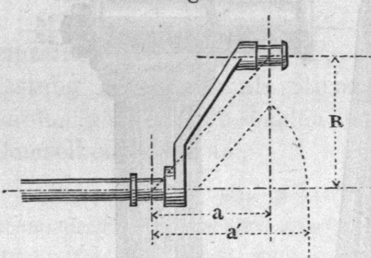
Verhältnisse. Eine Hülse für den Gabelzapfen beim gusseisernen Hebel siehe unten beim Balancier. Wird der Gabelzapfen zu einer vollständigen Achse ausgebildet, so gelten die bei den Achsen, Kap. VIII, gegebenen Regeln.

§. 161.

Die Hebelachse und die Nabe des Hebels.

Die Achse, auf welche der einfache Hebel befestigt wird, ist in der Regel auf Biegung und Drehung gleichzeitig beansprucht. Die Ermittlung der Abmessungen für alle wichtigen Fälle ist in Kap. VIII und Kap. IX allgemein gelehrt worden. Hier sei der gewöhnliche Fall des Stirnzapfenhebels am Ende einer Achse noch besonders angeführt.

Fig. 459.



Haben die beiden Normalebenen, in welchen das Hebelzapfenmittel und der Mittelpunkt des Endlagers der Achse liegen, den Abstand a, Fig. 459, so ist beim Hebelarm R das ideelle biegende Moment, mit welchem die Achse in ihrem Endlager durch die Belastung P des Hebelzapfens beansprucht wird (vergl. §. 150):

$$(M_b)_i = Pa' = P\left({}^3/_8\, a + {}^5/_8 \sqrt{R^2 + a^2}\right) \quad . \quad . \quad (150)$$

Der Hebelarm a' ist, wie die Figur lehrt, leicht graphisch aufzusuchen. Für seine numerische Berechnung hat man,

$$\left.\begin{array}{ll} \text{wenn } R > a, & \\ & a' = 0{,}625\, a + 0{,}6\, R \quad . \quad . \quad . \\ \text{und wenn } R < a & \\ & a' = 0{,}957\, a + 0{,}25\, R \quad . \quad . \quad . \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (151)$$

Die Hebelnabe muss verschieden stark gemacht werden, je nachdem sie die Welle auf Verdrehung zu beanspruchen hat oder sie bloss biegend belastet. Im ersteren Falle nehme man beim schmiedeisernen Hebel mit schmiedeiserner Welle, und beim gusseisernen Hebel mit gusseiserner Welle, wenn

w die Nabenwanddicke, λ die Nabenlänge,

D die nach (133) und (134) für das statische Moment PR des Hebels auf blosse Festigkeit berechnete Wellendicke bezeichnet,

$$\left.\begin{array}{l} \text{bei } \dfrac{w}{\lambda} = \dfrac{1}{2} \quad \dfrac{1}{2,5} \quad \dfrac{1}{3} \\ \dfrac{w}{D} = 0,45 \quad 0,42 \quad 0,40 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (152)$$

Befindet sich der Hebel auf einer Welle, welche einen grösseren Durchmesser als D hat, so bestimme man zuerst den ideellen Wellendurchmesser D, und verfahre mit ihm nach Formel (152). Ebenso verfahre man, wenn die Nabe aus Gusseisen, die Welle aber aus Schmiedeisen besteht, und umgekehrt. Die Formen der gusseisernen Nabe zeigt bereits die obige Fig. 458. Muss von denselben abgewichen werden, so geben ihre als ideell eingeführten Abmessungen einen oft erwünschten Anhalt für die neuen Formen und Abmessungen.

1. Beispiel. Ist der in §. 159 im 1. Beispiel berechnete einfache Hebel aus Schmiedeisen zu konstruiren, und hat 600 mm Armlänge, so ist sein statisches Moment $PR = 2000 \,.\, 600 = 1\,200\,000$ kg $\times$ mm. Hieraus hat man nach (131): $D = 0,95 \sqrt{1\,200\,000} \sim 101$ mm, und, wenn man $w:\lambda = 1:2$ wählt, nach (152): $w = 0,45 \,.\, 101 \sim 45$ mm, $\lambda = 2 \,.\, 45 = 90$ mm. Dieselben Querschnitt-Abmessungen würde die Nabe erhalten, wenn sie statt auf eine schmiedeiserne auf eine gusseiserne Welle zu setzen wäre.

Man kann die Nabe auch dafür berechnen, dass sie genügend stark ist, um ohne Keil kalt aufgezwängt zu werden und dann vermöge der Reibung zu haften, vergl. §. 65, Formel (66). Die Reibung Q der Nabe auf der Achse müsste dann $\geqq (PR : {}^1\!/_2 D')$ sein, wobei D' den wirklichen Durchmesser der Welle oder des Wellenkopfes bezeichnet, worauf die Nabe sitzt.

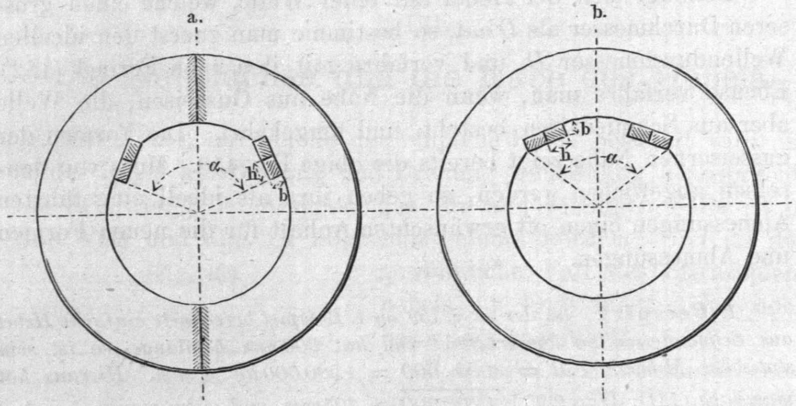
2. Beispiel. Bei dem soeben behandelten Hebel erhält man, wofern $D' = D$, den Werth $PR : {}^1\!/_2 D = 1\,200\,000 : 50,5 = 23762$. Wir nehmen $Q = 24\,000$, wählen $l = \lambda = 90$ mm und $\mathfrak{S}_2 = 7,5$, so liefert Formel (66) folgendes Ergebniss:

$$(w:D) = {}^1\!/_2 \left(\sqrt{(\pi \,.\, 101 \,.\, 90 \,.\, 0,2 \,.\, 7,5 + 24\,000) : (id. - 24\,000)} - 1\right)$$
$$= {}^1\!/_2 \left(\sqrt{66\,835 - 18\,835} - 1\right) = {}^1\!/_2 \,.\, 0,88 = 0,44,$$

fast genau wie vorhin. Der Keil wird immerhin der Sicherheit halber einzusetzen sein. Wäre statt 101 die Achsenkopfdecke $D' = 110$, so käme $Q \sim 22\,000$ und $(w:D') = {}^1\!/_2 (\sqrt{2,79} - 1) = 0,335$ und $w = 0,335 \,.\, 110 \sim 37$ mm gegen $0,44 \,.\, 101 \sim 44$ mm von vorhin. Je nach der Annahme von $\mathfrak{S}_2$ und Q kann man grössere oder geringere Sicherheit verwirklichen.

Eine besondere Keilung für Hebelnaben, auch für die Befestigung von Rädern, die sich hin und her drehen, geeignet, hat Ingenieur Peters angegeben. Er wendet zwei einander entgegenwirkende Keilsysteme mit parallelen Aussenkanten, wie in Fig. 460 dargestellt, an. Anzug der Keile $^1/_{20}$. Die Einrichtung (a) verdient den Vorzug, weil sie den grösseren Theil der Nabenläubung zum

Fig. 460.



festen Anschluss bringt. Es wurde gewählt Winkel $\alpha = 135^0$, die Keilbreite $b = {}^1/_{16}\, D'$, die mittlere Keilhöhe $h = 2\,b$. Recht gut eignet sich die Verbindung für hälftig getheilte Naben; bei (a) ist eine solche angedeutet.

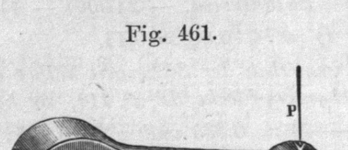
Die Tragnabe, d. h. die Nabe, welche die Achse nur auf Biegung belastet, kommt nur bei zusammengesetzten Hebeln vor, siehe daher Kap. XIII.

§. 162.

Der Hebelarm mit rechteckigem Querschnitt.

Gerader Hebelarm mit einfach rechteckigem Querschnitt, unter der Voraussetzung zu berechnen, dass P in der Mittelebene des Hebelarmes angreife, Fig. 461, und normal zu demselben gerichtet sei. Dann ist, wenn die Armhöhe in der Achsenebene $= h$,

Fig. 461.



die Armbreite daselbst $= b$,
die Maximalspannung $= \mathfrak{S}$,

$$b = 6\,\frac{P\,R}{\mathfrak{S}\,h^2},$$