

des Rippendurchmessers  $D = 3 d$  und einer Rippenstärke  $b = \frac{1}{3} d$  durch die Gleichung

$$4000 \cdot 250 = \frac{W}{e} k = 0,518 d^3 \cdot 3$$

zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{4000 \cdot 250}{0,518 \cdot 3}} = 86,36 \text{ Millimeter.}$$

Daher wird der äußere Durchmesser der Rippen

$$D = 3 d = 259 \text{ Millimeter}$$

und die Stärke derselben

$$b = \frac{1}{3} d = 28,8 \text{ Millimeter}$$

zu machen sein.

§. 11. Zapfenbefestigung. Zuweilen macht man die gußeisernen Axen auch hohl, indem man ihnen die Röhrenform giebt. Die Zapfen in solchem Falle ebenfalls hohl zu machen, ist im Allgemeinen nicht rathsam, da hierdurch die Zapfendicken und damit die Arbeitsverluste durch Reibung wesentlich vergrößert werden. Es empfiehlt sich in solchem Falle vielmehr, die Zapfen aus möglichst widerstandsfähigem Material, Schmiedeeisen oder Stahl zu machen, und in die hohle Welle besonders einzusetzen. Eine solche Construction wählt man vielfach auch bei den Spurzapfen stehender Wellen von Schmiedeeisen, indem ein solches Einsetzen besonderer Zapfen in die Welle nicht nur die Anwendung gehärteten Stahls für die Zapfen, sondern auch die Auswechslung der letzteren gegen neue im Falle der Abnutzung gestattet.

Die Befestigung solcher Zapfen in der Axe geschieht am häufigsten und bequemsten so, daß der Zapfen mit einer schlang conisch geformten Ver-

Fig. 53.

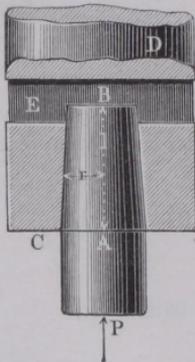
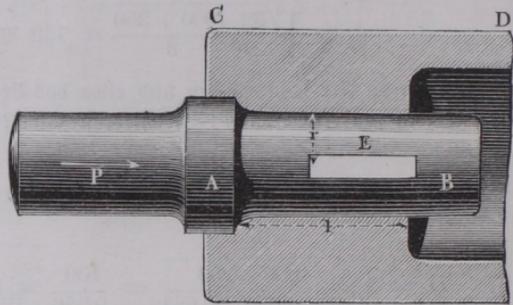


Fig. 54.



längerung  $AB$ , Fig. 53 und Fig. 54, in eine genau passend ausgebohrte Höhlung der Axe  $CD$  gesetzt wird. Während nun bei einer stehenden Axe,

Fig. 53, das Gewicht der letzteren und der auf ihr befindlichen Maschinentheile genügt, den Zapfen wie einen Keil fest in seinen Sitz einzupressen und ihn mit Hülfe der Reibung festzuhalten, wird bei horizontaler Lage der Axe in der Regel ein besonderer Zugkeil  $E$ , Fig. 54, angewendet, dessen Anzug den Zapfen fest gegen die Höhlung in der Axe preßt. Das Keilloch  $E$ , Fig. 53, dient nur, um den Zapfen event. mittelst eines dahintergeschlagenen Dorns bequem lösen zu können. Um bei dieser Art der Befestigung, welche übrigens auch bei anderen Maschinentheilen vielfach zur Anwendung kommt, vor einem Aufspalten der Axe sicher zu sein, hat man die Wandstärke derselben um den Zapfensitz herum genügend groß zu machen, und kann dabei folgende Rechnung angestellt werden.

Es sei der Halbmesser des conischen Zapfensitzes in der Mitte von dessen Länge mit  $r$  bezeichnet, und bedeute  $l$  die Länge der conischen Sitzfläche des Zapfens in der Kegelseite gemessen, sowie  $\alpha$  den Winkel an der Spitze des Kegels. Der in der Axenrichtung auf den Zapfen wirkende Druck  $P$ , herrührend von dem Gewicht der Axe in Fig. 53, oder von dem Zugkeil  $E$  in Fig. 54, preßt nun die conische Zapfenfläche gegen die Oberfläche der Höhlung mit einem Normaldrucke, welcher pro Quadratmillimeter mit  $p$  bezeichnet sein möge. Die Resultirende dieser Normaldrucke auf alle Elemente der Berührungsfäche ist offenbar eine in der Axenrichtung wirkende Kraft von der Größe

$$2r\pi \cdot lp \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = A.$$

Bezeichnet ferner  $\varphi$  den Reibungscoefficienten (der Ruhe), so ist an jedem Oberflächenelemente ein Widerstand  $\varphi p$  vorhanden, welcher, in der Richtung der Seite der Kegelfläche wirkend, dem tieferen Eindringen des Zapfens sich entgegensetzt. Die Resultirende aller dieser elementaren Reibungen ist eine ebenfalls in der Axe wirkende Kraft von der Größe:

$$\varphi 2r\pi \cdot lp \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = B.$$

Man hat daher für den Gleichgewichtszustand, wo ein weiteres Eindringen des Zapfens durch die Belastung  $P$  nicht ferner stattfindet:

$$A + B = P = 2r\pi \cdot lp \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right),$$

woraus der spezifische Normaldruck

$$p = \frac{P}{2r\pi l \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right)} = \frac{P}{f \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right)}$$

folgt, wenn  $f$  die Berührungsfäche  $2r\pi l$  des Zapfens mit der Axe bezeichnet.

Man erkennt aus dieser Formel, welche mit der für den gewöhnlichen geradflankigen Keil entwickelten (f. I. S. 183) übereinstimmt, daß bei Nichtvorhandensein der Reibung die Pressung  $p$  durch Verminderung von  $\frac{\alpha}{2}$  auf jeden beliebigen Betrag gesteigert werden würde, denn bei Annahme von  $\varphi = 0$  würde für  $\alpha = 0$ ,  $p = \infty$  folgen. Mit Rücksicht auf Reibung hingegen erhält man den größten Werth, welchen  $p$  jemals erreichen kann, wenn man  $\alpha$  sehr klein, also  $\sin \frac{\alpha}{2} = 0$  und  $\cos \frac{\alpha}{2} = 1$  annimmt, zu

$$\max p = \frac{P}{\varphi f}.$$

Man erkennt hieraus, daß der auf Auseinanderspalten der Axe wirkende spezifische Druck  $p$  um so größer wird, je kleiner der Reibungscoefficient  $\varphi$  ist, und steht hiermit in engem Zusammenhange die Erscheinung, wonach Maschinenbauer die conischen Stahlböhrer mit Del bestreichen, welche sie dazu verwenden, einzelne Gußstücke dadurch auseinander zu sprengen, daß sie diese Böhrer in vorher zu dem Zwecke gebohrt Löcher eintreiben.

Jedenfalls läßt obige Formel auch erkennen, daß in den gewöhnlichen Fällen der Zapfenbefestigung eine besondere Vorsicht gegen das Aufspalten der Axe (eisernen) durch den conischen Zapfen, wie sie z. B. in dem Umlegen besonderer Ringe besteht, überflüssig sein wird, und sich nur da empfehlen dürfte, wo die Structur des Materials (Holz) oder die zu befürchtenden Stosswirkungen diese Anordnung rathsam erscheinen lassen.

In solchen Fällen, wo die Axen großen Stößen ausgesetzt sind, sollte man sie nicht gerippt oder röhrenförmig, sondern massiv bilden, da den Stößen nur durch die gehörige Masse, nicht aber durch ein großes Trägheitsmoment des Querschnittes begegnet werden kann. Dementsprechend werden z. B. die stehenden gußeisernen Axen der verticalen Mahlgänge (sogenannten Kollergänge) als massive Cylinder ausgeführt.

Beispiel. Der gußstählerne Spurzapfen eines Mühleisens ist in das letztere mit einem conischen Ansatz von 50 Millimeter Länge eingesetzt, dessen Durchmesser unten 30 Millimeter und oben 25 Millimeter beträgt. Mit welchem Druck wird die Höhlung des Mühleisens durch das Gewicht des Mühlsteins von 1500 Kilogramm gepreßt?

Der Winkel  $\alpha$  an der Spitze des kegelförmigen Zapfens berechnet sich durch die Beziehung

$$\operatorname{tang} \frac{\alpha}{2} = \frac{1/2 (30 - 25)}{50} = 0,05 \text{ zu } \frac{\alpha}{2} = 3^\circ.$$

Die Berührungsfläche zwischen Zapfen und Höhlung beträgt

$$f = 3,14 \frac{30 + 25}{2} 50 = 4320 \text{ Quadratmillimeter.}$$

Nimmt man daher den Reibungscoefficienten für die Berührungsflächen zu 0,10, meist wird derselbe viel größer sein, da die Berührungsflächen trocken sind, so erhält man

$$P = \frac{P}{f\left(\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{1500}{4320 (0,052 + 0,1 \cdot 0,999)} = 2,29 \text{ Kilogr.}$$

Der Druck auf die Verticalprojection der Zapfenhöhlung, welcher ein Aufspalten anstrebt, beträgt daher

$$R = \frac{30 + 25}{2} \cdot 50 \cdot 2,29 = 3148 \text{ Kilogramm.}$$

Einem Aufreißen widersteht das untere Ende der 80 Millimeter starken Axe mit zwei Querschnitten von etwa 45 Millimeter Höhe vom Ende bis an das Keilloch und einer mittleren Breite von je

$$\frac{80 - 27,5}{2} = 26,25 \text{ Millimeter,}$$

so daß also die dem Aufreißen widerstehende Querschnittsfläche sich berechnet zu:  
 $45 \cdot 2 \cdot 26,25 = 2363 \text{ Quadratmillimeter.}$

Es wird daher durch den Keildruck des Zapfens das Material der Welle nur mit  $\frac{3148}{2363} = 1,33 \text{ Kilogramm}$  auf Zerreißen beansprucht, vorausgesetzt, daß der Reibungscoefficient wirklich nur den Werth 0,1 habe.

**Hölzerne Axen** werden jetzt nur noch vergleichsweise selten aus §. 12. geführt. Man verwendet sie wohl noch in holzreichen Gegenden, wo der Materialpreis gering ist und die Transportkosten wegfallen, insbesondere zu Wasserradwellen. Gerechtfertigt ist ihre Anwendung ferner in solchen Fällen, wo sie beträchtliche Stößwirkungen aufzunehmen haben, wie dies bei den Axen der Daumenhämmer der Fall ist. In Band I. §. 375 ist der Vorzüglichkeit des Holzes hinsichtlich seines großen Arbeitswiderstandes gegen lebendige Kräfte gedacht worden, und man findet, da die Aufnahme der Stöße hauptsächlich durch Massenwirkung stattzufinden hat, daher bei solchen Hammerwerken als Daumenwellen oft Eichbäume von beträchtlicher Länge (6 bis 8 Meter) angewendet, deren Querdimensionen viel größer sind, als nach den Regeln der Biegungsfestigkeit den einwirkenden Drucken zufolge erforderlich wäre. In solchen Fällen hat man oft das Holz durch ein vortheilhafteres Material gar nicht ersetzen können. Häufig empfiehlt sich auch die Anwendung von Holz für Axen von bedeutender Länge, deren Anstrengung nicht zu groß ist, wie z. B. für die drehbaren Säulen von Gießereitrahnen zc., wo eine Eisenconstruction bei der oft bedeutenden Gebäudehöhe meist sehr kostspielig werden würde. Jedenfalls setzt jedoch die Verwendung des Holzes zu derartigen Zwecken immer niedere Holzpreise und geringe Transporte voraus, da die Kosten längerer Transporte in der Regel sehr schnell die Vortheile des geringeren Preises aufheben.