasserkraftmaschinen und Wasserkraftanlagen von Dipl.-Ing. **L. Quantz**, Stettin. Sechste, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 207 Abbildungen im Text. VI, 164 Seiten. 1926.

RM 4.80

Die Pumpen. Ein Leitfaden für Höhere Maschinenbauschulen und zum Selbstunterricht. Von Prof. Dipl.-Ing. **H. Matthiessen**, Kiel, und Dipl.-Ing. **E. Fuchslocher**, Kiel. Mit 137 Textabbildungen. IV, 85 Seiten. 1923. RM 1.60

Maschinentechnisches Versuchswesen. Von Prof. Dr.-Ing. **A. Gramberg**, Obergeringieur an den Höchster Farbwerken.

Erster Band: **Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und zur Betriebskontrolle.** Zum Gebrauch an Maschinenlaboratorien und in der Praxis. Fünfte, vielfach erweiterte und umgearbeitete Auflage. Mit 326 Figuren im Text. XII, 565 Seiten. 1923. Gebunden RM 18.—

Zweiter Band: **Maschinenuntersuchungen und das Verhalten der Maschinen im Betriebe.** Ein Handbuch für Betriebsleiter, ein Leitfaden zum Gebrauch bei Abnahmeversuchen und für den Unterricht an Maschinenlaboratorien. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 327 Figuren im Text und auf 2 Tafeln. XVIII, 601 Seiten. 1924. Gebunden RM 20.—

Brand-Seufert, Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebsüberwachung, insbesondere zur Überwachung des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für Maschinenbaulaboratorien technischer Lehranstalten. Neu herausgegeben von Dipl.-Ing. **Franz Seufert**, Obergeringieur für Wärmewirtschaft. Fünfte, verbesserte und erweiterte Auflage. Mit 334 Abbildungen, einer lithographischen Tafel und vielen Zahlentafeln. X, 430 Seiten. 1926.

Gebunden RM 29.40

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen, Dampfkesseln, Dampfturbinen und Verbrennungskraftmaschinen. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Obergeringieur **Franz Seufert**, Studienrat a. D.

Siebente, erweiterte Auflage. Mit 52 Abbildungen. VI, 165 Seiten. 1925.
RM 3.60