

(3000 bis 4000 Umgänge pro Minute) rotirenden Spindeln ein beträchtliches Arbeitsmoment erfordert.

Die Versuche, die man gemacht hat, den conischen Spurzapfen durch einen nach der sogenannten Antifrictionscurve *) (s. Thl. I, S. 354) profilirten Umdrehungskörper zu ersetzen, haben bislang zu einer allgemeinen Verwendung solcher Zapfen nicht geführt, wenn auch in einzelnen Fällen, z. B. bei Kreiselpumpen, diese Zapfen zur Anwendung gekommen sind.

Beispiele. 1. Der drehbare Ausleger eines Krahns von 10 000 Kilogramm Tragfähigkeit hat inclusive Windwerk und Krahnsäule ein Gewicht von 2500 Kilogramm; wie stark ist der gußstählerne Spurzapfen zu machen?

Nimmt man die höchstens zulässige Belastung p des Zapfens zu 5 Kilogramm pro Quadratmillimeter an, so folgt die erforderliche Zapfenfläche zu

$$\frac{12\,500}{5} = 2500 \text{ Quadratmillimeter,}$$

wozu ein Zapfendurchmesser von

$$56,4 = \text{rot. } 60 \text{ Millimeter}$$

gehört.

2. Wie groß ist die Stärke des Spurzapfens einer Turbine zu machen, deren Laufrad incl. Welle und Zahngetriebe ein Gewicht von 600 Kilogramm hat, und in der Minute 160 Umdrehungen macht, und wie groß ist die Arbeit, welche durch die Zapfenreibung aufgezehrt wird? Nimmt man den zulässigen Zapfendruck

$$p = \frac{44,2}{160} = 0,276 \text{ Kilogramm,}$$

so ist die Zapfenfläche zu

$$\frac{600}{0,276} = 2174 \text{ Quadratmillimeter}$$

zu machen, wozu der Durchmesser

$$d = 52,6 = \text{rot. } 52 \text{ Millimeter}$$

gehört. Legt man einen Reibungscoefficienten von 0,1 zu Grunde, so beträgt die durch die Reibung aufgezehrte Arbeitskraft:

$$0,1 \cdot 600 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,052 \cdot \frac{160}{60} = 17,5 \text{ Meterkilogramm pro Secunde.}$$

§. 5. **Kammzapfen.** Je geringer man den auf die Flächeneinheit der Zapfenfläche kommenden Druck annimmt, desto größer wird natürlich der Zapfendurchmesser d und daher auch das Moment der Zapfenreibung, welches nach (I. §. 193) bei einem ebenen Zapfen gleich $\frac{1}{3} d \cdot \varphi P$ zu setzen ist. Mit diesem Moment wächst nicht nur die von der Reibung consumirte Arbeitsgröße, welche bei jeder Umdrehung $\frac{2}{3} d \pi \cdot \varphi P$ beträgt, sondern auch die mit dieser Arbeit proportional vorauszusetzende räumliche Abnutzung, d. h. der cubische Inhalt des durch den Verschleiß abgeführten

*) Hierüber, sowie über die Berechnung der Zapfenreibungsmomente vergl. einen Artikel von Reye, Civil-Ingenieur 1860. Heft 3 u. 4 und daraus in Zeitschrift deutsch. Ing. Bd. V, S. 200.

Zapfen- und Lagermaterials. Wenn man trotzdem, um die lineare Abnutzung δ möglichst herabzuziehen, nach dem Vorigen d größer macht, als die Stärke d_0 beträgt, welche der Zapfen lediglich aus Festigkeitsrückichten erhalten müßte, so rechtfertigt sich dies dadurch, daß die Reibungsarbeit und damit die cubische Abnutzung nur im directen Verhältnisse der Durchmesser zunimmt, die linearen Abnutzungen sich aber bei gleichem Volumenverschleiß umgekehrt wie die Quadrate der Durchmesser verhalten, wie folgende Betrachtung näher ergibt. Nimmt man anstatt des wegen der Festigkeit erforderlichen Durchmessers d_0 für den Zapfen eine Stärke

$$d = v d_0,$$

so beträgt jetzt die Reibungsarbeit für jede Umdrehung

$$A = \frac{2}{3} d \pi \cdot \varphi P = \frac{2}{3} v d_0 \pi \cdot \varphi P = v A_0,$$

wenn

$$A_0 = \frac{2}{3} d_0 \pi \cdot \varphi P$$

die Reibungsarbeit eines Zapfens vom Durchmesser d_0 bedeutet. Bezeichnet man die linearen Abnutzungen der beiden Zapfen d_0 und d mit δ_0 und bezw. δ , so sind die cubischen Abnutzungen V_0 und V bezw. gegeben durch:

$$V_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} \delta_0$$

und

$$V = d^2 \frac{\pi}{4} \delta.$$

Da nun anzunehmen, daß

$$V_0 : V = A_0 : A,$$

so ergibt die Einsetzung vorstehender Werthe:

$$d_0^2 \delta_0 : d^2 \delta = A_0 : v A_0,$$

oder $d = v d_0$ gesetzt:

$$\delta_0 : v^2 \delta = 1 : v,$$

d. h.

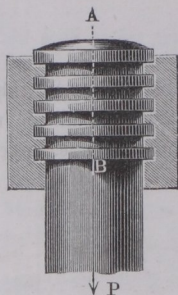
$$\delta = \frac{\delta_0}{v},$$

woraus sich obige Behauptung rechtfertigt, daß trotz der Vergrößerung des Reibungsmoments die lineare Abnutzung im umgekehrten Verhältnisse mit dem Zapfendurchmesser abnimmt.

Wenn man daher durch Vergrößerung des Zapfendurchmessers allerdings eine entsprechend solidere Construction erreicht, bei welcher die durch Abnutzung entstehenden schädlichen Spielräume reducirt werden, so geschieht

dies nach dem Vorigen doch immer auf Kosten der Oekonomie, indem der größere Zapfen einen entsprechend größeren Verlust an mechanischer Arbeit, Lager- und Schmiermaterial im Gefolge hat. Es kommen nun häufig im Maschinenbau Axen vor, welche großen Drucken ausgesetzt sind und mit bedeutender Geschwindigkeit umlaufen, und bei denen möglichst Solidität der Ausführung Hauptbedingung ist, bei denen also der Zapfendruck p pro Einheit möglichst gering anzunehmen sein wird. Solche Axen sind z. B. die der Turbinen und Schiffsschrauben sowie stehende Triebwellen in Mühlen, Spinnereien und anderen technischen Anlagen. Man würde in solchem Falle bei der gewöhnlichen Spurzapfenconstruction Zapfen von erheblichem Durchmesser erhalten, oft von viel größerem Durchmesser, als die Aze an ihrer stärksten Stelle hat. Diesen Uebelstand kann man durch Anwendung des sogenannten Ring- oder Kammzapfens AB , Fig. 43, bis zu gewissem Grade vermindern. Hierbei ist die Stützfläche nicht durch das Ende der Aze gebildet, sondern in eine größere Anzahl von Ringflächen vertheilt, welche durch vorstehende Ringe der Aze gebildet werden und auf entsprechenden Vorsprüngen im Inneren des Lagers ruhen, welches behufs des Umlegens natürlich aus zwei Theilen besteht. Bezeichnet d den mittleren Durchmesser dieser Ringe, deren radiale Breite b und deren Anzahl z sein möge, so hat man, unter p wieder den Druck pro Flächeneinheit verstanden, offenbar

Fig. 43.



$z \pi dbp = P.$

Man erkennt hieraus sofort, daß man bei einem gewissen Drucke P und einem durch andere Verhältnisse gegebenen Axendurchmesser die spezifische Belastung p der Zapfenfläche beliebig verkleinern kann, ohne gezwungen zu sein, gleichzeitig einen größeren Reibungshalbmesser mit in Kauf zu nehmen. Man braucht zu dem Ende nur die Anzahl z der Ringe entsprechend zu wählen, der Reibungshalbmesser ist in allen Fällen sehr nahe gleich $\frac{d}{2}$ *).

Hieraus folgt zunächst, daß der Kammzapfen in allen denjenigen Fällen ökonomischer vortheilhafter sein wird als der gewöhnliche Spurzapfen, in

*) Streng genommen ist der Reibungshalbmesser $\frac{2}{3} \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}$ zu setzen (s. I, §. 193), wenn r_1 und r_2 den äußeren und inneren Halbmesser bedeuten; ist die Breite b aber gering gegen den Durchmesser, so kann man dafür $\frac{r_1 + r_2}{2}$ setzen.

welchen der letztere bei gegebener höchstens zulässiger Pressung p einen Reibungshalbmesser $\frac{1}{3}d$ erhalten würde, welcher den Halbmesser der Axe an der Zapfenstelle um mehr als die halbe Ringbreite übersteigen würde.

Außer der oben ermittelten Eigenschaft, vermöge deren man durch beliebige Vergrößerung der Stützfläche die lineare Abnutzung entsprechend herabziehen kann, ohne deswegen größeren Arbeitsverlust tragen zu müssen, gewährt der Kammzapfen den für viele Constructionen oft äußerst wichtigen Vortheil, daß man den Kammzapfen nicht ans Ende der Axe zu legen nöthig hat, denselben vielmehr an irgend welcher passenden Stelle der Axe anbringen kann. Aus diesem Grunde hat sich der Kammzapfen bei den Wellen der Schraubenschiffe fast allgemein eingebürgert, und wird er auch viel bei solchen stehenden Wellen angewendet, deren unteres Ende man etwa zur Anbringung von Rädern frei haben möchte, oder welche man, um das Spurlager nicht ins Wasser setzen zu müssen, oberhalb an einem Kammzapfen aufhängt.

Die Verhältnisse der Kammzapfen anlangend giebt Reuleaux für der mittleren Durchmesser d der Ringe, unter n wieder die Umdrehungszahl pro Minute verstanden, die Formel:

$$d = 0,04 \sqrt[3]{\frac{P^2 n^2}{z^2}},$$

wobei vorausgesetzt ist, daß die Ringbreite

$$b = 1,2 \sqrt{d}$$

betrage. Dieser Formel für d entspricht die Voraussetzung eines höchstens zulässigen Drucks $p = \frac{33}{n}$, denn es folgt aus ihr

$$P = \frac{z}{n} \sqrt{\left(\frac{d}{0,04}\right)^3} = 125 \frac{z}{n} d \sqrt{d}.$$

Da nun auch

$$P = z \pi d b p = z \cdot 3,14 d \cdot 1,2 \sqrt{d} \cdot p = 3,77 z p d \sqrt{d}$$

ist, so ergibt sich durch Gleichsetzung:

$$p = \frac{125}{3,77 \cdot n} = \frac{33}{n}.$$

Danach ist die folgende kleine Tabelle berechnet, welche den zulässigen Druck p bestimmt:

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 Aye einer Schiffschraube, 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 60 000 Quadratmillimeter nötig, zu welcher bei einem einfachen Endzapfen ein Durchmesser $d = 277$ Millimeter erforderlich sein würde. Da nun die Aye 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

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

Man hat daher $\frac{60\,000}{7300} = 8$ Ringe nötig. 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:

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

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

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

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

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

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 Ayen 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 Aye zu beiden Seiten durch äußere Kräfte in Anspruch genommen wird, etwa in