$= 15 + 8{,}5 \sim 24$ mm. Wird $d' = d$, also $d_1' = d_1$, so gibt (162) die bei den Stirnzapfenköpfen angegebene Abmessung.

Fig. 516 (a. v. S.). Gusseiserner Exzentrikbügel, mit Bronzefutter versehen, welch letzteres manche auch ganz weglassen. Der Pleuelschaft ist mittelst eines Querkeiles festgezogen; werden zwei Exzenter dicht nebeneinander gestellt, so richtet man die Querkeile unter 45° gegen die jetzige Stellung, damit sie zugänglich bleiben.

Fig. 517 (a. v. S.). Schmiedeiserner Exzentrikbügel, ebenfalls mit Bronze gefüttert. Hier wie im vorigen Falle ist wieder die Fuge der Bronzeschale fest schliessend gemacht; die Ränder sind abzufeilen, sobald man nachstellen will. Statt die Pleuelstange aus einem Stück mit dem unteren Bügel zu machen, wird sie auch häufig mittelst eines T-förmigen Kopfes angesetzt, den die Punktirung andeutet.

Beispiel. Sechs Stück Exzentriks von grossen Abmessungen (Ringe wie in Fig. 516, T-förmiger Kopfansatz wie eben besprochen) hat die Maschine des transatlantischen Dampfers Arizona von der Union-Linie, 6600 PS ind., erbaut von John Elder & Co., Glasgow. Durchmesser d' der Scheiben $4^1/_2{}'$ oder 1368 mm, Breite $l = 5''$ oder 127 mm, Wellendurchmesser $22^1/_2{}''$ oder 586 mm.

§. 182.

Der runde Pleuelschaft.

Der Schaft der Pleuelstange wird aus Schmiedeisen, Gusseisen, Stahl (Gussstahl) oder auch hier und da aus Holz (Eichenholz) gefertigt. Seine Beanspruchung ist manchmal bloss eine solche auf Zug. Bezeichnet in diesem Falle, unter Voraussetzung eines kreisförmigen Schaftquerschnittes, D den Schaftdurchmesser, P die Zugkraft, so gehe man mit D nicht unter die folgenden Werthe herab:

$$\left.\begin{array}{llll} \text{Schmiedeisen} & \dfrac{D}{\sqrt{P}} = 0{,}56, & \text{Gussstahl} & \dfrac{D}{\sqrt{P}} = 0{,}44 \\ \text{Gusseisen} & \dfrac{D}{\sqrt{P}} = 0{,}80, & \text{Eichenholz} & \dfrac{D}{\sqrt{P}} = 2{,}18 \end{array}\right\} \quad . \quad (163)$$

wobei im Schaft die Zugspannungen 4, 2, $6^2/_3$ und 0,27 kg entstehen. Diese Werthe sind $^2/_3$ der gewöhnlich von uns angewandten Spannungen 6, 3, 10 und 0,4, indem Rücksicht genommen ist auf etwaiges stossweises Anheben, welches durch die Schalenabnützung leicht herbeigeführt wird.

Dieselben Formeln können gelten, wenn die Stangen sehr kurz sind, und auf Druckfestigkeit beansprucht werden; ist dagegen die Stangenlänge L so gross, dass Beanspruchung auf rückwirkende oder Strebfestigkeit entsteht, so muss die Schaftdicke meistens grösser genommen werden. Bei Zugrundelegung des Falles II. §. 16 hat man (vergl. auch §. 127) P kleiner zu nehmen als $\pi^2 JE : L^2$, wobei J wieder das Trägheitsmoment des Schaftquerschnittes und E den Elastizitätsmodul des Materials bezeichnet. Um wieviel aber P kleiner bleiben soll, oder wie gross man den Sicherheitskoëffizienten m nehmen soll, wenn wir $P = {}^1/_m\, \pi^2 JE : L^2$ setzen, darüber schwanken die Ansichten, wie die Ausführungen zeigen, ebensosehr wie bei den Säulen. Man erhält, wenn man vorläufig m noch unbestimmt lässt, wegen $J = \pi/_{64}\, D^4$, wegen $E = 20000$ bei Schmiedeisen und Gussstahl, 10000 bei Gusseisen und 1100 bei Holz, folgende Formeln für die Schaftdicke:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Schmiedeisen und Gussstahl} & D = 0{,}10\, \sqrt[4]{m}\, \sqrt{L\sqrt{P}} \\ \text{Gusseisen} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. & D = 0{,}12\, \sqrt[4]{m}\, \sqrt{L\sqrt{P}} \\ \text{Eichenholz} \;.\;.\;.\;.\;.\;. & D = 0{,}21\, \sqrt[4]{m}\, \sqrt{L\sqrt{P}} \end{array}\right\} \quad . \quad (164)$$

und hat bei

$m =$	1,5	2	3	4	6	8	10	15	20	25	30	40	50	60
$\sqrt[4]{m} =$	1,11	1,19	1,32	1,41	1,56	1,68	1,78	1,97	2,11	2,24	2,34	2,51	2,66	2,78

Bezeichnet man den Koëffizienten vor $\sqrt{L\sqrt{P}}$ mit C, so kann man die obigen Formeln auch so schreiben:

$$\frac{D}{\sqrt{P}} = C \sqrt{\frac{L}{\sqrt{P}}}$$

und hat nun C je nach der gewünschten Sicherheit m verschieden zu wählen. Die Praxis zeigt, wie gesagt, grosse Schwankungen von m. Bei Landdampfmaschinen, namentlich kleineren Maassstabes, findet man m sehr hoch, oft 50 bis 60. Doch sind die gewöhnlichen kleinen Dampfmaschinen nicht maassgebend, weil bei diesen ein wenig ab oder zu unwesentlich sowohl für den Materialverbrauch, als für die Wirkung ist. Bei mittelgrossen und grossen Landdampfmaschinen findet sich m zwischen 5 und 25, häufig $= 20$. Zum Theil kann man dies der Anwendung eines Doppelzapfens an dem einen Pleuelstangenende zuschreiben, welcher die

Stange für die Biegungen in der Zapfenebene in dem Fall I. §. 16 versetzen könnte, wonach dann m nicht unter 4 betragen dürfte.

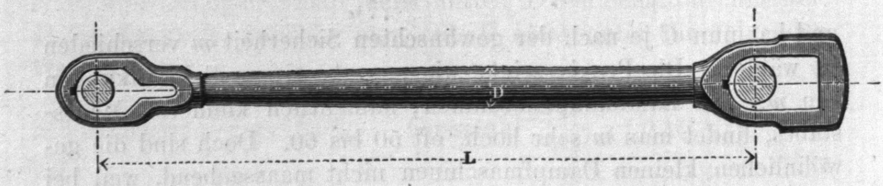
Bei $m = 20$ kommt für Schmiedeisen und Gussstahl $C = 0{,}21$.

1. *Beispiel. Eine schmiedeiserne Pleuelstange von 3000 mm Länge, welche einen Druck von 14 400 kg erhält, einen Doppelzapfen an dem einen Ende vorausgesetzt, hiernach eine Schaftdicke* $D = 0{,}21\sqrt{3000\,.\sqrt{14\,400}} = 0{,}21\sqrt{3000\,.\,120} = 21\sqrt{36} = 126$ *mm.*

Der Schaft kann nach den beiden Enden hin verjüngt werden, und zwar gemäss Fig. 4 etwa so, dass man an den Enden die Dicke 0,7 D anwendet und das Profil nach einer beliebigen, schwach gekrümmten Linie bildet. Dieselbe hüllt die durch Formel (23) dargestellte cykloidische Sinoide ein.

An den Enden ist der Schaft recht allmählich in die Köpfe überzuführen, damit keine zu plötzlichen Spannungswechsel in den Querschnitten entstehen. Diese zeigen sich um so nachtheiliger, je grösser die Geschwindigkeit der Stange ist. Wird letztere sehr gross, wie z. B. bei den Lokomotiven, so tritt auch noch eine merkbare Biegungsbeanspruchung im Schafte ein; es ist durch das sogenannte Peitschen der Stange bei jeder Kurbeldrehung zweimal erfolgende Hin- und Herbiegung in der Kurbelebene, welche mit den lebendigen Kräften und dem Gewicht der Stange zunimmt. Diese Biegung äussert sich bei einer gewöhnlichen Pleuelstange, welche Kolben und Kurbel einer Dampfmaschine verbindet, am stärksten an einer Stelle, welche zwischen der Schaftmitte und der Kurbelwarze liegt. Ihretwegen verlegen manche die grösste Schaftdicke ausserhalb der Stangenmitte etwas nach der Kurbel hin, wie es an der dargestellten, der Praxis entnommenen, gefällig geformten Stange geschehen ist (Fig. 518).

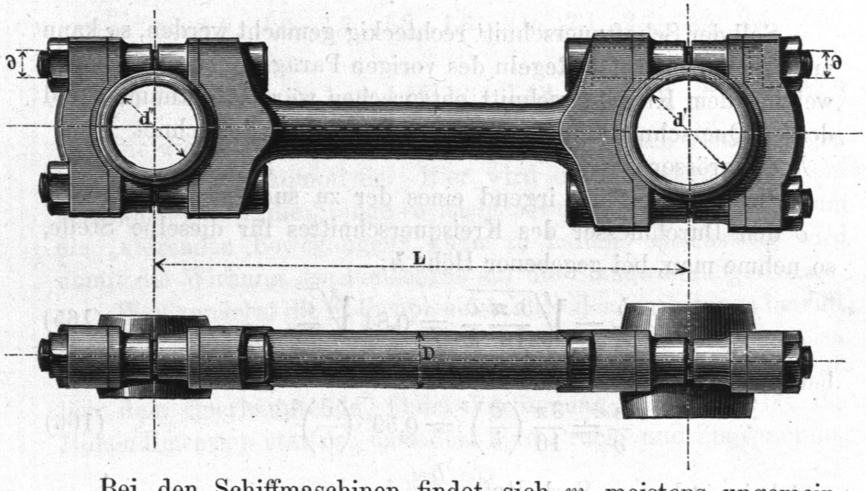
Fig. 518.



Es muss indessen bemerkt werden, dass bei den gebräuchlichen Kolbengeschwindigkeiten von 1,2 bis 1,5 Meter der Einfluss des Peitschens verschwindend ist, und durch den oben angewandten Sicherheitskoëffizienten meistens reichlich gedeckt wird. Somit ist diese Feinheit in der Formgebung mehr auf Rechnung eines eleganten Ausdruckes der in den Theilen wirkenden Kräfte, als auf den einer Nothwendigkeit zu setzen; überdies aber erleichtert sie auch den Uebergang von dem dünneren zum dickeren Pleuelkopfe, und ist deshalb häufig durchaus empfehlenswerth.

Bei den Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, oder Schnell-Läufern, tritt die Frage wegen des Peitschens mehr in den Vordergrund. Man findet bei Allen's schnelllaufenden Dampfmaschinen mitunter die Pleuelstange sehr dick ausgeführt und die stärkste Stelle ganz nahe an die Kurbel gerückt. Doch kann dies nicht als maassgebend angesehen werden, da bei den Lokomotiven, wie im folgenden Paragraphen zu finden, der Sicherheitsgrad m trotz der hohen Geschwindigkeit klein genommen wird.

Fig. 519.



Bei den Schiffmaschinen findet sich m meistens ungemein hoch, nämlich zu 30, 40, 60 ja 80. Dabei schwankt das Verhältniss von D zu $\sqrt{P}$ nur wenig, etwa zwischen 0,70 und 0,78. Beides mag davon herrühren, dass gewohnheitsgemäss die Pleuelschaftdicke dem Cylinderdurchmesser proportional gemacht wird (zwischen 0,085 und 0,095). Ausserdem hat man bei der Schiffmaschine darauf zu achten, dass der Unterbau sehr beweglich und nachgiebig ist, eine hohe Sicherheit sich also sehr empfiehlt. Fig. 519 stellt die Pleuelstange einer Schraubenschiffmaschine dar. Der Schaft ist ganz cylindrisch, die Köpfe sind ähnlich dem in Fig. 501 gegebenen Beispiele gebildet.

2. Beispiel. Gegeben $P = 43\,000\,kg$, $L = 1515\,mm$ für eine Schraubenschiffmaschine. Es ist $\sqrt{P} = \sqrt{43\,000} = 207$. Bei $m = 20$ erhielten wir *also nach dem Obigen* $D = 207 \,.\, 0{,}21 \sqrt{1515 : 207} = 0{,}21 \,.\, 207 \,.\, 2{,}7 = 117$ *mm. Maudslay hat aber in einem Beispiel von denselben Urangaben genommen* $D = 152$ *mm, was dem Sicherheitskoëffizienten* $m = 54{,}7$ *entspricht. Die Dicke* ∂ *der Schrauben hat man dabei genommen* $= 76$ *mm; wir würden nach Fig. 501 gemacht haben* $\partial = 0{,}55 \sqrt{43\,000 : 2} = 0{,}53 \,.\, 146{,}6 = 78{,}6 \sim 79$ *mm. In anderen Fällen bei Schraubenschiffen findet man den Quotienten* $\partial : \sqrt{0{,}5\, P} = 0{,}67$ *bis* $0{,}75$, *was theilweise der Anwendung des tiefer einschneidenden flachen Gewindes zuzuschreiben ist, theilweise auch wohl dem Wunsche nach erhöhter Sicherheit Rechnung tragen mag.*

§. 183.

Der vierkantige Pleuelschaft.

Soll der Schaftquerschnitt rechteckig gemacht werden, so kann man zuerst nach den Regeln des vorigen Paragraphen das Konoid, welches dem Kreisquerschnitt entsprechen würde, bestimmen und dessen Querschnitte in Rechtecke verwandeln. Bezeichnet

h die grössere,

b die kleinere Seite irgend eines der zu suchenden Rechtecke,

∂ den Durchmesser des Kreisquerschnittes für dieselbe Stelle,

so nehme man, bei gegebener Höhe h:

$$\frac{b}{\partial} = \sqrt[3]{\frac{3\,\pi}{16}\frac{\partial}{h}} = 0{,}84 \sqrt[3]{\frac{\partial}{h}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (165)$$

bei gegebener Breite b:

$$\frac{h}{\partial} = \frac{3\pi}{16}\left(\frac{\partial}{b}\right)^3 = 0{,}59 \left(\frac{\partial}{b}\right)^3 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (166)$$

und bei gegebenem Verhältniss $\frac{b}{h}$:

$$\frac{b}{\partial} = \sqrt[4]{\frac{3\,\pi}{16}\frac{b}{h}} = 0{,}88 \sqrt[4]{\frac{b}{h}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (167)$$

woraus folgende Werthe.

$\frac{h}{\partial}$	$\frac{b}{\partial}$	$\frac{b}{\partial}$	$\frac{h}{\partial}$	$\frac{h}{b}$	$\frac{b}{\partial}$
1,0	0,84	1,6	0,72	1,0	0,88
1,1	0,81	1,7	0,70	1,25	0,83
1,2	0,79	1,8	0,69	1,50	0,79
1,3	0,77	2,0	0,67	1,75	0,76
1,4	0,75	2,2	0,65	2,00	0,74
1,5	0,73	2,4	0,3	2,5	0,70