Bei n Umdrehungen pro Minute =	150	300	450	600	1000
p Kilogr. pro 1 Quadratmillim. Stützfläche	0,22	0,11	0,073	0,055	0,033

Beispiel. Die Axe einer Schiffsschraube, welche einen Druck von 6000 Kilogramm auf das Fahrzeug ausübt, macht pro Minute 300 Umdrehungen, welche Abmessungen wird man dem Kammzapfen passend geben? Nimmt man nach dem Vorstehenden an, daß der Druck auf jeden Quadratmillimeter Zapfenfläche mit Rücksicht auf möglichst geringe Abnutzung nicht mehr als 0,1 Kilogramm betragen soll, so hat man eine Zapfenfläche von 60000 Quadratmillimeter nöthig, zu welcher bei einem einfachen Endzapfen ein Durchmesser $d = 277$ Millimeter erforderlich sein würde. Da nun die Axe selbst nur 140 Millimeter stark ist, so ist hier ein Kammzapfen vortheilhaft anzuwenden. Giebt man den Ringen desselben eine Breite $b = 15$ Millimeter, so wird der mittlere Ringdurchmesser

$$140 + 2\,\frac{15}{2} = 155 \text{ Millimeter,}$$

daher die Druckfläche jedes Ringes

$$3{,}14 \,.\, 155 \,.\, 15 = 7300 \text{ Quadratmillimeter.}$$

Man hat daher $\frac{60\,000}{7300} = 8$ Ringe nöthig. Der Reibungshalbmesser des Kammzapfens beträgt

$$\frac{155}{2} = 77{,}5 \text{ Millimeter;}$$

und es ist daher die zur Ueberwindung der Reibung pro Umdrehung erforderliche Reibungsarbeit, wenn φ den Reibungscoefficienten bezeichnet:

$$A = \varphi \,.\, 6000 \,.\, 3{,}14 \,.\, 0{,}155 = \varphi \,.\, 2920 \text{ Meterkilogramm.}$$

Nimmt man unter Voraussetzung einer guten Schmierung $\varphi = 0{,}054$ an, so ergiebt sich die Arbeit der Zapfenreibung pro Secunde zu:

$$\frac{300}{60} \,.\, 0{,}054 \,.\, 2920 = 788 \text{ Meterkilogramm} = 10{,}5 \text{ Pferdekraft.}$$

Hätte man einen ebenen Stirnzapfen von 277 Millimeter Durchmesser gewählt, so würde die Reibungsarbeit den Betrag von

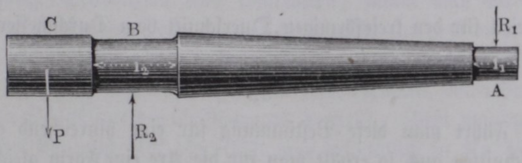
$$\frac{300}{60} \,.\, 0{,}054 \,.\, 6000 \,.\, 3{,}14 \,.\, \tfrac{2}{3} \,.\, 277 = 939 \text{ Meterkilogramm} = 12{,}5 \text{ Pferdekraft}$$

betragen, so daß die Reibung des Kammzapfens circa zwei Pferdekraft weniger beansprucht als die eines ebenen Endzapfens.

§. 6. **Die Stärke der Tragaxen.** Die vorstehenden Regeln zur Bestimmung der Stärke gelten nur für Stirnzapfen, d. h. solche, welche wie A in Fig. 44 an den Enden der Axen sich befinden, daher nur durch die in der Zapfenmitte wirkende Auflagerreaction R_1 auf Abbrechen in Anspruch genommen werden. Ein Halszapfen B, welcher so gelegen ist, daß die Axe zu beiden Seiten durch äußere Kräfte in Anspruch genommen wird, etwa in

C durch die Kraft P und in A durch den Lagerdruck R_1, ist hinsichtlich seiner Dimensionen nach dem Angriffsmomente $P\ .\ BC = R_1\ .\ AB$ der

Fig. 44.



äußeren Kräfte zu berechnen. Dabei wird im Allgemeinen die Zapfenstärke d_2 eine größere werden, als dies für einen Stirnzapfen der Fall ist, welcher demselben Auflagerdrucke R_2 ausgesetzt ist, und welcher nach dem vorigen Paragraphen den Durchmesser d_0 und die Länge $l_0 = \lambda d_0$ zu erhalten hätte. Hierbei ist es nun nicht nöthig, für das Längenverhältniß $\frac{l_2}{d_2}$ dieses Zapfens denselben Werth λ zu wählen, welchen man für diesen Stirnzapfen vom Durchmesser d_0 anzunehmen hat, weil der wirkliche Lagerdruck R_2 kleiner ist, als der einem Stirnzapfen vom Durchmesser d_2 zugehörige. Man wird in diesem Falle die Länge l_2 des Zapfens gleich der Länge l_0 des mehrbesagten Stirnzapfens nehmen können, und erhält alsdann hinsichtlich der Abnutzung dieselbe Sicherheit, wie bei dem Stirnzapfen zum Lagerdrucke R_2. Denn in beiden Fällen sind die Lagerdrucke gleich, die von der Reibung bei jeder Umdrehung consumirten Arbeiten und also auch die cubischen Abnutzungen verhalten sich daher wie die Wege oder die Durchmesser. Diese Abnutzungen sind aber cylindrische Röhren von dem Durchmesser d_2 resp. d_0 und von der Dicke δ_2 bezw. δ_0, und es ergiebt sich ohne Weiteres, daß, wenn

$$l_0 d_2 \pi\ .\ \delta_2 : l_0 d_0 \pi\ .\ \delta_0 = d_2 : d_0$$

ist,

$$\delta_2 = \delta_0$$

sein muß, d. h. die linearen radial gemessenen Abnutzungen gleich groß sind. Wie aus dem später über die Lager Gesagten hervorgeht, pflegt man indessen aus praktischen Rücksichten auch wohl bei den Halszapfen dasselbe Längenverhältniß beizubehalten, wie oben für Stirnzapfen angegeben. Hierdurch wird offenbar eine größere Stärke des Halszapfens nicht erforderlich gemacht, dagegen wird durch die größere Zapfenlänge die lineare Abnutzung verkleinert. Ebenso wie die Stärke eines Halszapfens aus dem Momente der äußeren Kräfte in Bezug auf denselben zu bestimmen ist, hat man auch die Stärke der Tragwelle selbst für irgend welchen Punkt aus dem Momente M der äußeren Kräfte daselbst zu ermitteln. Der Querschnitt der Welle bestimmt sich durch die bekannte Fundamentalformel der relativen Festigkeit

$$M = k\,\frac{W}{e},$$

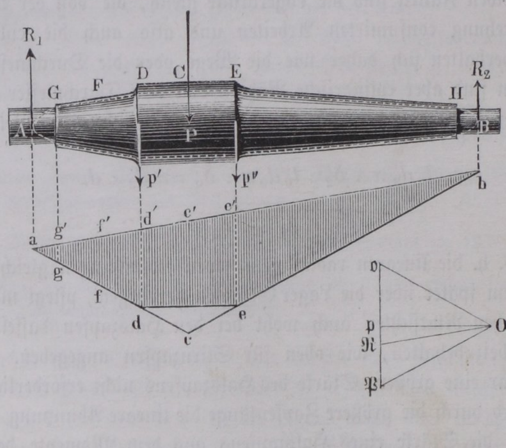
welche speciell für den kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d in

$$M = \frac{\pi}{32}\,d^3 k$$

übergeht. Führt man diese Bestimmung für eine hinreichend große Zahl von Querschnitten aus, so erhält man für die Axe eine Form gleichen Widerstandes, für welche man meistens eine angenäherte Form anzunehmen pflegt. Insbesondere wird man eine cylindrische Form außer für die Zapfen auch für die *Nabensitze* oder diejenigen Stellen der Axe wählen, auf welchen die Befestigung gewisser Maschinentheile wie Räder, Hebel ꝛc. bewirkt werden muß. Um die hier angedeutete Bestimmung der Biegungsmomente für beliebige Querschnitte der Axe auszuführen, kann man sich mit Vortheil der graphostatischen Methode (s. I. Anhang) bedienen und es möge die Anwendung derselben an einigen häufig vorkommenden Fällen erläutert werden.

§. 7. **Beispiele.** Es seien A und B, Fig. 45, die Zapfenmitten einer bei DE durch die Nabe eines Balanciers belasteten Tragaxe, deren Dimensionen

Fig. 45.



aus der Größe der Belastung P, welche in der Mitte C zwischen D und E wirkend anzunehmen ist, bestimmt werden sollen.