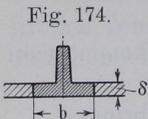


träger (Wechsel in der Baukonstruktion). Im allgemeinen wird man die kürzeren Träger als Hauptträger auffassen.

Bei der Berechnung werden die zunächst angrenzenden Teile der Platte mit der Rippe zu einem Γ -Profil vereinigt gedacht werden dürfen (Fig. 174); man rechne b etwa $= 4\delta$.



Einschaltung: Berechnung der Kräfte und des Triebwerkes einer Schiebersteuerung.

469. Wie in Art. 449 bemerkt, sind die Kräfte zur Betätigung von Ventilsteuerungen so gering, daß Festigkeitsrechnungen des Steuerungstriebwerkes zu keinem brauchbaren Resultat führen. Bei Schiebersteuerungen dagegen sind die Kräfte, besonders wenn die Schieber nicht entlastet sind, häufig recht beträchtlich. Aber auch vollständig entlastete Schieber üben durch die Trägheit beim Hin- und Hergang zuweilen bedeutende Rückwirkungen auf das Steuergerüste aus.

Es mögen für eine Maschine ähnlicher Größe wie der hier behandelten die Kräfte an einem Muschelschieber untersucht werden.

Die der Bewegung des Schiebers sich widersetzenen Kräfte sind:

1. die Schieberreibung und Stopfbuchsreibung;
2. der Schieberbeschleunigungswiderstand;
3. bei stehenden Maschinen für die Aufwärtsbewegung das Schiebergewicht, wenn dasselbe nicht durch einen Tragkolben aufgenommen wird.

470. Die Kraft, mit welcher der Schieber auf die Lauffläche gedrückt wird, ist nicht genau bestimmbar, weil der Dampfdruck in den Laufflächen nicht angegeben werden kann. Den Gegendruck des Dampfes in den Laufflächen $= 0$ anzunehmen, wie es vielfach üblich, ist nicht berechtigt. Auch der Einwand, daß der Fehler dieser im Interesse größter Einfachheit zu machenden Annahme durch Einführung eines aus bewährten Ausführungen rückwärts mit der gleichen fehlerhaften Grundlage berechneten Flächendruckes für die Bemessung der Auflageflächen ausgeglichen werde, muß hier zurückgewiesen werden, weil eine zwecks Verminderung eines zu hohen spezifischen Flächendruckes in den Laufflächen eingeführte Flächenvergrößerung rechnerungsmäßig nicht denjenigen Erfolg haben würde, der tatsächlich hinsichtlich des Flächendruckes eintritt. Jede Vergrößerung der Auflagerfläche würde rechnerungsmäßig auch die Belastung in hohem Maße vergrößern.

471. Die volle Druckdifferenz zwischen Schieberkastendruck und Druck im Auspuff kommt dauernd zweifellos für die Fläche m b (Fig. 175) in Betracht. In den Kanälen wird der Druck wechseln; daher wird auf die vom Schieber überdeckte Kanalöffnung zeitweise nicht der volle Druckunterschied wirken.

Dieser Umstand mag dadurch zum Ausdruck gebracht werden, daß die Belastungsfläche mit dem vollen Druckunterschied bis zur Mitte der Kanäle reichend angenommen werde. Die kleinen der inneren Überdeckung entsprechenden Tragflächen sind dabei also noch mit in die Belastungsfläche eingerechnet.

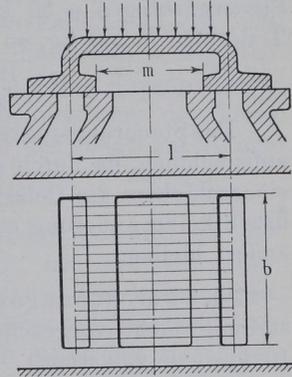
Mit $l=185$ und $b=320$ mm ergibt sich eine dem vollen Druckunterschied ausgesetzte Belastungsfläche von $18,5 \cdot 32 = 592$ qcm (in der Figur durch leichte Längschraffierung angedeutet).

472. Beträgt der Druck im Schieberkasten 7 Atm. abs., der Druck im Auslaß 0,2, so ist der Druck auf die Schiebermuschel 592 $(7-0,2)=4025,6$ kg. Der Überdruck auf die gleichzeitig als Dichtungsflächen dienenden Tragflächen, in welchen die Tragwirkung des sich zwischen die Flächen drängenden Dampfes nicht bekannt ist, möge durch einen Zuschlag von 20 Prozent auf die oben berechnete Belastung berücksichtigt werden; dann ist die Belastung $=1,2 \cdot 4025,6 = 4830,7$ kg (vgl. auch die etwas ausführlichere Behandlung der Frage im Führer 46, 34).

Für die Flächendruckberechnung der Gleitflächen des Steuerungsgestänges nehme man unter Voraussetzung eines mittleren Schmierzustandes den Koeffizienten der Schieberreibung $=0,1$ an. (Versuche haben bei gutem Schmierzustand und gut eingelaufenen Schiebern 0,06 ergeben.) Es ist dann die vom Gestänge zu überwindende Schieberreibung infolge des Dampfdruckes $=0,1 \cdot 4830,7 = 483$ kg. Die Reibung durch das Gewicht des Schiebers ist unbedeutend und werde $=17$ kg geschätzt, womit die ganze Schieberreibung 500 kg beträgt.

473. Hierzu kommt die Beschleunigungskraft, welche in den Endlagen am größten ist, wo auch der Reibungskoeffizient wegen der Reibung der Ruhe seinen Höchstwert erreicht.

Fig. 175.



Mit einer Exzentrizität von 60 mm und 130 Umdrehungen ist die Beschleunigung b bei der Schieberumkehr, indem die Geschwindigkeit des Exzentermittelpunktes

$$v = \frac{0,06 \cdot 2\pi \cdot 130}{60} = 8,17 \text{ m ist; } b = \frac{v^2}{r} = \frac{8,17^2}{0,06} = 11,1 \text{ m/sec}^2.$$

Schätzt man das Gewicht des Schiebers, der entgegen Fig. 175 als ein nicht entlasteter Muschelschieber mit Gehäuse für einen entlasteten Riderkolbenschieber ausgeführt gedacht werde (etwa entsprechend Führer S. 1106 Fig. 1094), = 150 kg, das Gewicht des Steuergestänges = 50 kg, das Gewicht der hin und hergehenden Teile also = 200 kg, so wird die Beschleunigungskraft

$$B = \frac{11,1}{g} 200 = \frac{11,1}{9,81} 200 = 226 \text{ kg.}$$

Das Steuerungsgestänge hat also eine Kraft von $500 + 226 = 726$ kg aufzunehmen, da durch den Einbau des für sich entlasteten Expansionsschiebers die Belastung des Grundschiebers durch den Dampfdruck keine Änderung erfährt, wenn die Spiegelabmessungen unverändert bleiben.

474. Für Steuerungsbolzen sollte man, wenn eine Nachstellung nicht vorgesehen ist, keinen höheren Flächendruck wie 10 kg/qcm zulassen.¹⁾ Daraus ergibt sich mit einem ungefähren Längenverhältnis von z. B. 1,4 bei einer Stangenkraft von 726 kg ein Durchmesser von 70 und eine Zapfenlänge von 100 mm. Das ist ungeschickt, deshalb möge ein Kopf mit nachstellbaren Lagern angenommen werden (Normalien für solche Köpfe vgl. Führer 42, 4÷19).

Mit dem Flächendruck dürfte man bis an die bei Kreuzkopfzapfen zulässige Grenze gehen. Da jedoch eine Einschränkung auf die knappsten Maße hier kaum eine Ersparnis bringt, möge ein Zapfen von 40 mm Durchmesser und 55 mm Länge gewählt werden, welcher mit der obigen Kraft einen Flächendruck von rund 30 kg/qcm erhält.

475. Die Exzenterbreite b ist nach Art. 449 = $0,1 D + 15$ mm anzunehmen, wenn keine großen Kräfte auftreten. Sonst ist nachzuprüfen, ob keine zu große Erwärmung entsteht. Wenn der Wellendurchmesser im Exzenterstift $d = 230$ mm, die Exzentrizität 60 mm ist und die Stärke s gewählt wird = $0,1(d + 2r) + 10$ mm, d. h.

¹⁾ Für Lokomotivsteuerungen werden viel höhere Flächendrucke bei nicht nachstellbaren Gelenken zugelassen. Man läßt sich hier, im Interesse der Einfachheit der Konstruktion, die Notwendigkeit gefallen, die Lageraugen häufiger ausbuchsen und die Bolzen häufiger ersetzen zu müssen.

$= 0,1(230 + 120) + 10 = 45$ mm, so wird (nach Art. 449) $D = 2(r + s) + d = 2 \cdot 105 + 230 = 440$ mm. Mit $b = 0,1 D + 15$ mm wird $b = 59$ oder rund $= 60$ mm. Wenn man auf beiden Seiten einen Rand von 10 mm läßt, bleibt eine Laufflächenbreite b_1 von 40 mm:

Nach Hütte (21) Bd. 1 S. 939 ist zu setzen:

$$b \cong \frac{P n}{w} \text{ cm,}$$

mit $w = 10\,000$ für unausgegossene Exzenterbügel und $w = 20\,000$ für ausgegossene. Im ersten Falle ergibt sich mit $P = 726$, $n = 130$, die Laufflächenbreite $b = 9,4$ cm; im zweiten Falle $= 4,7$ cm. Im zweiten Falle darf als Laufflächenbreite nur die Breite b_1 Fig. 166 als b im Sinne der Formel gerechnet werden. Das Exzenter nach der Faustformel für schwache Kräfte ist also, auch wenn der Bügel mit Weißmetall ausgegossen wird, zu schmal und möge auf 70 mm $= 10 + 50 + 10$ mm verbreitert werden.

476. Der Anteil, welchen die Beschleunigungskräfte an der Belastung des Steuerungstriebwerkes haben, ist, wie die obige Rechnung zeigt, nicht unbedeutend. Die Masse des Schiebers ist allerdings im vorliegenden Falle (Muschelschieber mit Riderschiebergehäuse) verhältnismäßig groß. Bei schnell laufenden Maschinen werden aber auch bei kleinerer Schiebermasse die Beschleunigungskräfte wegen der größeren Beschleunigungen nicht unbedeutend sein, und man wird auch bei entlasteten Schiebern nachzuprüfen haben, ob durch dieselben das Steuerungsgetriebe in den Laufflächen nicht zu stark belastet wird, wenn man dieselben nach einer Faustformel für geringe Kräfte bemißt.

Das Gewicht des in dem Grundschieber laufenden entlasteten Expansionsschiebers möge $= 50$ kg gerechnet, seine Exzentrizität $= 61$ mm gewählt sein. Man übersieht sofort, daß bei 130 Umdrehungen und dem Fortfall der Reibungskräfte die Belastung des Gestänges so gering wird, daß die sich nach der Faustformel (Art. 449) ergebende Exzenterbreite mehr wie ausreichend ist.

477. Für die Festigkeitsrechnung ist zu berücksichtigen, daß das Steuerungsgetriebe auch bei mangelhaftem Schmierungs- zustand des Schiebers den auftretenden Kräften gewachsen sein muß, weshalb hier mit einem höheren Schieberreibungskoeffizienten ($\mu = 0,2$) gerechnet werden muß. Für die Flächenpressungen hat eine zeitweise mangelhafte Schmierung des Schiebers nur eine vorübergehend stärkere Abnutzung oder äußersten Falles ein Warmlaufen

zur Folge, so daß dort, um nicht unverhältnismäßig große Abmessungen zu erhalten, ein mittlerer Schmierungszustand angenommen werden konnte. Bei der Gefährdung auf Bruch ist dagegen der ungünstigere Fall anzunehmen. Es ergibt sich damit die maximale Kraft im Steuergestänge (in dem sich nur die Reibungskräfte im Verhältnis der angenommenen Reibungskoeffizienten $[0,2:0,1]$ vergrößern):

$$P_{\max} = 2 \cdot 500 + 226 = 1226 \text{ kg.}$$

478. Die Bolzen, welche die beiden Hälften des Exzenterbügels zusammenhalten, haben nicht nur Zugkräfte zu übertragen, sondern sollen die beiden Hälften gut gegeneinander versteifen, indem sie die Flächen am Stoß scharf aufeinander pressen. Man wähle daher den

Bolzendurchmesser d etwa $= 0,4 b$ und prüfe nach, ob die Zugbeanspruchung

250 kg/qcm im Kern überschreitet. Statt $d = 0,4 \cdot 70$

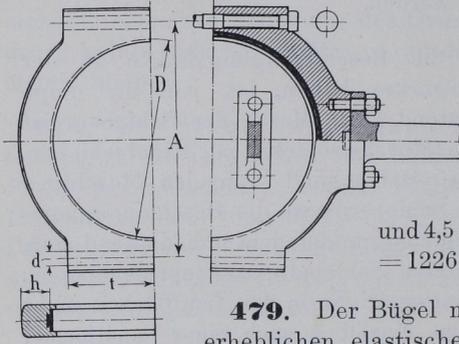
$= 28 \text{ mm}$ wird gewählt eine Schraube von $1\frac{1}{8}'' = 28,57 \text{ mm}$

Bolzendurchmesser und

23,93 mm Kerndurchmesser

und 4,5 qcm Kernquerschnitt; aus $2 \sigma_z 4,5 = 1226$ ergibt sich $\sigma_z = 136 \text{ kg/qcm}$.

Fig. 176.



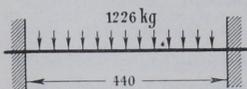
479. Der Bügel muß so steif sein, daß er keine erheblichen elastischen Deformationen erfährt, weil

sonst infolge des Unrundwerdens stellenweise erhöhte unberechenbare Flächendrücke zwischen Exzenter und Bügel eintreten würden. Die Bolzen rücke man zur Kleinhaltung der biegenden Momente möglichst nahe zusammen, etwa auf

$$A = 1,1 D + d = 512 \text{ mm.}$$

Um bei diesem kleinen Abstand genügend Platz für die Muttern und den Kopf zu gewinnen, ziehe man das Schraubenauge entsprechend weit herauf, d. h. mache die Höhe t so groß, daß auf der gewonnenen Auflagefläche die Mutter noch gedreht werden kann.

Fig. 177.



Eine Rechnung auf Deformation wird zu umständlich; deshalb mag eine Festigkeitsrechnung mit hinreichend kleinen Beanspruchungen die Deformationsrechnung ersetzen.

Belastungsfall: Eingespannter Träger, gleichmäßig belastet über die Länge des Zapfendurchmessers.

$$M = \frac{1226 \cdot 44}{12} = 4495 \text{ kgcm}; \quad M = \frac{b h^2}{6} k_b;$$

mit $k_b = 100$ wird $h = 6,2 \text{ cm} = 62 \text{ mm}$.

Die Annahme fester Einspannung setzt gute Aufeinanderpassung der Stoßflächen und kräftige Schrauben voraus (vgl. über Exzenter, Exzenterbügel, Exzenterstangen auch Führer 42, 20 ÷ 30).

Berechnung des Dampfzylinders

mit den zugehörigen Verbindungen und Anschlüssen.

480. Für die Wandstärke der Dampfzylinder werden in der Literatur Formeln angegeben, welche den Druck nicht enthalten und nur auf die gute Herstellbarkeit, insbesondere auf die Vermeidung unzulässig großer Formänderungen beim Aufspannen auf die Werkzeugmaschinen Rücksicht nehmen. Für stehend gegossene Zylinder wird in der Regel die Formel für die Wandstärke

$\delta = 0,02 D + 13 \text{ mm}$, für liegend gegossene $0,025 D + 15 \text{ mm}$ angegeben.

Die Praxis geht über diese Maße oft erheblich hinaus. Wegen der anschließenden Flanschen, welche bei höheren Drucken stärker sein müssen, empfiehlt es sich, auch für die Zylinderwandstärke dem Dampfdruck einen kleinen Einfluß auf die Wandstärke einzuräumen und wenigstens zwischen Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder zu unterscheiden und zu setzen für Überdrucke unter 4 Atm. bei stehend gegossenen Zylindern•

$$\delta = 0,024 D + 13 \text{ mm}$$

und für Überdrucke über 4 Atm.

$$\delta = 0,003 (p + 4) D + 13.$$

Doppelwandige Zylinder (mit zwischenliegendem Dampfmantel) dürfen, besonders wenn beide Wandungen in einem gegossen sind, schwächere Einzelwandstärken erhalten. Die Formeln gelten für ortsfeste Maschinen; Schiffsmaschinen- und Lokomotivzylinder werden leichter konstruiert.

481. Die Flanschenstärke wähle man zunächst 1,3 bis 1,4 δ und behalte sich Änderungen vor, wenn die gewählte Schraubentfernung nach der weiter unten gegebenen Formel dies verlangt. Schwabende Flanschen müssen in der Regel stärker sein und verlangen eine besondere Nachrechnung.

Die Flanschenbreite richtet sich nach der Schraubenstärke, daher sind zunächst die Schrauben zu berechnen.