

waagen, weshalb die Vorführung eines Beispiels zweckmässig erscheint. Fig. 496 (a. v. S.) zeigt die Bauart der die Waagenbrücke unmittelbar unterstützenden Hebel. Sie führen ihrer äusseren Form wegen den Namen Dreieckhebel oder Triangel.

Bei der Konstruktion Fig. 496 a ist  $OO$  die in ruhenden Lagern liegende Drehachse; die Schneiden  $AA$  bilden einen Doppelzapfen analog dem in Fig. 458, die Schneide  $B$  den Endzapfen, der hier in einen gusseisernen Kopf eingesetzt ist. Bei der Konstruktion (b) wird die Achse  $OO$  ebenfalls durch zwei einzelne Zapfen vertreten, die feste Verbindung der Dreieckwinkel aber nicht wie bei (a) durch eine Achse, sondern durch einen Stehbolzen  $C$  bewirkt. Die Schmiedearbeit bei (b) ist etwas schwieriger als die bei (a), sonst aber die Bauart sehr zweckmässig\*).

Waagebalken sollen sich unter ihrer Last wenig biegen. Man gibt ihnen zu dem Ende zwar Querschnitte von verhältnissmässig grosser Höhe, 4:6 und 4:5; die Materialspannungen werden indessen wie üblich genommen, also für Gusseisen, Schmiedeisen und Stahl 3, 6 und 10 kg.

---

## Vierzehntes Kapitel.

### PLEUELSTANGEN.

#### §. 178.

#### Theile der Pleuelstangen.

Die Pleuelstangen, auch Treib- oder Schubstangen, oder kurzweg Pleuel genannt, vermitteln die Einwirkung der Hebelzapfen auf die von denselben zu verschiebenden Theile, welche entweder selbst wieder Hebel sind (Balancier und Kurbel), oder andere meist geradlinig hin- und hergehende Theile (Kolbenstangen, Schlitten, Stempel u. s. w.). Letztere werden dann mit Zapfen für den Anschluss der Pleuelstange versehen. — An der Pleuelstange unter-

---

\*) Eingehendes über die Waagenkonstruktion enthält E. Brauer's Konstruktion der Waage. Weimar, Voss, 1880.

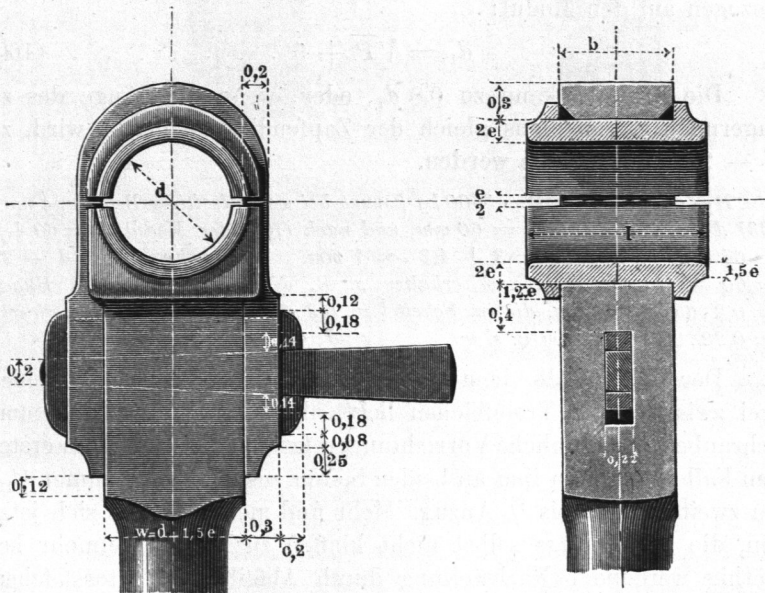
scheiden sich vermöge ihres Zweckes deutlich die Lager oder Köpfe, welche die zu verknüpfenden Zapfen umschliessen, von dem die Köpfe verbindenden und tragenden Pleuelkörper oder -Schaft, weshalb wir diese Theile getrennt behandeln. Es werden ferner die Abmessungen der Köpfe in einer Beziehung zu der Dicke des umschlossenen Zapfens stehen, aber in verschiedener Weise, je nachdem der Zapfen Stirnzapfen, Gabel- oder Halszapfen ist, da in jedem dieser Fälle die Zapfendicke einen andern Bezug zum Zapfendruck hat.

§. 179.

Pleuelköpfe für Stirnzapfen.

Sehr gebräuchlich ist der in Fig. 497 dargestellte schmied-eiserne Pleuelkopf mit Bügel oder Kappe. Die Schalen werden

Fig. 497.



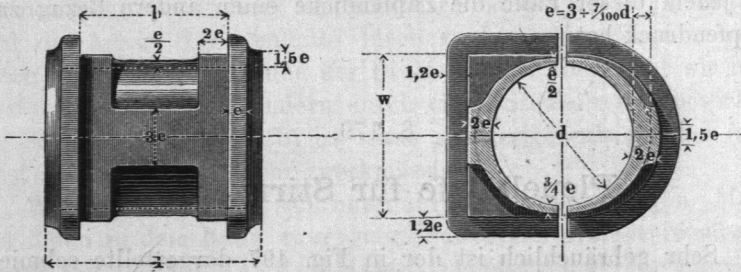
durch den übergeschobenen Bügel zusammengehalten und vermittelst des Treibkeiles nachgestellt, wenn sie sich abgenutzt haben. In der Dimensionengebung sind die Schale und die umgebenden Theile von einander zu trennen, wie bei den Lagern. Die Einheit,

auf welche die Wanddicken, Randbreiten und Vorsprünge der Schale bezogen werden, ist wie dort:

$$e = 3 + \frac{7}{100} d \quad \dots \quad (159)$$

wobei wieder  $d$  den Zapfendurchmesser bezeichnet. Fig. 498 zeigt die Schale in zwei Hauptansichten mit ihren Arbeitsleisten und

Fig. 498.



anderen Nebenformen. Die übrigen Abmessungen der Köpfe sind bezogen auf den Modul:

$$d_1 = \sqrt{P_{\text{G}}} + 5^{\text{mm}} \quad \dots \quad (160)$$

Die Breite  $b$  kann zu  $0,8 d_1$ , oder, wenn die Länge des zu lagernden Stirnzapfens gleich der Zapfendicke gemacht wird, zu  $d - 2e$  angenommen werden.

*Beispiel.* Für  $P = 3600 \text{ kg}$  kommt bei wechselseitiger Belastung nach (93)  $d = 60$ ,  $l$  ebenfalls  $= 60 \text{ mm}$ , und nach (160) der Modul  $d_1 = 60 + 5 = 65 \text{ mm}$ . Ferner  $e = 3 + 4,2 \sim 7 \text{ mm}$ . Wir nehmen  $b = l - 2e = 60 - 14 = 46 \text{ mm}$ , und erhalten z. B. die Wandstärke des Bügels  $= 0,2 \cdot 65 \sim 13 \text{ mm}$ , die im Scheitel  $= 0,3 \cdot 65 \sim 22 \text{ mm}$ , die Keildicke  $= 0,22 \cdot 65 \sim 14 \text{ mm}$  u. s. w.

Der Keil erhält einen schwächeren Anzug, wenn er wie hier frei zwischen den Treibflächen liegt, als wenn er durch Klemmschrauben oder ähnliche Vorrichtungen festgehalten wird. Im ersten Falle gebe man ihm an beiden Seiten zusammengenommen  $\frac{1}{12}$ , im zweiten Falle bis  $\frac{1}{6}$  Anzug. Mehr und mehr führt es sich jetzt ein, die Schalenfuge selbst nicht klaffen zu lassen, vielmehr bei nöthig werdender Nachstellung durch Abfeilen der Stossflächen die Annäherung der Schalenhälften zu ermöglichen (vergl. z. B. Fig. 500 und 501).

Der obige Pleuelkopf hat die Eigenthümlichkeit, dass bei eingetretener Abnutzung und Nachstellung der Schalen das Zapfenmittel der Stange genähert wird. Das Umgekehrte findet statt

bei dem Sharp'schen Pleuelkopf, Fig. 499, wo der Keil mittelst einer Druckplatte die Unterschale nach oben treibt.

Fig. 499.

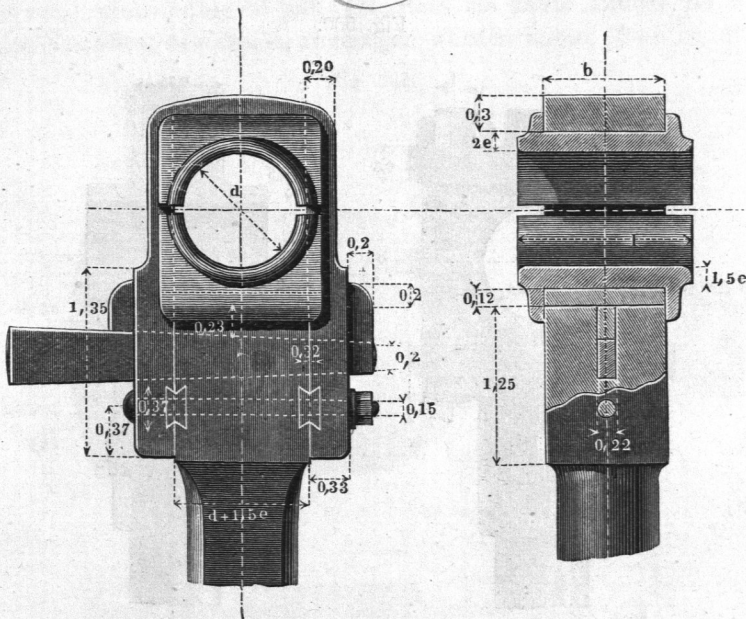


Fig. 500 (a. f. S.). Lagerartiger Pleuelkopf, aus Bronze gefertigt, von Penn vielfach angewandt. Die Lagerhälften schliessen fest aufeinander; sie müssen an der Fuge nachgefeilt werden, wenn man sie zusammendrücken will; doch wendet man auch statt dessen das vorherige Einlegen von Kupferplatten in die Fugen an, welche von Zeit zu Zeit gegen dünnere ausgewechselt werden. Die Schraubendicke  $\varnothing$  ist so zu nehmen, dass die Kerndicke nicht kleiner ausfällt, als Formel (84) angibt. Dies wird bei Anwendung scharfen Gewindes erreicht bei

$$\varnothing = 0,55 \sqrt{\frac{P}{2}}$$

und wenn flaches Gewinde benutzt wird, bei etwas grösserer Dicke. Die Spannung im Querschnitt des Gewindekerns beträgt dann zwischen 5 und 6 kg, was statthaft ist, da die Genauigkeit der Herstellung ohnedies bei den Pleuelköpfen gewährleistet ist. Vergl. auch noch unten das 2. Beispiel in §. 182.

Die Muttern der Deckelschrauben sind mit der Penn'schen Sicherung (Fig. 246) versehen. Bei ganz grossen Dimensionen,

wie sie z. B. die Krummachsen mächtiger Seedampfer mit sich bringen, werden, um Material zu ersparen, die Schalen als Gehäuse mit verhältnissmässig geringer Wanddicke gebildet.

Fig. 500.

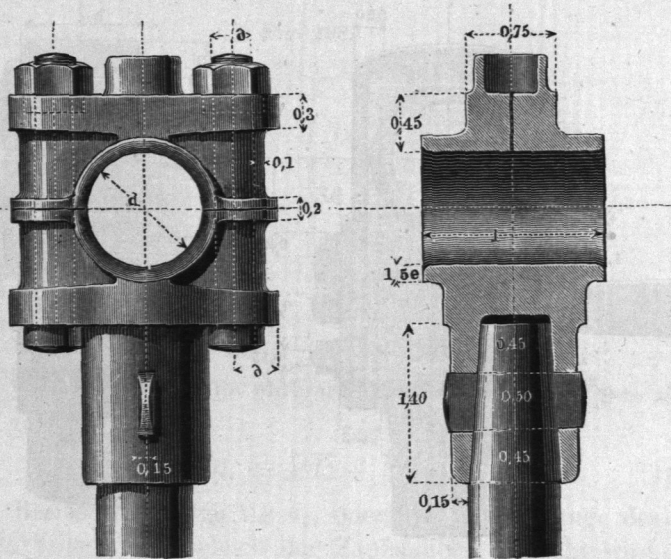
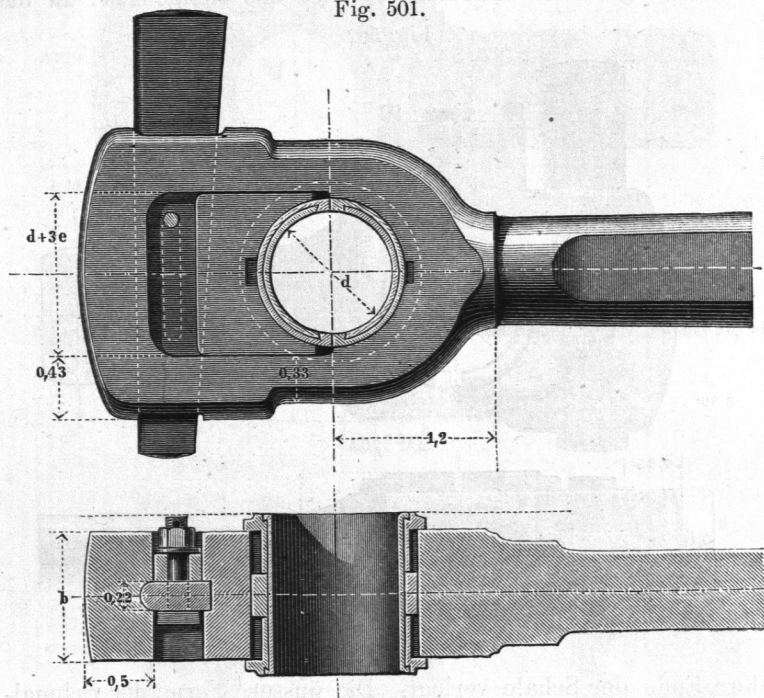


Fig. 501 geschlossener Pleuelkopf. In vielen Fällen sind die geschlossenen Pleuelköpfe den offenen vorzuziehen, indem sie sowohl solider, als auch bei Voraussetzung guter Hilfsmaschinen billiger herstellbar sind. Der vorliegende ist von sehr eleganter Form und für die Herstellung durch Maschinen (Drehbank, Hobelmaschine, Stossmaschine) konstruirt. Die mit Weissmetall gefütterten, übrigens aus Bronze hergestellten Schalen sind aussen cylindrisch abgedreht. Die stellbare Schale ist in einen schmiedeisernen Druckblock, eine Ausbildung der oben besprochenen Druckplatte, eingepasst, welcher durch den Keil an Querverschiebungen gehindert wird. Durch besonders eingesetzte Schildzapfen, welche in durchgehende Querlitze eingreifen, wird die Drehbarkeit der Schalen aufgehoben.

Das Keilloch hat an beiden Endflächen ein halbcylindrisches Profil. Diese jetzt sehr gebräuchliche Formung rührt theils von der Herstellung der Keillöcher durch die Langlochbohrmaschine her, theils ist sie auch an sich empfehlenswerth, da sie die Querschnitte des Pleuelkopfes allmählich ineinander überführt. Der

Keil selbst ist hier im Druckblocke ebenflächig begrenzt, was die etwaige Nachlegung von Blechplättchen erleichtert. Die Sicherung des Keiles ist die bei Fig. 204 besprochene. Man bemerkt, dass die Sicherungsmutter so tief sitzt, dass sie kaum anders als mittelst eines Kopfschlüssels angezogen werden kann. Man ist aber

Fig. 501.



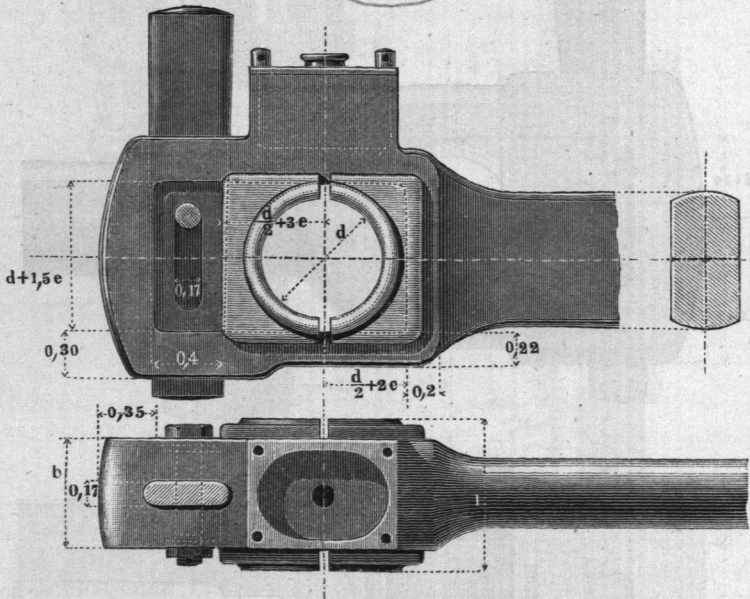
zu dieser Anordnung genöthigt, um das Anstossen der Schraube an Theile, welche jenseits der punktirten Linie liegen, zu verhüten.

Fig. 502 (a. f. S.). Anderer geschlossener Pleuelkopf, bei Lokomotivmaschinen sehr vielfach benutzt. Die Schalen haben auf der Rückseite und an der Keilseite keine Seitenränder, so dass man sie nach Wegnahme des Keiles aus dem sie umschliessenden Rahmen nach vorn herausnehmen kann. Der Stellkeil greift in die Oberschale ein und hindert sie, nach vorn zu treten. Wie man sieht, fehlt hier die Druckplatte; dafür ist aber die Wanddicke der Schale an der Keilseite zu  $3e$  statt zu  $2e$ , wie es auf der gegenüberstehenden Seite ist, angegeben. Keilsicherung ähnlich wie vorhin. Auf der Oberseite ist die Oelbüchse angegeben, sie ist

mit einem bronzenen Deckel zugeschraubt; in die im Grundriss angegebene Bohrung in ihrer Mitte wird ein Dochtrohr eingeschraubt.

Bei der hier angenommenen Lage des Keilgehäuses wird die Schalenmitte in Folge der Abnützung dem Pleuelschafte genähert; soll das Umgekehrte eintreten, so wird das Keilgehäuse an das

Fig. 502.



andere Ende der Schale verlegt. Die äussere Form der Schmalseiten des vorliegenden Pleuelkopfes ist wie im vorigen Falle auf der Drehbank hergestellt. Absichtlich werden fließende Konturlinien angewandt, um rasche Wechsel in den durch den Zapfen- druck hervorgebrachten Spannungen in den Materialtheilchen zu verhüten.

Ein dritter geschlossener Pleuelkopf (von Krauss in München) ist in Fig. 503 dargestellt. Er ist aus Stahl hergestellt zu denken und namentlich bemerkenswerth wegen seiner kompendiösen Nachstellvorrichtung. Der Keil ist zweitheilig gebildet und mit seiner Sicherung in eine und dieselbe Konstruktion gezogen. Die Muttern der Sicherung erfordern einen grösseren Spielraum, als die bei den vorigen Beispielen. Die Schalen sind hier aus Schmied- eisen gemacht und mit Weissmetall gefüttert; zur Linken oben hat die eine Schale einen Oelkanal.

Fig. 504. Gusseiserner Pleuelkopf. Derselbe ist ebenfalls geschlossen und treibt bei seiner Abnutzung und Nachstellung das

Fig. 503.

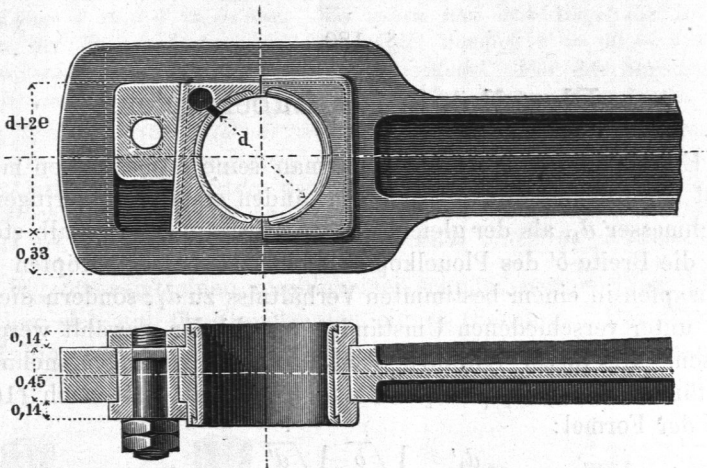
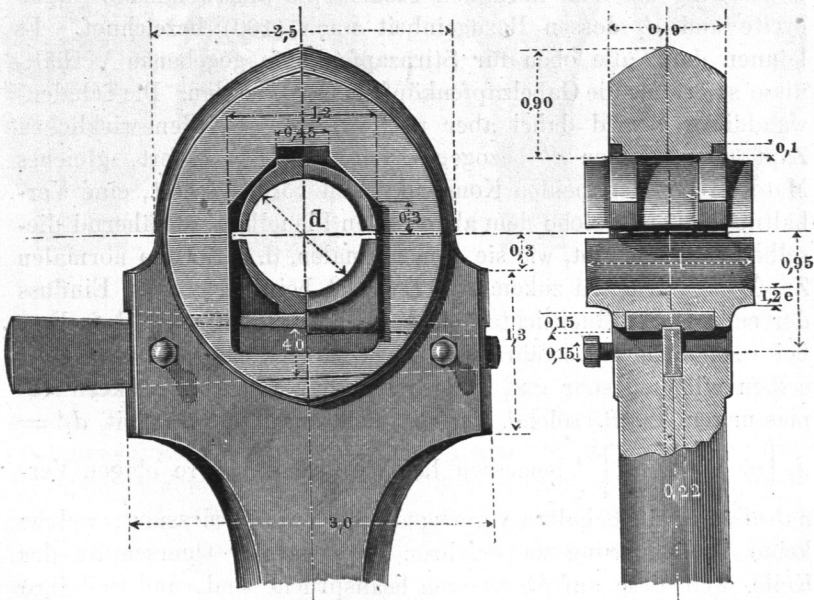


Fig. 504.



Zapfenmittel nach aussen, wie bei der Konstruktion von Sharp, Fig. 499. Anwendung finden die gusseisernen Pleuelköpfe und



-Stangen vorzugsweise nur bei grossen, langsam gehenden Balancier-Maschinen, eignen sich dort aber sehr gut.

§. 180.

### Pleuelköpfe für Gabelzapfen.

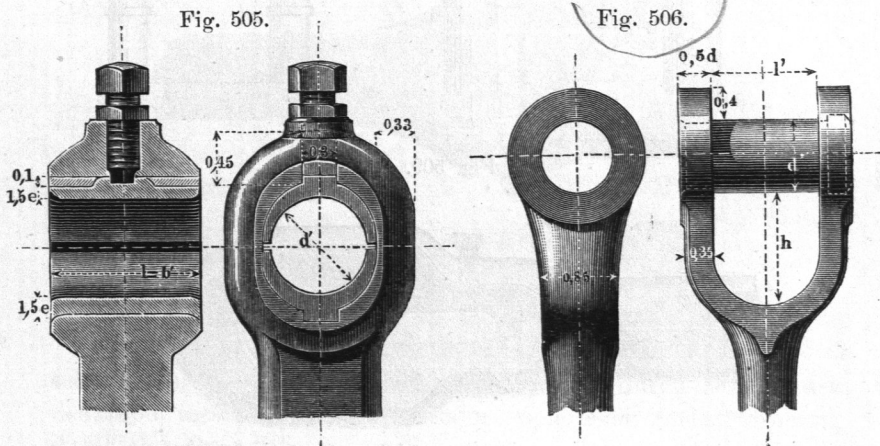
Ein Gabelzapfen erhält, wenn man seine Abmessungen möglichst herabziehen will, je nach Umständen einen weit geringeren Durchmesser  $d_1$ , als der gleichwerthige Stirnzapfen. Deshalb steht hier die Breite  $b'$  des Pleuelkopfes nicht wie bei den Köpfen für Stirnzapfen in einem bestimmten Verhältniss zu  $d_1$ , sondern dieses wird unter verschiedenen Umständen verschieden gewählt werden müssen. Um dieser Willkürlichkeit Rechnung zu tragen, nehmen wir für die Gabelzapfenköpfe die Bezugeinheit statt nach (160) nach der Formel:

$$\frac{d_1'}{d_1} = \sqrt{\frac{b}{b'}} \sqrt{\frac{d'}{d}} \dots \dots \dots (161)$$

wobei  $b$  die bei dem normalen Pleuelkopfe anzuwendende Bügelbreite und  $d_1$  dessen Bezugeinheit nach (160) bezeichnet. Es können dann alle oben für Stirnzapfenköpfe gegebenen Verhältnisse sofort für die Gabelzapfenköpfe benutzt werden. Die Schalenwanddicke  $e$  wird dabei aber nach wie vor auf den wirklichen Zapfendurchmesser  $d'$  bezogen. Formel (162) liefert, gleiches Material bei den beiden Konstruktionen vorausgesetzt, eine Verhältnisseinheit, welche dem abnormalen Pleuelkopf annähernd dieselbe Festigkeit gibt, wie sie dem normalen, d. h. für den normalen Zapfen konstruirten zukommt. Doch ist bei dem grossen Einfluss der empirischen Rücksichten ein vollkommenes Zutreffen derselben bei vorhandenen Ausführungen nicht zu erwarten; manche derselben stimmen sehr gut, andere aber haben wieder stärkere Abmessungen, z. B. solche, welche sich durch die Einheit  $d_1' = d_1 \left[ (b : b') (d' : d) \right]^{3/4}$  bemessen lassen würden, unsere obigen Verhältnisse als beibehalten vorausgesetzt. Eine Abmessung, welche keine Verkleinerung zu erfahren hat, ist der Querschnitt der Keile, weil diese auf Abscheeren beansprucht sind, und weil ihre Grundfläche keinen zu starken Flächendruck erfahren darf. Wir nehmen sie in diesem Falle wie beim Pleuelkopf für den Stirnzapfen.

*Beispiel.* Gegeben der Zapfendruck 3600 kg für einen Gabelzapfen, dessen Pleuelkopf nach Fig. 497 gebaut werden soll. Wechselseitige Belastung ist vorausgesetzt. Dann kommt für den Stirnzapfen gemäss (93)  $d = 60$  mm, für den Gabelzapfen nach (98) die Dicke  $d' = 0,7\sqrt{3600} = 42$  mm, die Länge  $l' = 2 d' = 84$  mm. Wir geben nun dem Bügel die Breite, welche der Stirnzapfenkopf erhalten würde, nämlich  $b' = 60 - 2.7 = 46$  mm, und haben nun Folgendes für die Model. Für den Stirnzapfen kommt aus (160)  $d_1 = 60 + 5 = 65$  mm, für unseren Gabelzapfen aus (162)  $d_1' = 65 \sqrt{(b : b') (d' : d)} = 65 \sqrt{42 : 60} \sim 55$  mm. Hiermit kommt z. B. die Wandstärke des Bügels:  $0,2.55 = 11$  mm, die im Scheitel  $0,3.55 \sim 17$  mm. Die Keile werden wie beim Stirnzapfenkopf genommen, da sie auf Abscheeren beansprucht sind. Es kommt also die Keilbreite  $= 0,22.65 \sim 14$  mm, die Höhe des Keils am dünnen Ende  $= 0,2.65 = 13$  mm.

Fig. 505 zeigt einen geschlossenen schmiedeisernen Pleuelkopf, welcher sich gut für Gabelzapfen eignet (Seraing). Der Pleuelkopf Fig. 506 enthält statt des Lagers für einen Gabelzapfen



diesen letzteren selbst fest eingietet. Das zugehörige Querhaupt muss demnach mit der Lagerung versehen sein, wozu beispielsweise das in Fig. 541, §. 189 taugt. Aehnliche Formen des schwingenden Endes der Pleuelstange haben bei Lokomotiven sowohl (Polonceau) als bei Schiffmaschinen (Humphry) Eingang gefunden. Bei dem obigen Pleuelkopf ist  $b'$  dem verfügbaren Raume nach zu wählen; die Höhe  $h$  der Gabel muss sich nach den Dimensionen der dort raumversperrenden Theile in jedem besonderen Falle richten.

Bei Gabelgelenken von ganz geringer Winkelbewegung, wie solche u. a. bei den Schiebern der Dampfmaschinen zur Anwendung kommen, wendet man wohl die in Fig. 507 (a. f. S.) dargestellte

Bauart an. Die Oberpfanne ist auf dem Halbzapfen, als welcher der Scheiteltheil der Nuss an *B* dient, nachstellbar. Solche Gelenke hat man auch gelegentlich auf ein blosses biegsames Stahlblatt zurückgeführt, Fig. 508. Man kann eine solche Konstruktion

Fig. 507.

Fig. 508.

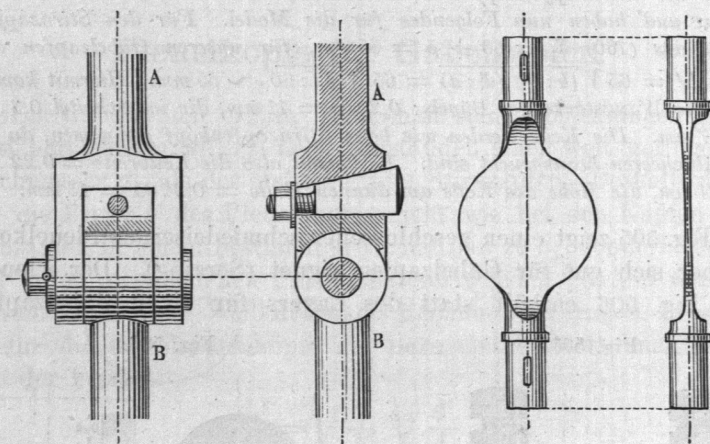
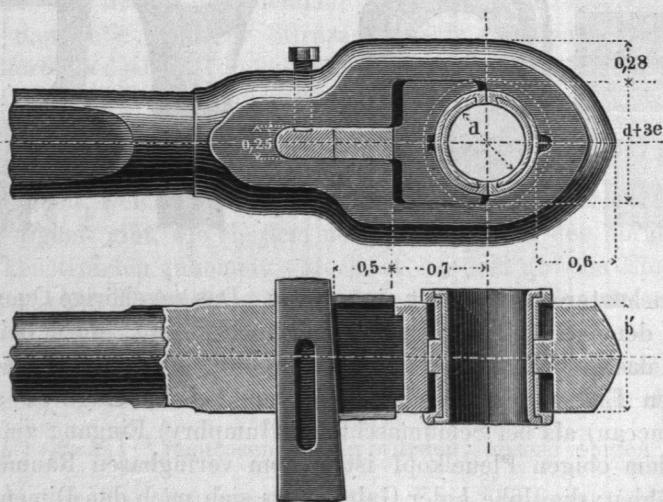


Fig. 509.

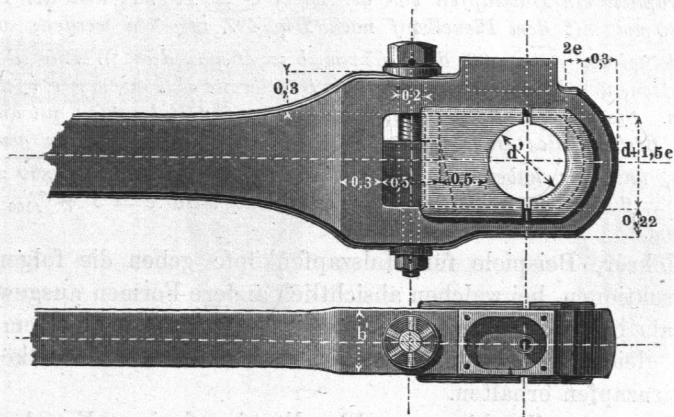


ein Blattgelenk nennen. Anwendung hat dasselbe bei vielen amerikanischen Lokomotiven, auch bei der älteren Langen'schen Gasmaschine gefunden; es scheint überhaupt wohl mehr Anwendung zu verdienen, als es bei uns gewöhnlich erfährt.

Fig. 509. Pleuelkopf für einen Gabelzapfen, ebenfalls für das schwingende Ende einer Pleuelstange, zu dem Kopfe Fig. 502 gehörig. Die Schalen sind wieder cylindrisch eingepasst, die eine in einem schmiedeisernen Druckblock. Der Druck des Stellkeiles (welcher ziemlich viel Raum beansprucht) wird durch ein bronzenes Zwischenstück auf den Druckblock übertragen. Keilsicherung nach Fig. 203. Die ganze Form ist sehr gefällig.

Fig. 510. Anderer Pleuelkopf für das schwingende Ende einer Pleuelstange, namentlich für Lokomotivmaschinen gebraucht, u. a. passend für eine Pleuelstange, deren rotirender Kopf nach Fig. 501 gebaut ist. Auch hier haben die Schalen an der Rück-

Fig. 510.



seite keine Seitenränder. Der Stellkeil wird durch Drehen der Schraube verschoben; letztere kann nach jeder Sechsteldrehung durch den Querstift festgestellt werden, indem für diesen in die festgezapfte Unterlegscheibe Rinnen eingefeilt sind. Vergl. auch Fig. 240.

## §. 181.

## Pleuelköpfe für erweiterte oder Halszapfen.

Bei den Halszapfen ist, wie aus §. 92 bekannt, die Zapfendicke  $d'$  in keinem theoretischen Zusammenhang mit der Dicke  $d$  des gleichwerthigen Stirnzapfens; dagegen soll man mit dessen Länge womöglich nicht unter die Länge  $l$  jenes Stirnzapfens gehen,

welche Regel wir bei den Gegenkurbeln, Krummachsen und exzentrischen Scheiben benutzt haben. Für diese so häufig vorkommenden Konstruktionen aber müssen nun auch die Pleuelköpfe konstruiert werden. Hierzu benutzen wir aber wieder dieselben Verhältnisse wie für die Stirnzapfenköpfe, mit Zugrundelegung der Einheit, welche aus Formel (162) hervorgeht. Dabei wird wieder wie dort die Bezugeinheit  $e$  der Schalenabmessungen nach wie vor auf den wirklichen Zapfendurchmesser  $d'$  bezogen. Demnach können alle oben für Stirnzapfenköpfe angegebenen Verhältnisszahlen auch wieder für die Köpfe von erweiterten Zapfen benutzt werden.

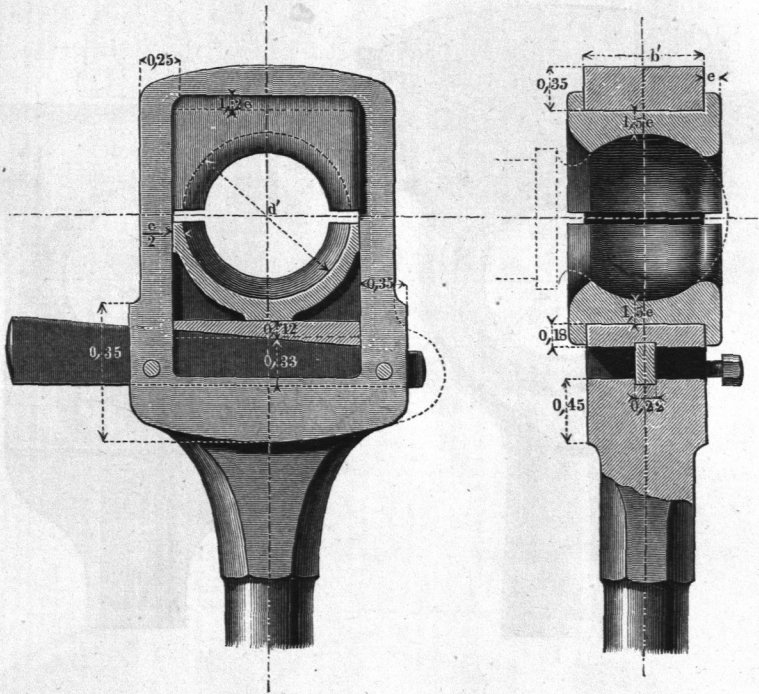
*Beispiel.* Soll statt des Gabelzapfens in dem Beispiel des vorigen Paragraphen ein Halszapfen von der Dicke  $d' = 120$  mm und der Länge  $l' = 80$  mm mit dem Pleuelkopf nach Fig. 497 versehen werden, so hat man, da wieder  $\sqrt{P} = 60$ ,  $d_1 = 65$  mm,  $b = 46$  mm, diese Werthe in (162) einzusetzen, um  $d_1'$  zu bestimmen. Die Bügelbreite  $b'$  können wir noch annehmen. Sie möge, was bei vielen Pleuelköpfen für Halszapfen gut angeht, = der Breite  $b$  des Bügels für den gleichwerthigen Stirnzapfen gemacht werden, und wir haben also  $b' = b$  und somit  $d_1' = d_1 \sqrt{120 : 60} = 65 \cdot 1,414 = 92$  mm zu nehmen. Für die Schale wird  $e = 3 + \frac{7}{100} \cdot 120 = 11$  mm.

Mehrere Beispiele für Halszapfenköpfe geben die folgenden Konstruktionen, bei welchen absichtlich andere Formen ausgewählt sind, als bei den Stirnzapfenköpfen gegeben wurden, indem wir damit gleichzeitig wieder ebenso viele Muster von Pleuelköpfen für Stirnzapfen erhalten.

Fig. 511. Geschlossener Pleuelkopf auf einen Kugelzapfen angewandt. Der kugelförmige Stirnzapfen hat hier die 1,5fache Dicke des gleichwerthigen cylindrischen Stirnzapfens; ein solcher Kugelzapfen, z. B. einem Balancierkopf nach Fig. 490 angehörig, ist hier angewandt gedacht, und wir haben für denselben  $d':d = 1,5 d$ ; indem wir wieder wie in obigem Beispiel  $b' = b$  setzen, wird  $d_1' = d_1 \sqrt{1,5} = 1,225 d_1$ . Wäre also  $d = 60$  mm, so würde  $d' = 90$  mm,  $d_1 = 65$  mm,  $d_1' = 1,225 \cdot 65 = 80$  mm. Die Schalen haben nur an der Vorderfläche Seitenränder, so dass sie nach Wegnahme des Keiles durch den Rahmen hindurch nach vorn gezogen werden können. Der Keil kann auch, wie in Fig. 503, über statt unter die Schale gelegt werden, in welchem Falle das Nachtreiben die Schubstange verkürzt, statt sie wie hier zu verlängern. Bei den Kuppelstangen der Lokomotiven ist diese Konstruktion des Kopfes, häufig mit der rechts punktirten Verstärkung, in Gebrauch.

Für die Halszapfen der Krummachsen, Gegenkurbeln und ähnlichen Konstruktionen bedarf man eines Pleuelkopfes, welcher sich öffnen lässt. Sehr gut eignen sich hierzu Formen, bei welchen

Fig. 511.



die Schliessung durch ein fest eingepasstes Füllstück geschieht, welches den geschlossenen Rahmen um die Pfanne herum wieder herstellt. Solche künstlich geschlossene Pleuelköpfe stellen die beiden folgenden Figuren dar. Fig. 512 (a. f. S.) entspricht der bei Fig. 502 besprochenen Bauart. Das Füllstück wird durch zwei Falze gehalten und durch zwei quer durchgehende gesicherte Schrauben festgeklemmt. Fig. 513 (a. f. S.) (Krauss) ist aus der Konstruktion in Fig. 504 entwickelt, und mit jener zusammen an Kuppelstangen von Lokomotiven benutzt. Das Füllstück besteht hier aus Bronze, indem es nämlich mit der Oberschale zusammengezogen ist. Es wird durch eine einzige scharf eingepasste Querschraube (welche in der Figur herausgenommen gedacht ist) gehalten; die eingefalzten Fortsätze der Rahmenschenkel verhindern seine Drehbarkeit. Ueber der Hauptfigur ist ein Schnitt durch die äussere Schale, deren Weissgussfutter sichtbar ist, dargestellt.

Die Schalenfuge ist durch eingelegte Kupferplättchen geschlossen. Material an Kopf und Schraube ist Stahl.

Fig. 512.

Fig. 513.

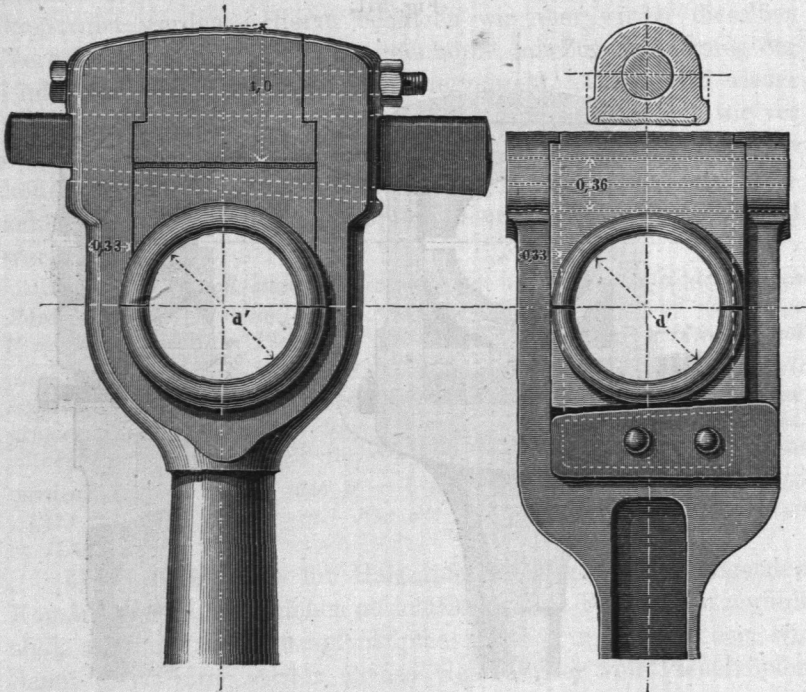


Fig. 514 und 515 sind Exzentrikbügel, hier aus Bronze konstruiert gedacht. Sie erhalten die Breite  $b' = l =$  der Länge des gusseisernen Stirnzapfens, welcher dem Zapfendruck des Exzentriks entspricht, siehe §. 92. Ist  $\bar{d} = 40$ , also  $d_1 = 45$  mm,  $l = b = 60$  mm, so wird bei  $d' = 400$  mm,  $b' = l = 60$  mm;  $\bar{d}_1' = 45 \cdot \sqrt{400:40} = 45 \cdot 3,16 = 142$  mm. Macht man  $d' = \bar{d}$ , so liefern die hier gegebenen Verhältnisszahlen wieder zwei lagerartige Pleuelköpfe für Stirnzapfen. Eine einzige Abweichung von der Regelmässigkeit in der Uebertragung der Verhältnisszahlen nach Formel (162) machen die beiden Deckelschrauben bei den lagerartigen Köpfen. Man nehme ihre Dicke  $\vartheta$  nach folgender Formel:

$$\vartheta = 0,33 \bar{d}_1 + 0,06 \bar{d}_1' \quad . \quad . \quad . \quad (162)$$

wobei  $\bar{d}_1'$  die Bezugeinheit für den Halszapfen,  $\bar{d}_1$  für den gleichwerthigen Stirnzapfen bezeichnet. Für das Beispiel mit  $d' = 400$  mm hatten wir  $\bar{d}_1' = 142$  mm,  $\bar{d}_1 = 45$  mm. Wir nehmen also:  $\vartheta = 0,33 \cdot 45 + 0,06 \cdot 142$

Fig. 514.

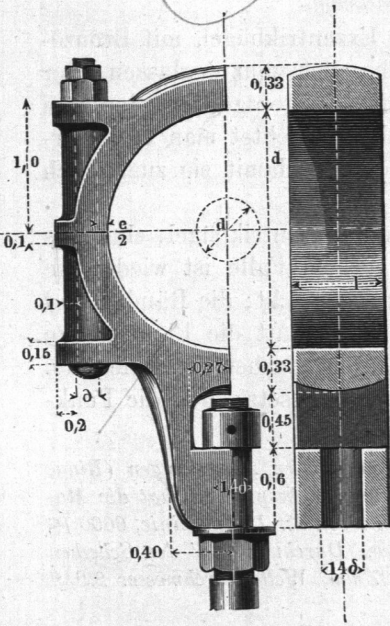


Fig. 515.

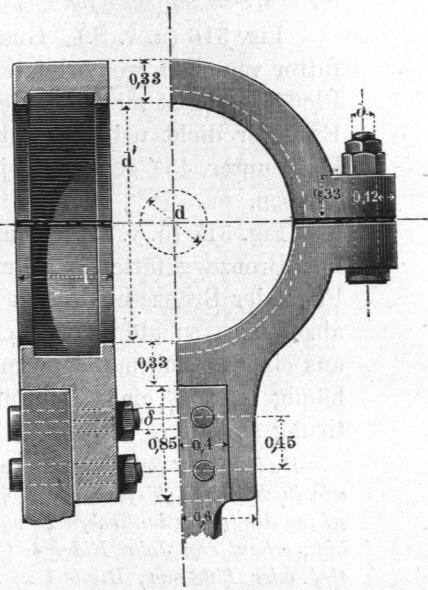


Fig. 516.

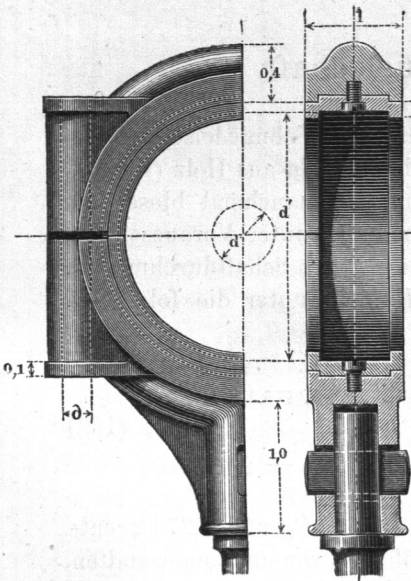
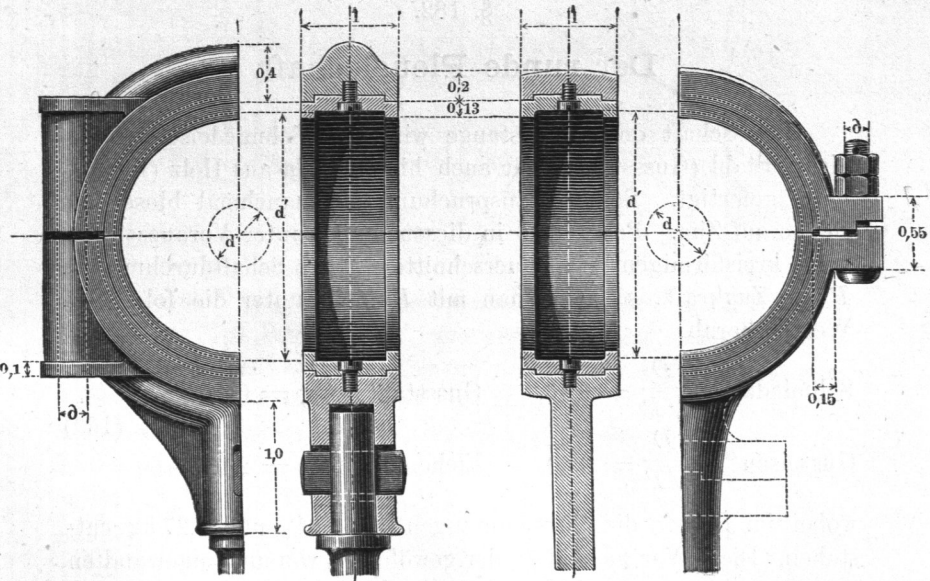


Fig. 517.





= 15 + 8,5 ~ 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, wovon letzteres manche auch ganz weglassen. Der Pleuelschaft ist mittelst eines Querkeiles festgezogen; werden zwei Exzenter dicht nebeneinander gestellt, so richtet man die Querkeile unter  $45^\circ$  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 abzufilen, 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 Exzentricks 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  $4\frac{1}{3}'$  oder 1368 mm, Breite  $l = 5''$  oder 127 mm, Wellendurchmesser  $22\frac{1}{2}''$  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:

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

wobei im Schaft die Zugspannungen 4, 2,  $6\frac{2}{3}$  und 0,27 kg entstehen. Diese Werthe sind  $\frac{2}{3}$  der gewöhnlich von uns angewandten Spannungen 6, 3, 10 und 0,4, indem Rücksicht genommen ist auf

etwaiges stossweises Anheben, welches durch die Schalenabnutzung 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  $\pi^2 J E : L^2$ , 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 Sicherheitskoeffizienten  $m$  nehmen soll, wenn wir  $P = \frac{1}{m} \pi^2 J E : L^2$  setzen, darüber schwanken die Ansichten, wie die Ausführungen zeigen, ebensosehr wie bei den Säulen. Man erhält, wenn man vorläufig  $m$  noch unbestimmt lässt, wegen  $J = \frac{\pi}{64} D^4$ , wegen  $E = 20000$  bei Schmiedeeisen und Gussstahl, 10 000 bei Gusseisen und 1100 bei Holz, folgende Formeln für die Schaftdicke:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schmiedeeisen und Gussstahl } D = 0,10 \sqrt[4]{m} \sqrt{LVP} \\ \text{Gusseisen } \dots \dots \dots D = 0,12 \sqrt[4]{m} \sqrt{LVP} \\ \text{Eichenholz } \dots \dots \dots D = 0,21 \sqrt[4]{m} \sqrt{LVP} \end{array} \right\} \cdot (164)$$

und hat bei

$\frac{m}{\sqrt{m}}$	= 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 Koeffizienten vor  $\sqrt{LVP}$  mit  $C$ , so kann man die obigen Formeln auch so schreiben:

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

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.

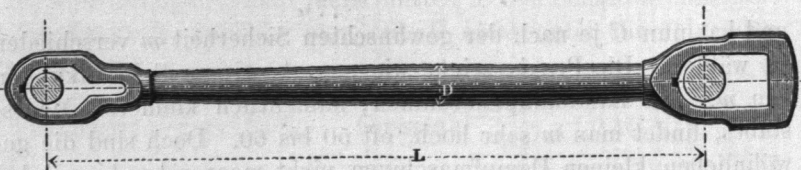
Bei  $m = 20$  kommt für Schmiedeisen und Gussstahl  $C = 0,21$ .

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  $D = 0,21 \sqrt{3000 \cdot \sqrt{14\,400}} = 0,21 \sqrt{3000 \cdot 120} = 21 \sqrt{36} = 126 \text{ mm}$ .

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.

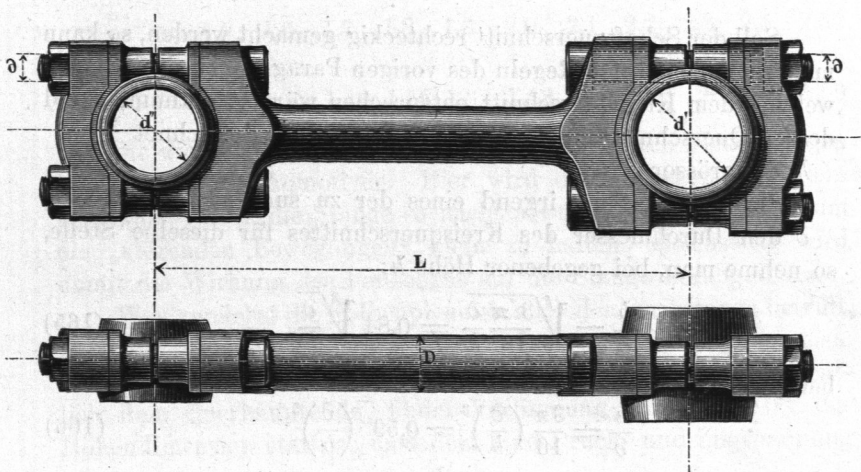


Es muss indessen bemerkt werden, dass bei den gebräuchlichen Kolbengeschwindigkeiten von 1,2 bis 1,5 Meter der Einfluss des Peitschens verschwindend ist, und durch den oben angewandten Sicherheitskoeffizienten meistens reichlich gedeckt wird. Somit ist diese Feinheit in der Formgebung mehr auf Rechnung 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  $P = 43\,000\text{ kg}$ ,  $L = 1515\text{ mm}$  für eine Schraubenschiffmaschine. Es ist  $\sqrt{P} = \sqrt{43\,000} = 207$ . Bei  $m = 20$  erhielten wir

also nach dem Obigen  $D = 207 \cdot 0,21 \sqrt{1515 \cdot 207} = 0,21 \cdot 207 \cdot 2,7 = 117 \text{ mm}$ . Maudslay hat aber in einem Beispiel von denselben Urangaben genommen  $D = 152 \text{ mm}$ , was dem Sicherheitskoeffizienten  $m = 54,7$  entspricht. Die Dicke  $\vartheta$  der Schrauben hat man dabei genommen = 76 mm; wir würden nach Fig. 501 gemacht haben  $\vartheta = 0,55 \sqrt{43\,000 : 2} = 0,53 \cdot 146,6 = 78,6 \sim 79 \text{ mm}$ . In anderen Fällen bei Schraubenschiffen findet man den Quotienten  $\vartheta : \sqrt{0,5 P} = 0,67$  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,
  - $\vartheta$  den Durchmesser des Kreisquerschnittes für dieselbe Stelle,
- so nehme man, bei gegebener Höhe  $h$ :

$$\frac{b}{\vartheta} = \sqrt[3]{\frac{3 \pi \vartheta}{16 h}} = 0,84 \sqrt[3]{\frac{\vartheta}{h}} \dots \dots \dots (165)$$

bei gegebener Breite  $b$ :

$$\frac{h}{\vartheta} = \frac{3 \pi}{16} \left(\frac{\vartheta}{b}\right)^3 = 0,59 \left(\frac{\vartheta}{b}\right)^3 \dots \dots \dots (166)$$

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

$$\frac{b}{\vartheta} = \sqrt[4]{\frac{3 \pi b}{16 h}} = 0,88 \sqrt[4]{\frac{b}{h}} \dots \dots \dots (167)$$

woraus folgende Werthe.

$\frac{h}{\vartheta}$	$\frac{b}{\vartheta}$	$\frac{b}{\vartheta}$	$\frac{h}{\vartheta}$	$\frac{h}{b}$	$\frac{b}{\vartheta}$
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	0,63	2,5	0,70

Will man den Rechteckquerschnitt des Schaftes unmittelbar berechnen, so hat man das kleinste der Trägheitsmomente des Schaftquerschnitts einzuführen, also  $J = \frac{1}{12} h b^3$  zu setzen, und erhält für Schmiedeisen und Gussstahl:

bei gewähltem Werthe  $b$ :

$$h = 0,00006 m \frac{PL^2}{b^3} \dots \dots \dots (168)$$

bei gewähltem Werthe  $h$ :

$$b = 0,039 \sqrt[3]{m} \sqrt{\frac{PL^2}{h}} \dots \dots \dots (169)$$

und bei gegebenem Verhältniss von  $h$  zu  $b$ :

$$h = 0,088 \sqrt[3]{m} \sqrt[4]{\left(\frac{h}{b}\right)^3} \sqrt{LVP} \dots \dots \dots (170)$$

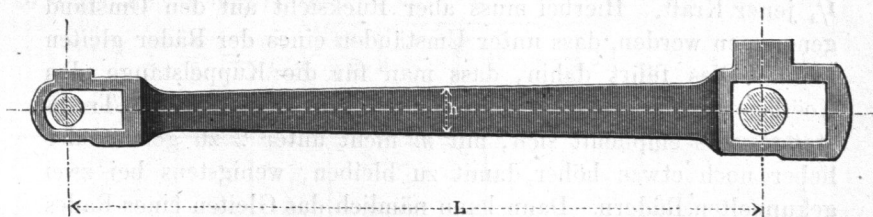
Für letztere Formel hat man, wenn

$\frac{h}{b}$	= 1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
$\sqrt[4]{\left(\frac{h}{b}\right)^3}$	= 1,36	1,42	1,49	1,55	1,62	1,68	1,74	1,80	1,87	1,93	1,99

Die wichtigste Anwendung der flachgeschäfteten Pleuelstangen ist die bei den Lokomotiven. Hier wird die Sicherheit sehr klein genommen, d. h. die Stange so leicht als thunlich hergestellt, um die „störenden Bewegungen“ klein zu halten, gleichzeitig wird damit die Wirkung des Peitschens auf die Stange herabgezogen.

Was zunächst die Kolbenpleuelstange oder Treibstange betrifft, so findet sich bei derselben  $m$  zu 2 bis 1,5 herab angenommen. Dies gilt vom mittleren Querschnitt. Nach den Enden zu, namentlich dem Querhauptende, findet Verjüngung auf 0,8 bis 0,7 der Höhendimension statt, so dass dort eine Druck- und Zugspannung

Fig. 520.



von 5 kg bei Gussstahl nicht selten vorkommt. Eine Lokomotivtreibstange stellt Fig. 520 dar. Nach dem Kurbelende hin nimmt hier die Höhe  $h$  noch zu, was die Anfertigung und den Formenübergang erleichtert.

2. *Beispiel.* Gegeben bei einer Lokomotive der Druck auf die Treibstange  $P = 13\,000$  kg, ferner die Länge  $L = 1830$  mm, das Verhältniss  $h : b = 2,5$ . Dann ist bei  $m = 1,5$  d. i.  $\sqrt[3]{m} = 1,1$  (s. §. 182) zu machen  $h = 0,088 \cdot 1,1 \cdot 1,99 \cdot \sqrt{1830} \sqrt{13\,000} = 0,088 \cdot 1,1 \cdot 1,99 \cdot 456,7 \sim 88$  mm, also  $b = 0,4 \cdot 88 \sim 35$  mm. Eine Ausführung für dieselben Urangaben (Borsig) zeigt  $h = 85$  mm,  $b = 36$  mm. Andere zusammengehörige Werthe, welche guten Ausführungen entnommen wurden, sind:

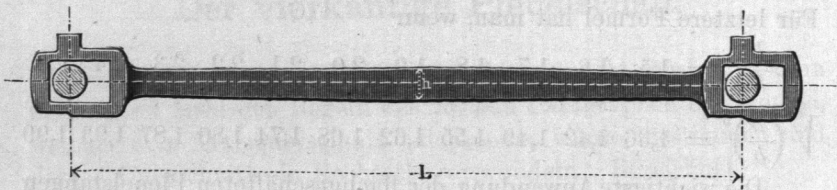
$$P = 11\,500 \text{ kg, } L = 1654 \text{ mm, } h = 85 \text{ mm, } b = 33 \text{ mm,}$$

$$P = 14\,600 \text{ kg, } L = 1700 \text{ mm, } h = 95 \text{ mm, } b = 36 \text{ mm.}$$

Beide entsprechen einem Sicherheitskoeffizienten  $m = 1,5$  bis 1,6.

Bei den Kuppelstangen der Lokomotiven ist die Wirkung des Peitschens noch weit stärker als bei den Treibstangen. Fig. 521

Fig. 521.



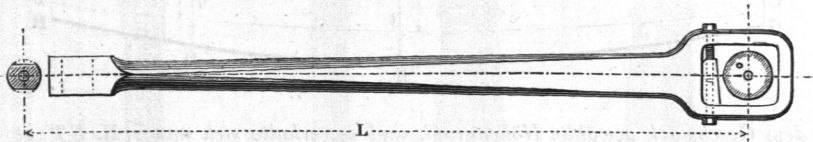
stellt eine solche Stange dar. Die Keilungen der Schalen liegen je auf derselben Seite des Zapfens, damit die Nachstellung nicht die Stangenlänge verändert; aus demselben Grunde, nämlich wegen Gleichheit der Abnützungen, sind die Längen der beiden Zapfen gleichgross zu machen (siehe §. 92). Bei Berechnung des Schaftquerschnittes wird vorausgesetzt, dass jedes der zu kuppelnden Räder gleichen Antheil an der Widerstandskraft am Umfang habe. Demnach kommt bei zwei gekuppelten Räderpaaren auf die Kuppelstange die Hälfte der Triebstangenkraft, bei drei gekuppelten Paaren auf die erste Kuppelstange  $\frac{2}{3}$ , auf die zweite  $\frac{1}{3}$  jener Kraft. Hierbei muss aber Rücksicht auf den Umstand genommen werden, dass unter Umständen eines der Räder gleiten kann. Dies führt dahin, dass man für die Kuppelstange den Koeffizienten  $m$  nicht so klein wählen sollte, als für die Treibstange. Es empfiehlt sich, mit  $m$  nicht unter 2 zu gehen oder lieber noch etwas höher damit zu bleiben, wenigstens bei zwei gekuppelten Rädern. Dann kann nämlich das Gleiten eines Rades nie die Kuppelstange in unmittelbare Gefahr bringen.

3. *Beispiel.* Die oben als Beispiel benutzte Lokomotive habe zwei gekuppelte Räderpaare. Dann ist die auf die Kuppelstange kommende Kraft  $P = 13\,000 : 2 = 6500$  kg. Die Stangenlänge  $L$  sei 2563 mm,  $h : b$  wieder  $= 2,5$ . Setzen wir nun einmal  $m = 2$ , so kommt nach (170)  $h = 0,088$ .

$1,19 \cdot 1,99 \sqrt{2563 \sqrt{6500}} = 0,088 \cdot 1,19 \cdot 1,99 \cdot 454,42 \sim 99 \text{ mm}$ ,  $b$  also =  $0,4 \cdot 99 \sim 39 \text{ mm}$ . Man hat bei jener Ausführung (Borsig) für dieselben Urangaben genommen  $h = 98 \text{ mm}$ ,  $b = 39 \text{ mm}$ . Andere Beispiele zeigen die Sicherheitskoeffizienten 1,9, 2,11, 2,8 u. s. w.

Einen Schaft mit gemischtem Querschnitt, aus dem Kreis ins Rechteck übergehend, zeigt die in Fig. 522 abgebildete, sehr elegant gebaute Pleuelstange einer Porter-Allen'schen Dampfmaschine.

Fig. 522.



Beim Kurbelzapfen ist der vordere Anlauf zum Abnehmen eingerichtet, weshalb die Schalen so wie bei dem Kopf, Fig. 502, gestaltet werden konnten.  $L$  ist bei dem Original = 5' engl. Vergl. auch Fig. 535.

§. 184.

**Der geflügelte und der gerippte Pleuelschaft.**

Der schon bei den Achsen angewandte kreuzförmige Querschnitt ist für den gusseisernen Schubstangenschaft besonders gut geeignet. Hier wird am besten zuerst der ideelle runde Schaft gemäss Fig. 5 verzeichnet, das Höhenprofil angenommen und darauf das Breitenprofil aufgesucht. Ist an irgend einer Stelle:

$\varnothing$  der Durchmesser des runden ideellen Schaftes,

$h$  und  $b$  die Rippenhöhe und Breite,

so wähle man  $b$  derart, dass

$$\frac{\varnothing}{h} = \frac{b}{h} \sqrt[4]{\frac{16}{3\pi}} \sqrt[4]{\left(\frac{b}{h}\right)^3 + \frac{h}{b}} - 1 \dots \dots (171)$$

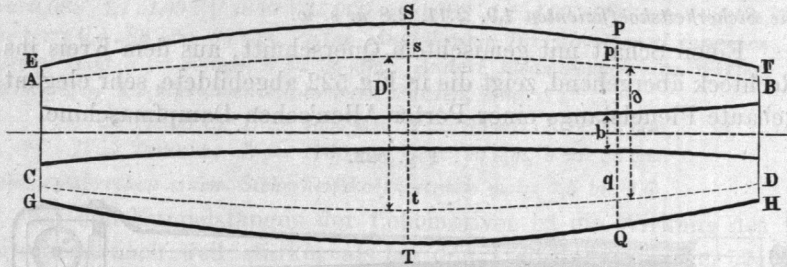
woraus folgende Tabelle.

$\frac{\varnothing}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{\varnothing}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{\varnothing}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{\varnothing}{h}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{\varnothing}{h}$	$\frac{b}{h}$
0,643	0,10	0,700	0,14	0,748	0,18	0,816	0,25	0,901	0,36
0,653	0,11	0,714	0,15	0,758	0,19	0,831	0,27	0,928	0,40
0,673	0,12	0,724	0,16	0,768	0,20	0,855	0,30	0,958	0,45
0,690	0,13	0,736	0,17	0,789	0,22	0,872	0,33	0,987	0,50



1. Beispiel. Zu Fig. 523 bedeutet  $ABCD$  den ideellen runden Schaft für die zu konstruierende gusseiserne Pleuelstange;  $EFGH$  ist das nach

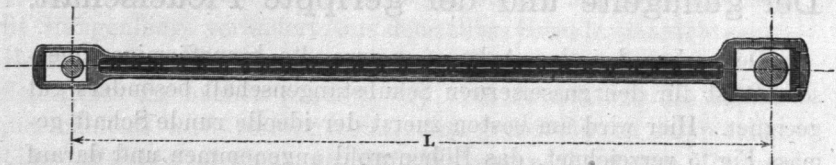
Fig. 523.



dem Geschmack gewählte Höhenprofil, und es verhalte sich nun z. B.  $ST:st$  wie  $1,5:1$ , so ist hier  $\vartheta:h = 0,667$ , und daher nach Spalte 1 und 2, Zeile 3 die Rippendicke  $b = 0,12 h = 0,12 ST$  zu machen. Ist  $PQ = 1,4 pq$ , also bei der Stelle  $P$  das Verhältniss  $\vartheta:h = 1:1,4 = 0,7$ , so hat man dort die Flügeldicke  $b$  nach Spalte 3 und 4, Zeile 1:  $= 0,14 \cdot PQ$  zu nehmen.

Das Bestreben leicht zu bauen, hat dahin geführt, den gerippten oder Doppel-T-Querschnitt bei den Lokomotiven zu verwenden. Eine Kuppelstange mit solchem Schaft zeigt Fig. 524.

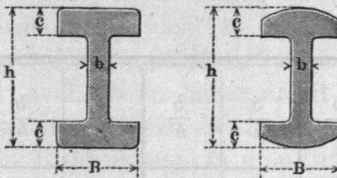
Fig. 524.



Man wendet nur leichte äussere Schwellung an, die bei der Kleinheit unserer Figur nicht andeutbar ist.

Der Querschnitt ist sowohl mit geradlinigem als mit gerundetem Profil, Fig. 525, ausgeführt worden. Unter Vernachlässigung der Rundung hat man bei den eingeschriebenen Bezeichnungen das (kleinste) Trägheitsmoment des Querschnittes

Fig. 525.

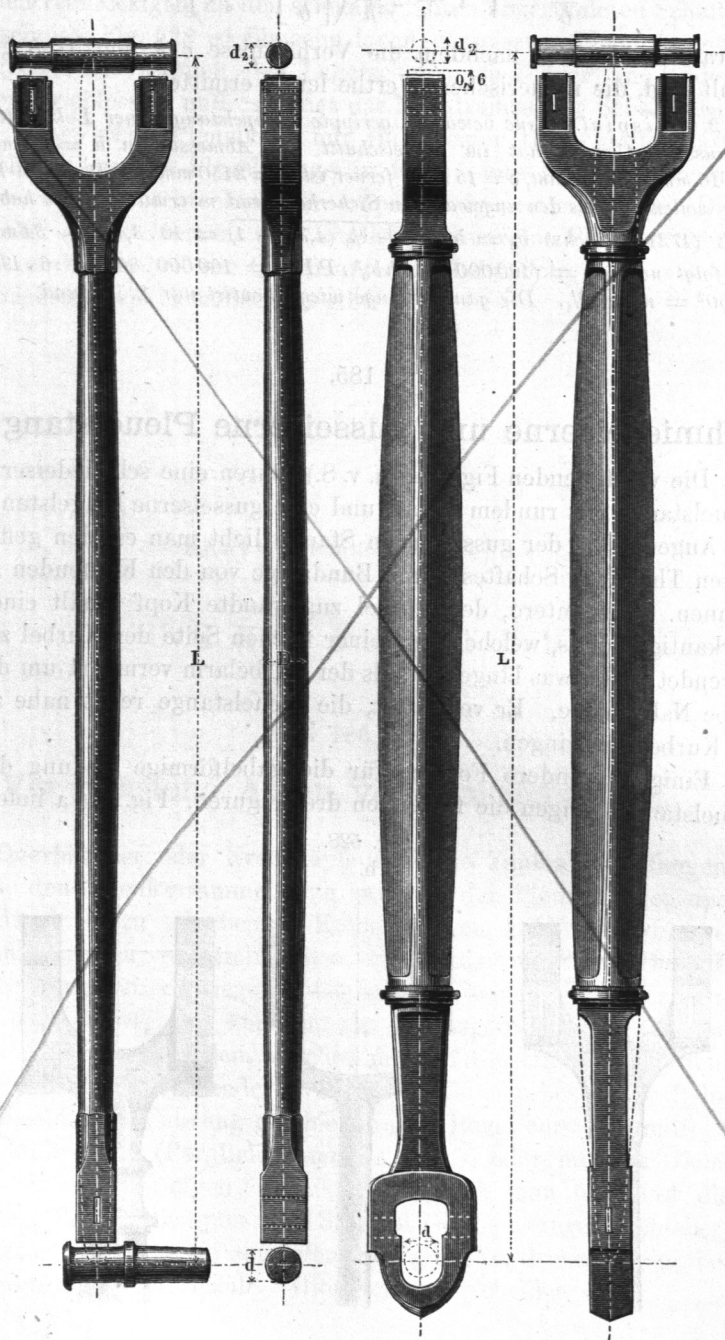


$$J = \frac{1}{12} (2 c B^3 + (h - 2 c) b^3)$$

Behufs Berechnung setzen wir dasselbe gleich dem eines für die Kräfte berechneten Rechteckquerschnittes von der Höhe  $h$  und der Breite  $b_0$  (vergl. §. 163) und erhalten dann

Fig. 526.

Fig. 527.



$$\frac{b_0}{b} = \sqrt[3]{1 + 2 \frac{c}{h} \left( \left[ \frac{B}{b} \right]^3 - 1 \right)} \dots \dots (172)$$

Hieraus kann man, nachdem die Verhältnisse  $c:h$  und  $B:b$  gewählt sind, die numerischen Werthe leicht ermitteln.

2. *Beispiel.* Eine bewährte gerippte Kuppelstange einer Lokomotive (Krauss u. Comp.) hat im Mittelschnitt die Abmessungen  $h = 80$  mm,  $b = 10$  mm,  $B = 47$  mm,  $c = 15$  mm; ferner ist  $L = 2450$  mm und  $P = 4950$  kg. Wir wollen hieraus den angewandten Sicherheitsgrad  $m$  ermitteln, und haben nach (172) zunächst  $b_0 = b \sqrt[3]{1 + \frac{3}{8} (4,7^3 - 1)} = 10 \cdot 3,41 \sim 34$  mm. Es folgt nun  $m = (100000 : 6) (hb_0^3 : PL^2) = 100000 \cdot 80 \cdot 34^3 : 6 \cdot 4950 \cdot 2450^2 = \text{nahe } 1\frac{3}{4}$ . Die ganze Stange wiegt montirt nur 125 Pfund.

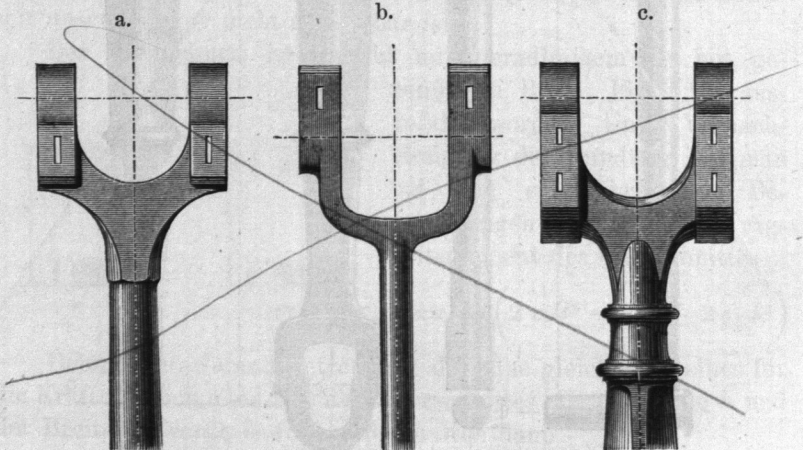
### §. 185.

## Schmiedeeiserne und gusseiserne Pleuelstange.

Die vorstehenden Figuren (a. v. S.) führen eine schmiedeeiserne Pleuelstange mit rundem Schaft und eine gusseiserne Flügelstange vor Augen. Bei der gusseisernen Stange liebt man es, den geflügelten Theil des Schaftes durch Bundringe von den Kopfenden zu trennen. Der untere, der Kurbel zugewandte Kopf erhält einen vierkantigen Hals, welcher mit seiner flachen Seite der Kurbel zugewendet und etwas länger ist, als der Kurbelarm vermehrt um die halbe Nabendicke. Er verstattet, die Pleuelstange recht nahe an die Kurbel zu bringen.

Einige besondere Formen für die gabelförmige Endung der Pleuelstangen zeigen die folgenden drei Figuren. Fig. 528 a liefert

Fig. 528.



eine weit kürzere Gabel, als die in Fig. 528 b ist; Fig. 528 c passt für den rechteckigen, an den schmalen Seiten abgerundeten Schaftquerschnitt; Fig. 528 ist für sehr lange gusseiserne Pleuelstangen geeignet. Die Kappen der Lagerschalen sind hier an beiden Enden geschlossen, und es findet das Nachtreiben der Schalen wie beim Sharp'schen Pleuelkopf mit Hülfe einer Druckplatte statt. Manchmal ist eine Pleuelstange in Form eines Rahmens auszuführen, welcher rechteckig oder trapezförmig zu machen ist. Die Schenkel dieses Rahmens sind ähnlich wie einzelne Pleuelstangen, Kopf- und Fusstheil wie Querhäupter zu behandeln, über welche das nächste Kapitel Aufschluss gibt.

---

## Fünfzehntes Kapitel.

# Q U E R H Ä U P T E R.

### §. 186.

## Verschiedene Arten von Querhäuptern.

Querhäupter oder Kreuzköpfe sind die Zapfenverbindungen, welche den Gelenkzusammenhang zwischen den Pleuelstangen und den durch sie zu schiebenden Kolbenstangen, Schlitten, Pumpenkolben u. s. w. zu vermitteln haben. Sie werden mit Stirn-, Doppel- und Gabelzapfen, vorwiegend aber mit den beiden letzten Zapfenarten ausgeführt, und könnten als die losgetrennten Köpfe von Hebeln angesehen werden, welchen man in Ersetzung der führenden Hebelarme durch andere Führungstheile eine bestimmte Bahn vorschreibt. Die Führung geschieht in der Regel entweder mittelst Gelenkführungen (Parallelogramm u. s. w.), oder mittelst Gleis- oder Schienenführungen, oder auch endlich man überlässt die Führung des Querhauptes den Stangen (Kolbenstangen, Schieberstangen), an welche sie angreifen, und gibt ihm deshalb keine besonderen führenden Theile. Hiernach unterscheiden wir: