

Diese Beziehung ermöglicht für den Fall, daß die normalen Wasserverhältnisse bei einer Turbinenuntersuchung, z. B. einer Bremsung, nicht herrschen, sämtliche in Gleichung (29) vorkommenden Größen auf normale Verhältnisse (Wassermenge oder Gefälle) umzurechnen.

Messungen an Wasserturbinen.

(Ermittlung von Leistung und Nutzeffekt.)

Die zur Ermittlung der Leistung und des Nutzeffektes einer Turbinenanlage erforderlichen Messungen erstrecken sich auf folgende Punkte:

1. Messung der zugeführten Energie. Dieselbe setzt sich zusammen aus einer Wasser- und einer Gefällsmessung.

2. Bestimmung der nutzbaren Leistung (Bremsleistung).

Aus den Messungen sub 1. und 2. ergibt sich der Nutzeffekt der Turbinenanlage als Quotient beider Messungsergebnisse $\left(\frac{2.}{1.}\right)$.

In der Hauptsache sind in diesem Kapitel nur die Bremsversuche zu besprechen, da die Messungen sub 1. in besonderen Kapiteln (S. 3 bis 20) schon behandelt sind.

Zur Bestimmung der Nutzleistung bzw. des Nutzeffektes einer Turbine kann naturgemäß auch eine indirekte Methode verwandt werden. Dient nämlich die Turbine zum Betriebe elektrischer Maschinen, deren Wirkungsgrade bekannt sind, so genügt es in vielen Fällen, die Nutzleistung der Turbine aus der elektrischen Nutzleistung unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Dynamos zu berechnen. Jedenfalls ist diese Methode bedeutend einfacher als die Bremsung einer Turbine, und man wird vielfach ein genügendes Urteil über die Leistungsfähigkeit der Anlage gewinnen. Analog wird die Methode häufig bei Prüfung in elektrischen Zentralen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb angewandt¹⁾. Jedoch haftet naturgemäß der indirekten Methode der Mangel größerer Unsicherheit und größerer Ungenauigkeit gegenüber der direkten Bremsung an. Die größere Unsicherheit in den Resultaten ist für direkte Kuppelung in der Schwierigkeit begründet, die der Turbine und der Dynamo gemeinsamen Reibungsverluste sinn gemäß und gerecht als Anteile der Turbine einerseits und der Dynamo andererseits zu trennen, bei Riemenübertragung und anderen Übersetzungsarten in der Schwierigkeit, die durch die Transmission bedingten Verluste entsprechend zu berücksichtigen.

Eine größere Ungenauigkeit bringt weiterhin der Umstand in die Meßresultate, daß der Wirkungsgrad der Dynamos, welcher seinerseits

¹⁾ Vergleiche hierzu die betreffenden Ausführungen des Verfassers in „Prüfungen in elektrischen Zentralstationen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb“.

nur bis zu einem gewissen Grade Anspruch auf Zuverlässigkeit machen darf, als Faktor in der Berechnung des Nutzeffektes der Turbine auftritt.

Handelt es sich demnach darum, möglichst genaue Meßresultate (selbst mit Aufwand von mehr Mühe und Zeit bei Durchführung der Versuche) zu erzielen, so muß unbedingt die mechanische Leistung der Turbine durch direkte Bremsung ermittelt werden.

Über Bremsversuche findet sich das Wesentlichste in dem vor kurzem erschienenen Buche des Verfassers „Prüfungen in Zentralen usw.“. Doch möge an dieser Stelle noch des Näheren auf Bremsungen speziell an Turbinen eingegangen werden.

Zunächst sei darauf hingewiesen, daß hinsichtlich der Nutzeffektbestimmung der Turbinen wohl nie die gleiche Vollkommenheit erreicht werden wird wie bei derjenigen von anderen Betriebsmotoren, insbesondere der Dampf- und Gasmaschinen. Der Grund hierfür liegt in der Ungenauigkeit, mit der die Wassermessung selbst bei Anwendung der besten Meßmethoden behaftet ist. Bei Wassermessungen, wie sie durchschnittlich ausgeführt werden, sind nach Wilh. Müller ¹⁾ Fehler bis zu 5 Proz. sehr leicht möglich.

Was die Bremsung selbst betrifft, so ist es wünschenswert, dieselbe direkt an der Turbinenwelle vorzunehmen. Hierbei wird in der Regel das konische Rad abgenommen und an Stelle dieses die Bremsscheibe aufgesetzt. Es ist dabei von Vorteil, daß sämtliche Transmissionsteile, welche nicht eigentlich zur Turbine gehören, von derselben abgetrennt sind und nicht etwa leer mitlaufen. Leider ist die genannte Anordnung bei Turbinen mit vertikaler Achse der örtlichen Verhältnisse wegen in den meisten Fällen untunlich. Es muß daher die Bremsscheibe auf die Vorgelegewelle aufgesetzt werden, welche durch konische Zahnräder die Arbeit von der Turbinenwelle empfängt.

In diesem Falle müssen sämtliche durch die Transmission entstehenden zusätzlichen Verluste, die durch Rechnung unter Annahme gewisser Reibungskoeffizienten zu ermitteln sind, der gemessenen Turbinenleistung gutgeschrieben werden.

Die gesamte Turbinenleistung N_T in Pferdestärken setzt sich im allgemeinen bei einer Versuchsanordnung, wie durch die Skizze Fig. 40, S. 55 dargestellt, zusammen aus:

1. Der an der Bremse gefundenen Leistung N_1 ;
2. der Reibungsarbeit N_2 , welche durch das Eigengewicht der Vorgelegewelle, der Zahnräder, des Schwungrades und der Bremsscheibe verbraucht wird;
3. der Zahnreibungsarbeit N_3 ;

¹⁾ Die Francis-Turbine und die Entwicklung des modernen Turbinenbaues.

4. der Reibungsarbeit N_4 , welche durch den Zahndruck in den Lagern der Vorgelegewelle und im Halslager der Turbinenwelle bedingt ist;
5. der Lufttreibungsarbeit N_5 des Schwungrades.

Dies sind die hauptsächlichsten zusätzlichen Verluste, und man wird meist genügend genau rechnen, wenn man diese in die Rechnung einführt. Die Nutzleistung der Turbine ist alsdann

$$(30) \quad \dots \quad N_l = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5.$$

Die Ermittlung der einzelnen Werte N kann sich je nach den lokalen Verhältnissen, d. h. je nach Disposition der Turbinenanlage verschieden gestalten, so daß verschiedene Berechnungsmethoden notwendig sind.

Es seien im nachfolgenden die verschiedenen Werte für N näher erläutert und ermittelt:

ad 1. Bedeutet l die Länge des Bremshebels, wie sich aus Fig. 42 ergibt, ferner G die zur Herstellung des Gleichgewichtes bei der Bremsung erforderliche Belastung unter Berücksichtigung des Bremshebelgewichtes und n die minutliche Umdrehungszahl der gebremsten Welle, dann besteht die bekannte Relation (siehe auch des Verfassers Buch „Prüfungen in elektrischen Zentralen usw.“)

$$(31) \quad \dots \quad N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n \cdot \pi}{30 \cdot 75} = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n \text{ PS.}$$

Bei bekannter Länge des Bremshebels kann N_1 als Funktion der variablen Größen G und n ausgedrückt werden.

ad 2. Die Reibungsarbeit N_2 wird ermittelt aus den Gewichten der Vorgelegewelle g_1 , der Bremsscheibe g_2 , des konischen Triebes g_3 und des Schwungrades g_4 , d. i. ein Gesamtgewicht $g_s = g_1 + g_2 + g_3 + g_4$, und den Durchmessern der in Frage kommenden Lagerzapfen der Vorgelegewelle, sowie dem Zapfenreibungskoeffizienten „ μ “. — Sind die Durchmesser der Lagerzapfen nicht sehr verschieden voneinander, so kann mit einem mittleren Durchmesser D_m gerechnet werden. Die Reibungsarbeit N_2 bestimmt sich dann nach der Gleichung:

$$(32) \quad \dots \quad N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

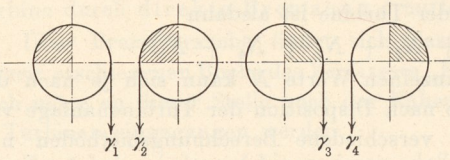
Der Zapfenreibungskoeffizient ist variabel, je nach der Beschaffenheit der Lager. Er kann z. B. für Ringschmierlager mit beweglichen Schalen zu etwa $\frac{1}{40}$ angenommen werden.

Für gut eingeschliffene Stahlzapfen in Bronzelagern ist nach des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“ $\mu = 0,003$ bis $0,03$ je nach der Güte der Schmierung.

Die obige angenäherte Formel ist für die Praxis meist genügend genau. Eine ganz präzise Rechnung würde verlangen, daß die Lagerdrücke einzeln berechnet und die jeweilige Reibungsarbeit danach ermittelt würde.

Die Reibungsarbeit N_2 der Vorgelegewelle kann auch experimentell in folgender Weise ¹⁾ bestimmt werden. Man schlingt bei ausgehobenem Turbinenkammrad und nach Entfernung des Bremshebels um die Bremscheibe eine Schnur und hängt soviel Gewichte an dieselbe, daß die Welle sich nach Ingangsetzung unter der Wirkung der Gewichte gleichförmig weiter dreht.

Fig. 39.



Um den Einfluß des Schwerpunktes der sich drehenden Teile in verschiedenen Stellungen auszugleichen, wird der Versuch in verschiedenen Winkelstellungen der Scheibe ausgeführt, etwa in der Weise, wie Fig. 39 veranschaulicht.

Es seien $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ und γ_4 die verschieden ermittelten Gewichtswerte. Der Mittelwert sei γ . Ist ferner h der Halbmesser der Scheibe, so ist das Moment der Reibungskräfte $\gamma \cdot h$ und die Reibungsarbeit

$$(33) \quad \dots \quad N_2 = \frac{\gamma \cdot h \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Diese Methode der Berechnung von N_2 liefert übrigens leicht zu große Werte, da die Umdrehungsgeschwindigkeit beim obigen Versuche geringer ist als im Betriebe, und in ersterem Falle die Reibungswiderstände in den Lagern etwas größer sind.

ad 3. Die Zahnreibungsarbeit N_3 wird aus den konstruktiven Daten der Zahnräder und der durch die Zahnräder zu übertragenden Leistung ermittelt. Die letztere setzt sich aus den Arbeiten unter 1. und 2. zusammen, d. h. sie ist gleich $N_1 + N_2$.

Es gilt

$$(34a) \quad \dots \quad N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) \text{ PS,}$$

worin μ_1 den Reibungskoeffizienten (im Mittel = 0,16 für gußeiserne Räder) und x einen Koeffizienten bedeutet, der die Dimension der Räder berücksichtigt ²⁾. Diese Formel leitet sich aus einer analog gebildeten Formel für die Reibungsarbeit R (am Umfang der Räder gemessen) ab; ist die Umfangskraft T , so besteht die Beziehung:

$$(35) \quad \dots \quad R = \mu_1 \cdot x \cdot T \text{ PS.}$$

¹⁾ Siehe auch Pfarr, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1892, S. 798.

²⁾ x hat für Kegelräder den Wert:

$$(34b) \quad \dots \quad x = \sqrt{\left(\frac{1}{z_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{z_2}\right)^2} + \frac{2 \cos \varepsilon}{z_1 \cdot z_2} \cdot \pi \cdot \frac{\left(\frac{l_1}{t}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{t}\right)^2}{\frac{l_1}{t} + \frac{l_2}{t}}.$$

Hierbei bezeichnen: z_1 und z_2 die Zähnezahlen der Räder, t die Teilung, l_1 und l_2 die vor und hinter der Zentralen liegenden Eingriffsbögen, ε den

Eine einfache Überlegung lehrt, daß sich die Kräfte R und T zueinander verhalten müssen wie die Arbeiten N_3 und $(N_1 + N_2)$, womit die Berechtigung der Gleichung für N_3 erwiesen ist.

ad 4. Die Reibungsarbeit N_4 folgt aus dem Zahndruck p . Diesen erhält man aus N_1, N_2 und N_3 , dem Durchmesser d_1 des kleinen Zahnrades und der Umdrehungszahl desselben; es besteht die Beziehung

$$(36) \quad \dots \quad N_1 + N_2 + N_3 = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n \cdot p}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

N_4 setzt sich aus folgenden zwei Teilen zusammen:

a) Die Reibungsarbeit in den Lagern 1 und 2 der Vorgelegewelle beträgt, bei Annahme eines mittleren Zapfendurchmessers $D_{1.2}$ (siehe auch unter 2.),

$$(37a) \quad \dots \quad \frac{D_{1.2} \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \cdot p \cdot \mu \text{ PS.}$$

b) Die Reibungsarbeit im Turbinenhalslager beträgt, wenn D_4 den Zapfendurchmesser desselben und n' die Umdrehungszahl der Turbinenwelle bedeutet:

$$(37b) \quad \dots \quad \frac{D_4 \cdot \pi \cdot n'}{60 \cdot 75} \cdot p \cdot \mu \text{ PS.}$$

Somit ist:

$$(38a) \quad \dots \quad N_4 = \frac{\pi \cdot p \cdot \mu}{60 \cdot 75} (n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4) \text{ PS.}$$

Aus den Gleichungen (36) und (38a) ergibt sich für N_4 :

$$(38b) \quad \dots \quad N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{(n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4)}{d_1 \cdot n} \text{ PS.}$$

Winkel, welchen die Achsen der Räder miteinander einschließen. Zur Schätzung der Größen $\frac{l}{t}$ können folgende Tabellen dienen, in welchen l_1 und l_2 als Funktion der Zähnezahlen erscheinen.

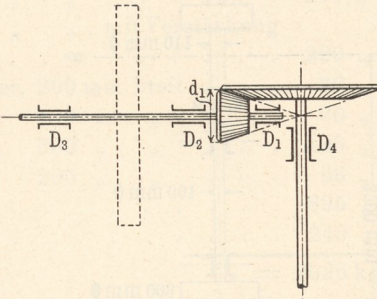
Evolutionen-Verzahnung.

| z | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 | 60 | ∞ |
|---------------|------|------|------|------|------|------|----------|
| $\frac{l}{t}$ | 0,84 | 0,90 | 0,92 | 0,97 | 0,99 | 1,02 | 1,24 |

Cykloiden-Verzahnung.

| z | 7 | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 | ∞ |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|----------|
| $\frac{l}{t}$ | 0,58 | 0,60 | 0,64 | 0,66 | 0,68 | 0,69 | 0,71 | 0,75 |

Fig. 40.



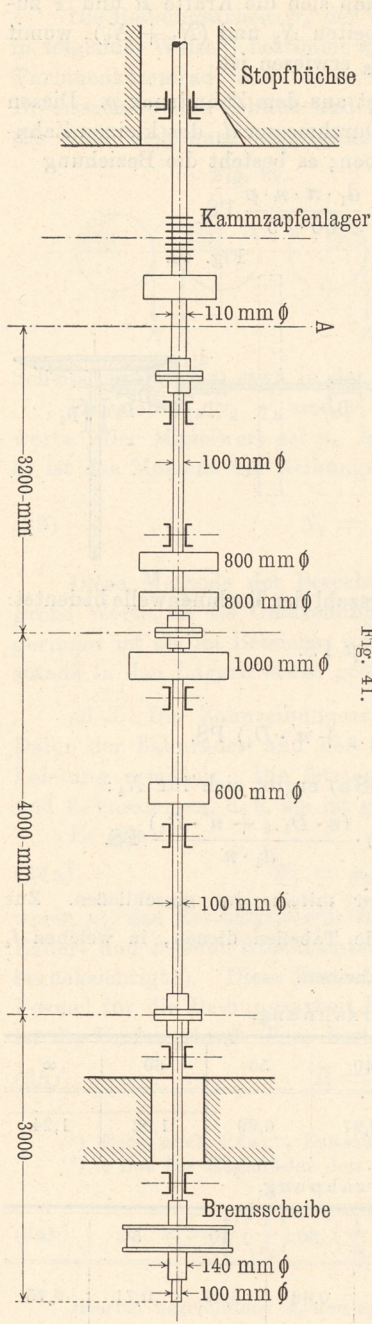


Fig. 41.

ad 5. Die Luftreibungsarbeit, hauptsächlich durch das Schwungrad verursacht, kann, wenn sie überhaupt berücksichtigt wird, nur schätzungsweise bestimmt werden; zur genauen Berechnung fehlt eine zuverlässige Methode.

Die vorstehende Verlustberechnung sub 1. bis 5. ist nicht in allen Fällen anwendbar und ändert sich je nach der Disposition der Turbinenanlage. Bei Turbinen mit horizontaler Achse, bei welchen häufig die Bremsung direkt an der Hauptwelle erfolgen kann, gestaltet sich die Rechnung, wie im folgenden praktischen Beispiele näher erläutert ist.

Die Turbine mit horizontaler Achse ist mit der Haupttransmission direkt gekuppelt. Die Anordnung möge der Skizze Fig. 41 entsprechen. Die Bremsscheibe ist am rechten Ende der Transmissionswelle angebracht. Die Reibung im Kammzapfenlager und der Stopfbüchse wird der Turbine nicht zu gute gerechnet, da dieselben als wesentliche Bestandteile der Turbine anzusehen sind. Es ist daher nur die Reibungsarbeit des Wellenstranges rechts von *A* zu ermitteln.

Aus der Skizze geht hervor, daß sämtliche Lagerbohrungen gleich und die Reibungskräfte nur durch Gewichtsbelastungen bedingt sind. Die Rechnung ist daher die folgende.

Es sei G_r das Gesamtgewicht des Wellenstranges samt den Riemenscheiben, Kuppelungen, der Bremsscheibe und Zubehör, P die Wagschalenbelastung des Bremshebels, D der Zapfendurchmesser der Lager in Meter, μ der Lagerreibungs-

koeffizient und n die Tourenzahl der Welle; alsdann ist die Reibungsarbeit in den Transmissionslagern

$$(39) \quad \dots \quad N_r = \frac{(G_r + P) \cdot D \cdot \pi \cdot n \cdot \mu}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Das Gewicht G_r möge sich zusammensetzen aus:

| | |
|--|-------------------------|
| 1 Scheibenkuppelung 110 mm Bohrung | 120 kg |
| 2 desgleichen 100 " " | 180 " |
| 1 Welle 100 mm Durchmesser, 3200 mm lang | 195 " |
| 1 " 100 " " 4000 " " | 244 " |
| 1 " 100 " " 3000 " " , mit Verstärkung 140 mm Durchmesser | 220 " |
| 1 Riemenscheibe 800 mm Durchmesser, 200 mm breit | 90 " |
| 1 " 800 " " 200 " " | 90 " |
| 1 " 1000 " " 300 " " | 186 " |
| 1 " 600 " " 200 " " | 66 " |
| Bremsscheibe | 895 " |
| Bremshebel mit Wagschale | 240 " |
| | <hr/> |
| | $G_r = 2526 \text{ kg}$ |

Bei Annahme eines $\mu = 0,075$ wird mit Einsetzung des Wertes $G_r = 2526$ und des Zapfendurchmessers $D = 0,1$ der Reibungsverlust

$$N_r = \frac{(2526 + P) \cdot 0,100 \cdot \pi \cdot n \cdot 0,075}{60 \cdot 75} = (2526 + P) n \cdot 0,000\,005\,24 \text{ PS.}$$

Für eine Wagschalenbelastung $P = 14 \text{ kg}$ und eine Tourenzahl $n = 180$ wird z. B. im vorliegenden Falle

$$N_r = 2540 \cdot 180 \cdot 0,000\,005\,24 = 2,4 \text{ PS.}$$

Die Bremsung erfolgt durch einen Prony'schen Zaum von möglichst kräftiger Konstruktion, damit Vibrationen des Apparates nicht eintreten.

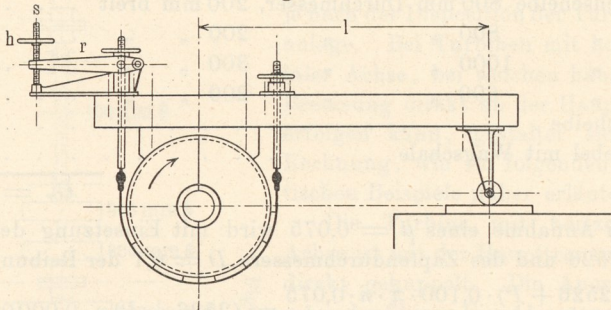
Die äußere Gegenkraft am Bremshebel wird häufig dadurch erzeugt, daß sich der Bremshebel auf eine Dezimalwage stützt, welche nach Erfordernis belastet wird. Eine derartige Einrichtung ist durch Fig. 42, S. 58 dargestellt.

Der Bremshebel drückt durch Vermittelung einer leicht beweglichen Rolle auf den Tisch der Wage; die Unterstützungsfläche liegt genau in der Höhe der Achse, so daß eine Veränderung der Bremshebellänge bei den Schwankungen der Bremse auf ein Minimum reduziert wird. Durch eine Reguliervorrichtung r mit Schraube s und Handrad h ist man imstande eine sehr feine Regulierung der Reibungs- und Bremskraft zu bewirken, ohne daß das Gleichgewicht der Bremse durch den Eingriff von Hand empfindlich gestört wird.

Wilh. Müller empfiehlt in seinem oben zitierten Werke mehr eine Belastung des Bremshebels durch Anhängen von Gewichten, da mit der Dezimalwage weniger zuverlässig gearbeitet werden könne.

Die Tourenzahl wird zweckmäßig durch einen fortlaufend registrierenden Tourenzähler gemessen, da die Anwendung von Handtourszählern leicht momentane Störungen des Gleichgewichtszustandes der Bremse herbeiführen und auch an sich die Messungen mit denselben nicht so zuverlässig sind, als wenn durch einen selbsttätigen Umdrehungszähler die Touren über die ganze Dauer des Versuches gemessen werden. Außerdem ist es sehr zu empfehlen, durch ein Tachometer, welches ständig eingerückt ist, die Stetigkeit der Tourenzahl zu kontrollieren. Je konstanter die Tourenzahl während der Versuchsdauer war, desto sicherer sind die Resultate, die ja aus den Mittelwerten sämtlicher Beobachtungen berechnet werden.

Fig. 42.



Sämtliche Messungen: Bremsung, Wassermessung und Pegel-(Gefälls-)beobachtung, müssen im gleichen Versuchszeitraume vorgenommen werden. Hierbei können allerdings im allgemeinen nicht so viele Wassermessungen wie Bremsmessungen vorgenommen werden. Ist beispielsweise die Beobachtungsdauer für eine Messungsreihe im ganzen eine Stunde, so können Tourenzahl, Bremsbelastung und Pegelstand alle 2 bis 5 Minuten notiert werden, während in der gleichen Zeit die mittlere Wassergeschwindigkeit in dem Oberkanal von bekanntem Profile und somit die Wassermenge, die sekundlich der Turbine zufließt, nur einmal festgestellt wird.

Je nach Übereinkunft bzw. den im voraus vertraglich festgelegten Abnahmebedingungen ist eine Gesamtmessung der vorbeschriebenen Art für verschiedene Belastungswerte der Turbine wie auch für verschiedene Beaufschlagungen vorzunehmen.

Die verhältnismäßig große Unsicherheit in den Messungen bei Turbinenbremsungen läßt es zweckmäßig erscheinen, daß auch über die Ausführung der Messungen gewisse Bestimmungen von vornherein vertraglich vereinbart werden. Beispielsweise gebe ich hier im Auszuge¹⁾ eine Zusammenstellung solcher Versuchsbedingungen für eine seinerzeit ausgeführte Turbinenanlage:

¹⁾ Siehe Aufsatz von A. Pfarr, Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1892, S. 797.

„Die Leistung der Turbine wird durch Bremsung an der Vorgelegewelle ermittelt, und da die vorhandene Arbeit in Beziehung auf die stehende Welle zu bestimmen ist, muß der durch den Betrieb der Vorgelegewelle bedingte Arbeitsaufwand der Turbine gutgeschrieben werden.

Für die im Oberwassergerinne vorzunehmenden Wassermessungen wird der im Besitze der Unternehmerin befindliche Woltmann'sche Flügel, mit elektrischer Zeichengebung nach je 50 Flügelumdrehungen, verwandt.

Das Gefälle wird an Pegeln gemessen, welche im Stromstrich des Ober- und Unterkanales in unmittelbarer Nähe des Turbinenhauses angebracht werden. Als Gefälle ist der Höhenunterschied beider Wasserspiegel zu betrachten.

Die Länge des Bremshebels ist zu Anfang und zu Ende der Bremsung zu ermitteln, der mittlere Wert ist für die Berechnung maßgebend. Durch sein Eigengewicht übt der Bremshebel einen Druck auf die Wage aus, welcher ebenfalls vor und nach der Bremsung zu ermitteln und entsprechend zu berücksichtigen ist. usw.“

Sollen die Versuche nicht allzu eingehend sein, so wird man sich darauf beschränken, die Bremsung für verschiedene — etwa drei — Beaufschlagungsgrade bei einer Tourenzahl, die ungefähr gleich der normalen Umdrehungszahl ist, vorzunehmen. Die letztere kann durch geeignete Regulierung des Bremsgewichtes eingestellt werden.

Sollen die Versuche ausführlicher sein, so variiert man die Verhältnisse nicht nur nach Beaufschlagungen, sondern auch nach Tourenzahlen bzw. Bremsbelastungen, d. h. man untersucht den Einfluß verschiedener Umdrehungszahlen (bzw. verschiedener Belastungen) der Turbine auf die Leistung und den Nutzeffekt bei ein und derselben Beaufschlagung. Diese letzteren Untersuchungen stehen in engem Zusammenhange mit den theoretischen Ausführungen auf S. 45 bis 49 und zwar gelangt man bei graphischer Darstellung der Versuchsergebnisse zu ähnlichen ermittelten Kurven für die Bremsleistung und das Bremsmoment, wie sie dortselbst angegeben sind.

Die Abweichungen der Kurven von denen in Fig. 36, 37 und 38 sind darin begründet, daß, sofern das Gefälle während des Versuches reguliert wird, die Wassermenge sich unter dem Einfluß der variablen Tourenzahl ändert, so daß die Voraussetzung konstanter Wassermenge V' , unter der die Kurven Fig. 36, 37 und 38 konstruiert sind, nicht mehr zutrifft.

Es sei jedoch bemerkt, daß die erwähnten Kurven mehr für den Turbinenkonstrukteur und Theoretiker von Wichtigkeit sind als für den Abnehmer der Turbine, da für den Betrieb in den meisten Fällen mit annähernd konstanter Tourenzahl zu rechnen ist.