

Siebzehnter Abschnitt.

Schubstangen.

I. Zweck, Hauptteile und allgemeine Anforderungen.

Schubstangen, auch Treib-, Flügel-, Bleuel-, Lenk- oder Kuppelstangen genannt, dienen zur Übertragung der Kräfte zwischen zwei Zapfen, insbesondere zur Umsetzung hin und hergehender, schwingender oder drehender Bewegungen durch die verschiedenen Arten des Kurbeltriebes.

Die Hauptteile der Schubstangen sind die beiden die Zapfen umschließenden Köpfe und der sie verbindende Schaft. Manchmal tragen die Stangen an einem oder auch an beiden Enden Zapfen, Abb. 1223; die zugehörigen Lager befinden sich dann in den Teilen, welche die Stangen verbinden. Die Zapfen sind nach den im Abschnitt 15 besprochenen Grundsätzen zu berechnen, die gesamten Schubstangen aber stets in engem Zusammenhang mit den anschließenden Stücken konstruktiv zu gestalten. Besonders sind folgende Punkte zu beachten:

1. Der Ausbau der Stangen, sowie die Herausnahme und der Ersatz der Lagerschalen soll leicht und rasch möglich sein. Von den zwei Hauptarten der Schubstangenköpfe sind die offenen, Abb. 1262, in der Beziehung vorteilhafter, andererseits aber schwerer und in der Ausführung teurer als die geschlossenen, Abb. 1257.

2. Durch eintretende Abnutzung darf die Entfernung der Zapfenmitten nicht oder nur wenig geändert werden. An einer Kolbenmaschine mit geringem Spiel zwischen

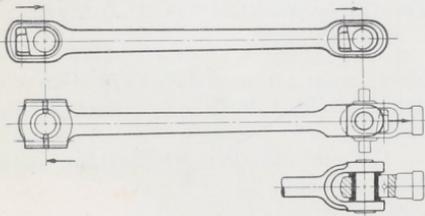


Abb. 1199 und 1200. Nachstellung an Schubstangen.

Kolben und Zylinderdeckel wird sonst die Größe des schädlichen Raumes und damit die Höhe der Verdichtung beeinflusst; es kann zum Anschlagen des Kolbens am Deckel und zu Brüchen kommen. Beispielsweise müssen die Stellkeile an der Stange mit zwei geschlossenen Köpfen, Abb. 1199, in den Pfeilrichtungen wirken. Durch Nachstellen der Schalen am linken Kopfe für den Kurbelzapfen wird die Zapfenmitte nach dem Schaft zu verschoben, demzufolge die Stange gekürzt und der Kolben im Zylinder nach links gestellt. Das kann nur durch die nach der gleichen Richtung erfolgende Nachstellung am andern Kopfe ausgeglichen werden. Im Falle der Abb. 1200, wo die Nachstellvorrichtungen an zwei verschiedenen Teilen der Maschine, nämlich am linken Kopfe der Schubstange und am Kreuzkopf vorgesehen sind, verfolgt man am besten die bei der Nachstellung eintretende Verschiebung des Kolbens. Durch die Abnutzung der Schalen des linken, offenen Kopfes wird derselbe im Sinne des dort angezeichneten Pfeiles verschoben, eine Bewegung, die durch die am Kreuzkopf gezeichnete Anordnung des Keils aufgehoben wird, wenn sich die Kreuzkopflagerschalen im gleichen Maße, wie die am Kurbelzapfen abnutzen. Umständlicher wird der Ausgleich, wenn an beiden Enden der Schubstange offene Köpfe verwandt werden, welche bei der Nachstellung stets eine Verminderung der Stangenlänge bedingen, die nur durch besondere Mittel, etwa durch Doppelmuttern auf der Kolbenstange, Abb. 1160, unschädlich gemacht werden kann. Sonst muß die Verschiebung des Kolbens in Kauf genommen werden. An Gasmaschinen mit verhältnismäßig großen Verdichtungsräumen ist das meist zulässig. Treibt jedoch die Gasmaschine ein durch die Kolbenstange gekuppeltes Gebläse an, so ist wieder auf die Möglichkeit genauer Einstellung des Kolbenspieles im Gebläsezyylinder, z. B. in dem Führungsschlitten der Kolbenstange Bedacht zu nehmen.

3. Die Achsen der Zapfen und Lagerschalen müssen genau parallel sein. Ein im Kurbelarm schief sitzender zylindrischer Kurbelzapfen ist überhaupt nicht zu gleichmäßigem Anliegen in den Schalen zu bringen. Er wird bei größeren Belastungen und

Geschwindigkeiten stets zum Warmlaufen neigen und zu Anständen führen. Für das gleichmäßige Tragen und gute Laufen der Schalen ist durch sorgfältiges Anpassen derselben an die Zapfen und durch eine hinreichende, zuverlässige Schmierung Sorge zu tragen.

4. Wegen der Massenwirkungen sind die Schubstangen leicht zu halten.

5. Die Überleitung der Spannungen aus einem Stangenteil in den andern ist durch allmähliche Übergänge zu begünstigen. Scharfe Ecken und Absätze führen selbst bei rechnerisch niedrigen Beanspruchungen leicht zu Brüchen.

II. Berechnung und Durchbildung der Schubstangen.

A. Die in den Schubstangen wirkenden Kräfte.

Die in den Schubstangen wirkenden Kräfte sind Zug- oder Druckkräfte, in vielen Fällen, wie an allen doppeltwirkenden Maschinen, abwechselnd Zug- und Druckkräfte. Bei der meist bedeutenden Länge ist dann die Berechnung auf Knickung gegenüber den größten, überhaupt vorkommenden Druckkräften maßgebend. So muß an Kraftmaschinen, die durch die Kolbenstange unmittelbar mit Arbeitsmaschinen gekuppelt sind, die in den Totpunkten auftretende Summe der Drucke der Festigkeitsrechnung zugrunde gelegt werden, z. B. im Falle der Wasserwerkmaschine, Tafel I, die Summe aus dem Dampf- und dem Pumpendruck. Im übrigen pflegt man bei Kolbenmaschinen die aus der wirksamen Kolbenfläche F und dem höchsten Druck im Zylinder

p_{\max} berechnete Kraft $P = F \cdot p_{\max}$ zu benutzen, dagegen die Erhöhung auf $\frac{P}{\cos \varphi}$ in der

Schräglage der Stange, Abb. 1061, zu vernachlässigen, die an Pumpen, Gebläsen und Kompressoren eintritt, wenn auch in der Mitte des Hubes der volle Kolbendruck P wirkt. Der Fehler beträgt 2,1 % bei einem Stangenverhältnis $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$, 3,3 % bei $\frac{R}{L} = \frac{1}{4}$,

wobei noch zu beachten ist, daß ein Teil der Kolbenkraft P zur Überwindung der Kolben-, Stangen- und Kreuzkopfreibung verwandt worden ist, ehe sie in der Schubstange zur Wirkung gelangt, so daß der rechnerische Fehler annähernd ausgeglichen ist. p_{\max} darf an Verpuffungsgasmaschinen zu 25, an Gleichdruckmaschinen zu 35—40 at gesetzt werden; an Dampfmaschinen hängt der Wert von dem Kesseldruck, den Zylinderverhältnissen und der Höhe der Belastung ab.

Bei kleinen Füllungsgraden haben die Trägheitskräfte der hin- und hergehenden Massen eine günstige, ausgleichende und entlastende Wirkung. So erreichen die Kolbenkräfte an Gasmaschinen während des normalen Laufes nie die volle Höhe $P = F \cdot p_{\max}$, immerhin ist aber zu bedenken, daß beim Anlaufen, gerade bei geringen Geschwindigkeiten, bei denen der Einfluß der Massenwirkung noch unbedeutend ist, häufig Frühzündungen vorkommen, die den Druck weit über das gewöhnliche Maß hinaus steigern.

B. Die Zapfen der Schubstangen.

Den Ausgangspunkt bei der konstruktiven Gestaltung bilden die Zapfen. In bezug auf ihre Berechnung sei das Folgende hervorgehoben. Der Rechnung auf Festigkeit ist die größte, überhaupt auftretende Kraft zugrunde zu legen, derjenigen auf Flächen- und Flächendruck die größte, längere Zeit wirkende Belastung, gegebenenfalls unter Berücksichtigung der Massendrucke. Endlich ist bei der Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen, die hauptsächlich für umlaufende Zapfen in Betracht kommt, von der mittleren Belastung auszugehen. Beispielsweise sind die Zapfen der Wasserwerkmaschine, Tafel I, auf Biegung gegenüber der Summe aus dem Dampf- und Pumpendruck $P_0 = P_d + P_p = 20600$ kg, der aber nur ganz vorübergehend in den Totpunkten wirkt, zu berechnen, während für den Flächendruck der größte Dampfdruck $P_d = 16900$ kg

(unter Vernachlässigung der Massenwirkung), für die Sicherheit gegen Warmlaufen der mittlere Druck $P_m = 10550 \text{ kg}$ maßgebend ist, wie des näheren auf Seite 650 ausgeführt wurde.

An Kreuzkopfzapfen findet sich das Verhältnis der Länge l zum Durchmesser d fast immer $\frac{l}{d} \approx \frac{1,5}{1}$; dagegen läßt sich für Kurbelzapfen kein allgemein gültiger Wert angeben, weil die je nach der Art der Maschine verschiedenen Kraft- und Reibungsverhältnisse von erheblichem Einfluß sind.

C. Die Lagerschalen der Schubstangen.

Um die nach Durchmesser und Länge gegebenen oder berechneten Zapfen herum bildet man zunächst die Lagerschalen aus. Bei geringer Belastung genügen einteilige Büchsen, Abb. 1206, die in die Stangenköpfe fest eingetrieben und, wenn nötig, gegen Mitnahme durch die Zapfenreibung gesichert werden. Bei höheren Belastungen eintretende Abnutzung verlangt die Teilung der Schalen und Nachstellvorrichtungen. Die Fuge wird meist und zweckmäßigerweise senkrecht zur Kraft- und damit zur Abnutzungsrichtung, also zur Stangenachse, angeordnet; seltener findet sich die zur Stangenmitte symmetrische Form, Abb. 1212. Größter Wert ist wegen der Beschränkung des Ölverbrauches und wegen der Sicherstellung der Schmierung auf guten Fugenschluß zu legen. Die Schalenkanten streifen, namentlich wenn sie nicht abgerundet, sondern scharf sind, das Öl ab, das dann durch den Spalt unausgenutzt abfließt. Das ist besonders bei dem häufig durch Nichtfachleute vorgenommenen Befeilen der Ränder gelegentlich des Nachziehens der Schalen nach eingetretener Abnutzung zu beachten. Als Werkstoff wird an den Kreuzkopflagerschalen der Kolbenkraft- und Arbeitsmaschinen wegen der lediglich kippenden Bewegung gegenüber dem Zapfen vorwiegend Bronze ohne Ausguß, an den Kurbelzapfenschalen dagegen meist Weißmetall verwandt, in Bronze-, Stahlguß- oder Gußeisenschalen oder auch in die Stangenköpfe selbst eingegossen. Einen Anhalt für die Stärke der Schalen im Scheitel, wo sie durch die Stangenkräfte am stärksten beansprucht sind und wo auch die größte Abnutzung eintritt, geben die bei Lagern gebräuchlichen Formeln, u. a. die von Lindner:

für Bronzeschalen

$$s = 0,06 d + 6 \text{ mm}, \quad (383)$$

für Bronzeschalen mit Weißmetallausguß

$$s = 0,08 d + 8 \text{ mm}, \quad (384)$$

für Stahlgußschalen mit Weißmetallausguß

$$s = 0,09 d + 9 \text{ mm}, \quad (385)$$

für Gußeisenschalen mit Weißmetallausguß

$$s = 0,12 d + 12 \text{ mm}, \quad (386)$$

Voraussetzung für die Stärke s ist, daß die Schalen mindestens auf einer Breite $= \frac{3}{4}$ des Bohrungsdurchmessers aufliegen. Sind sie auf schmaleren Flächen gestützt, so müssen sie kräftiger bemessen werden. Der Weißmetallausguß pflegt, die Tiefe der Befestigungsmittel ungerechnet, eine Stärke:

$$s_1 = 0,025 d + 2,5 \text{ mm} \quad (387)$$

zu erhalten, mit der Maßgabe, daß man selten über 10 bis 12 mm hinausgeht. Er muß aufs sorgfältigste festgehalten werden, durch schwalbenschwanzförmige Nuten, Löcher, Vertiefungen, Eindrehungen usw., wie des näheren in dem Abschnitt über Lager besprochen ist. Namentlich an den Schalenkanten blättert und bricht das Weißmetall leicht ab, wenn es nicht wirksam befestigt ist. An Lokomotivschubstangen pflegt man es in Bronzeschalen nicht bis zur Fuge gehen zu lassen, sondern schmalere, an den Rändern durch unterschrittene Kanten gehaltene Weißmetallspiegel auszubilden, Abb. 1211 und 1219, muß aber die Bronzeflächen dann zurücktreten lassen oder freischaben, damit die Zapfen nicht angegriffen werden. Unnötig tiefe Schwalbenschwänze vergrößern

den Verbrauch an teurem Weißmetall, lassen es dort gröber kristallinisch werden und schwächen die Schalen.

Zugunsten geringer Lichtweite, sowie kleiner Gesamtabmessungen der Köpfe nimmt man die Schalenstärke, senkrecht zur Stangenachse gemessen, bei a , Abb. 1258, häufig kleiner als s , wird aber im übrigen auf möglichst einfache Herstellung sowohl der Schalen, als auch der Aussparung im Kopf durch Ausbohren, Fräsen und Stoßen achten. So ließe sich die kantige Gestalt der rechten Lagerschale in Abb. 1219 ohne Schwierigkeit durch eine Drehfläche ersetzen. Seitliche Verschiebungen der Schalen oder der Stange gegeneinander müssen durch Bunde, Deckbleche, Abb. 1212, oder dgl., aber unter Beachtung des leichten Zusammenbaues der einzelnen Teile verhütet werden.

D. Nachstellmittel.

Als Nachstellmittel dienen meist Stellkeile mit möglichst breiten Anlageflächen, um die Nebenbeanspruchung der Schale auf Biegung und die örtliche Steigerung des Auflagedruckes an der Lauffläche zu beschränken oder zu vermeiden. Nur bei kleineren Kräften finden sich Schrauben, Abb. 1207, angewendet. Auf die Möglichkeit des leichten und sicheren Anziehens der Stellmittel, gute Zugänglichkeit der Keilschrauben, ohne andere Teile ausbauen oder wegnehmen zu müssen, ist besonderer Wert zu legen. Beispiele für verschiedene Ausbildungsmöglichkeiten bringen die späteren Ausführungen.

E. Baustoffe der Schubstangenkörper.

Als Baustoff der eigentlichen Stangen kommt vor allem Flußstahl, geschmiedet, bei Massenherstellung auch im Gesenk gepreßt, ferner Stahlguß, das leichte Aluminium und seine Legierungen, seltener Gußeisen oder Holz in Betracht — das letztere seines geringen Gewichtes wegen für die Stangenschäfte an Sägegattern und ähnlichen rasch laufenden Maschinen.

F. Ausbildung und Berechnung des Schaftes.

Die Schubstangenlänge L , gerechnet von Mitte bis Mitte Zapfen, pflegt man bei Kurbeltrieben in einem bestimmten Verhältnis zum Kurbelhalbmesser R anzunehmen.

Je kleiner $\frac{R}{L}$ ist, desto niedriger fällt der Druck auf die Kreuzkopfschuhe und die radiale

Seitenkraft an der Kurbel aus und desto günstiger sind die Beschleunigungsverhältnisse; andererseits wächst die Länge des Triebes und der Maschine. An liegenden Kraft- und Arbeitsmaschinen findet man $R:L$ meist gleich 1:5, an stehenden wegen der Einschränkung der Bauhöhe gleich 1:4,5 bis 1:4. An Lokomotiven hängt es sehr vom Gesamtaufbau ab.

Die wichtigsten Querschnittformen des Schaftes, der Kreis-, der seitlich abgeflachte Kreisquerschnitt und der I-förmige, sind in den Abb. 1201 bis 1203 wiedergegeben. In Rücksicht auf die Biegemomente durch die Massenkraft ordnet man die beiden zuletzt genannten so an, daß das größte Trägheitsmoment der Schwingebene der Stange zukommt. Bei der Berechnung auf Knickung ist aber selbstverständlich stets das kleinste einzusetzen. Die wirtschaftlich vorteilhafteste Form ist im allgemeinen der Kreisquerschnitt.

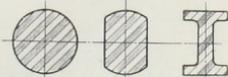


Abb. 1201 bis 1203. Schaftquerschnitte.

Muß die Stange Druckkräfte übertragen, so ist der Schaft auf Knickung, und zwar je nach seiner Schlankheit nach der Eulerschen oder Tetmajerschen Formel (16) oder (21) zu berechnen. Dabei darf der Sicherheitsgrad an kleineren Maschinen, soweit nicht konstruktive Rücksichten oder die Herstellung und Bearbeitung größere Schaftquerschnitte verlangen, zwischen 10 bis 8, an größeren zwischen 8 bis 6 genommen werden. Lokomotiven weisen in Rücksicht auf die Forderung geringer hin- und hergehender

Reihe herausgegriffene Normalkopf nach Professor Stumpf, Berlin, Abb. 1208. Derartige Köpfe können, in größerer Zahl auf Lager gehalten, an Steuergestängen usw. häufig und vorteilhaft Verwendung finden, wie schon auf Seite 185 kurz ausgeführt ist. Die rechte Schale stützt sich gegen einen breiten Keil, der durch die untere Kopfschraube eingestellt wird, während die obere, nach erfolgter Einstellung angezogen, die Lage durch die gegenseitige Verspannung sichert. Auch eine durchgehende Schraube, Abb. 1209, unter Sicherung durch eine Mutter *M* wird häufig verwandt. Der Keil reicht über etwa $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ der lichten Weite *b* des Kopfes, Abb. 1208, so daß $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ *b* zum Nachstellen

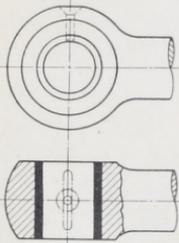


Abb. 1206. Kugelig abgedrehter Schubstangenkopf (Auge.)

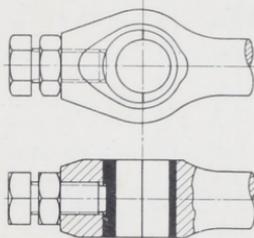


Abb. 1207. Kopf mit Schraubennachstellung.

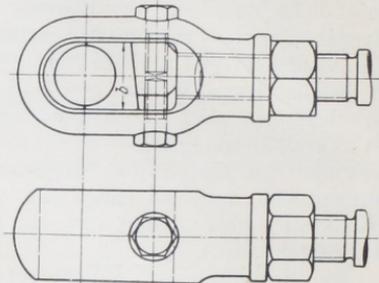


Abb. 1208. Normalkopf nach Prof. Stumpf.

zur Verfügung bleibt, bei dem man die Schalen an der Fuge nachfeilt. Seitlich sind die Schalen nicht besonders gehalten, es ist deshalb nötig, die Endscheiben auf dem Zapfen so breit zu machen, daß der Stangenkopf selbst geführt wird. Der letztere, aus weichem Flußstahl oder schmiedbarem Guß bestehend, ist als ein beiderseits abgeflachter Drehkörper ausgebildet, dessen Höhlung durch Bohren und Stoßen bearbeitet wird. In Rücksicht auf die Abrundung in der Höhlung wird der aus Stahlguß- oder Flußstahl hergestellte Keil zweckmäßigerweise an den entsprechenden Kanten abgeschragt.

Die Stange wird in den Hals eingeschraubt und durch eine Mutter in ihrer Lage gesichert. Hat dabei der eine Kopf der Stange linksgängiges, der andere rechtsgängiges Gewinde, so ist die Stangenlänge durch Lösen der Muttern und Drehen der Stange auf jedes beliebige Maß einstellbar. Bei gleichem Gewinde läßt sich die Länge durch Drehen eines Kopfes nur stufenweise um je eine halbe Ganghöhe verändern.

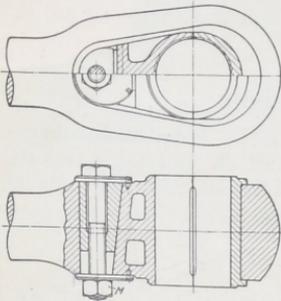


Abb. 1209. Schubstangenkopf mit Querkeil.

In ganz ähnlicher Weise werden auch die Stangenköpfe größerer Maschinen, Abb. 1258, durchgebildet. Jedoch pflegen die Schalen in seitlicher Richtung durch Bunde gehalten zu werden, um das Anlaufen des Zapfenrandes an zwei verschiedenen Baustoffen zu vermeiden, wie es im Falle der Abb. 1208 statthat. Die rechte Schale, Abb. 1258, besitzt beiderseits Bunde; sie wird, um 90° gedreht, eingeführt und

dann im Kopf in die richtige Lage gebracht. An der linken dagegen muß der Rand auf der einen Seite wegfallen, damit sie zugleich mit dem Keil von der Seite her eingeschoben werden kann. Vorausgesetzt ist dabei freilich, daß der Zapfen keinen festen Bund, sondern eine abnehmbare Endscheibe, Abb. 1298, besitzt. Andernfalls muß die Führung des Keiles durch die Schalenränder wegleiben, damit Schale und Keil nacheinander eingebracht werden können. Das vereinfacht auch die Herstellung der Schale; die Lage des Keiles ist hinreichend gesichert, wenn die Schrauben in den Löchern kein großes Spiel haben.

Den Stellkeilen gibt man $\frac{1}{n} = \frac{1}{10} \dots \frac{1}{8} \dots \frac{1}{5}$ Anzug und berechnet die zugehörigen

Stellschrauben unter Außerachtlassung der Reibung auf $\frac{1}{n}$ der in der Stange wirkenden größten Kraft bei mäßigen Beanspruchungen in Rücksicht auf die oft stoßweise wirkende Belastung. Schraubenbrüche haben infolge des dann auftretenden Schalenspiels heftiges Schlagen der Stangen und oft Brüche der Köpfe zur Folge.

Abb. 1209 zeigt einen Stangenkopf mit einem quer zur Hauptebene des Kopfes liegenden Keil, der durch schräges Abhobeln eines zylindrischen Stückes entstanden ist, durch eine Schraube mit Mutter auf großen Unterlegscheiben eingestellt und in seiner Lage gesichert wird. Der Schubstangenkopf selbst bekommt dabei einfache und gute Formen; die Schwächung und Kerbwirkung durch die Schraubenlöcher ist vermieden.

An Kreuzköpfen tritt oft die Forderung auf, die tief in der Höhlung liegenden Schalen von außen her bequem nachziehen und lösen zu können. Dann finden sich Ausführungen, wie in Abb. 1210, wo zwischen den Stellkeil und das Lager ein Druckstück mit breiter Anlagefläche an der Schale eingeschaltet ist, um eine gute Verteilung des Flächendruckes und ein gleichmäßiges Tragen der Zapfen zu erreichen. Konstruktionen mit schmalen Berührungsflächen zwischen Keil und Schale, Abb. 1211, sind weniger zu empfehlen; sie setzen mindestens sehr reichliche Lagerschalenstärken voraus.

In Abb. 1212 greift die nachstellbare, ebenso breit wie der Keil gehaltene Schale in die zylindrische, den Zapfen mehr als halb umfassende Gegenschale ein. Im Kopf sind beide durch zwei davor geschraubte Ringe gehalten. Die Bauart setzt voraus, daß sich die Stange längs des Zapfens aufchieben, oder der Bolzen, wie es häufig für das Kreuzkopfe zutrifft, durchstecken läßt.

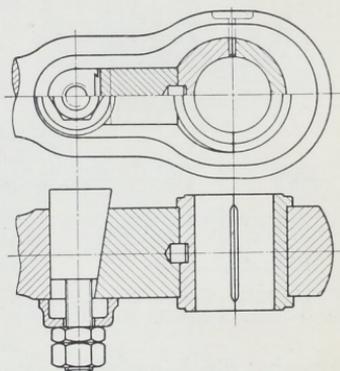


Abb. 1210. Stangenkopf mit Querkeil und Zwischenstück.

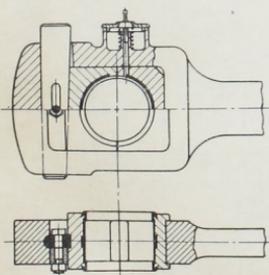


Abb. 1211. Lokomotivschubstangenkopf.

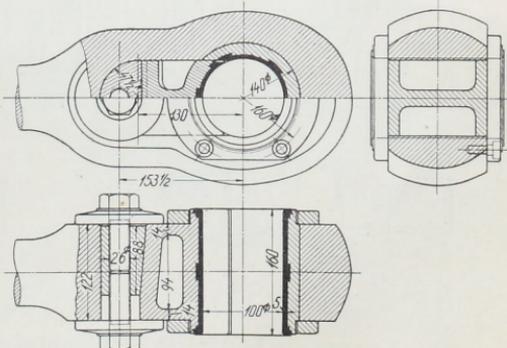


Abb. 1212. Stangenkopf mit gedrehtem Querkeil (Siegener Maschinenbau A.-G.). M. 1 : 8.

Der zylindrische Stellkeil, Abb. 1213, bezweckt, die Bearbeitung der Teile soweit als möglich auf das billigere und genauere Abdrehen und Ausbohren zu beschränken; freilich verlangt das weite Keilloch eine Verstärkung des Kopfes.

Abb. 1214 zeigt eine in Rücksicht auf die Beschränkung der Massen sehr leicht gehaltene Lokomotivschubstange. Sie besitzt zwei geschlossene Köpfe und hat einen Schaft von I-förmigem, durch Fräsen hergestellten Querschnitt. Die Nachstellung am rechts gezeichneten Kreuzkopfe besteht aus einem zweiteiligen Querkeil, der bequemer

Handhabung wegen seitlich weit herausgezogen ist. Die Lagerschalen am Kurbelzapfen sind mit Weißmetall ausgegossen und werden von einem mit der Stange aus einem Stück bestehenden Ölgefäß aus geschmiert. Wie der Grundriß zeigt, ist die Höhlung des letzteren durch Ausbohren hergestellt und durch einen Deckel dicht geschlossen; sie wird unter Niederdrücken des Knopfes *K* gefüllt. Während der Fahrt gelangt das im Gefäß umhergeschleuderte Öl durch die Nuten am Stift *S* zur Schale. Vgl. auch Abb. 1219.

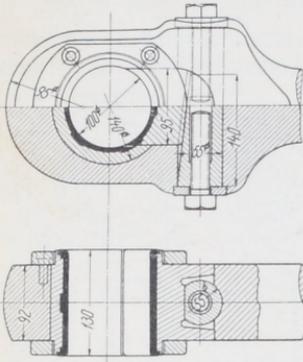


Abb. 1213. Kopf mit zylindrischem Stellkeil. M. 1 : 8.

2. Offene Schubstangenköpfe.

Die gebräuchlichste Form der offenen, vorwiegend an den Kurbelzapfen angewandten Schubstangenköpfe ist der sogenannte Marinekopf, Abb. 1215, rechts, bei dem der Bügel zunächst nach Abb. 1216 mit der Stange zugleich bearbeitet und dann erst längs der Fuge *F*, Abb. 1264, abgetrennt wird. Die letztere wird vielfach durch Blechzwischenlagen, Abb. 1215, die auch zum Nachstellen der Schalen dienen, ausgefüllt, während kräftige Schrauben die Verbindung zwischen dem Deckel und der Stange herstellen. Die Schrauben haben nicht allein die Aufgabe, die Längskräfte zu übertragen; sie müssen auch die Seitenkräfte, die bei großen Geschwindigkeiten entstehen, aufnehmen und deshalb beiderseits gut eingepaßt sein. Wenn sie zur Verminderung der Biegemomente im Deckel möglichst nahe zusammengerrückt sind und dann tief in die Lagerschalen einschneiden, empfiehlt es sich, sie auf einer Länge *ab*, Abb. 1262, einzupassen, die länger als der Ausschnitt in den

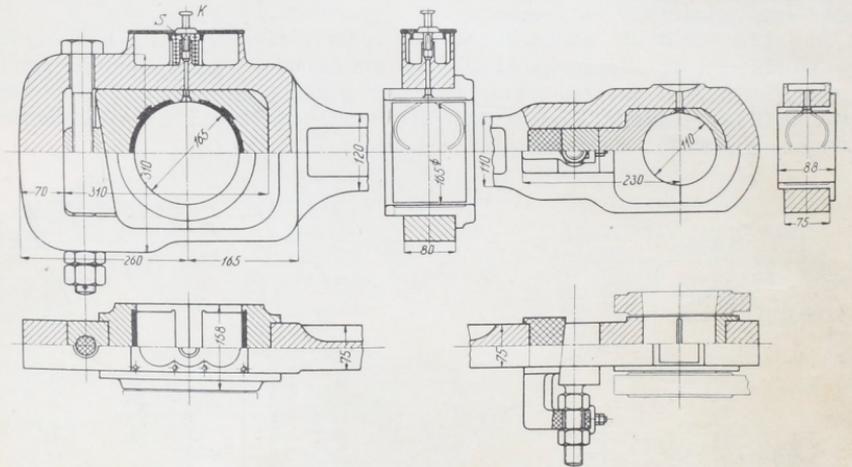


Abb. 1214. Lokomotivschubstange. M. 1 : 10.

Lagerschalen ist, so daß die Schrauben wenigstens auf einer kurzen Strecke ringsum gehalten sind. Beschränkt man sich an mittleren Teile auf eine kürzere Paßlänge; so soll man die Bolzen auch am Kopfende satt einpassen, Abb. 1215, um ihnen einen sicheren Halt zu geben. Ein anderer Weg, die seitlichen Kräfte aufzunehmen, wäre, den Deckel am Stangenende durch einen Absatz zu zentrieren, eine Ausführung, die aber die getrennte und dadurch umständlichere Herstellung und Bearbeitung desselben verlangt.

Die Schrauben müssen gleichmäßig und mit genügender Vorspannung, so daß kein Klaffen entsteht, angezogen und auf das sorgfältigste gesichert werden, etwa durch kräftige

Gegenmuttern, Abb. 1262 oder nach der Pennschen Art, Abb. 1218 oder durch eine Kappe und Vierkant, Abb. 1215. Eintretendes Lösen einer Schraube bedingt Biegebeanspruchungen und Überlastungen der anderen, die zusammen mit den gleichzeitig durch

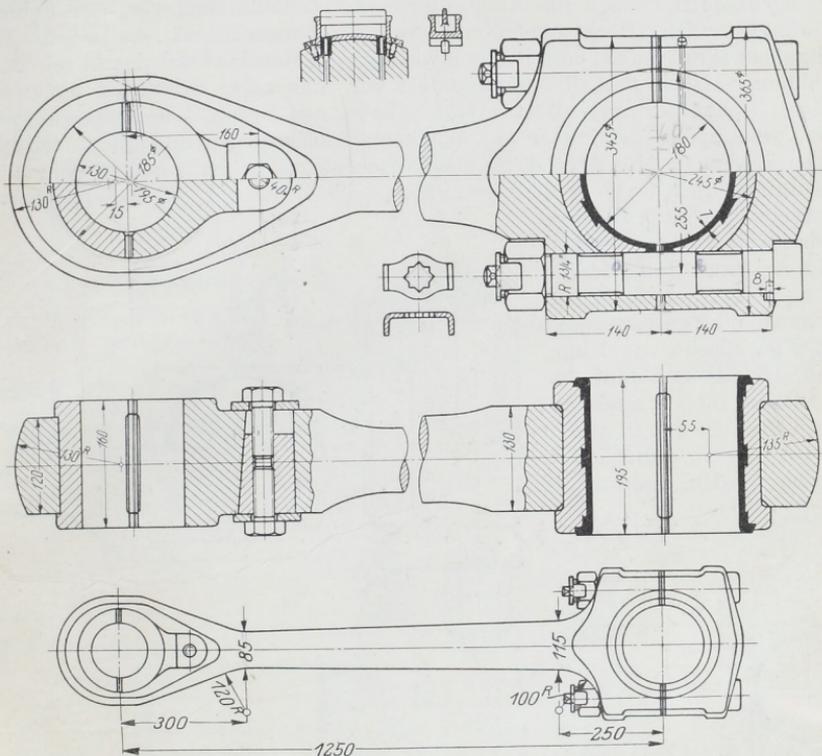


Abb. 1215. Schubstange einer Pumpmaschine. M. 1 : 8 und 1 : 15.

das Spiel in den Lagerschalen entstehenden Stößen oft zum Bruch der Schrauben führen. Besonders gern reißen diese an der Ansatzstelle des Kopfes, nicht allein wegen des häufig viel zu scharfen Überganges, sondern auch, weil die Fasern durch das Einkerbigen beim

Ausschmieden des Bolzens aus einem Stück vom Durchmesser des Kopfes, Abb. 1217, oft lei-

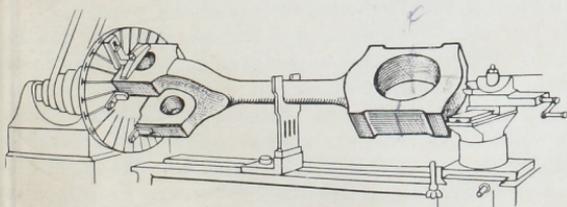


Abb. 1216. Bearbeitung einer Schubstange.

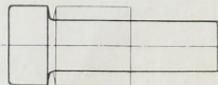


Abb. 1217. Ausschmieden des Bolzens.

den und weil dabei die inneren, durch höheren Phosphorgehalt spröderen Teile der Stange an die Oberfläche kommen. Das letztere trifft auch in dem Falle zu, daß die Schrauben durch Abdrehen aus einem dicken Stück hergestellt werden [XVII, 3]. Vorteilhaft kann der Ersatz des Kopfes durch eine gegen Lösen gut gesicherte Mutter sein. Auch das normale scharfe Gewinde bedingt starke Kerbwirkungen und sollte nicht verwendet werden; Fein- oder Rundgewinde ist unbedingt vorzuziehen. Die bei

der Stoßwirkungen wichtige Elastizität der Schrauben läßt sich durch Eindrehen des Schaftes auf den Kerndurchmesser, Abb. 1262, erhöhen, sogar unter gleichzeitiger Verminderung der Kerbwirkung an der Ansatzstelle des Gewindes. An sehr schweren Schubstangenköpfen können die Abmessungen durch Benutzung von vier Schrauben eingeschränkt werden. Doch wendet man ein, daß es unsicher sei, wie sich die Kräfte auf mehr als zwei Schrauben verteilen und wie hoch die einzelne beansprucht sei. Manche Konstrukteure ziehen deshalb grundsätzlich vor, nur zwei Schrauben anzuwenden.

Die als Drehkörper ausgebildeten Lagerschalen aus Bronze oder Stahlguß werden an den Kurbelzapfen fast immer mit Weißmetall ausgegossen und an der Mitnahme durch den Zapfen in Abb. 1215 durch die Zwischenlagen in der Fuge, manchmal auch durch Paßringe, Stifte oder Federn verhindert. Die Zwischenlagen bestehen entweder aus einem einzigen Stück Messingblech, das nach Bedarf abgefeilt wird oder aus einer Reihe dünner Bleche, die beim Nachstellen herausgenommen oder ausgewechselt werden. Vier Bleche von 1 mm, eins von 0,5 mm und fünf von 0,1 mm Stärke genügen, um Nachstellungen bis zu 5 mm in Stufen von je $\frac{1}{10}$ mm zu ermöglichen. Die Bleche werden zweckmäßig

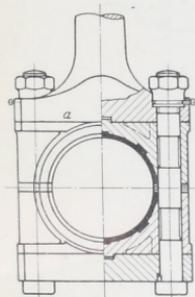


Abb. 1218. Bei der Marine übliche Bauart offener Schubstangenköpfe.

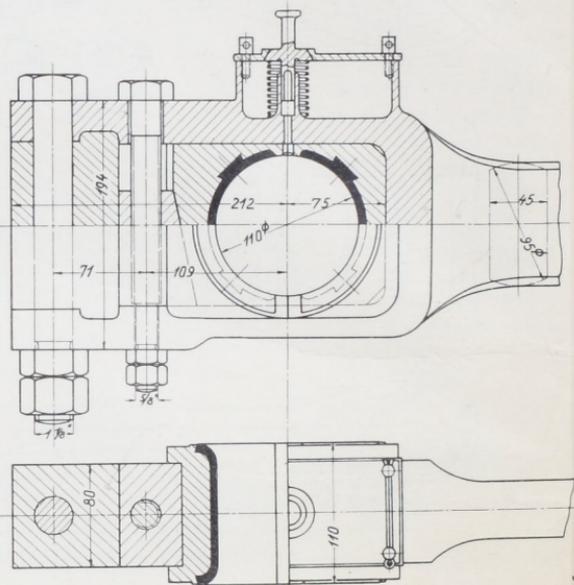
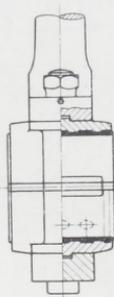


Abb. 1219. Offener Kopf von einer Lokomotivschubstange. M. 1 : 5.

auf zwei Stifte *S*, Abb. 1262, gereiht, die, in die eine Schale fest eingetrieben, in der anderen in weiteren Löchern Platz finden, wenn Bleche herausgenommen werden.

Manche benutzen die Reihstifte nur zum Festhalten der Bleche während des Bearbeitens und entfernen sie dann, um einzelne Bleche unter ganz geringem Lösen der Schrauben herausnehmen zu können. Die Bleche müssen zu dem Zwecke vor den Schrauben geschlitzt sein. Bedenklich ist freilich, daß die Zwischenlagen beim Laufen der Maschine herausfliegen können, wenn sich die Schrauben lösen oder wenn dieselben nicht genügend angezogen sind und daß das große, beim Fehlen der Zwischenlagen entstehende Spiel den Kopf gefährdet, abgesehen davon, daß die Schmierung gestört wird.

An Schiffsmaschinen findet man häufig die Ausführung, Abb. 1218, mit flanschartig ausgeschmiedetem Schaft, der mit den Bronzeschalen und dem Deckel durch eingepaßte Schrauben verbunden ist. Die Bauweise ist durch den großen Verbrauch an Bronze teuer. Auch werden die seitlichen Kräfte weniger gut als in Abb. 1215 aufgenommen; sie können erhebliche Beanspruchungen auf Biegung in den Schrauben hervorrufen. Gelegentlich wird diese Form benutzt, um die Stangenlänge durch Einlegen von Stiften bei *a*, etwa an Versuchsmaschinen oder bei Verwendung verschiedener Ölomotoren, verändern zu können.

Die hoch beanspruchten Schrauben des Marinekopfes vermeiden die Ausführungen Abb. 1219 und 1220. Bei der ersten, zu einer Lokomotivschubstange gehörig, wird der Verschluß durch ein seitlich eingeschobenes und durch eine Schraube gehaltenes Querstück gebildet, gegen das sich der Keil stützt. Im Falle Abb. 1220 besteht der Kopf am Kurbelende der Schubstange einer Großgasmaschine der Siegerner Maschinenbau A.-G., aus einem hakenförmigen Hauptteil, dessen Öffnung durch eine übergreifende Brücke

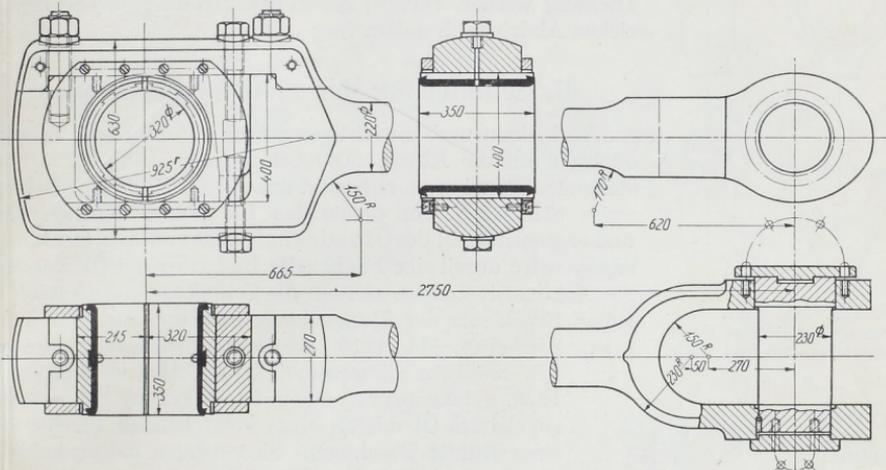


Abb. 1220. Großgasmaschinenschubstange. Siegerner Maschinenbau A.-G. M. 1 : 20.

geschlossen ist, eine auch in Amerika weit verbreitete Bauweise. Während die erste Ausführung einen etwas umständlicheren Zusammenbau ergibt, ist der Nachteil der zweiten, daß man kaum auf die gleichmäßige Verteilung der Stangenkraft P auf die beiden Wangen rechnen kann, da das abnehmbare Schlußstück länger und nachgiebiger ist, so daß reichliche Abmessungen der festen oder beider Wangen zu empfehlen sind.

Klose ersetzt die eine Seitenwange durch eine Schraube und ein darum gelegtes, geschlitztes Stück A , Abb. 1221.

Konstruktionen, Abb. 1222, bei denen ein Bügel über das Stangenende geschoben und durch Keile festgehalten wird, sind teuer, ungünstig beansprucht und veraltet.

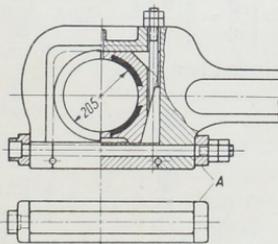


Abb. 1221. Schubstangenkopf, Bauart Klose.

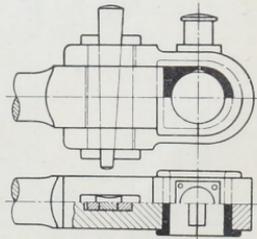
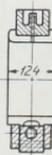


Abb. 1222. Veraltete Stangenkopfform.

3. Gegabelte Enden von Schubstangen.

In dem Falle, daß das Lager und die Nachstellung in dem durch die Schubstange angetriebenen Teil, z. B. im Kreuzkopf liegt, wird der Bolzen in das meistens gegabelte Schubstangenende fest eingesetzt. Als Gabelform wählt man entweder diejenige nach Abb. 1220 oder die für die unmittelbare Übertragung der Stangenkraft günstigere nach Abb. 1224. Der Zapfen pflegt bei kleinen Kräften zylindrisch eingepaßt und durch Stifte, Splinte u. dgl. gehalten oder durch Schrauben festgeklemmt zu werden. Bei größeren und namentlich bei wechselnden Kräften ist auf die Ausbildung einer Spannungsverbindung besonderer Wert zu legen, wie sie bei den Kreuzkopfbolzen, Seite 690, aus-

fürlich beschrieben wurde. Auch an den Schubstangen ist eine Verspannung an beiden Enden immer dann zu empfehlen, wenn die Gabel nachgiebig ist und federt. Gelegentlich findet man zylindrische Bolzen in geschlitzten Stangenenden, Abb. 1223, die durch Schrauben festgespannt werden. Unvorteilhaft sind die teuren Keile, Abb. 1224, die zudem die Augen in starkem Maße schwächen. Zur Sicherung gegen Drehung werden Federn, Nasen usw., zum Lösen und Herausziehen Abdrückschrauben vorgehen.

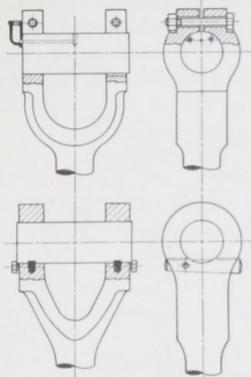


Abb. 1223 und 1224. Verspannung des Bolzens durch Klemmschrauben und Keile.

H. Schmierung der Schubstangenzapfen.

An kleinen und unwichtigeren Stangen setzt man Staufferbüchsen auf die Köpfe. Die Schubstange, Abb. 1225, eines stehenden Benzinmotors besitzt am oberen Ende lediglich zwei weite Schlitze *S*, von denen das im ganzen Kurbelgehäuse umhergespritzte Öl des Ölbad es aufgefangen wird. Der Kurbelzapfen wird durch eine Fliehkraftschmierung mit Öl versehen. An Lokomotivstangen werden die Schmiergefäße vielfach aus einem Stück mit der Stange hergestellt und aus dem Vollen herausgearbeitet, Abb. 1219. An den Kurbelzapfen findet man

bei mäßigen Geschwindigkeiten Abstreichöler, Abb. 1226, welche das von einem feststehenden Schmiergefäß zugeleitete Öl mittels eines vorstehenden Bleches oder einer Bürste abnehmen. Sie versagen jedoch bei höheren Geschwindigkeiten oft, weil das Schmiermittel leicht verspritzt wird und können nicht mehr verwandt werden, sobald die Zentrifugalbeschleunigung größer als die Erdbeschleunigung ist, weil dann die Öltröpfchen weggeschleudert werden und nicht auf die Zapfen fallen. Die Grenze ist schon bei der Wasserwerkmaschine, Tafel I, überschritten, da die Bedingung $\omega^2 \cdot r \leq g$ zu

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,4}} = 4,95 \frac{1}{\text{sek}}$$

kleiner als $n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 4,95}{\pi} = 47$ in der Minute führt

während die Maschine in der Regel 50 Umdrehungen machen soll. Deshalb ist Fliehkraftschmierung, Abb. 1298, vorsehen.

An großen Maschinen hat man Preßschmierungen in konstruktiv verschiedenster Weise durchgebildet. Posaunenrohre, Abb. 1227 und Gelenkrohre sind vierteilig, empfindlich und nicht immer zuverlässig. In Abb. 1228 wird das Drucköl durch einen um die Welle gelegten, abgedichteten Ring zugeleitet und dem Kurbelzapfen

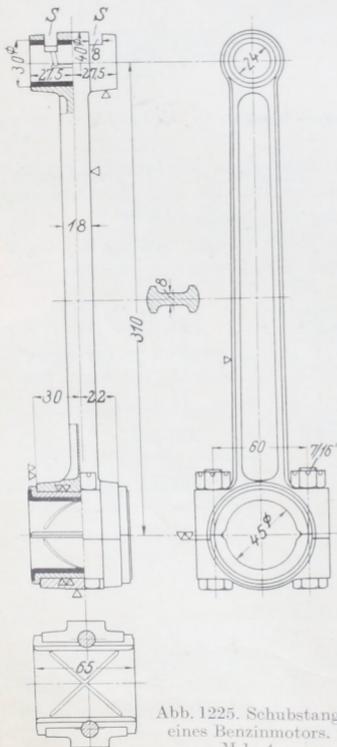


Abb. 1225. Schubstange eines Benzinmotors. M 1 : 4.

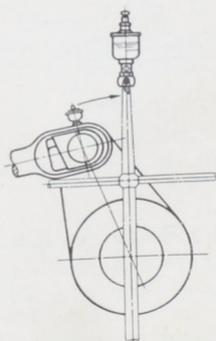


Abb. 1226. Abstreichöler am Kurbelzapfen.

durch Bohrungen in der gekröpften Welle, dem Kreuzkopfbolzen von dort durch Bohrungen oder eine Rohrleitung längs der Schubstange zugeführt [XVII, 4]. Einfache

und noch sicherer erscheint es, eine Ringnut im Wellenlager, Abb. 1229, zur Zuführung des Drucköls zu benutzen.

Auf die im Abschnitt 15 näher behandelte flüssige Reibung kann an Schubstangenköpfen im Falle kippender Bewegung, z. B. an den Kreuzkopfpfenden keinesfalls gerechnet werden. Selbst wenn der Zapfen umläuft, hindert das meist eintretende abwechselnde

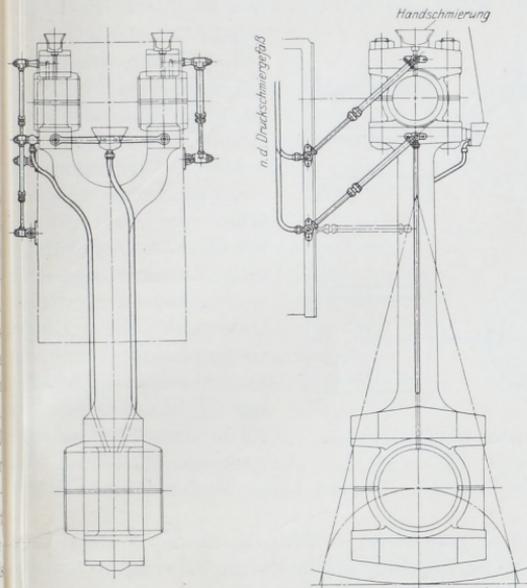


Abb. 1227. Posaunenrohrschmierung an der Schubstange einer Schiffsmaschine.

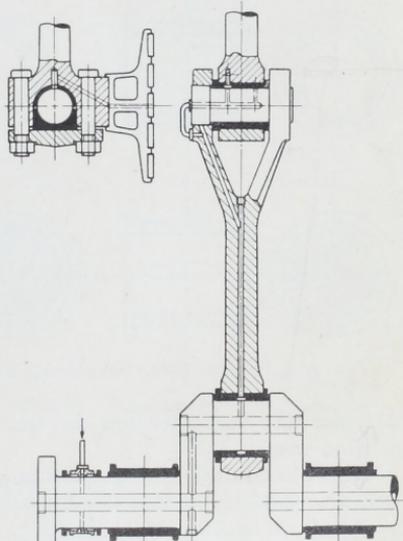


Abb. 1228. Druckölschmierung.

Anliegen an der einen und der andern Schale die Ausbildung zusammenhängender, tragfähiger Schichten. Das Öl hat in diesen Fällen lediglich die Aufgabe, stoßdämpfend zu wirken und die Abnutzung einzuschränken. Gelingt es, jeweils an die Druckstelle so viel Öl zu bringen, daß es während der Belastungszeit nicht völlig verdrängt wird, und daß sich Zapfen und Schale nicht metallisch berühren, so kann die Abnutzung vollständig vermieden werden. Am wirksamsten geschieht das durch Drucköl; in Fällen, wo die Laufstellen der Zapfen zeitweise unbelastet sind, genügt schon geringer Zufuhrdruck von $\frac{1}{2}$ bis 1 at, um die Schalen zu füllen und die Stöße wirksam zu dämpfen.

Wenn der Zapfen bei kippender Bewegung stets in einer Richtung belastet ist, wie die Kreuzkopfpfenden einfacherer Maschinen, wird man das Schmiermittel durch eine oder mehrere an den Kanten sorgfältig abgerundete Längsnuten zuführen, die ständig gefüllt gehalten werden und in denen sich der Zapfen bei der Bewegung benetzt. Vielfach sind auch schräge, sich kreuzende oder bogenförmige Nuten üblich, die aber nicht zu lang sein dürfen, damit das Abfließen des Schmiermittels erschwert wird. Wenn durch die Nuten ein beträchtlicher Teil der Tragfläche verloren geht, so ist das bei der Berechnung auf Auflagedruck zu berücksichtigen.

Erleichtert wird die Zuführung und Verteilung des Öles, wenn der Zapfen infolge wechselnder Kräfte atmet, d. h. bald an der einen bald an der andern Schale anliegt, wie die Kreuzkopfpfenden doppelt wirkender Maschinen und die meisten umlaufenden Kurbelzapfen. Das auf der Druckseite verdrängte Öl soll nach der unbelasteten Schale

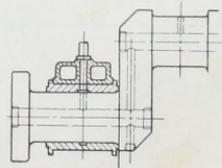


Abb. 1229. Zuführung des Drucköls durch das Lager.

geleitet und dort für die nächste Belastung aufgespeichert werden, unter der Wirkung des Druckes aber langsam entweichen. Man paßt zu dem Zwecke die Schalenflächen möglichst vollkommen dem Zapfen durch Schaben oder Einschleifen an. Ein paar Beispiele mögen das Gesagte erläutern.

An einem im wesentlichen von oben her belasteten Kreuzkopfzapfen einer stehenden einfach wirkenden Maschine, Abb. 1230, wird man das Öl, wenn es durch die Lager-

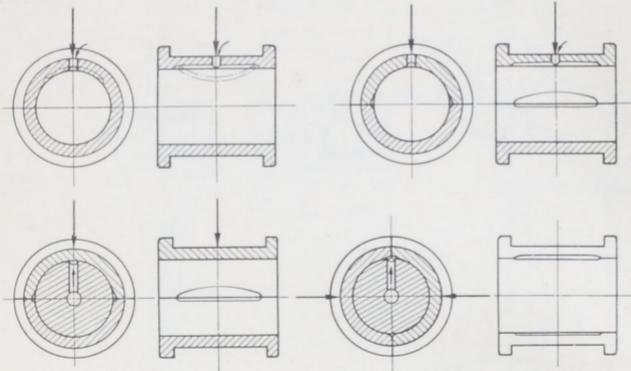


Abb. 1230 bis 1233. Schmierung von Kreuzkopfzapfen.

1231, der das Zurückfördern des Öls begünstigt. In den Unterschalen können Nuten entbehrt werden.

Wird das Öl durch den Zapfen hindurch zugeleitet, so wird die an den Kanten sorgfältig abgerundete Nut zweckmäßigerweise im Anschluß an die Zufuhrbohrung im Scheitel des Zapfens angebracht, Abb. 1232. Der geteilten Schale des Kreuzkopfzapfens einer doppelt wirkenden, liegenden Maschine, Abb. 1233, leitet man das Öl im oberen Scheitel zu und schafft dort durch Abschrägen der Fugenkanten einen Ölraum, indem sich der kippende Zapfen benetzt.

Die Schalen der Pleuellzapfen doppelt wirkender, liegender Maschinen, Abb. 1234

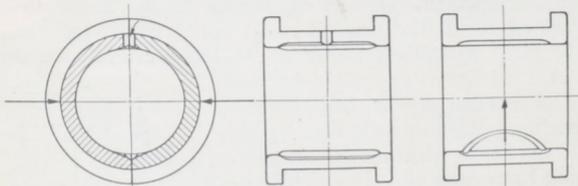


Abb. 1234 und 1235. Schmierung von Pleuellzapfen.

so kann auch je eine bogenförmige Nut in jeder Schale im Anschluß an die gebrochenen Kanten der Teilfugen zur Verteilung des Öls dienen.

Soll das Öl durch den Zapfen hindurch zugeführt werden und ist der Umlaufsinn der Maschine ständig derselbe, so dürfte es sich empfehlen, die Bohrung und die Verteilungsnut am Zapfen nach Abb. 1236 so anzuordnen, daß sie der Stelle, die demnächst belastet wird, voreilt, so daß die Schale mit einer Ölschicht überzogen ist, bevor der größte Druck auftritt. An den Schalenfugen werden wieder Ölräume ausgespart, aus denen der Zapfen weiteres Öl mitnehmen kann.

An den Pleuellzapfen umsteuerbarer Maschinen dürfte, falls das Schmiermittel unter geringem Druck steht, wie in den Schleuderschmierungen, eine durchgehende Bohrung senkrecht zum Pleuellarm, Abb. 1237, zweckmäßig sein. Sie ist zur Vermeidung

schale zugeleitet wird, schon durch eine gerade längs des Schalensteils gezogene Nut oder höchstens noch durch zwei weitere bogenförmige, strichpunktirt angedeutete, genügend verteilte können. Ist die Schale geteilt, zweckmäßigerweise nach einer zur Kraftrichtung senkrechten Ebene, so empfiehlt es sich, die Fugenkanten zu brechen und sie in der Oberschale mit einem schlanken Übergang zu versehen, Abb.

denen das Öl von außen her zugeleitet wird, versieht man mit ähnlichen Ölvorratsräumen auf beiden Fugen, damit der sich drehende Zapfen aus ihnen das Öl entnehmen und die unbelastete Schale mit einer Ölschicht überziehen kann. Geht die Relativbewegung im Sinne des Pfeils, Abb. 1235, vor sich,

eines Ölsackes etwas aus der Mitte versetzt angeordnet. Steht dagegen das Öl unter höherem Druck, wie bei Preßschmierungen, so wird man die Bohrung am Kurbelzapfen radial nach innen führen, Abb. 1238, um dadurch die unbelastete Schale reichlich mit Öl zu versehen.

Um das Öl besser zusammenzuhalten, ist in Abb. 1211 der mittlere Teil der Schalen etwas erweitert und dementsprechend der Zapfen an den Enden schwach eingedreht. Die Forderung, daß die Schalen auf ihrer ganzen Breite tragen sollen, verlangt freilich eine sehr genaue Ausführung.

Die von den umlaufenden Zapfen abgeschleuderten Schmiermittel müssen durch Spritzbleche, Ölfänger, Blechverschalungen der Kurbelbahnen, wie sie beispielweise die Abb. 1677 und 1678 zeigen, aufgefangen werden. Immer sollte aber dabei die Möglichkeit vorgesehen sein, sich von der Erwärmung der Zapfen durch Anfühlen auch während des Betriebs überzeugen zu können.

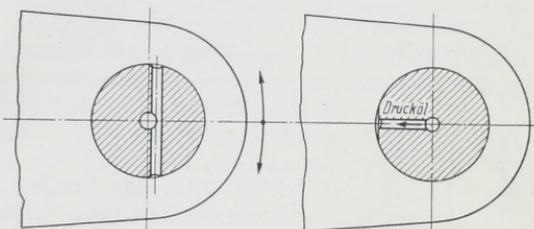
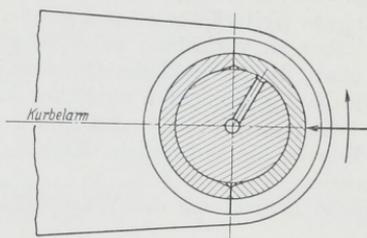


Abb. 1236 bis 1238. Schmierung von Kurbelzapfen.

I. Berechnung der Stangenköpfe.

1. Geschlossene Köpfe.

Bei der Berechnung geschlossener Schubstangenköpfe, insbesondere des Bügelscheitels, der beiden Wangen und des Übergangs zum Schaft begnügt man sich meist mit einfachsten Vergleichsrechnungen, die die wirkliche Inanspruchnahme sehr unvollkommen treffen, manchmal sogar irreführend wirken. So pflegt man den Bügel eines Kopfes nach Abb. 1214 links in erster Annäherung als einen geraden Balken, Abb. 1239, zu betrachten, der in seinem mittleren Teil durch den Keil gleichmäßig belastet ist, an den Enden aber frei aufliegt und eine Stützlänge gleich dem Abstand l der Schwerpunkte der beiden Wangenquerschnitte hat. Der außen zufolge der Bearbeitung durch Drehen meist nach einem Kreisbogen aber rundete Scheitelquerschnitt wird zur Bestimmung des Trägheitsmoments durch ein annähernd gleichwertiges Rechteck ersetzt. Seine Beanspruchung berechnet sich zu:

$$\sigma_b = 6 \cdot \frac{P \left(\frac{l - b_0}{2} - \frac{b_0}{4} \right)}{b h^2} = \frac{3 P (2l - b_0)}{4 b h^2} \quad (389)$$

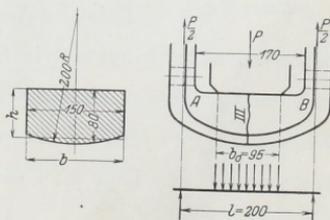


Abb. 1239. Zur Berechnung des Bügels an Stangenköpfen.

und stellt einen oberen Grenzwert dar. Wenn trotzdem der Rechnung mäßige Werte von $\sigma_b = k_b = 500 \dots 600$, an großen Köpfen bis 800 kg/cm^2 zugrunde gelegt werden, so ist das in zwei Umständen begründet: 1. weil die Schubstangen starken Stößen, z. B. bei zu großem Zapfenspiel, ausgesetzt sein können und 2. weil ein kräftiger Bügel, wie später gezeigt ist, auch günstig auf die Inanspruchnahme der Wangen wirkt. Die Beanspruchung der Ecken der Köpfe wird bei dieser Rechnung aber stark unterschätzt, die Betrachtung des Bügels als ein frei aufliegender Balken dazu verleitet, an den

Enden unbedeutende Spannungen anzunehmen. Brüche an den Enden der Köpfe sind aber gar nicht selten. Sie werden durch die oft beträchtlichen Erhöhungen der tatsächlich vorhandenen Biegespannungen durch die Kerbwirkung in den Kehlen *A* und *B*, Abb. 1239, hervorgerufen. Deshalb sind dort niedrige Spannungen anzustreben, sowie deren gute Weiterleitung durch große Ausrundungen dringend geboten, scharfe Übergänge aber zu vermeiden oder Schwächungen durch Bohrungen, für die Keilschrauben etwa, durch reichliche Querschnitte auszugleichen.

Auch die häufig gemachten ähnlichen Annahmen gemäß Abb. 1240 im Falle kugelig begrenzter Stangenköpfenden und Augen sind unzutreffend wegen der stark gebogenen Form des Bügels; die bedenkliche Kerbwirkung bei *A* und *B* der Abb. 1239 ist allerdings vermieden.

Die übliche Berechnung der Wangen lediglich auf Zug nach

$$\sigma_z = \frac{P}{2 F_w}, \quad (390)$$

wenn F_w einen der Wangenquerschnitte bedeutet, ist unrichtig und sicherlich viel zu günstig. Es treten beträchtliche Biegespannungen auf, weil sich die Bügel bei der Belastung krümmen, so daß auch die Wangen durchgebogen werden, Abb. 1241, Formänderungen, die sich häufig während des Betriebes durch das Kneifen und Fressen der Lagerschalen an den Teilfugen geltend machen. Wenn man erfahrungsgemäß nur sehr geringe Zugbeanspruchungen von $k_z = 200$ bis 300 , höchstens bis 400 kg/cm^2 in den Wangen zulassen darf, so ist das eben auf die rohe Annäherung an die Wirklichkeit, die die Formel bietet, zurückzuführen.

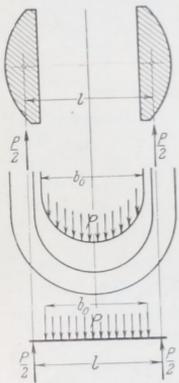


Abb. 1240. Zur Berechnung kugelig begrenzter Bügel.

Die Übergangsstelle zum Schaft am Kopf Abb. 1257 prüft man nach, indem man sich ein Stück nach Abb. 1242 herausgeschnitten und einen unter dem Winkel α geführten Querschnitt durch die in der Schwerlinie der Wange wirksame Kraft $\frac{P}{2}$

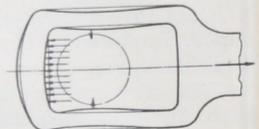


Abb. 1241. Formänderung geschlossener Stangenköpfe.

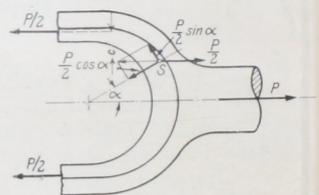


Abb. 1242. Zur Berechnung der Übergangsstelle vom Schaft zum Kopf.

belastet denkt. Bringt man im Schwerpunkt des nachzurechnenden Querschnitts $\frac{P}{2}$ gleich und entgegengesetzt gerichtet an, so wird ersichtlich, daß der Querschnitt durch das Kräftepaar $\frac{P}{2} \cdot c = M_b$ auf Biegung, durch $\frac{P}{2} \cdot \sin \alpha$ auf Zug und durch $\frac{P}{2} \cdot \cos \alpha$ auf Schub beansprucht ist. Legt man die Formel für den geraden Balken zugrunde, so gibt:

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = \frac{P \cdot c}{2 \cdot W} + \frac{P \cdot \sin \alpha}{2 \cdot f} \quad (391)$$

einen Anhalt für die größte am äußeren Umfang auftretende Zugspannung, die erfahrungsgemäß 500 bis 600 kg/cm^2 betragen und 800 kg/cm^2 nicht überschreiten soll. Die durch die Schubkraft bedingten Schubspannungen haben ihren Größtwert in der Schwerlinie und können deshalb unberücksichtigt bleiben. Die Vernachlässigung der Krümmung des betrachteten Abschnittes der Stange und der schon bei guten Abrundungen nachweisbaren Kerbwirkung, sowie des Umstandes, daß auch die Wangen auf Biegung beansprucht sind, lassen die Ermittlung ebenfalls nur als Vergleichsrechnung berechtigt erscheinen.

Der tatsächlichen Beanspruchung im Scheitel und in den Wangen kommt man wesentlich näher, wenn man die Bügel als an den Enden eingespannte gerade Balken betrachtet und die Wangen durch die Einspannmomente auf Biegung und durch die Längskraft auf Zug belastet ansieht. Es liegt nahe, die Kraft P nach Abb. 1243 auf einer Breite b_0 gleichmäßig verteilt anzunehmen, wenn der Bolzen genau eingepaßt ist oder unter Einschaltung einer satt im Stangenkopf anliegenden Schale wirkt, sie dagegen als Einzelkraft nach Abb. 1244 aufzufassen, wenn der Bolzen im Kopf reichlich Spiel hat. Danach ergeben sich die folgenden Formeln:

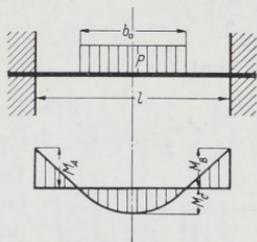


Abb. 1243. Zur Berechnung der Bügel geschlossener Schubstangenköpfe.

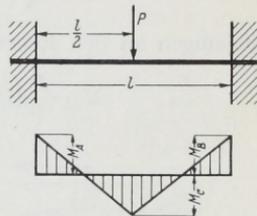


Abb. 1244. Zur Berechnung der Bügel geschlossener Schubstangenköpfe.

A. Belastung gleichmäßig auf der Strecke b_0 verteilt. Scheitelmoment:

$$M_C = \frac{P}{8} \left[l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right]; \quad \sigma_b = \pm \frac{P \cdot e}{8J} \left[l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right], \quad (392)$$

Eck- gleich Einspannmoment:

$$M_A = M_B = - \frac{P}{8} \left[l - \frac{b_0^2}{3l} \right]; \quad \sigma = \sigma_z \pm \sigma_b = \frac{P}{2F_w} \pm \frac{P \cdot e}{8J} \left[l - \frac{b_0^2}{3l} \right]. \quad (393)$$

B. Belastung wirkt unter Linienberührung als Einzelkraft in der Mitte. Das Scheitel- und die Einspannmomente sind zahlenmäßig gleich, aber entgegengesetzt gerichtet:

$$M_C = -M_A = -M_B = \frac{P \cdot l}{8}. \quad (394)$$

Vgl. Zusammenstellung 5, Seite 26, lfde. Nr. 7.

Beanspruchung des Scheitelquerschnitts:

$$\sigma_b = \pm \frac{P \cdot l \cdot e}{8J}, \quad (395)$$

der Wangen:

$$\sigma = \sigma_z \pm \sigma_b = \frac{P}{2F_w} \pm \frac{P \cdot l \cdot e}{8J}. \quad (396)$$

Untersuchungen an Stangenköpfen und die Zahlen der Zusammenstellung 124 zeigen, daß die zweite, ungünstigere Annahme gegenüber den tatsächlich gemessenen Anstrengungen sehr reichliche obere Grenzwerte liefert. (Vgl. die Ergebnisse der Formeln (395) und (396) in den Spalten e und i mit den Werten der Spalten c und g.) Dagegen kommt die erste Annahme den höchsten, bei reichlichem Bolzenspiel festgestellten Spannungen näher (vgl. die Werte nach den Formeln (392) und (393) in den Spalten e und i mit den Zahlen der Spalten c und g). Im Falle genau passenden Bolzens versagen alle bisher aufgestellten Formeln, weil die Inanspruchnahme der Köpfe günstiger ist, als die erste Annahme voraussetzt.

Stangenköpfe rechteckiger Grundform, Abb. 1245, lassen sich unschwer noch genauer aus der Bedingung berechnen, daß nach Abb. 1246 die Winkel der elastischen Linien β_1 und β_2 der Wangen, des Bügels und des Querstücks nach dem Schaft zu paarweise gleich groß sein müssen. Sind J_1 das Trägheitsmoment des Bügels, J_w das einer Wange, J_2 das des Querstücks, b_0 die an beiden Enden gleich groß angenommene Breite, auf der

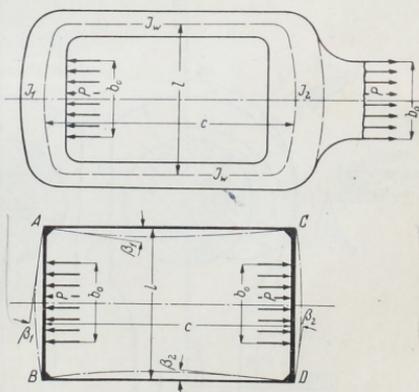


Abb. 1245 und 1246. Zur Berechnung geschlossener Schubstangenköpfe rechteckiger Grundform.

ratorium für mechanische Technologie der Technischen Hochschule Aachen aus [XVII, 11], indem er mittels eines besonderen Feinmeßapparates von 8 mm Meßlänge die Formänderungen feststellte, die an den wichtigeren Kopfformen auftreten. Abb. 1249 bis 1251 stellen einige der dabei gefundenen Ergebnisse dar; wegen weiterer muß auf die Arbeit selbst verwiesen werden. Die Versuchskörper, aus 15 mm starkem weichen Flußstahlblech herausgeschnitten und allseitig bearbeitet, hatten überall die gleiche Stärke. Das Problem wurde mithin bei den Versuchen als ein ebenes betrachtet, während in Wirklichkeit an den meisten Stangenköpfen durch deren räumliche Ausbildung Abweichungen auftreten, die des näheren zu untersuchen der Zukunft vorbehalten bleiben mußte. Die Proben wurden nach Abb. 1252 in einer Festigkeitsprüfmaschine derart eingespannt und belastet, daß der Bolzen B im oberen Kopf E der Maschine durch zwei Laschen L_1 und L_2 in genügend großem Abstand gehalten war, damit die Meßapparate an den Probestücken angesetzt werden konnten. An den in Abb. 1249 bis 1251 angedeuteten Querschnitten wurde die Dehnung der Fasern am inneren und am äußeren Rande, sowie in der Mitte, manchmal auch noch in einigen weiteren Punkten ermittelt und durch

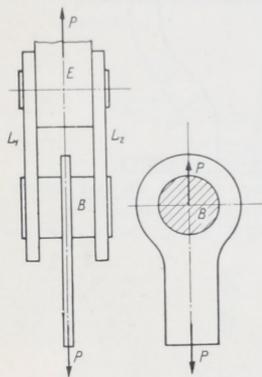


Abb. 1252. Ausführung der Versuche an den Stangenköpfen Abb. 1249 bis 1251.

Multiplikation mit der besonders festgestellten Dehnungszahl α des Stahlbleches in die Spannung oder genauer gesagt, in die Anstrengung in Richtung der betreffenden Faser umgerechnet. Denn mindestens an der Auflagedelle des Bolzens herrscht infolge der Wirkung des senkrecht zur Innenfläche gerichteten Flächendrucks ein zweiachsiger Spannungszustand. Die Anstrengung zu benutzen, ist aber zulässig, solange man von der Anschauung ausgeht, daß die größte Dehnung für die Inanspruchnahme des Werkstoffes maßgebend sei. Vgl. S. 44.

Der Verlauf der Spannungen ist in den Abb. 1249 bis 1251 bei ein und derselben Last von 6000 kg für die inneren Randfasern ausgezogen, für die äußeren aber gestrichelt dargestellt. Dabei wurden die einzelnen Werte, ähnlich wie in Abb. 1247 und 1248, jeweils senkrecht zum Umriß aufgetragen, und zwar die Zugspannungen nach außen, die Druckspannungen nach innen zu. Die letzteren sind noch durch senkrecht zur Umrißlinie stehende Strichlagen hervorgehoben. Gemessene Werte sind durch dickere Lotbetont. Außerdem ist die in einzelnen Querschnitten ermittelte Spannungsverteilung in Form von Hilfsrissen seitwärts herausgezogen, wiedergegeben.

Ein zunächst überraschendes Ergebnis war der große Einfluß des Spiels, den der Bolzen im Stangenkopf hatte. Bei spielfrei eingepaßtem Bolzen stellte sich eine völlig andere Spannungsverteilung ein, als bei reichlichem Spiel. In den Abbildungen sind diese beiden Fälle nebeneinander dargestellt: links die Verteilungen bei satt anliegendem Bolzen, rechts diejenigen beim angeschriebenen Spiel. Die Abb. 1249 und 1250 links und rechts beziehen sich auf dieselben Köpfe. In Abb. 1251 ist das nicht der Fall, indem der links dargestellte Kopf im Scheitel verstärkt ist, der rechte dagegen nicht. Dazu ist aber zu bemerken, daß die Spannungsverteilung bei satt anliegendem Bolzen nur wenig verändert wird, wenn der Bügel konzentrisch gestaltet wäre, so daß sich die an verschiedenen Formen gefundenen Kurven doch vergleichen lassen. Am größten wird der Unterschied in den Scheitelquerschnitten I—I der Bügel. Während sich bei dem Bolzen mit reichlichem Spiel, der bei kleinen Lasten in einer Linie oder doch nur an einer schmalen Fläche liegt, außen große Zug-, innen große Druckspannungen ausbilden, der Querschnitt mithin hoch auf Biegung beansprucht ist, herrschen bei ganz anliegendem Bolzen nur Zugspannungen wie in einem um den Bolzen herumgeschlungenen Seil. Die Erklärung ist darin zu suchen, daß der Bolzen die zur Ausbildung von Biegespannungen nötigen Formänderungen, nämlich die

schärfere Krümmung des Bügels unmöglich macht. Auch die weitere Erscheinung, daß die Anstrengung im Fall eingepaßten Bolzens genau verhältnismäßig mit der Belastung wächst, im andern Fall dagegen nicht, ist auf die eintretenden Formänderungen zurückzuführen. Der Bügel legt sich an den mit Spiel versehenen Bolzen bei steigender Belastung mit einer immer breiter werdenden Fläche an; die Beanspruchung nähert sich allmählich der günstigeren bei spielfreiem Bolzen. Naturgemäß hat auch die Größe des Spiels Einfluß: je geringer dasselbe ist, desto günstiger ist die Inanspruchnahme des gesamten Kopfes, namentlich aber des Scheitelquerschnitts, wie sich durch entsprechende Versuche deutlich nachweisen ließ.

In allen Fällen traten beträchtliche Biegespannungen in den Wangenquerschnitten II—II auf. Die in der üblichen Weise aus $\sigma_z = \frac{P}{2F_w}$ berechnete mittlere Zugspannung, wenn F_w die Größe eines der Wangenquerschnitte II—II bedeutet, gibt ein ganz falsches Bild über die Art und Höhe der Spannungen. Am inneren Rande war z. B. die tatsächliche Anstrengung im Falle der Abb. 1251 2,8mal größer als die erwähnte mittlere Zugspannung, wenn der Bolzen eingepaßt war und sogar 5,5mal größer, wenn er 1 mm Spiel hatte. Weitere Zahlen enthält die Zusammenstellung 124. In den meisten Fällen stellten sich die Wangenquerschnitte als die höchst beanspruchten, also die gefährlichen Querschnitte der Köpfe heraus. Dort traten auch stets die ersten Fließerscheinungen und schließlich der Bruch ein, wenn die Probestücke höher und bis zur Grenze ihrer Tragfähigkeit belastet wurden. Aus diesem Umstand schließen zu wollen, daß nur die Wangen der Köpfe verstärkt werden sollten, ist aber nicht zutreffend. Ein kräftiger Bügel bietet nämlich, wie besondere Versuche zeigten, den Vorteil, daß er sich weniger krümmt und damit auch die durch diese Formänderung bedingte Biegebeanspruchung in den Wangen erniedrigt.

Wichtig ist noch, die beträchtlichen Spannungserhöhungen in den Kehlen bei *C* am Auge Abb. 1249, namentlich in dem Falle, daß der Bolzen Spiel hat, ferner bei *C* und *D* am Kopfe, Abb. 1251 links, zu beachten. Trotz der verhältnismäßig schlanken Übergänge prägt sich die Kerbwirkung sehr deutlich aus. Anschaulich wird das auch durch die Kraftlinien nach Abb. 1253, deren Abstände so bestimmt wurden, daß die zwischen ihnen herrschenden Spannungen annähernd gleich großen Kräften entsprachen. Man sieht, wie sich die Kraftlinien in den Kehlen *C* und *D* sowie längs des Innenrandes der Wangen, beträchtlichen Spannungserhöhungen entsprechend, zusammendrängen. Erst in ziemlich großer Entfernung von den Köpfen ist die Spannung in dem anschließenden Schaft gleichmäßig verteilt.

In Zusammenstellung 124 sind die an den drei Schubstangenköpfen ermittelten Anstrengungen in den Scheitelquerschnitten *I*, Spalte *c* und in den senkrecht dazu liegenden Wangenquerschnitten *II*, Spalte *g*, mit den auf verschiedenen Wegen berechneten Spannungen in Vergleich gestellt. In Spalte *d* ist die einfachste Näherungsformel, bei der der Bügel als ein gerader, an den Enden frei aufliegender Balken betrachtet wird, benutzt. Und zwar ist im Falle genau eingepaßten Bolzens gleichmäßige Verteilung des Flächendrucks auf der Breite b_0 gleich dem Durchmesser des Bolzens nach Formel (389), im Falle reichlichen Bolzensspiels aber eine Einzelkraft in der Mitte angenommen, um zu zeigen, daß schon die erste Annahme durchweg höhere Werte liefert, als die Messungen selbst bei reichlichem Bolzenspiel ergeben haben. Die niedrigen Werte der Anstrengung im Scheitelquerschnitt bei genau eingepaßtem Bolzen liegen weit unter den berechneten.

In Spalte *e* sind die Formeln (392) und (395) für den an den Enden fest eingespannten

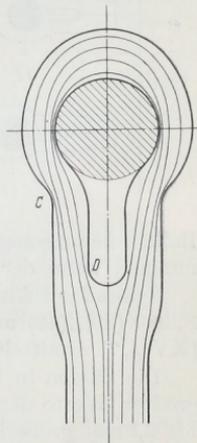
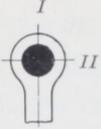
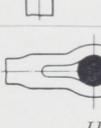
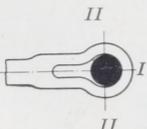


Abb. 1253. Verlauf der Kraftlinien im Stangenkopf Abb. 1251 links.

Zusammenstellung 124. Vergleich der gemessenen mit den nach verschiedenen

a	b	c	d			e	f
			Scheitelquerschnitt I				
			Gemessene Anstrengung kg/cm ²	Berechnete Spannung			
Formel (389) u. Sonderformel kg/cm ²	Formel (392) und (395) kg/cm ²	Nach Baumann kg/cm ²					
1249	 Bolzen ohne Spiel	$\sigma_a = + 750$ $\sigma_i = + 585$	± 6290 (389)	± 2210 (392)	$\sigma_a = + 1655$ $\sigma_i = - 1830$		
	 mit 1,5 mm Spiel	$\sigma_a = + 2440$ $\sigma_i = - 2140$	± 10010	± 5005 (395)	—		
1250	 Bolzen ohne Spiel	$\sigma_a = + 675$ $\sigma_i = + 675$	± 6120 (389)	± 2150 (392)	$\sigma_a = + 4990$ $\sigma_i = - 7210$		
	 mit 3 mm Spiel	$\sigma_a = + 2800$ $\sigma_i = - 2960$	± 9710	± 4855 (395)	$\sigma_a = + 4690$ $\sigma_i = - 6200$		
1251	 Bolzen ohne Spiel	$\sigma_a = + 540$ $\sigma_i = + 490$	± 3470 (389)	± 1215 (392)	—		
	 mit 1 mm Spiel	$\sigma_a = + 2740$ $\sigma_i = - 3450$	± 9670	± 2322 (392) ± 4835 (395)	—		

Balken herangezogen. Sie liefern untere und reichliche obere Grenzwerte für die Spannungen, wenn der Bolzen größeres Spiel hat.

Spalte f enthält Werte, die auf Grund der Formeln von A. Baumann, Z. V. d. I. 1908, S. 380 (39), (40) und (43), S. 377 (10), (11) und (16) sowie S. 342 (47a), (48a) und (49) [XVII, 7] ermittelt sind.

Die Zahlen in Spalte h geben die mittleren Zugspannungen nach (390) wieder. Die größten Werte der tatsächlich in dem Querschnitt gemessenen Spannungen waren 1,5 bis 2,8mal größer, wenn der Bolzen vollkommen anlag, 3,9 bis 5,5mal größer, wenn er Spiel hatte. Im Vergleich dazu liegen die Ergebnisse der Formel (393), Spalte i, der Wirklichkeit näher, wenn sie auch durchweg höher sind:

Spalte k bringt nach den Formeln von Baumann ermittelte Zahlen.

Schließlich beweist die Spalte l, in der die größten gemessenen Anstrengungen zusammengestellt sind, deutlich die günstige Wirkung völligen Anliegens des Bolzens. Die größte Anstrengung ist im Durchschnitt 0,55mal kleiner als bei reichlichem Spiel.

Den Einfluß des Bolzenspiels auf die Spannung in der inneren Faser des Querschnitts II—II des Kopfes Abb. 1250 bei 5000 kg Belastung zeigen die folgenden Zahlen:

Bei einem Spiel von	0	0,22	0,5	1,04	2	3	mm
betrug die Spannung	1000	1960	2720	2760	2760	2760	kg/cm ² .

Was nun die aus den Versuchen zu ziehenden Folgerungen anbelangt, so ist zunächst zu beachten, daß man mit spielfreiem Sitz des Bolzens nur in solchen Fällen rechnen kann, in denen derselbe eingepreßt, eingetrieben oder mindestens sicher verspannt ist.

Verfahren berechneten Spannungen an drei Stangenköpfen.

g	h	i	k	l	m
Wangenquerschnitt II				Größte gemessene Anstrengung	
Gemessene Anstrengung kg/cm ²	Berechnete Spannung			kg/cm ²	Ort
	Formel (390) kg/cm ²	Formel (393) und (396) kg/cm ²	Nach Baumann kg/cm ²		
$\sigma_a = + 170$ $\sigma_i = + 1700$	$\sigma_z = 856$	$\sigma_a = - 3320$ $\sigma_i = + 4940$ (393)	$\sigma_a = - 922$ $\sigma_i = + 3500$	+ 2360	~ 20° unterhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = - 1570$ $\sigma_i = + 4070$	$\sigma_z = 856$	$\sigma_a = - 4150$ $\sigma_i = + 5860$ (396)	—	+ 4130	dicht oberhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = + 510$ $\sigma_i = + 1240$	$\sigma_z = 841$	$\sigma_a = - 3130$ $\sigma_i = + 4810$ (393)	$\sigma_a = - 457$ $\sigma_i = + 2700$	+ 1720	Am Innenrand der Höhlung, nahe der Kehle
$\sigma_a = - 1400$ $\sigma_i = + 3300$	$\sigma_z = 841$	$\sigma_a = - 4010$ $\sigma_i = + 5700$ (396)	$\sigma_a = - 980$ $\sigma_i = + 3460$	+ 3300	~ 15° oberhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = - 300$ $\sigma_i = + 2400$	$\sigma_z = 844$	$\sigma_a = - 3100$ $\sigma_i = + 4780$ (393)	—	+ 2620	~ 15° unterhalb Querschnitt II, innen
$\sigma_a = - 2020$ $\sigma_i = + 4650$	$\sigma_z = 844$	$\sigma_a = - 3990$ $\sigma_i = + 5680$ (396)	—	+ 4700	~ 15° unterhalb Querschnitt II, innen

Beispiele dafür bieten Schubstangen, deren Zapfen in anderen Teilen, etwa im zugehörigen Kreuzkopf, laufen und Brückenstabaugen. Falls sich die Verspannung lösen und sich Spiel bilden kann, sind die dabei eintretenden großen Spannungserhöhungen sorgfältig zu beachten. An den üblichen Schubstangenköpfen mit darin schwingendem oder sich drehendem Zapfen wird man stets mit Spiel, schon in Rücksicht auf die wegen der Schmierung nötige Ölluft der Schale rechnen müssen. Dabei liefern die Formeln (392), (393), die allerdings gleichmäßige Verteilung des Flächendrucks auf der Breite *b* voraussetzen, einen ersten Anhalt über die auftretenden Spannungen, die durch sorgfältig eingepaßte, kräftige, in den Stangenköpfen sorgfältig eingepaßte und fest anliegende Schalen wahrscheinlich nicht unwesentlich ermäßigt werden.

An Augenstäben wird es bei eingepaßtem Bolzen genügen, die Form, Abb. 1249, anzustreben, das Auge also konzentrisch zum Bolzen mit schlankem Übergang zum Schaft auszubilden. Die Wangenquerschnitte berechne man mangels einer zutreffenden, genaueren Formel auf Zug mit 0,8 der zulässigen Beanspruchung bei schwellerer Belastung. Lläuft dagegen der Bolzen im Auge, so empfiehlt es sich, den Kopf mit einer Scheitelhöhe gleich der 1,3fachen Wangenbreite zu entwerfen und ihn nach den Formeln (392) und (393) nachzurechnen.

Ungünstig sind die nachgiebigen, doppelt gekrümmten Wangen der Abb. 1251, vorteilhafter Formen ähnlich Abb. 1255. Größter Wert ist auf die Vermeidung scharfer

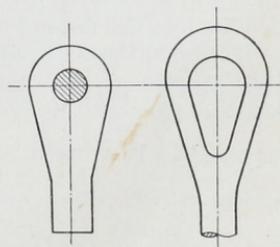


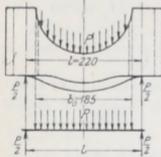
Abb. 1254 und 1255. Zweckmäßige Formen von Augen und geschlossenen Stangenköpfen.

Kehlen und Kerben in den Aussparungen zu legen. Die Übergangsstelle von den Wangen zum Bügel in Abb. 1211 ist in zweifacher Beziehung bedenklich: wegen der durch die viereckige Lagerschale bedingten Kehle und wegen der Schwächung der Wangen durch den Schlitz für den Stellkeil.

Vergleicht man die Messungen ganz allgemein mit den bisher bekannt gewordenen Berechnungsweisen, so ist die Übereinstimmung meist wenig befriedigend, nicht allein in bezug auf die Höhe, sondern vielfach auch in bezug auf den Verlauf der Spannungen. Im einzelnen muß auf die Arbeit von Mathar verwiesen werden.

2. Offene und gegabelte Köpfe.

Auch bei der Berechnung offener Köpfe benutzt man ähnliche Näherungsrechnungen wie bei den geschlossenen. Dabei ist zu betonen, daß die Betrachtung eines Bügels als ein in der Mitte der Schrauben gestützter, frei aufliegender Balken, Abb. 1256, berechtigt ist, daß aber die meist starke Krümmung und die Versteifung durch die Lagerschale vernachlässigt wird, wenn man die Biegespannung im Scheitel nach der Formel für den geraden Balken:



$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right) = \frac{P}{8} (2l - b_0) \quad (401)$$

Abb. 1256. Zur Berechnung des Bügels offener Schubstangenköpfe.

ermittelt und als Vergleichswert benutzt. Demgegenüber führt die Formel (46), die die Krümmung des Bügels zu berücksichtigen gestattet, zu höheren Werten für die Druckspannung am inneren Rande, zu niedrigeren am äußeren; vgl. Beispiel Nr. 1 b, S. 734. Um das Biegemoment klein zu halten, wird man die Schrauben einander so nahe wie irgend möglich anordnen.

Die meist gabelförmigen Übergangstellen zum Schaft, Abb. 1262, und gegabelte Schubstangenenden, Abb. 1263, pflegen ähnlich wie die in Abb. 1242 dargestellte Stelle an geschlossenen Köpfen berechnet zu werden, vgl. hierzu Beispiel 1 b.

III. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

1. Schubstange der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Größter Druck in der Totlage der Kurbel: Summe des Dampf- und Pumpendrucks auf der Hochdruckseite $P_{\max} = 20\,600$ kg, $n = 50$ Umdrehungen in der Minute. Die Zapfenabmessungen waren schon auf Seite 650 wie folgt ermittelt worden:

am Kreuzkopfende $d_1 = 120$ mm Durchmesser, $l_1 = 180$ mm Länge,
 „ Kurbelende $d_2 = 140$ „ „ „ $l_2 = 180$ „ „

Gewählt: Schubstangenlänge $L = 5R = 5 \cdot 400 = 2000$ mm.

Querschnittform: Kreis.

Schaftdurchmesser d	80	90	100	mm
Schlankheit $\frac{L}{i} = \frac{4L}{d}$	100	88,9	80	„
Knickspannung $K_k = 3100 \left[1 - 0,00368 \frac{L}{i} \right]$ für Flußeisen	1960	2090	2190	kg/cm ²
Knickspannung $K_k = 3350 \left[1 - 0,00185 \frac{L}{i} \right]$ für Flußstahl	— ¹⁾	2800	2850	„
$\sigma_k = \frac{P_{\max}}{f} = \frac{20\,600}{\frac{\pi d^2}{4}}$	410	324	262	„
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\varnothing_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$ für Flußeisen	4,8	6,4	8,4	
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\varnothing_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$ für Flußstahl	— ¹⁾	8,6	10,9	
Sicherheitsgrad nach Euler $\varnothing_E = \frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot L^2 \cdot P_{\max}}$	5,30 ¹⁾			

¹⁾ Bei 80 mm Schaftdurchmesser liegt die Stange im Falle der Verwendung von Flußstahl im Gebiet der elastischen Knickung; ihre Sicherheit ist deshalb nach der Eulerschen Formel zu beurteilen.

Gewählt: Weichen Flußstahl, Schaftdurchmesser 100 mm mit 8,4facher Sicherheit nach Tetmajer. Der Schaft werde nach dem Kurbelende zu mit 100 mm Durchmesser zylindrisch, nach dem Kreuzkopfende schwach kegelig, bis auf 90 mm Durchmesser abnehmend, ausgebildet.

a) Ausführung mit zwei geschlossenen Köpfen.

Stangenkopf am Kreuzkopfende, Abb. 1258. Schalen aus Bronze. Die Keilnachstellung sei der besseren Zugänglichkeit wegen nach dem Schaft zu angeordnet. Scheitelstärke der halbrunden Schale (383):

$$s = 0,06 d_1 + 6 = 0,06 \cdot 120 + 6 = 13,2 \text{ mm.}$$

Gewählt: 14 mm. Die Schale ist außen exzentrisch zur Innenfläche abgedreht, um die Lichtweite des Kopfes zu beschränken, was bei der vorliegenden Maschine an beiden Enden ohne weiteres zulässig ist, da der Kreuzkopfpapfen durchgesteckt und der Bund am Kurbelzapfen abgenommen werden kann. Säge letzterer dagegen fest am Zapfen, so müßte die Lichtweite des zugehörigen Kopfes mindestens so groß wie der Bunddurchmesser sein. Schmale Ränder an beiden Enden der Schale sichern deren Lage im Stangen-

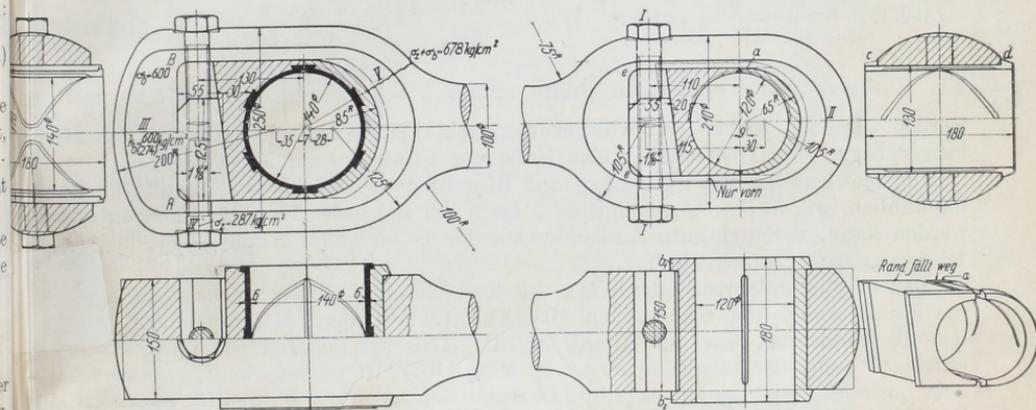


Abb. 1257 und 1258. Schubstange zur Wasserwerkmaschine Tafel I mit zwei geschlossenen Köpfen. M. 1:8.

köpfe. Die durch einen breiten Keil nachstellbare Gegenschale erhalte, auf der Mittellinie gemessen, 20 mm Stärke. Des Einbringens wegen müssen die Ränder auf der einen Seite dieser Schale weggelassen, des glatten Aussehens wegen aber auch die sonst vorspringenden Ecken bei a an der anderen weggeschnitten werden. Will man den Keil seitlich gegenüber der Schale führen, so können die Anschläge b_1 und b_2 vorgesehen werden, die aber die Herstellung verteuern. Schmiernuten wurden durch das Abschrägen der Schalenkanten an der Fuge geschaffen; in den oberen Hälften der beiden Schalen sind außerdem je zwei schräge Nuten vorgesehen.

Keilneigung: 1:8. Bei 95 mm Länge erlaubt der Keil die Schalen um $\frac{35}{8} = 4,4$ mm nachzuziehen; das Zwischenlegen eines Bleches gestattet aber ohne Schwierigkeit, die Schalen noch weiter nachzustellen. Die Keilschraube ist, wenn die Reibung außer acht gelassen wird, auf $\frac{P_{\max}}{8}$ auf Zug zu berechnen. Gewählt: Stahl, $k_2 = 600 \text{ kg/cm}^2$. Kern-

querschnitt $f_1 = \frac{P}{8 k_2} = \frac{20600}{8 \cdot 600} = 4,3 \text{ cm}^2$, entsprechend $1\frac{1}{8}$ '' Durchmesser. Konstruktiv wurde sie als Kopfschraube ausgeführt, die nach erfolgtem Nachziehen des Keiles durch eine Gegenschraube verspannt und gesichert wird.

Soll der Stangenkopf als ein beiderseits eben abgehobelter Drehkörper ausgebildet werden, so ergibt sich sein Durchmesser im Seitenriß zu 210 mm daraus, daß die Schalen-

ränder c und d nicht überstehen sollten. Mittlere Zugbeanspruchung des Kopfes in dem durch die Schraubenlöcher geschwächten Querschnitt I nach Formel (390). In Rücksicht auf die Nebenbeanspruchung auf Biegung und die Kerbwirkung der Löcher muß sie gering gehalten werden. Restquerschnitt, an einer Skizze im Maßstabe 1:1 ermittelt, $2 F_w = 65,2 \text{ cm}^2$.

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{2 F_w} = \frac{20600}{65,2} = 316 \text{ kg/cm}^2.$$

Scheitelquerschnitt II . Der Bügel kann schwellend, durch die Lagerschale hindurch als gleichmäßig belastet angenommen und in erster Annäherung nach Abb. 1259 als frei aufliegender gerader Balken berechnet werden, dessen Länge l gleich dem Schwerpunktabstand der Wangen ist. Dieser wurde an einem aus Papier ausgeschnittenen Querschnitt zu 163 mm ermittelt. Gewählt $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$.

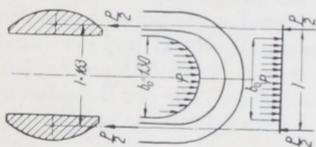


Abb. 1259. Zur Berechnung des Querschnitts II , Abb. 1258.

$$W = \frac{P_{\max} \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right)}{2 \cdot k_b} = \frac{20600 \left(\frac{16,3}{2} - \frac{13}{4} \right)}{2 \cdot 600} = 84,1 \text{ cm}^3.$$

Ein Rechteck von $b = 150 \text{ mm}$ Breite müßte $h = \sqrt{\frac{6W}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 84,1}{15}} = 5,80 \text{ cm}$ hoch werden. Danach wurde dem wirklichen, durch einen Kreisbogen von 105 mm Halbmesser begrenzten Querschnitt eine Höhe von 61 mm in der Mitte gegeben.

Die gleichzeitige Beanspruchung auf Biegung und Zug in den Rundungen bei e , die ähnlich, wie in den Querschnitten 1 bis 5 des Beispiels 1b, Abb. 1263, untersucht werden kann, verlangt gute Abrundungen der Hohlung im Kopfe und allmählichen Übergang zum Stangenschaft.

Den in ganz entsprechender Weise durchgebildeten Kopf am Kurbelzapfene und die daran ermittelten Spannungen gibt Abb. 1257 wieder. Hervorgehoben sei aber, daß die Kopfform durch die Anordnung des Keils am äußeren Ende wesentlich ungünstiger, wegen der Erhaltung der Stangenlänge bei eintretender Abnutzung der Schalen aber notwendig ist. Im Querschnitt III ergibt sich, nach der Formel für einen frei aufliegenden Balken, bei der Mittellage des Keiles, Abb. 1239, berechnet, die Höhe h eines rechteckigen Querschnittes von $b = 150 \text{ mm}$ Breite bei $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$ Spannung aus:

$$W = \frac{b h^2}{6} = \frac{P_{\max}}{2 \cdot k_b} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right) = \frac{20600}{2 \cdot 600} \left(\frac{20}{2} - \frac{9,5}{4} \right) = 131 \text{ cm}^3,$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 131}{15}} = 7,24 \text{ cm}.$$

Ausgeführt 80 mm Höhe, auf der Mittellinie gemessen, bei 200 mm Abrundungshalbmesser.

Die Nachrechnung auf Grund der Annahme, daß der Bügel als ein an den Ecken eingespannter Balken zu betrachten sei, liefert die folgenden Werte:

an dem Kopf am Kreuzkopfe: Beanspruchung im Scheitelquerschnitt (392):

$$\sigma_b = \frac{P}{8W} \left[l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right] = \frac{6 \cdot 20600}{8 \cdot 15 \cdot 5,80^2} \left[16,3 - 13 + \frac{13^2}{3 \cdot 16,3} \right] = 207 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Wangen in der Zapfenebene. Das Trägheitsmoment einer Wange wurde zu $46,7 \text{ cm}^4$, der Schwerpunktabstand von der Innenfläche der Hohlung zu $1,65 \text{ cm}$ ermittelt. Damit wird die Zugspannung in dieser Faser nach Formel (393):

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{P}{2 F_w} + \frac{P \cdot e}{8 J_w} \left[l - \frac{b_0^2}{3l} \right] \\ = \frac{20600}{65,2} + \frac{20600}{8 \cdot 46,7} \cdot 1,65 \left[16,3 - \frac{13^2}{3 \cdot 16,3} \right] = 316 + 1168 = 1480 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Beanspruchung erscheint in Anbetracht der Überschätzung, die nach den Zahlen der Zusammenstellung 124 an Köpfen ähnlich Abb. 1250 durch das Verhältnis $\frac{5700}{3300}$ (Spalte i und g) gegeben ist, noch zulässig. Denn die tatsächliche Spannung dürfte danach etwa $1168 \cdot \frac{3300}{5700} = 676 \text{ kg/cm}^2$ sein. Die Beanspruchung der Wangen an der durch das Loch für die Keilschraube geschwächten Stelle ist nach dem Verlauf der Spannungen in Abb. 1250 günstiger; immerhin ist die Kerbwirkung durch das Loch zu beachten.

Stangenkopf am Kurbelzapfenende; Abb. 1257. Beanspruchung des Scheitelquerschnitts bei mittlerer Keilstellung und $b_0 = 95 \text{ mm}$ Breite des Keils an der Anlagestelle:

$$\sigma_b = \frac{P}{8 \cdot W} \left[l - b_0 + \frac{b_0^2}{3l} \right] = \frac{6 \cdot 20600}{8 \cdot 15 \cdot 7,24^2} \left[20 - 9,5 + \frac{9,5^2}{3 \cdot 20} \right] = 236 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Wangen in der Ebene der Keilstellschrauben. Querschnitt einer Wange $F_w = 36,4 \text{ cm}^2$, Trägheitsmoment $J = 34,6 \text{ cm}^4$; Schwerpunktabstand von der Kopffinnenfläche $e = 1,58 \text{ cm}$.

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{P}{2F_w} + \frac{P \cdot e}{8J_w} \left[l - \frac{b_0^2}{3l} \right] = \frac{20600}{2 \cdot 36,4} + \frac{20600 \cdot 1,58}{8 \cdot 34,6} \left[20 - \frac{9,5^2}{3 \cdot 20} \right] \\ = 283 + 581 = 864 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei der Beurteilung dieser Zahl ist einerseits zu beachten, daß die Formel zu hohe Werte liefert, daß aber andererseits die Spannungssteigerung durch die Kerbwirkung in der Hohlkehle und durch die Bohrung für die Schraube vernachlässigt ist. Die letztere rechnerisch zu verfolgen, sind wir leider noch nicht in der Lage.

Die Querschnitte an der Übergangsstelle zum Schaft sind schwelend auf Biegung, Zug und Schub beansprucht. Nach Abb. 1260 wirkt z. B. an dem unter $\alpha = 30^\circ$ gegen die Stangenachse geneigten Querschnitt V die Kraft $\frac{P}{2}$ in der Wange an einem Hebelarm $c = 40 \text{ mm}$ auf Biegung, außerdem eine Zugkraft $\frac{P}{2} \cdot \sin \alpha$, während die Schub-

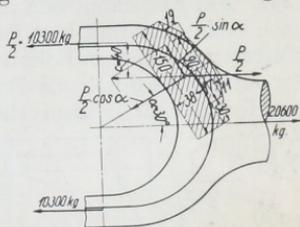


Abb. 1260. Zur Spannungsermittlung im Querschnitt V , Abb. 1257.

kraft $\frac{P}{2} \cdot \cos \alpha$ vernachlässigt werden darf. In der äußeren Faser wird:

$$\sigma_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{J} \cdot e' = \frac{20600 \cdot 4 \cdot 3,50}{2 \cdot 233} = 619 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_z = \frac{P}{2} \cdot \frac{\sin \alpha}{f} = \frac{20600 \cdot 0,5}{2 \cdot 83} = 62 \text{ kg/cm}^2$$

und die größte Beanspruchung auf Zug an der Außenseite:

$$\sigma_b + \sigma_z = 619 + 62 = 681 \text{ kg/cm}^2;$$

auf Druck an der Innenseite:

$$-\sigma_b + \sigma_z = -\frac{P}{2} \cdot \frac{c}{J} \cdot e + \frac{P}{2} \cdot \frac{\sin \alpha}{f} = -\frac{20600 \cdot 4}{2 \cdot 233} \cdot 2,82 + 62 = -498 + 62 = -436 \text{ kg/cm}^2.$$

Zur Bestimmung von f , e und J war der Querschnitt in die in der Abbildung angedeuteten zwei Rechtecke und drei Dreiecke zerlegt worden.

$$f = 15 \cdot 3,8 + 9 \cdot 1,7 + 3 \cdot 1,9 + 4,5 \cdot 1,1 = 83 \text{ cm}^2,$$

Abstand des Schwerpunkts vom Innenrand der Gabel:

$$e = \frac{\sum f \cdot \xi}{\sum f} = \frac{15 \cdot 3,8 \cdot 1,9 + 9 \cdot 1,7 \cdot 4,65 + 3 \cdot 1,9 \cdot 4,43 + 4,5 \cdot 1,1 \cdot 5,9}{83} = 2,83 \text{ cm.}$$

Abstand vom Außenrande der Gabel:

$$e' = 3,50 \text{ cm.}$$

Trägheitsmoment:

$$J = \frac{15 \cdot 3,8^3}{12} + 15 \cdot 3,8 \cdot 0,93^2 + \frac{9 \cdot 1,7^3}{12} + 9 \cdot 1,7 \cdot 1,82^2 + \frac{6 \cdot 1,9^3}{36} + \frac{6 \cdot 1,9}{2} \cdot 1,6^2 + \frac{9 \cdot 1,1^3}{36} + \frac{9}{2} \cdot 1,1 \cdot 3,07^2 = 233 \text{ cm}^4.$$

Die Beanspruchungen sind zulässig.

Die Schmiernuten sind auf der ganzen Schalenfläche verteilt, Abb. 1261 zeigt den Stangenkörper für sich allein. Seine Bearbeitung ist einfach. Sie erfolgt durch Abdrehen, nur an den Seitenflächen der Köpfe, die des leichteren Aufspannens wegen gleich dick gehalten sind, durch Hobeln oder Fräsen. Die Höhlungen werden gebohrt und ausgestoßen, vgl. Abb. 237.

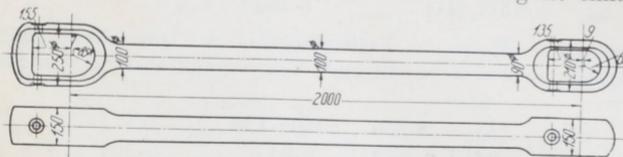


Abb. 1261. Schubstangenkörper mit zwei geschlossenen Köpfen zur Wasserwerkmaschine Tafel I. M. 1:30.

b) Ausführung mit einem gegabelten und einem offenen Kopfe, Abb. 1262, 1263 und 1264. Am Kreuzkopfende umfaßt die Stangengabel den geschlossenen Kreuzkopfkörper nach Abb. 1263 und hält den mit $\frac{1}{10}$ Verjüngung kegelig eingepaßten und durch eine Mutter verspannten Bolzen fest. Zur Sicherung seiner Stellung und zur Verhütung der Mitnahme durch die Reibung an der Lagerschale ist eine Feder in einem Schlitz auf der weniger beanspruchten Innenseite des weiteren Gabelauges vorgesehen.

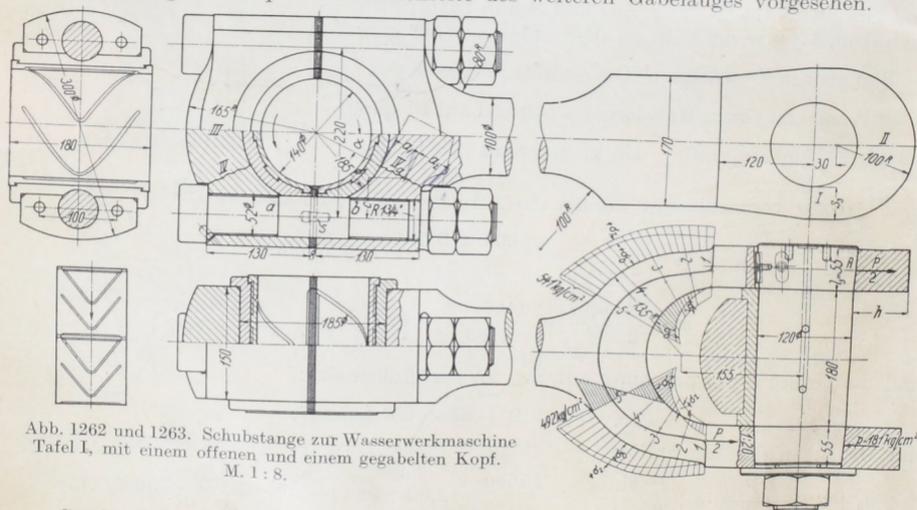


Abb. 1262 und 1263. Schubstange zur Wasserwerkmaschine Tafel I, mit einem offenen und einem gegabelten Kopf. M. 1:8.

Stärke der Gabelenden $l_3 = 55$ mm gewählt. Auflagedruck auf der Seite der Bolzenmutter bei rund 5 mm Spiel unter der Unterlegscheibe in Rücksicht auf die Anzugmöglichkeit des Bolzens:

$$p = \frac{P_{\max}}{2 \cdot f} = \frac{20600}{2 \cdot 11,6 \cdot 4,9} = 181 \text{ kg/cm}^2.$$

Im Aufriß ist das Stangenauge reichlich groß gehalten. Mit 200 mm Gesamtbreite oder $s_3 \approx 40$ mm wird die Zugbeanspruchung im Querschnitt *I*:

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{4 \cdot l_3 \cdot s_3} = \frac{20600}{4 \cdot 5,5 \cdot 4} = 234 \text{ kg/cm}^2.$$

Querschnitt *II*, schwellend auf Biegung beansprucht. Berechnung entsprechend Abb. 1259 mit $k_b = 600$ kg/cm²:

$$W = \frac{P_{\max} \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right)}{4 k_b} = \frac{20600 \left(\frac{16}{2} - \frac{12}{4} \right)}{4 \cdot 600} = 42,9 \text{ cm}^3;$$

$$h = \sqrt{\frac{6W}{l_3}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 42,9}{5,5}} = 6,85 \text{ cm}.$$

Gewählt $h = 70$ mm; 100 mm Abrundungshalbmesser des Kopfendes bei 30 mm Exzentrizität.

Die Gabelhohlung, in der der Kreuzkopfkorper mit genügendem Spiel Platz finden muß, hätte im vorliegenden Falle ziemlich eng gehalten werden können, da die Nachstellung der Lagerschalen nach dem Kolben zu angeordnet werden muß. Denn bei der Nachstellung des offenen Kopfes am Kurbelzapfen wird der Kolben nach vorn, zur Rahmenseite hin, geschoben; zum Ausgleich muß der Keil im Kreuzkopf den Kolben nach hinten, der Deckelseite zu, verstellen, vgl. Abb. 1200. In Abb. 1263 ist die Höhlung so weit ausgebildet, daß auch ein Kreuzkopfende mit Keilnachstellung Platz hat, um die gleiche Schubstange an Maschinen mit einem solchen Kreuzkopf verwenden zu können.

Die Querschnitte *I* bis *5*, Abb. 1263, sind auf Biegung, Schub und Zug bzw. Druck wechselnd beansprucht. Unter Vernachlässigung der Versteifung, die durch den in den Augen verspannten Kreuzkopfbolzen entsteht, können sie ähnlich, wie der Querschnitt *V*, Abb. 1257, berechnet werden und liefern den in Abb. 1263 oben eingetragenen Spannungsverlauf, wenn man die Beanspruchungen senkrecht zu den Umfangslinien der Gabel

einträgt. Ungünstig ist dabei die Annahme, daß die Kraft $\frac{P}{2}$ bei *A* in der Augenmittellinie wirkt, wodurch schon der Querschnitt *I* erhebliche Beanspruchungen auf Biegung erfährt. Wahrscheinlicher ist, daß in dem genannten Querschnitt annähernd gleichmäßig verteilte Zug- oder Druckspannungen entstehen und daß auch die Übertragung der Kraft auf den Bolzen näher an der Innenfläche der Gabel erfolgt. Bei gleichmäßiger

Verteilung im Querschnitt *I* würde $\frac{P}{2}$ zu einer Mittelkraft im Schwerpunkt vereinigt werden können, wodurch die Biegemomente kleiner ausfallen, die Spannungen, nach der an der unteren Gabelhalfte dargestellten Linie verlaufen und im Querschnitt *5* 492 kg/cm² erreichen. Mit den oben errechneten 541 kg/cm² ergeben sich so zwei Grenzwerte für die Spannungen, zwischen denen die wirkliche Beanspruchung liegen wird, so lange man die Theorie der geraden Balken bei der Rechnung benutzen darf.

Betrachtet man den Gabelarm als einen gekrümmten Balken, so ergibt sich unter der Annahme des Angriffes der Kraft $\frac{P}{2}$ im Schwerpunkt des Querschnittes *I* im Querschnitt *5* außen eine Zugspannung von 370, innen eine Druckspannung von 440 kg/cm².

Offener Kopf am Kurbelzapfenende, Abb. 1262. Stärke s der Stahlguschalen einschließlich Weißmetallausguß (385):

$$s = 0,09 d + 9 \text{ mm} = 0,09 \cdot 140 + 9 = 21,6 \text{ mm}.$$

Ausgeführt: 185 mm Außendurchmesser; Weimetallstarke (387):

$$s_1 = 0,025 d + 2,5 = 0,025 \cdot 140 + 2,4 = 6,$$

in den Schwalbenschwanzen 9 mm.

Verbindungsschrauben: 2 Stück, schwellend durch die Zugkraft belastet, aus zähem Flußstahl ($K_z = 4500 \text{ kg/cm}^2$, $\delta = 20/0$) mit Feingewinde. Bei $k_z = 600 \text{ kg/cm}^2$ wird der nötige Kernquerschnitt:

$$f_1 = \frac{P_{\max}}{2k_z} = \frac{20\,600}{2 \cdot 600} = 17,2 \text{ cm}^2.$$

Gewählt $1\frac{3}{4}''$ Rohrgewinde mit 49 mm Kerndurchmesser, $18,86 \text{ cm}^2$ Kernquerschnitt, $\sigma_z = \frac{20\,600}{2 \cdot 18,86} = 546 \text{ kg/cm}^2$ Beanspruchung. Die Schrauben sind auf 220 mm zusammengelegt und schneiden in die Lagerschalen ein.

Bügelstärke im Querschnitt III. Schwellige Belastung auf Biegung nach Abb. 1256; $k_b = 600 \text{ kg/cm}^2$.

$$W = \frac{P \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right)}{2 k_b} = \frac{20\,600 \left(\frac{22}{2} - \frac{18,5}{4} \right)}{2 \cdot 600} = 109,5 \text{ cm}^3.$$

Höhe eines rechteckigen Querschnittes bei $b = 150 \text{ mm}$ Breite:

$$h = \sqrt{\frac{6W}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 109,5}{15}} = 6,62 \text{ cm}.$$

Ausgeführt 72,5 mm in der Mitte, bei 165 mm Abrundungshalbmesser des Bügels.

Nachrechnung auf Grund der Formel (46) unter Berücksichtigung der Krümmung:

$$P = 0; M_b = \frac{P \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right)}{2} = \frac{20\,600 \left(\frac{22}{2} - \frac{18,5}{4} \right)}{2} \approx 65\,600 \text{ cmkg};$$

$$F = 15 \cdot 6,62 = 99,3 \text{ cm}^2; r = 9,25 + 3,31 = 12,56 \text{ cm}; e_1 = e_2 = 3,31 \text{ cm}.$$

$$Z = \frac{bh^3}{12} \left\{ 1 + \frac{3}{20} \left(\frac{h}{r} \right)^2 + \frac{3}{112} \left(\frac{h}{r} \right)^4 \right\} = \frac{15 \cdot 6,62^3}{12} \left\{ 1 + \frac{3}{20} \left(\frac{6,62}{12,56} \right)^2 + \frac{3}{112} \left(\frac{6,62}{12,56} \right)^4 \right\} = 377,9 \text{ cm}^4.$$

Druckspannung am inneren Rande des Bügels:

$$\sigma_1 = \frac{P + M_b/r}{F} + \frac{M_b \cdot r}{Z} \frac{e_1}{r - e_1} = \frac{0 + 65\,600/12,56}{99,3} + \frac{65\,600 \cdot 12,56}{377,9} \frac{3,31}{12,56 - 3,31} = 833 \text{ kg/cm}^2.$$

Zugspannung am äußeren Rande des Bügels:

$$\sigma_2 = \frac{P + M_b/r}{F} + \frac{M_b \cdot r}{Z} \frac{e_1}{r + e_1} = \frac{0 + 65\,600/12,56}{99,3} + \frac{65\,600 \cdot 12,56}{377,9} \frac{3,31}{12,56 + 3,31} = 508 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Querschnitte IV und IVa, Abb. 1262, haben annähernd gleiche Form und sind schwellend auf Biegung, Zug und Schub beansprucht. Unter Berücksichtigung der Ausparung für die Bolzenmutter besitzt der zweite $f = 101,6 \text{ cm}^2$ Fläche, $a_1 = 3,41 \text{ cm}$ Abstand der inneren Faser, $a_2 = 4,20 \text{ cm}$ der äußeren Faser vom Schwerpunkt und ein Trägheitsmoment $J = 405 \text{ cm}^4$. Der Hebelarm c der Kraft $\frac{P}{2}$ beträgt 5,4 cm und die

Seitenkraft $\frac{P}{2} \cdot \sin \alpha$ senkrecht zum Querschnitt 4600 kg. Damit wird die größte Druckspannung in der inneren Faser:

$$-\sigma_{b_1} + \sigma_z = -\frac{P \cdot c \cdot a_1}{2 \cdot J} + \frac{P \cdot \sin \alpha}{2 \cdot F} = -\frac{20\,600 \cdot 5,4}{2 \cdot 405} \cdot 3,41 + \frac{4600}{101,6} = -468 + 45 = -423 \text{ kg/cm}^2,$$

die größte Beanspruchung auf Zug in der äußeren:

$$\sigma_{b_2} + \sigma_z = \frac{P \cdot c \cdot a_2}{2 \cdot J} + \frac{P \cdot \sin \alpha}{2 \cdot F} = \frac{20\,600 \cdot 5,4}{2 \cdot 405} \cdot 4,2 + \frac{4600}{101,6} = 576 + 45 = 621 \text{ kg/cm}^2.$$

Zulässig.

Für die Gestaltung und Herstellung der gesamten Stange gilt Abb. 1264. Im Vergleich mit der Ausführung a, Abb. 1261, ist sowohl das Schmieden, bei dem auch das

Gabelende voll bleiben muß, wie auch das Bearbeiten wesentlich umständlicher und kostspieliger. Das letztere erfolgt durch Abdrehen des zunächst noch ungeteilten, offenen Kopfes, des Schaftes und der Gabel bis zum Querschnitt *aa*, vgl. Abb. 1216, im übrigen durch Hobeln, Fräsen oder Stoßen der ebenen Flächen und Bohren der Öffnungen in den Köpfen unter mehrfachem Umspannen und Wechsel der Werkzeugmaschinen, wie die untenstehende Gegenüberstellung näher zeigt. Einfacher ist im Vergleich zu Abb. 1261 lediglich das Ausbohren der runden Löcher für die Schalen des offenen Kopfes und für den Kreuzkopfbolzen. Am Schluß der Bearbeitung wird der Bügel abgetrennt.

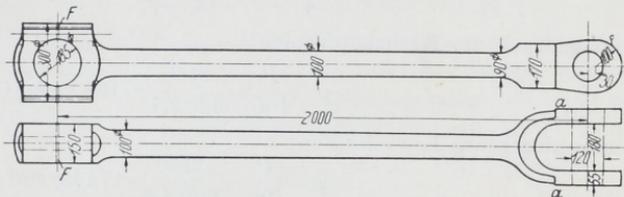


Abb. 1264. Schubstangenkörper mit einem offenen und einem Gabelkopf zur Wasserwerkmaschine Tafel I. M. 1 : 30.

Ausführung a), Abb. 1261.

1. Abdrehen der gesamten Stange,
2. Abhobeln oder Fräsen der Köpfe unter einmaligem Umspannen,
3. Vorbohren der Höhlungen,
4. Ausstoßen der Höhlungen,
5. Bohren der Stellschraubenlöcher.

Ausführung b), Abb. 1264.

1. Abdrehen der Stange bis zum Querschnitt *aa*,
2. Hobeln oder Fräsen der Seitenflächen der Köpfe unter einmaligem Umspannen und zweimaliger Einstellung der Werkzeuge wegen verschiedener Kopfbreiten,
3. Ausstoßen der Gabel,
4. Stoßen oder Fräsen der Umflächen des Gabelkopfes,
5. Bohren der Zapfenlöcher,
6. Bohren der Schraubenlöcher,
7. Abtrennen des Bügels.

Die Zwischenlagen des offenen Kopfes, Abb. 1262, sind zur Verhinderung der Mitnahme der Schalen durch die Zapfenreibung und gleichzeitig im Zusammenhang mit den Abschrägungen der Schalenkanten zur Bildung einer fast über den ganzen Zapfen reichenden Schmiernut benutzt, indem sie nur an den Enden an den Zapfen heranreichen, in der Mitte aber zurücktreten. Nach der Abwicklung der Laufflächen, Abb. 1262, links unten, sind die übrigen Ölnuten so gestaltet, daß das Öl durch den in Richtung des Pfeils laufenden Zapfen immer wieder der Schalenmitte zugeführt wird. Die Schraubenbolzen sind beiderseits der Fuge eingepaßt, durch Stifte in der gut ausgerundeten Kehle am Kopfe gehalten und durch Gegenmuttern gesichert, die auf der Schaftseite angeordnet sind, um die Baulänge der Stange nicht unnötig groß zu machen. Am Kurbelzapfen geschieht die Ölzufuhr nach Abb. 1298 durch die Fliehkraft, am Kreuzkopfbolzen durch einen Abstreichöler.

2. Eine der Massenwirkung wegen sehr leicht gehaltene, aus Stahl gepreßte Schubstange eines Kraftwagenmotors mit $D = 105$ mm Zylinderdurchmesser, 130 mm Hub und 1200 Umdrehungen in der Minute gibt Abb. 1225 wieder. Die bronzene Kurbelzapfenschale ist einteilig und gegen die mit Weißmetall ausgegossene Kurbelzapfenschale in Rücksicht auf die Ausbildung der Kurbelwelle seitlich versetzt. Am Kurbelende greifen die nahe zusammengelegten Schrauben in die Lagerschalen ein, indem sie diese gleichzeitig gegen Mitnahme durch die Welle sichern; zu ihrer Entlastung sind die Fugen der Schale und des Stangenkopfes gegeneinander versetzt. Zur Schmierung dient ein Ölbad, in welches das Kurbelende der Stange eintaucht und aus dem das im ganzen Motorgehäuse umhergeschleuderte Öl dem Kolben und den Zapfen zugeführt wird. Am oberen Kopf der Stange fangen es zwei weite Schlitze *S* auf und bringen es zu den Schmiernuten. Dem Kurbelzapfen leiten Schleuderringe Öl aus den Kurbelagern zu, in ähnlicher Weise wie in Abb. 1311.

Der Zünddruck wird bei der vorliegenden einfachwirkenden Maschine vom Kolbenzapfen durch den auf Knickung beanspruchten Schubstangenschaft auf die obere Lagerschale am Kurbelzapfen übertragen; der untere Bügel hat nur den Widerstand beim

Saughub und die Beschleunigungskräfte aufzunehmen, kann also verhältnismäßig leicht ausgeführt werden.

Kolbendruck P bei der Zündung des Brennstoffgemisches unter Annahme von $p_i = 25 \text{ at}$:

$$P = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p_i = \frac{\pi}{4} \cdot 10,5^2 \cdot 25 = 2160 \text{ kg.}$$

Auflagedruck am Kreuzkopfpapfen:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{2160}{5,5 \cdot 2,4} = 164 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagedruck am Kurbelzapfen:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{2160}{6,5 \cdot 4,5} = 74 \text{ kg/cm}^2.$$

Sicherheit des Schaftes gegen Ausknicken. Bei der gedrängten Bauart ist zu erwarten, daß die Tetmajersche Formel maßgebend ist. Stangenquerschnitt in der Mitte, angenähert nach Abb. 1205:

$$f = 0,8 \cdot 2,1 + 1,8 (0,8 + 0,2) = 3,48 \text{ cm}^2.$$

Kleinstes Trägheitsmoment: $J_{\min} = \frac{2,1 \cdot 0,8^3}{12} + \frac{0,8 \cdot 1,8^3}{12} + \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 0,9^3}{12} = 0,527 \text{ cm}^4.$

Trägheitshalbmesser: . . . $i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{f}} = \sqrt{\frac{0,527}{3,48}} = 0,389 \text{ cm.}$

Knickspannung (Flußstahl): $K_k = 3350 \left(1 - 0,00185 \frac{L}{i}\right)$
 $= 3350 \left(1 - 0,00185 \cdot \frac{31}{0,389}\right) = 2860 \text{ kg/cm}^2.$

Druckspannung: . . . $\sigma_d = \frac{P}{f} = \frac{2160}{3,48} = 621 \text{ kg/cm}^2.$

Sicherheit: . . . $\varnothing_T = \frac{K_k}{\sigma_d} = \frac{2860}{621} = 4,6 \text{ fach.}$

Immerhin ist auch der nach der Eulerschen Formel (16) errechnete Wert verhältnismäßig gering:

$$\varnothing_E = \frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot L^2 \cdot P} = \frac{\pi^2 \cdot 0,527 \cdot 2200000}{31^2 \cdot 2160} = 5,5.$$

Tatsächlich ist die Sicherheit gegen das Ausknicken dadurch größer, daß die langen Lagerschalen versteifend wirken. Die Stange ist an den Enden in gewissem Grade eingespannt, nicht aber zwischen Spitzen gelagert, wie es die Formeln voraussetzen.

Beanspruchung der Stange auf Biegung durch die Massenkräfte, Abb. 1205. Ermittelt man zunächst die Querschnitte an beliebigen Stellen der Stange und trägt ihre Größen senkrecht zur Stangenachse auf, so erhält man den dünn ausgezogenen Linienzug I . Zentrifugalbeschleunigung am Kurbelzapfen:

$$b_f = R \cdot \omega^2 = 0,065 \cdot 125,7^2 = 1027 \text{ m/sek}^2.$$

Mit $\gamma = 7,8 \text{ kg/dm}^3$ Einheitsgewicht wird die auf Seite 709 abgeleitete Größe:

$$q = \frac{1}{1000} \cdot \frac{x}{L} \cdot b_f \cdot f \cdot \frac{\gamma}{g} = \frac{1027 \cdot 7,8}{1000 \cdot 31 \cdot 9,81} \cdot x \cdot f = 0,0263 \cdot x \cdot f,$$

die zu dem stark ausgezogenen Linienzuge II führt. (Beispielweise ist für die Ansatzstelle des Schaftes am Kurbelkopfe nach Zeichnung:

$$x = a' = 26,6 \text{ cm, } f = 3,92 \text{ cm}^2$$

und damit:

$$q = 0,0263 \cdot 26,6 \cdot 3,92 = 2,74 \text{ kg/cm.}$$

Der Flächeninhalt der so gefundenen Kurve betrug bei der Aufzeichnung der Stange in natürlicher Größe, also bei einem Abszissenmaßstab von $1 \text{ cm} = 1 \text{ cm}$ und bei einem Ordinatenmaßstab von $1 \text{ cm} = 1 \text{ kg/cm}$ $182,8 \text{ cm}^2$. Da nun $1 \text{ cm}^2 = 1 \text{ cm} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{1 \text{ cm}} = 1 \text{ kg}$ ist, ergibt sich eine seitliche Belastung der Stange von $Z = 182,8 \text{ kg}$ durch die Fliehkraft. Würde man sie in erster Annäherung als eine im Schwerpunkt der Fläche wirkende Einzelkraft auffassen, so gestattet ihr Abstand von der Kurbellagerachse, $a = 2,71 \text{ cm}$, Abb. 1205, die Größe des Auflagedruckes B am Kreuzkopfpapfen aus:

$$B = \frac{Z \cdot a}{L} = \frac{182,8 \cdot 2,71}{31} = 16 \text{ kg}$$

und daraus die Biegespannung im Schaft an der Ansatzstelle des Kurbelkopfes zu berechnen:

$$\sigma_b = B \cdot a' \cdot \frac{e}{J} = 16 \cdot 26,6 \cdot \frac{1,7}{5,0} = 145 \text{ kg/cm}^2.$$

Dabei ist J das auf die Nulllinie NN , Abb. 1205, bezogene Trägheitsmoment:

$$J = \frac{3,4^3 \cdot 1,8}{12} - \frac{2,2^3 \cdot 1}{12} = 5,0 \text{ cm}^4$$

und $e = 1,7 \text{ cm}$ der Abstand der äußersten Faser von NN .

Genauer ist es, die Biegemomente auf zeichnerischem Wege aus der Fliehkraftfläche als Belastungsfläche zu ermitteln. Dann ergibt sich ein größtes Moment von $M_b' = 190 \text{ kgcm}$ ungefähr in der Mitte der Schubstange. Das dortige maximale Trägheitsmoment berechnet sich zu $J' = 4,13 \text{ cm}^4$; der Abstand der äußersten Faser ist $e' = 1,65 \text{ cm}$, woraus die Beanspruchung:

$$\sigma_b' = \frac{M_b' \cdot e'}{J'} = \frac{190 \cdot 1,65}{4,13} = 76 \text{ kg/cm}^2,$$

also etwa halb so groß wie nach der angenäherten Rechnung folgt. Die Biegespannung ist infolge der besonderen Gestaltung dieser Schubstange trotz der hohen Umdrehzahl der Maschine gering, weil die am mittleren Stück der Stange angreifenden Fliehkkräfte teilweise durch die Wirkung des jenseits des Kurbelzapfens liegenden Bügels ausgeglichen werden.

Beanspruchung der Bügelschrauben und des Bügels durch den Beschleunigungsdruck. Zu beschleunigen sind:

der Kolben samt Zapfen von	$G_k = 2,50 \text{ kg}$	
der Schubstangenoberteil von	1,62 „	
die obere Kurbelzapfenschale von	0,28 „	Gewicht
in Summe	$G = 4,40 \text{ kg}$	

Aus der Kurbelgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 1200}{60} = 8,16 \text{ m/sek}$$

folgt die größte Beschleunigung im innern Totpunkt, einen geraden Kurbeltrieb vorausgesetzt nach Formel (292):

$$b_0 = \frac{v^2}{R} \left(1 + \frac{R}{L}\right) = \frac{8,16^2}{0,065} \left(1 + \frac{0,065}{0,31}\right) = 1240 \text{ m/sek}^2$$

und der Beschleunigungsdruck:

$$P_b = \frac{G}{g} \cdot b_0 = \frac{4,40}{9,81} \cdot 1240 = 556 \text{ kg.}$$

Durch diese Kraft, die noch durch Saugwiderstände und Kolbenreibung erhöht werden kann, sind die beiden $\frac{7}{16}$ " Schrauben mit:

$$\sigma_z = \frac{P_b}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{556}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,879^2} = 457 \text{ kg/cm}^2,$$

also recht hoch beansprucht.

Der Bügel, als gerader Balken von $l = 60$ mm Länge betrachtet, der durch die gleichmäßig verteilte Kraft P_b belastet wird, unterliegt einer Biegebeanspruchung von:

$$\sigma_b = \frac{P_b \cdot l}{8 \cdot W} = \frac{565 \cdot 6}{8 \cdot 5,2 \cdot 0,65^2} = 1140 \text{ kg/cm}^2,$$

während das Auge für den Kolbenbolzen, das die Beschleunigungskraft des gesamten Kolbens:

$$P'_b = \frac{G_k}{g} \cdot b_0 = \frac{2,50}{9,81} \cdot 1240 = 316 \text{ kg}$$

aufzunehmen hat, Biegespannungen:

$$\sigma'_b = \frac{P'_b \cdot l}{8 \cdot W} = \frac{316 \cdot 3,4}{8 \cdot 3,9 \cdot 0,4^2} = 1290 \text{ kg/cm}^2$$

ausgesetzt ist, wenn auch das Stangenende ungünstigerweise als ein frei aufliegender gerader Balken berechnet wird. Legt man aber der Rechnung einen an den Enden eingespannten Balken zugrunde, so gilt:

$$\sigma''_b = \frac{P'_b \cdot l}{12 W} = \frac{320 \cdot 3,4}{12 \cdot 3,9 \cdot 0,4^2} = 860 \text{ kg/cm}^2.$$

Die drei zuletzt errechneten Beanspruchungen werden zwar durch die Steifigkeit der Lagerschalen und der Büchse, falls diese gut eingepaßt sind, ermäßigt, verlangen aber trotzdem hohe Festigkeit des Werkstoffes, aus dem die Stangen gepreßt werden.

Erwähnt sei in dieser Beziehung, daß die Daimler Gesellschaft in Coventry für Schubstangen von Kraftomnibussen Kohlenstoffstahl von 6200 bis 7140 kg/cm² Festigkeit, 4340 bis 4950 kg/cm² Spannung an der Fließgrenze, 20 bis 25%₀ Dehnung bei 50,8 mm Meßlänge und 8,3 bis 9,7 mkg/cm² Schlagarbeit verlangt. (Stahl und Eisen 1913, S. 1908.)

Beispiel 3. Der Kopf in Abb. 1214 links soll als Rahmen mit steifen Ecken, Abb. 1245, auf eine Stangenkraft $P = 20800$ kg, entsprechend rund 80 kg/cm² Flächendruck am Kurbelzapfen, 215 kg/cm² am anderen Zapfen, nachgerechnet werden.

Trägheitsmoment im Scheitel des Bügels:

$$J_1 = \frac{8 \cdot 7^3}{12} \approx 229 \text{ cm}^4.$$

Das Trägheitsmoment J_2 an der Ansatzstelle des Schaftes sei zu $J_2 = \frac{8 \cdot 6^3}{12} = 144 \text{ cm}^4$, das der Wangen unter Vernachlässigung der Verstärkung am Sitz der Stellschraube zu

$J_w = \frac{8 \cdot 3,75^3}{12} = 35,1 \text{ cm}^4$ angenommen. Die Anlagefläche des Keils und der Schaft sind gleich breit, $b_0 = 12$ cm, die Größen $l \approx 23,8$, $c \approx 37$ cm.

Damit wird nach (397):

$$M_1 = \frac{P}{8} \cdot \left(l^2 + \frac{b_0^2}{3} \right) \cdot J_w \frac{c(2J_2 - J_1) + 3l \cdot J_w}{c^2 J_1 J_2 + 2clJ_w(J_1 + J_2) + 3l^2 J_w^2}$$

$$= \frac{20800}{8} \left(23,8^2 + \frac{12^2}{3} \right) \cdot 35,1 \frac{37 \cdot (2 \cdot 144 - 229) + 3 \cdot 23,8 \cdot 35,1}{37^2 \cdot 229 \cdot 144 + 2 \cdot 37 \cdot 23,8 \cdot 35,1 (229 + 144) + 3 \cdot 23,8^2 \cdot 35,1^2} = 3750 \text{ cm}$$

und die Beanspruchung des Scheitels:

$$\sigma_{b_s} = \frac{M_{b_s} \cdot e_1}{J_1} = \frac{P}{8} (2l - b_0) - M_1 \frac{20800}{8} (223,8 - 12) - 4733 \cdot e_1 = \frac{229}{229} \cdot 3,5 = 1360 \text{ kg/cm}^2.$$

Für die Wangen ist das Moment M_2 maßgebend, da am vorliegenden Kopf ausnahmsweise J_2 kleiner als J_1 ist, vgl. (398):

$$M_2 = M_1 \frac{(2J_1 - J_2) + 3l \cdot J_w}{(2J_2 - J_1) + 3l \cdot J_w} = 3750 \frac{(2 \cdot 229 - 144) + 3 \cdot 23,8 \cdot 35,1}{(2 \cdot 144 - 229) + 3 \cdot 23,8 \cdot 35,1} = 3400 \text{ cm kg,}$$

$$\sigma = \sigma_{b_2} + \sigma_z = \frac{M_2 \cdot e}{J_w} + \frac{P}{2F_w} = \frac{3400 \cdot 1,88}{35,1} + \frac{20800}{2 \cdot 8 \cdot 3,75} = 183 + 347 = 530 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Wange an der Stelle, wo der Keilstellbolzen durchtritt. Das Trägheitsmoment ist bei einem Lochdurchmesser von 32 mm:

$$J'_w = \frac{(8 - 3,2) \cdot 5,5^3}{12} = 66,6 \text{ cm}^4, \text{ der Querschnitt } F' = (8 - 3,2) \cdot 5,5 = 26,4 \text{ cm}^2$$

und mithin die Beanspruchung:

$$\sigma' = \frac{M_1 \cdot e'}{J'_w} + \frac{P}{2F'} = \frac{3750 \cdot 2,75}{66,6} + \frac{20800}{2 \cdot 26,4} = 155 + 395 = 550 \text{ kg/cm}^2.$$

Zufolge der doppelten Kerbwirkung der Hohlkehle in der Aussparung und des Loches für die Stellschraube dürfte diese Spannung wesentlich erhöht werden.

Achtzehnter Abschnitt.

Achsen und Wellen.

I. Arten, Begriff und Baustoffe der Achsen und Wellen.

Man kann gerade Achsen und Wellen, biegsame Wellen und Kurbelwellen unterscheiden. Gerade Achsen und Wellen sind Träger schwingender oder umlaufender Maschinenteile. Achsen, ausschließlich oder vorwiegend auf Biegung beansprucht, können entweder als feste oder ruhende Achsen, um die sich andere Maschinenteile bewegen oder als laufende ausgebildet sein. Im letzten Falle dienen Lager zu ihrer Stützung, während die von ihnen getragenen Teile aufgekeilt oder in sonst geeigneter Weise mit ihnen fest verbunden sind. Beispiele bieten Abb. 1285 in der festen Achse einer Trommel mit dem zugehörigen Antriebrade und die Eisenbahnwagenachse Abb. 1265. Das geringe Drehmoment, das in dieser durch die Zapfenreibung entsteht, kann gegenüber den Biegemomenten vernachlässigt werden.

Wellen sind stets dadurch gekennzeichnet, daß sie größere Drehmomente zu übertragen haben, neben denen allerdings meist auch Biegemomente wirken. Sie finden ausgedehnte Anwendung an Triebwerken und an Kraft-, Arbeits- und Werkzeugmaschinen aller Art. In Abb. 1287 ist dieselbe Aufgabe wie in Abb. 1285 durch eine Welle gelöst. Stehende Achsen und Wellen an Turbinen usw. sind häufig noch durch erhebliche Längskräfte auf Zug, Druck oder Knickung in Anspruch genommen.

Biegsame Wellen dienen zum Antrieb beweglicher Werkzeuge, Geräte und kleiner Maschiner

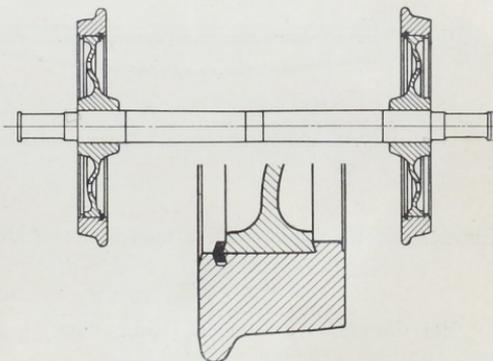


Abb. 1265. Eisenbahnwagenachse.