

lich verkleinert, dagegen werden die Massen erheblich eingeschränkt und ein besserer Abschluß der Stange an dem Pleuelkopf erreicht.

$$d_1 = 60 \text{ mm}; \quad d = 80 \text{ mm}; \quad d_2 = 100 \text{ mm}.$$

Die schwächste Stelle der Pleuelstange ist auf Zug nachzurechnen, $d_1^2 \cdot \pi/4 \cdot \sigma_z = 9400$; hieraus $\sigma_z = 332 \text{ kg/qcm}$; zulässig.

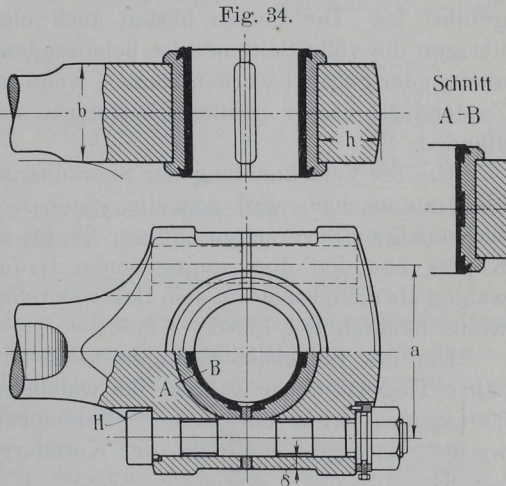
Pleuelstangenköpfe.

107. Es wäre folgerichtig, zunächst den Pleuelkopf am Kreuzkopf zu berechnen und konstruktiv durchzuarbeiten, um den Kreuzkopf selbst, in welchem der Pleuelkopf mit Ausschlag Platz finden soll, im Entwurf fertigzustellen. Der kreuzkopfseitige Pleuelkopf ist, bei der gewählten Kreuzkopfkonstruktion, in den Formen des Rahmens wesentlich komplizierter wie der kurbelseitige. Deshalb möge aus Lehrgangsgründen der letztere zuerst behandelt werden. Die später gefundenen Stirnzapfenmaße (Art. 133) $d = 110 \text{ mm}$, $l = 135 \text{ mm}$ mögen hier vorweggenommen werden.

108. Der Pleuelkopf am Kreuzkopf muß der Zugänglichkeit wegen im vorliegenden Falle innere Nachstellung erhalten. Die Wahl eines kurbelseitigen Pleuelkopfes mit äußerer Nachstellung (wie sie nach Führer 41, 6 u. 7 erwünscht ist, damit die Differenz der Abnutzungen anstatt der Summe für die Veränderung der geometrischen Stangenlänge wirksam wird) ist mit keinen Schwierigkeiten verknüpft. Es werde ein offener Stangenkopf (ähnlich der Fig. 703 S. 855 des Führers) gewählt.

Im vorliegenden Falle hat wegen des Anschlusses des Kondensatorgestänges an die

Fortsetzung des Hauptzapfens ein offener Kopf den Vorzug wesentlich leichter Demontierbarkeit, da bei einem geschlossenen Kopf das ganze Kondensatorgestänge gelöst werden müßte, um die Schalen herauszubekommen. Wählt man bei einer Zapfenlänge von 135 mm die Breite des Stangenkopfes $b = 105 \text{ mm}$ (Fig. 34), so ergibt sich



einerseits ein noch ausreichender Lagerschalenüberstand von $2 \cdot 15$ mm, andererseits ein guter Übergang in das posaunenartig erweiterte Stangenende von 100 mm Stärke.

109. Die Lagerschalenstärke s kann nach Führer 39, 27 u. 29 für Bronze mit Weißgußfutter gefunden werden bei einer Futterstärke von 6 mm, einem Eingriff von 4 mm; $s = 12 + \frac{2}{3}(6 + 4) = 17$ mm. Wegen der Wechselkräfte und des Überstandes mögen 3 mm zugegeben werden und $s = 20$ mm gewählt werden.

Nach dem Anhang II dieses Werkes hätte sich ergeben für Bronzeschalen mit Futter, Überstand und Wechselkräften

$$s = 0,1 \cdot 110 + 0,2 \cdot 15 + 7 = 21 \text{ mm.}$$

Gewählt werde eine Schalenstärke von 20 mm, eine Futterstärke von $6 + 4$ mm.

110. Die Bolzen dürfen in die Schale einschneiden, um das Maß a (Fig. 34) möglichst einzuschränken. Das Einschneiden ist ganz unbedenklich, da die Schalen an den Seiten schwächer sein dürften wie in der Mitte, eine seitliche Stärkeabnahme der Schalen aber (um die Höhlung des Kopfes kreisrund zu lassen) nicht durchgeführt ist. Die Bolzen hätten auch ohne Gefährdung der ja im übrigen die volle Seitenstärke behaltenden Lagerschalen noch näher aneinander gerückt werden können, wenn nicht die im Vergleich zum Zapfendurchmesser große Schaftstärke der Pleuelstange im Wege stände.

Um die Verschneidung der Schraubenkopfnester bei H möglichst klein zu machen, wird man die runde Kopfform mit Nase vor der sechseckigen bevorzugen (Führer 38, 20) und den Durchmesser des Kopfes aus den dort angegebenen Gründen noch etwas kleiner wählen als die normale zu dem Bolzendurchmesser gehörige Schlüsselweite, nämlich $D = 1,35 d + 4$ mm.

Um die Bolzenabmessungen klein zu halten, ist als Material zäher Tiegelstahl zu wählen, für welchen eine Beanspruchung von 500 kg/qcm trotz eintretender Nebenbeanspruchungen zugelassen werde. Es ergibt sich dann der Kerndurchmesser d_1 aus:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot 500 = \frac{1}{2} \cdot 9400; \quad d_1 = 3,46 \text{ cm.}$$

Passend wäre eine Schraube von einem äußeren Durchmesser von $1\frac{5}{8}'' = 41,27$ mm, wenn Normalgewinde verwendet wird.

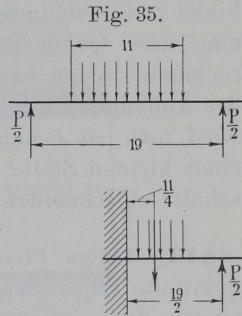
Für Triebwerksteile verwendet man, wie schon im Art. 74 bemerkt wurde, oft abnormale Schrauben mit feinerem Gewinde. Legt man die Gangzahl 8 auf 1" zugrunde wie bei der einzölligen Schraube

und wählt einen Durchmesser = 40 mm, so ist der Kerndurchmesser um $25,4 - 21,33$, also um 4,07 mm kleiner wie der Bolzendurchmesser, wenn das Gewindeprofil der einzölligen Whitworthschraube beibehalten wird. Es ergibt sich ein Kerndurchmesser von $40 - 4,07 = 35,93$ mm und damit $\sigma_2 = 460$ kg/qcm. Also trotz der Einschränkung des äußeren Durchmessers auf 40 ist die Beanspruchung noch erheblich günstiger wie bei der Normalschraube.

Der Durchmesser des runden Kopfes wird nach der obigen Regel $= 1,35 \cdot 40 + 4 = 58$ mm (gegenüber der Schlüsselweite der $1\frac{5}{8}$ " Whitworthschraube von 63 mm).

III. Mit dieser Kopfgröße kann jetzt der Abstand a gewählt werden, und zwar = 190 mm = 19 cm.

Als rohe Annäherung an die nicht mit Sicherheit zu beurteilende Lastverteilung möge angenommen werden, daß die Last sich gleichmäßig über die Projektion des Zapfens auf eine senkrecht zur Krafrichtung stehende Ebene verteilt (die Annahme einer konzentrierten Last, wie sie häufig gefunden wird, ist viel zu ungünstig). Es ergibt sich dann der in Fig. 35 dargestellte Belastungsfall



$$M = \frac{P}{2} \cdot \frac{19}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{11}{4};$$

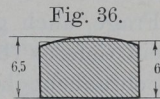
$$M = P \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{38 - 11}{4} = P \cdot \frac{27}{8} = 9400 \cdot \frac{27}{8};$$

$$M = 31700 \text{ kgcm.}$$

Rechnet man zunächst mit einem rechteckigen Querschnitt und wählt $k_b = 500$ kg/qcm (Flußstahl geschmiedet), so ist mit $b = 10,5$

$$31700 = \frac{10,5 \cdot h^2}{6} \cdot 500, \text{ woraus } h = 6,02 \text{ cm folgt.}$$

Die Umformung auf einen außen durch einen flachen Kreisbogen (statt durch eine Gerade) begrenzten Querschnitt kann nach Augenmaß erfolgen (genau genommen natürlich kein einfacher Flächenausgleich). Die Höhe im Scheitel werde = 6,5 gewählt. Die bei diesen Annahmen sich ergebende Spannung kann nachgerechnet werden, nachdem man das Trägheitsmoment der sich aus einem Rechteck und aus einem Kreissegment zusammensetzenden Querschnittsfläche sowie die Lage des Schwerpunktes derselben ermittelt hat.

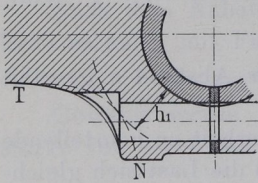


112. Die Wandstärke δ des Schraubenloches Fig. 34 mag gleich $\frac{1}{5}$ des Bolzens + 5 mm, also gleich $8 + 5 = 13$ mm gewählt werden.

Nach den Enden zu werden die Außenmaße des Stangenkopfes nach Bedarf für die Auflagerung und Einlassung des Schraubenkopfes und der Mutter vergrößert.

Um noch für die Lage der Übergangskurve vom Schaft zum Pleuelkopf einen Anhalt zu gewinnen, wird man, zunächst ohne Berücksichtigung des Einschneidens des Schraubenkopfnestes, schätzungsweise eine Übergangskurve TN einzeichnen (Fig. 37), deren kleinster

Fig. 37.



Abstand h_1 von der inneren Höhlung des Kopfes offenbar kleiner sein darf wie h in Fig. 34, da an der fraglichen Stelle der Hebelarm der Kräfte kleiner ist wie in der Mitte des Joches.

Wählt man h_1 vorläufig $= 0,7 h$ und rückt dann die eigentliche Begrenzung so weit heraus, daß die Linie TN einen Ausgleich bildet zwischen dieser Begrenzung und der schwächsten Stelle, so wird man einen Querschnitt erhalten, welcher die Grundlage einer Nachrechnung bilden kann mit ähnlichen Bedingungen, wie sie im Art. 1 des Anhanges I erläutert sind. Bei Annahme der äußeren Begrenzung wird man zu beachten haben, daß das Schraubenkopfnest nur an einer kleinen Stelle mit der vollen Tiefe in den maßgebenden Querschnitt einschneidet.

113. Offene Pleuelköpfe dieser Art finden ziemlich allgemein für gekröpfte Wellen Anwendung. Die Kurbelzapfen dieser Wellen haben wegen der größeren Biegungshebelarme einen erheblich größeren Durchmesser und zwecks Kleinhaltung der Wärmeentwicklung pro Flächeneinheit auch größere Länge wie Stirnzapfen für die gleiche Kraft. Die Köpfe zeigen wegen der im Vergleich zur Kraft großen äußeren Abmessungen wesentlich andere Maßverhältnisse wie Stangenköpfe für Stirnzapfen.

Der Rechnungsgang ist genau der gleiche wie bei diesen, nur kommen bei der Wahl der Breite noch andere Gesichtspunkte in Frage, auch gestattet die Übergangsform des Schaftes an den Kopf ein tieferes (bis an die zulässige Grenze gehendes) Einschneiden der Schraubenbolzen in die Lagerschalen. Es möge daher ein solcher Kopf unter Voraussetzung einer gleich großen Stangenkraft für einen Zapfendurchmesser von 160 mm und eine Zapfenlänge von 220 mm ganz kurz durchgerechnet werden (Fig. 38).

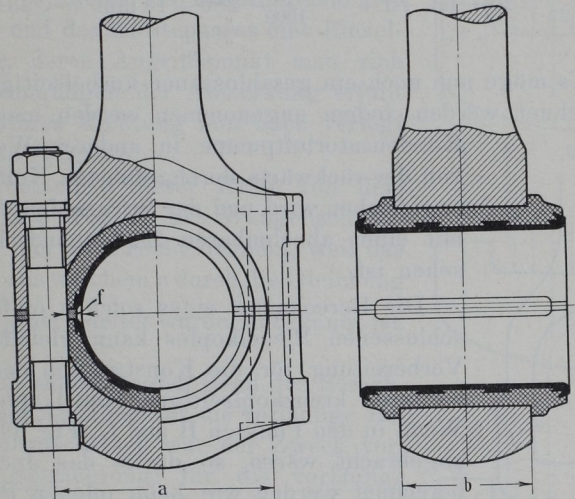
Schraubenbolzendurchmesser wegen der gleichen Kraft ebenso wie vorher $= 40$ mm mit rundem Kopf von 58 mm Durchmesser.

Einschneidtiefe der Bolzen in die Schalen bis auf: Futterstärke $+5 + \frac{2}{100}$ des Lagerdurchmessers, mit einer Futterstärke $e=7$ mm (entsprechend Anhang II) wird dann $f=7 + 5 + \frac{2}{100} \cdot 160 = \sim 16$ mm und daraus der Abstand der Bolzenmitten

$$a = 160 + 2(16 + \frac{1}{2} \cdot 40) = 232 \text{ mm.}$$

114. Die Breite b des Kopfes wird man bei nicht abgeflachter Stange ohne Grund nicht kleiner wählen als etwas über Schaftdurchmesser (vgl. Art. 97), d. h. bei einem Schaftdurchmesser von 100 mm etwa $= 120$ mm, und höchstens so groß, daß sich noch ein angemessenes

Fig. 38.



Übergreifen der Schalen von $15 \div 20$ mm auf jeder Seite ergibt, d. h. also nicht größer wie $220 - 2 \cdot 15 = 190$. Zwischen 120 und 190 wird man, ohne daß Schwierigkeiten zu erwarten sind, frei wählen können.

Das Biegemoment in der Mitte des Joches wird analog der früheren Rechnung gefunden

$$M = \frac{9400}{2} \left(\frac{a}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{9400}{2} \left(\frac{23,2}{2} - \frac{16}{4} \right) = 35\,720 \text{ kgcm};$$

bei Annahme einer Breite von 12 cm ergibt die Höhe aus

$$35\,720 = \frac{12 h^2}{6} k_b, \text{ mit } k_b = 500 \text{ wird } h = 5,97;$$

bei einer Breite von 19 cm hätte sich die Höhe $h = 4,75$ ergeben.

Gewählt werde, um einerseits die lange Schale besser zu unterstützen wie bei 12 cm Breite, und um andererseits keinen zu schwierig

zu schmiedenden, schwerfällig breiten Kopf mit 19 cm Breite zu erhalten, eine Breite von 14 cm, mit welcher sich $h = 5,5$ cm bei rechteckigem Querschnitt ergibt. Wegen der bogenförmigen Begrenzung werde ähnlich wie in Fig. 36 die Gesamthöhe gleich 6 cm gewählt.

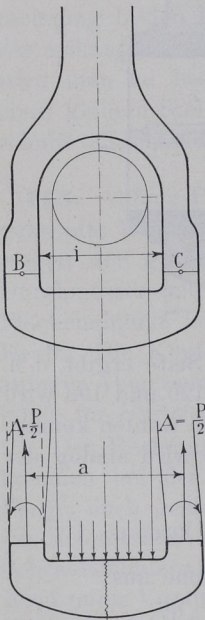
Bei 14 cm Breite ergibt sich ein Schalenüberstand

$$\ddot{u} = \frac{1}{2} (22 - 14) = 4 \text{ cm.}$$

Bei diesem verhältnismäßig großen Überstand mögen Stahlformgusschalen mit Weißgußfutter gewählt werden. Die Stärke der Schale ergibt sich nach Nr. 3 Anhang II, indem $B = 160 + 3 \cdot 40 = 280$ und $p = \frac{9400}{16 \cdot 22} = 26,7$ ist, zu $s = \frac{26,7 + 10}{1000} 280 + 15 \text{ mm} = \sim 25 \text{ mm}$.

115. Es möge nun noch ein geschlossener kurbelseitiger Pleuelkopf berechnet werden, indem angenommen werden mag, daß die

Fig. 39.



Kondensatorluftpumpe in anderer Weise, etwa von der rückwärts durchgeführten Kolbenstange, angetrieben wird und der Stirnzapfen der Kurbel mit einer abnehmbaren Zapfenbundscheibe versehen ist.

Die Berechnung eines solchen einfachen geschlossenen Pleuelkopfes kann gleichzeitig als Vorbereitung für die Konstruktion des komplizierteren kreuzkopfseitigen Pleuelkopfes dienen. Wenn in den Punkten B und C (Fig. 39) Gelenke angebracht wären, so dürfte das Joch ebenso berechnet werden wie beim offenen Pleuelkopf. Wegen des steifen Anschlusses an die Wangen tritt aber außer den im Abstände a wirkenden Kräften $A = P/2$ an den Schnittstellen je noch ein Moment auf. Der Drehsinn desselben ist der in der Fig. 39 angedeutete und ergibt sich aus einer Betrachtung über die Deformationen, wie sie in dünnen Linien eingezeichnet sind, als Rückwirkung der Verbiegung der Wangen.

In der nächsten Figur (40) ist das Schnittmoment durch ein Kräftepaar dargestellt. Die Größe des Momentes dieses Paares kennt man nicht. Man kann es sich in ein Paar von gleichem Moment mit der Kraft A und dem Arm e verwandelt denken.

Es entsteht dann das Kräftebild Fig. 41, in welchem im allgemeinen e von k verschieden sein wird.

Nun darf man aber bekanntlich Kräftepaare beliebig verschieben, ohne daß sich am Gleichgewicht etwas ändert.¹⁾ Dementsprechend möge eine Verschiebung nach rechts ausgeführt werden, bis die nach unten gerichtete Paarkraft mit A zusammenfällt (Fig. 42); dann verschwinden diese beiden gleich großen und entgegengesetzt gerichteten Kräfte und es bleibt als Resultierende der Einzelkraft und des Kräftepaares eine Einzelkraft übrig, deren Angriffspunkt man sich (da die Bedingungen der Anmerkung erfüllt bleiben) in ihrer Richtung nun auch verlegt denken kann (Fig. 43).

Der Abstand e dieser Kraft von dem Schwerpunkt S (Fig. 43) des Wangenschnittprofils ist nun zwar nicht bekannt, weil das Moment M , aus welchem e durch die Gleichung $e = \frac{M}{A} = \frac{M}{1/2 P}$ hergeleitet wurde, unbekannt ist.

116. Ich empfehle (den Grad der Berechtigung dieser Annahme für die vorläufige Berechnung abzuschätzen war der Zweck vorstehender Betrachtung) für die vorläufige Berechnung zu setzen $e = c =$ dem Abstand des Schwerpunktes des Wangenquerschnittes von der Innenfläche der Wange. Damit wird der Hebelarm der Kraft $1/2 P$ gleich der halben lichten Weite $1/2 i$ des Pleuelkopfrahmens (Fig. 44).

¹⁾ Die Zulässigkeit der Verschiebung eines Kräftepaares sowie der Verlegung des Angriffspunktes einer Einzelkraft in ihrer Wirkungsrichtung besteht nur hinsichtlich der Gleichgewichtsverhältnisse an einem Körper, nicht auch allgemein hinsichtlich der inneren Spannungsverhältnisse (welche durch solche Verschiebungen und Verlegungen eine Änderung erfahren). Da hier jedoch die Spannungen

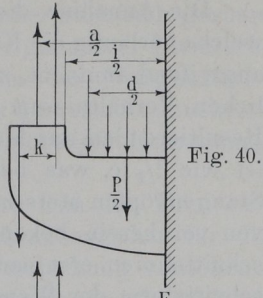


Fig. 40.

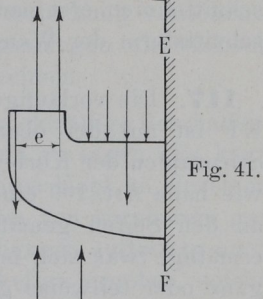


Fig. 41.

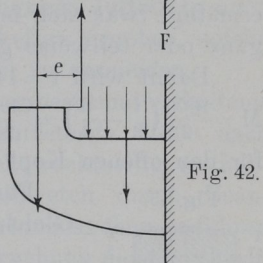


Fig. 42.

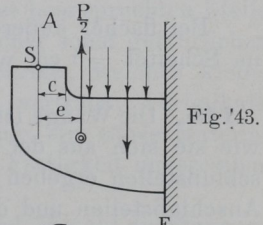


Fig. 43.

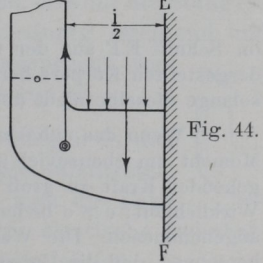


Fig. 44.

Die Annahme dieses Hebelarmes hat vor der sonst üblichen, welche vorläufig die Kraft im Schwerpunkte des Wangenquerschnittes angreifend annimmt, zwei Vorteile: Sie kommt zunächst den tatsächlichen Verhältnissen näher, sofern der wirkliche Abstand e der Resultierenden aus Moment und Normalkraft im Querschnitt größer ist wie $\frac{1}{2} c$, was bei den üblichen Querschnittsverhältnissen von Stangenköpfen stets zutrifft.²⁾ Dann aber ist auch die lichte Weite i von vornherein bekannt, während der Abstand a der beiden Querschnittslinien erst nach vorläufiger Annahme der Stärke und Querschnittsform der Wangen geschätzt werden mußte.

117. Die vorläufige Berechnung des Jochquerschnittes im Schnitt EF ist mit der oben empfohlenen Regel sehr einfach. Für den Stirnzapfen der Kurbel mit $d=110$, $l=135$ mm ergibt sich zunächst wie nach Art. 109 eine Lagerschalenstärke von 20 mm; diese werde an den Seiten gemäß 6 Anhang II auf $\frac{2}{3}$, d. h. rund auf 14 mm ermäßigt (was sich im allgemeinen bei rahnenförmigen Köpfen mit ganz oder teilweise geradliniger Innenbegrenzung empfiehlt).

Damit wird $i = 14 + 110 + 14 = 138$ mm und

$$M = \frac{9400}{2} \left(\frac{i}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{9400}{2} (6,9 - 2,75) = 19\,500 \text{ kgcm}$$
 statt 31 700 kgcm für den offenen Kopf mit den gleichen Zapfenmaßen (Art. 111).

Fig. 45.



Für eine Breite $b=105$ mm ergibt sich aus der Gleichung

$$19\,500 = \frac{10,5 h^2}{6} k_b \text{ mit } k_b = 500; \quad h = 4,72.$$

Bei flacher äußerer Abrundung des Profils wird man die Höhe im Scheitel $= 5$ cm wählen (Fig. 45).

118. Die Wange ist nicht etwa allein durch Zugkräfte beansprucht, wie sie sich aus der Unterstellung eines Drehpunktes an den Anschlußstellen ergeben würden, sondern noch durch die Momente der Anschlußstellen und durch die Querbeschleunigungen auf Biegung.

im Schnitt EF aus den Gleichgewichtsbedingungen des in den Fig. 40 bis 44 dargestellten Körpers hergeleitet werden sollen, ist die Verschiebung zulässig, solange dieselbe nicht über den Querschnitt EF hinausgeht.

²⁾ Wenn das unbekanntes $e = \frac{1}{2} c$ ist, wird durch die obige Annahme das Moment um ebensoviel zu klein, wie es durch die Annahme einer durch S gehenden Kraft zu groß wird; $e = c$ gibt Übereinstimmung von Annahme und Wirklichkeit; $e > c$ bedeutet, daß die wirklichen Momente kleiner sind als die angenommenen. Die Wangenstärke läßt sich übrigens auch nachträglich so berechnen, daß die Unterstellung $e = c$ erfüllt wird.

Die Berechnung auf Zug allein würde außerordentlich geringe Querschnitte ergeben. Man mag vorbehaltlich genauerer Nachrechnung des Kopfes als geschlossener Rahmen die Wangenstärke $h_1 = 0,6$, $h = 0,6 \cdot 4,7 = 2,8$ cm für den rechteckigen Querschnitt annehmen und nachher für den gedrehten Kopf mit kreisförmiger Begrenzung wieder einen Ausgleich einführen.

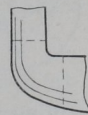
Nach den so ermittelten Hauptmaßen wird man den Kopf entwerfen und dort, wo die Wangen durch Schraubenlöcher für die Keilnachstellung geschwächt werden, eine Verstärkung vornehmen und dann den Kopf auf die auftretenden Spannungen als statisch unbestimmtes System (steifer Rahmen) nachrechnen.

119. Es sind noch einige Worte über die zweckmäßige Beschaffenheit des Materials statisch unbestimmter Köpfe zu sagen: Es kann vorkommen, daß bei einem statisch unbestimmten Kopf an einzelnen Stellen, die sich als die stärkst beanspruchten von vornherein gar nicht erkennen lassen, hohe Materialbeanspruchungen auftreten; auch können sich bei der Formgebung Schwierigkeiten ergeben, solche stärkere Beanspruchungen an einzelnen Stellen zu vermeiden.

Wenn an einer solchen Stelle eines statisch unbestimmten Systems infolge von Überanstrengung z. B. durch hinzutretende Stöße nach eingetretener Abnutzung der Schalen, die nicht rechtzeitig nachgestellt wurden, bleibende Formänderungen eintreten durch Beanspruchungen, welche über die Elastizitätsgrenze hinausgehen, so führen dieselben, sofern der Richtungssinn der Beanspruchung nicht wechselt, im allgemeinen zu einer Entlastung der stärkst beanspruchten Stelle für die Zukunft. Dieser günstige Einfluß solcher sonst gefährlichen Formänderungen macht die Wahl eines Materials, welches kleine einmalige Formänderungen mit Sicherheit verträgt, vorteilhaft. Man wird also gerade für geschlossene Köpfe ein zähes Material wählen, und da große Dehnbarkeit und hohe Festigkeit unvereinbar sind, auf höchste Festigkeit verzichten.

Die einzelnen Teile eines Stangenkopfes sind, obwohl die Stangenkraft ihre Richtung wechselt, doch nur gleichsinnig (steigend und fallend zwischen 0 und einem Maximum) beansprucht, was Voraussetzung für das Eintreten obiger Wirkung ist.

Fig. 46.



120. Besonders starke Beanspruchungen pflegen in den einspringenden Ecken der rahmenförmigen Köpfe aufzutreten. Die Rechnung läßt das erst erkennen, wenn man die Ecke als krummen Balken betrachtet und die größere elastische Dehnbarkeit der langen äußeren Fasern (Fig. 46) berücksichtigt.

Man wird daher die Rundung dieser einspringenden Ecken mit möglichst großem Radius ausführen. Da jedoch, bei Anwendung des meist üblichen innen liegenden Steilkeils als Nachstellvorrichtung, der Keilhub und die Keilauflagefläche durch eine Ausrundung der Ecken stark herabgesetzt werden, wird es auch hierfür eine Grenze geben, die bei dem schlanken Durchgangsteil (Führer 41, 9 u. 10) übrigens nicht besteht.

121. Nachdem auf Grund von Rechnungen vorstehender Art die Hauptabmessungen des Kopfes vorläufig bestimmt sind und die Form durch schätzungsweise Ergänzungen vervollständigt ist, kann die Nachrechnung als statisch unbestimmtes System stattfinden. Verwiesen sei auf Watzinger, Spannungsverteilung in geschlossenen Schubstangenköpfen, Ztschr. d. V. d. I. 1909 S. 1033; Matsumura, Festigkeit geschlossener Schubstangenköpfe, Ztschr. d. V. d. I. 1911 S. 460; E. Brauer, Festigkeitslehre S. 244.

122. Es soll nun der Pleuelkopf am Kreuzkopf gestaltet und berechnet werden. Als Zapfenmaße waren in den Art 95 : 99 nach Erwägung verschiedener Varianten für den gewählten Kreuzkopf als zweckmäßig befunden $d=110$; $l=120$; Stangenbreite $b=90$.

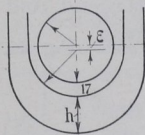
Für die Schalen des Kreuzkopfgelenkes bevorzugt man wegen der geringen Gleitgeschwindigkeit und des hohen Flächendruckes im allgemeinen harte Bronze ohne Weißgubfutter.

Die Schalenstärke wird für Wechselkräfte bei Schalen ohne erheblichen Überstand nach Anhang II gefunden $s=0,08d+6$ mm $=0,08 \cdot 110 + 6 = \sim 15$ mm (statt 17, wie in der Figur angegeben); an den Seiten möge die Schalenstärke $\frac{2}{3}s=10$ mm gewählt und damit $i=10+110+10=130$ mm gefunden werden.

Das Moment in der Mitte des Joches wird nach dem oben entwickelten Verfahren vorläufig gefunden

$$M = \frac{P}{2} \left(\frac{i}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{9400}{2} \left(\frac{13}{2} - \frac{11}{4} \right) = 17\,625 \text{ kgcm};$$

Fig. 47.



für rechteckigen Querschnitt ist dann zu setzen mit $b=9$ cm

$$17\,625 = \frac{9 \cdot h^2}{6} k_b, \text{ womit für } k_b=500 \text{ wird } h=4,8 \text{ cm.}$$

Wenn der Kopf aus den weiter unten angegebenen Gründen innere Keilnachstellung erhält, wird die außen liegende Schale außen zweckmäßig kreisrund gemacht und das Joch der Außenform der Schale mit dem Radius $i/2$ angepaßt (Fig. 47).

Die Exzentrizität ε der äußeren gegen die innere Schalenrundung wird hierbei $15 - 10 = 5$ mm.

123. Für den Zusammenbau mit dem geschlossenen Gabelzapfenkreuzkopf mit beiderseitigen Gleitschuhen eignen sich die normalen Rahmenpleuelköpfe nicht gut. Ein unmittelbar auf die Lagerschale wirkender Keil nach Führer Fig. 697 S. 852 wäre schlecht zugänglich. Deshalb ist der Keil durch Einschaltung eines Zwischenstückes so weit hinaus verlegt, daß er gut zugänglich ist; außerdem ist zu gleichem Zwecke abweichend von der normalen Bauart die Anzugrichtung des Keils senkrecht zur Schwingebene der Stange gestellt (Fig. 48 sowie Führer Fig. 700 S. 853).

Aus diesen Bedingungen ergibt sich eine eigenartig geschwungene Form der Wangen, welche auf andere Beanspruchungen führt wie gerade Wangen.

124. Um die Hauptabmessungen für eine weitere Berechnung festzulegen, wird man erst die innere Form weiter entwickeln. Das Maß a ist dadurch bestimmt, daß der Keil mit Schraube und der glockenförmig gebildeten Unterlagsscheibe noch neben dem Kreuzkopf Platz findet (nebenstehende Fig. 48 und Fig. 52 auf S. 70).

Die Breite des Keils und des Zwischenstückes wähle man mit Rücksicht auf eine genügende Unterstützung der Lagerschale nicht zu klein.

Immerhin wird man sich, um keinen unförmigen Pleuelkopf zu erhalten, gewisse Beschränkungen auferlegen müssen. Macht man $m = 0,5$ bis $0,6 d$, wie es bei guten Ausführungen gefunden wird, so ist immer noch eine gewisse Verstärkung der Lagerschale wegen der nicht vollständigen Unterstützung ratsam. Es möge s_2 statt 15 mm = 18 mm angenommen werden.

125. Keilschraube. Um mit einer mäßigen Keilverschiebung bei ausreichender Lagerschalenverstellung für die mit der Zeit eintretende Abnutzung auszukommen, wird man einen verhältnismäßig großen Keilwinkel annehmen müssen ($\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$). Wählt man die Neigung $\frac{1}{5}$, so ergibt die Zerlegung der Kräfte (Fig. 49) ohne Berücksichtigung der Reibung (auf eine unterstützende Wirkung der Reibung wird

Fig. 48.

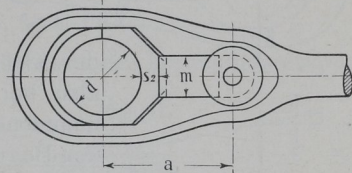
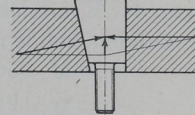


Fig. 49.



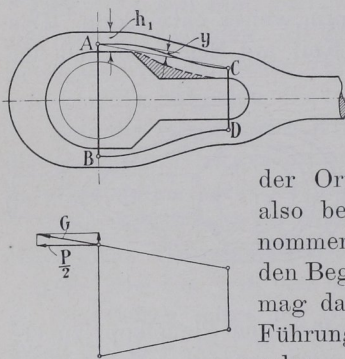
man bei den auftretenden Erschütterungen nicht rechnen dürfen $K = \frac{1}{5} \cdot P = 1800$. Mit $k_z = 300 \text{ kg/qcm}$ wird der Kernquerschnitt 6 qcm , Bolzendurchmesser $\sim 1\frac{1}{4}''$.

Die glockenförmige Unterlagscheibe muß so weit sein, daß sie das Keilende in sich aufnehmen kann. Um mit mäßigen Abmessungen auszukommen, ist das Keilende, wie aus Fig. 52 S. 70 ersichtlich, abgedreht. Die Auflagefläche bleibt noch genügend groß.

Bei Pleuelstangenköpfen mit ganz innen liegenden Keilen wird man unter Umständen gezwungen sein, wegen des sehr eingeschränkten Keilhubes den Keilwinkel noch steiler zu nehmen, während der Durchgangskeil (Führer Fig. 696 S. 851) eine wesentlich flachere Neigung gestattet.

126. Um nun die Seitenwangen ungefähr zu berechnen, kann man folgendermaßen vorgehen: Man nehme h_1 vorläufig (nach Art. 118) $= 0,6 h = 0,6 \cdot 4,8 = 2,9 \text{ cm}$ an, trage dann den Kopf nach den bisher

Fig. 50.



festgelegten Maßen und im übrigen nach Schätzung auf (Fig. 50), denke sich in den Punkten A, B, C, D Gelenke angeordnet und betrachte die Beanspruchung des so entstehenden, durch die starken Linien bezeichneten Systems. Die S-förmig gekrümmte Linie ist hierin

der Ort der Schwerpunkte der Querschnitte, also bei dem vorläufig noch rechteckig angenommenen Querschnitt die Mittellinie zwischen den Begrenzungslinien. Das anschraffierte Stück mag dabei als für die Festigkeit wirkungsloser Führungsansatz für das Zwischenstück angesehen werden.

Nach entsprechender Kräftezerlegung in A findet man die in die Gerade AC fallende Kraft G ein wenig größer wie $\frac{P}{2}$, etwa abgerundet $= 5000 \text{ kg}$. Der größte Abstand y der S-förmigen Linie von der Krafttrichtung ist maßgebend für das Moment. y sei $= 12 \text{ mm}$ gefunden, dann ist:

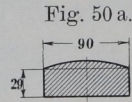
$$M = 5000 \cdot 1,2 = 6000 \text{ kgcm};$$

$$M = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_b, \text{ ergibt mit } b = 9, h = 2,9; \quad \sigma_b = 477;$$

hierzu die Zugspannung $\sigma_z = \frac{5000}{9 \cdot 2,9} = 192$; $\sigma_b + \sigma_z = 669 \text{ kg/qcm}$, unzulässig bei einem so komplizierten Stück und der pulsierenden Kraftwirkung.

Die unbekanntenen Einspannungsmomente bei C oder A können ebensowohl entlastend wie belastend wirken. Da jedoch eine entlastende Wirkung für den nach innen abweichenden Teil der S-Kurve eine belastende Wirkung für den nach außen abweichenden Teil bedeutet, scheint weitergehende Vorsicht geboten.

Die hiernach notwendig erscheinende Verstärkung der Wangen mag dadurch bewirkt werden, daß an Stelle der Umwandlung des rechteckigen Querschnittes in den bei der gedrehten Stange kreisförmig begrenzten das ganze Segment zugegeben wird (Fig. 50 a).



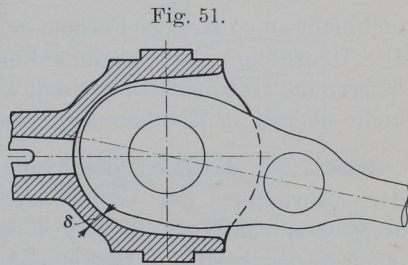
Für größere Maschinen wird die Nachrechnung mit den genaueren Methoden der Festigkeitslehre als statisch unbestimmtes System zu empfehlen sein (vgl. Art. 121).

Die obige vorläufige Annahme mag manches Willkürliche haben, besonders bezüglich der Wahl der Punkte C und D, gibt aber doch einen Anhalt für die Beurteilung der Kraftwirkung und zeigt, daß die einfache Rechnung auf Zug unzulässig ist. Über die Berechnung gegabelter Pleuelstangenköpfe vgl. Anhang I.

Kreuzkopf.

Fortsetzung von Art. 104.

127. Es kann nun, nachdem die Außenform des kreuzkopfseitigen Pleuelstangenkopfes festliegt, der Kreuzkopf fertig gebildet werden. Man zeichne zu dem Zwecke das Pleuelstangenende in der stärkst geneigten Lage auf und bilde danach die Innenform des Kreuzkopfes derart, daß der Stangenkopf nirgends anstößt (Fig. 51).



Die Bestimmung der Wandstärke δ auf Grund einer Festigkeitsrechnung ist nicht wohl möglich. Die Formel

$$\delta = 0,2 \sqrt{P} + 8 \text{ mm} = 0,2 \sqrt{9400} + 8 = 0,2 \cdot 97 + 8 = \sim 28 \text{ mm}$$

hat auch kaum größere Bedeutung wie eine Verhältniszahl, da sie die Form des Kopfes nicht enthält; sie gilt für Stahlformguß und möge bei dem Fehlen anderer Anhaltspunkte hier zugrunde gelegt werden.