

gewinnung der Bremsbelastung hat. Für die Prüfung von Maschinen sehr großer Leistung bei niederen Drehzahlen sei an dieser Stelle auch die Wasserbremse,* ein hydraulisches Bremsdynamometer, erwähnt, bei der aber eine Rückgewinnung der Bremsleistung ebenso wenig möglich ist wie beim Prony'schen Zaum, weil dieselbe hier wie dort absorbiert wird.

Das Prinzip ist bei fast allen Bremsvorrichtungen mit Bremshebel das gleiche wie beim Prony'schen Zaum, weshalb hier auf diesen noch etwas näher eingegangen werden soll:

Die zu prüfende Maschine wird, nachdem man den Prony'schen Bremszaum mit seinen Bremsbacken auf die Riemenscheibe der zunächst leerlaufenden, zu prüfenden Maschine aufgesetzt hat, allmählich dadurch belastet, daß man eine der Leistung der Maschine entsprechende Bremsbelastung in Form von Gewichten an das Ende des Bremshebels, entgegen dem Drehsinn der Maschine, anhängt und die Bremsbacken an die Riemenscheibe anpreßt, bis die Gleichgewichtslage des Wagebalkens wiederhergestellt ist, die

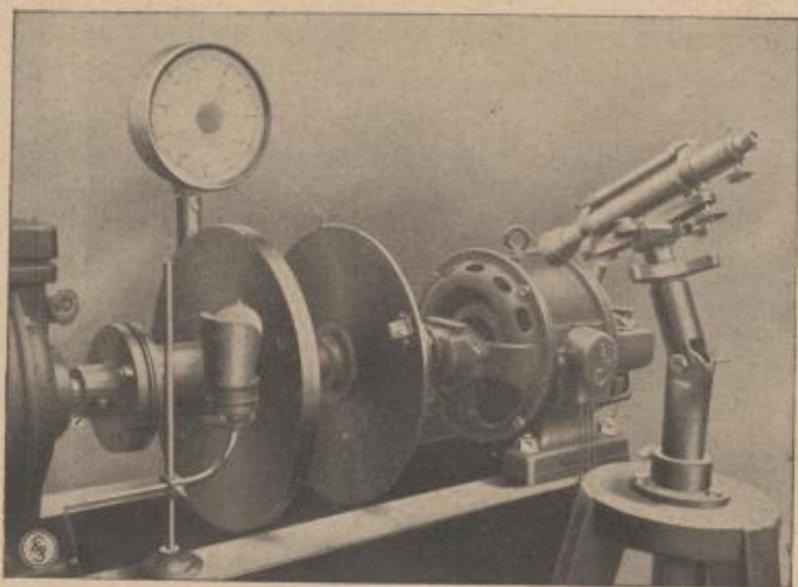


Abb. 3. Torsions-Dynamometer.

während der ganzen Prüfung, auch während der mehrstündigen Dauerbelastung aufrechterhalten werden muß. Da durch die Reibung der hölzernen Bremsbacken auf der eisernen Riemenscheibe Wärme erzeugt wird, die sich leicht bis zum Entflammen der hölzernen Bremsbacken steigern kann, so ist für reichliche Kühlung und Schmierung Sorge zu tragen. Als Schmiermittel hat sich Seifenwasser mit einem Oelzusatz bestens bewährt, das ununterbrochen zwischen Riemenscheibe und Bremsbacken, auch während des mehrstündigen belasteten Dauerlaufs fließen muß. Es ist einzusehen, daß der Prüfstand dabei nicht immer durch übermäßige Reinlichkeit ausgezeichnet sein kann.

Die Bremsbelastung für die verschiedenen Leistungen der zu prüfenden Maschinen berechnet man mit Hilfe der uns aus dem Allgemeinen Maschinenbau geläufigen Formeln wie folgt:

$$\text{Es ist } N = \frac{P \cdot v}{75} \text{ und } v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$$

* vgl. Otto Koehn, „Die AEG.-Wasserbremse“ in „AEG.-Mitteilungen“ Heft 8/1926 S. 281 u. f.

In diesen Formeln bedeuten:

N = effektive Nennleistung in P.S. (1 P.S. = 75 kgm/sec)

P = Umfangskraft (Riemenzug) in kg.

v = Umfangs- oder Riemengeschwindigkeit in m pro Sek.

d = Riemenscheiben-Durchmesser in cm ($d = 2r$)

π = Ludolph'sche Zahl = 3,1416

n = Drehzahl oder Umdr. pro Min.

60 = Divisor für die sekundliche Leistung.

Obige Formeln entwickeln sich weiter in:

$$N = \frac{P \cdot d \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{P \cdot 2 \cdot r \cdot 3,1416 \cdot n}{75 \cdot 60}$$

wobei unter r der Radius der Riemenscheibe zu verstehen ist. Setzt man nun statt der Kraft P die

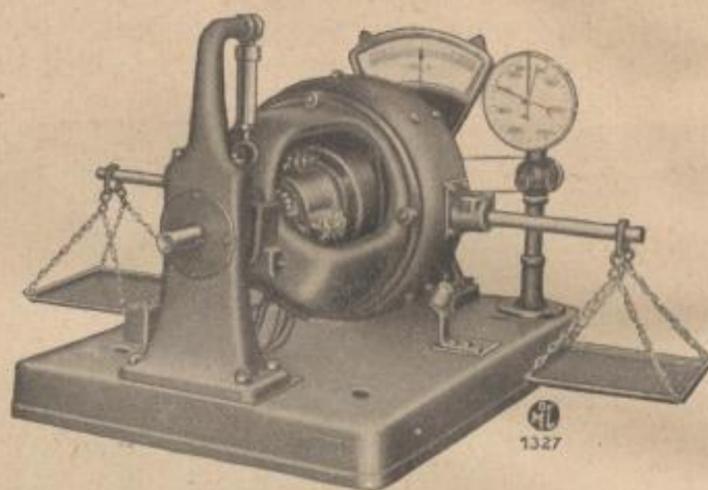


Abb. 4. Elektro-dynamische Präzisions-Schnell-Leistungs-Wage.

Bremsbelastung, das Bremsgewicht G und für den Radius r die Länge l des Bremshebels in die Formel ein, so erhält man:

$$N = \frac{G \cdot 2 \cdot l \cdot 3,1416 \cdot n}{75 \cdot 60}, \text{ da weiter: } \frac{2 \cdot 3,1416}{75 \cdot 60} =$$

$$\frac{1}{716} \text{ ist, so ist auch: } N = \frac{G \cdot l \cdot n}{716}$$

Diese Formel ist als „Zaumformel“ allgemein bekannt. Aus ihr berechnet man die Bremsgewichtsbelastung G , die sich beispielsweise für einen 15 P.S.-Motor mit 500 Umdr. pro Min., wenn der zur Bremsung benutzte Zaum einen Hebelarm von der Länge $l = 1,2$ m, von Mitte der Maschinenachse bis zum Angriffspunkt der Bremsbelastung am Hebel gemessen, besitzt, wie folgt:

$$N = \frac{G \cdot l \cdot n}{716}, \text{ somit } G = \frac{N \cdot 716}{l \cdot n}$$

damit ist in vorliegendem Falle das Bremsgewicht:

$$G = \frac{15 \cdot 716}{1,2 \cdot 500} = 17,9 \text{ oder rund } 18 \text{ kg.}$$

Das Drehmoment errechnet sich aus den gleichen Formeln:

$Md = P \cdot r$, d. h. das Drehmoment Md (Kraft \times Hebelarm) = Zugkraft P in kg am Hebelarm $r = 1$ m. Aus der oben entwickelten Formel ergibt sich: