III. Berechnung der Stangenschäfte einer 2 C - P - Lok. (Abb. 358 bis 368.)

Ausführungswerte	Länge der Triebstange	$l = 3000$ mm	zwischen den Zapfen
	Länge der hinteren Kuppelstange	$l = 2700$ mm	
	Länge der vorderen Kuppelstange	$l = 1880$ mm	

Größte Geschwindigkeit der Lokomotive	$V =$	100 km/st
Sekundlich zurückgelegter Weg	$v =$	27,77 m/sek
Triebraddurchmesser	$D =$	1750 mm
Sekundliche Umlaufzahl	$n =$	5,05 in d. Sek.
Kolbenhub	$s =$	630 mm
Kurbelhalbmesser $\frac{s}{2}$	$r =$	315 mm
Sekundliche Mittelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $s^m \cdot \pi \cdot n$	$v_k =$	9,995 m/sek
Sekundliche Winkelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $\frac{v_k^{m/sek}}{r^m}$	$\omega =$	31,73 $^1/$sek
Fliehbeschleunigung $r^m \cdot \omega^2$	$p =$	317 m/sek^2
Zylinderdurchmesser	$d =$	575 mm
Zylinderquerschnittsfläche	$F_z =$	2596,7 qcm
Größter Kolbendruck P_k bei $p_k = 12$	$P_k =$	31160 kg

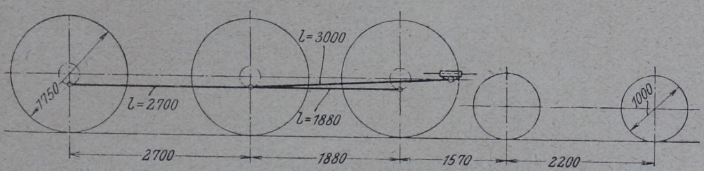


Abb. 358. Anordnung der Stangen an einer 2 C-Lokomotive.

A. **Triebstange** (Querschnitte in Abb. 359 bis 361), $l = 3000$ mm.

α) Beanspruchung auf Zug und Druck.

1. im kleinsten Querschnitt am Kreuzkopfende (Abb. 359).

Querschnitt $F = 41{,}25$ qcm

Beanspruchung $k_z = \frac{P_k}{F} \cong 760$ kg/qcm

Sicherheit $\mathfrak{S} = \frac{2500^{1)}}{k_z} = 3{,}29$ fach.

2. im Querschnitt am Triebzapfenkopf (Abb. 361),

Querschnitt $F = 48{,}75$ qcm
Beanspruchung $k_z \cong 650$ kg/qcm
Sicherheit $\mathfrak{S} = 3{,}08$ fach

3. im größten Querschnitt etwa in Stangenmitte (Abb. 360).

Querschnitt $F = 71{,}25$ qcm
Beanspruchung $k_z \cong 440$ kg/qcm
Sicherheit $\mathfrak{S} = 5{,}68$ fach

---

[1]) 2500 kg/qcm ist die zulässige Beanspruchung für Flußstahl an der Elastizitätsgrenze.

β) **Beanspruchung auf Knickung.**

Zugrunde gelegt werde als gefährlicher Querschnitt der größte Querschnitt etwa in Stangenmitte (Abb. 360) von 71,25 qcm. Die Trägheitsmomente dieser Querschnittsfläche sind folgende:

$$\text{Trägheitsmoment } J_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}$$

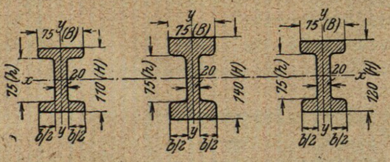
$$= \frac{7{,}5 \times 14^3 - 5{,}5 \cdot 7{,}5^3}{12}$$

$$= 1521{,}6 \text{ cm}^4$$

$$\text{Trägheitsmoment } J_y = \frac{(H-h) \cdot B^3 + (B-b)^3 \cdot h}{12}$$

$$= \frac{6{,}5 \times 7{,}5^3 + 2^3 \times 7{,}5}{12}$$

$$= 233{,}5 \text{ cm}^4$$



359 360 361

Abb. 359/361. Triebstangen-Querschnitte (zu Abb. 358).

Somit sind die Druckkräfte P_x und P_y unter Annahme freier Auflagerung der 3000 mm langen Triebstange:

$$P_x = \pi^2 \cdot \frac{E^{1)} \cdot J_x}{l^2} = 375\,465 \text{ kg}$$

$$P_y = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_y}{l^2} = 57\,620 \text{ kg}$$

und die Knicksicherheiten $\mathfrak{S}_x$ und $\mathfrak{S}_y$ errechnet sich bei der

$$\text{Triebstangenkraft } S = \frac{P_k}{\sqrt{1-\lambda^2}}, \text{ worin } \lambda = \frac{r}{l} = \frac{0{,}315}{3{,}0} = \frac{1}{9{,}45}$$

$$\text{also } S = \frac{31\,160}{\sqrt{1 - \frac{1}{89{,}3}}} = 31\,336 \text{ kg, zu}$$

$$\mathfrak{S}_x = \frac{P_x}{S} = \frac{375\,465}{31\,336} = 11{,}98 \text{ fach}$$

$$\mathfrak{S}_y = \frac{P_y}{S} = \frac{57\,620}{31\,336} = 1{,}84 \text{ fach}$$

[1]) E = 2 250 000 ist der Elastizitätsmodul für flußeiserne Stangen in kg/qcm.

γ) Beanspruchung auf Biegung, unter Berücksichtigung der Peitschwirkung zur Zeit des größten Ausschlages der Stange.

Die Stange wird durch die Schwungkraft ihrer Masse auf Biegung beansprucht. Zur Bestimmung der Fliehkräfte $C_1 = m \varrho \omega^2$ ist in Abb. 362 der Stangenschaft in drei Teile von 850, 500 und 1250 mm Länge durch Ebenen senkrecht zu ihrer Mittellängsachse zerlegt und die Gewichte G_1, G_2 und G_3 dieser drei einzelnen Stangenteile ermittelt. Sie sind:

$$G_1 = \left(\frac{45+65}{2} \times 75 + 20 \times 75\right) \cdot 850 \times 7{,}86$$
$$= 5625 \cdot 850 \times 7{,}86 = 4{,}781 \text{ dm}^3 \times 7{,}86 = 35{,}5 \text{ kg}$$
$$G_2 = (65 \times 75 + 20 \times 75) \cdot 500 \times 7{,}86$$
$$= 6375 \cdot 500 \times 7{,}86 = 3{,}1875 \text{ dm}^3 \times 7{,}86 = 25{,}0 \text{ kg}$$
$$G_3 = \left(\frac{35+65}{2} \times 75 + 20 \times 75\right) \cdot 1250 \times 7{,}86$$
$$= 5250 \cdot 1250 \times 7{,}86 = 6{,}5887 \text{ dm}^3 \times 7{,}86 = 51{,}5 \text{ kg}$$
$$\Sigma G = 112{,}0 \text{ kg}$$

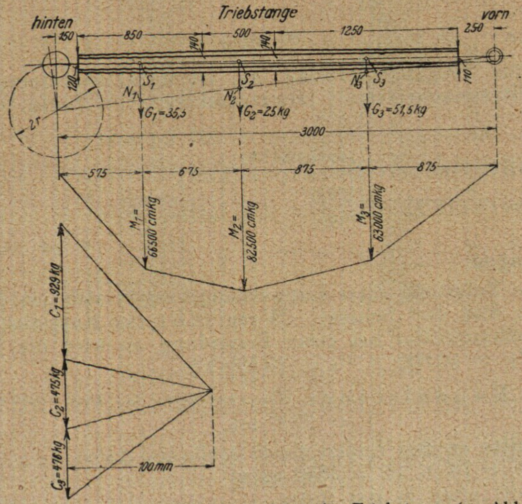


Abb. 362. Biegungsbeanspruchung der Triebstange (zu Abb. 358).

Die Massen dieser Gewichte sind, da $m = \frac{G}{g}$ und $g = 9{,}81$ m/sek²

$$m_1 = 3{,}62 \quad m_2 = 2{,}55 \quad m_3 = 5{,}25$$

Die Abstände ϱ in Meter der Schwerpunkte S_1 S_2 S_3 von der durch Kreuzkopfzapfen- und Kurbelkreismitte gehenden Verbindungslinie ergeben sich nach Abb. 362 zu $S_1 N_1$, $S_2 N_2$ und $S_3 N_3$. Die Winkelgeschwindigkeit ω war 31,73 ¹/sek, also $\omega^2 = 1006{,}8$. Somit sind die Fliehkräfte der drei Stangenabschnitte:

$$C_1 = m_1 \cdot \omega^2 \cdot (N_1 S_1) = 3{,}62 \cdot 1006{,}8 \cdot 0{,}255 \cong 929 \text{ kg}$$
$$C_2 = m_2 \cdot \omega^2 \cdot (N_2 S_2) = 2{,}55 \cdot 1006{,}8 \cdot 0{,}185 \cong 475 \text{ kg}$$
$$C_3 = m_3 \cdot \omega^2 \cdot (N_3 S_3) = 5{,}25 \cdot 1006{,}8 \cdot 0{,}09 \cong 476 \text{ kg}$$
$$\Sigma C = 1880 \text{ kg}$$

Aus den beiden zusammengehörigen Kraftecken in Abb. 362 ergeben sich die Biegungsmomente

$$M_1 = 100 \cdot 665 = 66\,500 \text{ cmkg}$$
$$M_2 = 100 \cdot 825 = 82\,500 \text{ cmkg}$$
$$M_3 = 100 \cdot 630 = 63\,000 \text{ cmkg}$$

und die zugehörigen Widerstandsmomente W in den Punkten S_1 S_2 S_3.

$$W_1 = \frac{1179{,}7}{6{,}5} = 181{,}5 \text{ cm}^3$$
$$W_2 = \frac{1521{,}6}{7} = 217{,}4 \text{ cm}^3$$
$$W_3 = \frac{1027{,}5}{6{,}25} = 164{,}4 \text{ cm}^3$$

Somit sind die Biegungsspannungen k_b:

$$k_{b_1} = \frac{M_1}{W_1} = 366 \text{ kg/qcm}$$
$$k_{b_2} = \frac{M_2}{W_2} = 379 \text{ kg/qcm}$$
$$k_{b_3} = \frac{M_3}{W_3} = 383 \text{ kg/qcm}$$

Zur größten Biegungsspannung k_{b_3} ist die Zugspannung k_z im betreffenden Stangenquerschnitt hinzuzuaddieren; im Punkt S_3 ist

$$k_z = \frac{31\,336}{(12{,}5 - 5{,}5) \cdot 7{,}5} = 597 \text{ kg/qcm}$$

so daß die größte Gesamt-Beanspruchung $383 + 597 = 980$ kg/qcm und die Sicherheit $\mathfrak{S} = \frac{2500}{980} = 2{,}55$ fach.

B. **Kuppelstangen.**

Die größte Belastung einer Kuppelstange ergibt sich aus der Reibung zwischen Rad und Schiene. Wenn 16,8 t der Kuppelachsdruck und $^1/_3$ die Reibungsziffer bei guter Besandung, so wird die Kuppelstangenkraft $P_k' = 16\,800 \times {^1/_3} = 15\,580$ kg.

Hintere Kuppelstange (Querschnitte in Abb. 363/364), $l = 2700$ mm.

Schaftquerschnitte an den Enden gleich groß, und zwar
$30 \times 60 + 70 \times 15 = 2850$ qmm.

Schaftquerschnitt etwa in der Mitte
$= 50 \times 60 + 70 \times 15 = 4050$ qmm.

Trägheitsmoment etwa in der Mitte

$$J_x = \frac{6 \times 12^3 - 4{,}5 \cdot 7^3}{12} = 735{,}375 \text{ cm}^4$$
$$J_y = \frac{5 \times 6^3 + 7 \times 1{,}5^3}{12} = 91{,}97 \text{ cm}^4$$

α) Beanspruchung auf Zug und Druck (Abb. 364):

im kleinsten Querschnitt $F = 28{,}5$ qcm

ist die Beanspruchung $k_z = \frac{P_{k'}}{F} \cong 547$ kg/qcm

und die Sicherheit $\mathfrak{S} = \frac{2500}{k_z} = 4{,}57$ fach β) B e a n s p r u c h u n g a u f K n i c k u n g (Abb. 363):

$$J_x = 735{,}375 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 91{,}97 \text{ cm}^4$$

$$P_x = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_x}{l^2} = 9{,}87 \cdot \frac{2\,250\,000 \cdot 735{,}375}{72\,900} = 224\,017 \text{ kg}$$

$$P_y = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_y}{l^2} = 9{,}87 \cdot \frac{2\,250\,000 \cdot 91{,}97}{72\,900} = 28\,016 \text{ kg}$$

$$\mathfrak{S}_x = \frac{P_x}{P_k{}'} = \frac{224\,017}{15\,580} = 14{,}37 \text{ fach}$$

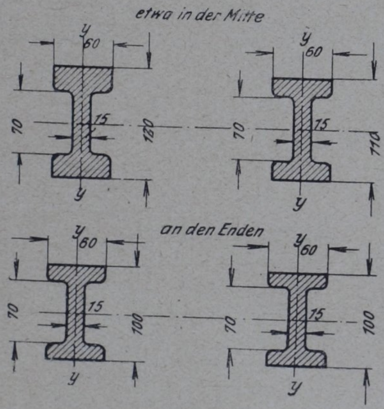
$$\mathfrak{S}_y = \frac{P_y}{P_k{}'} = \frac{28\,016}{15\,580} = 1{,}8 \text{ fach}$$

Abb. 363

Abb. 365

Abb. 364

Abb. 366



hintere Kuppelstange vordere

Abb. 363/366. Kuppelstangenquerschnitte (zu Abb. 358).

γ) B e a n s p r u c h u n g a u f B i e g u n g, infolge Peitschwirkung (Abb. 367).

Der Stangenschaft wird — der Form entsprechend — in drei Teile geteilt von 850, 500 und 860 mm Länge und die Gewichte G_1, G_2 und G_3 dieser drei einzelnen Teile ermittelt. Sie sind

$$G_1 = 23 \text{ kg} \qquad G_2 = 16 \text{ kg} \qquad G_3 = 23{,}5 \text{ kg}$$

Die Massen dieser Gewichte sind, da $m = \frac{G}{g}$ und $g = 9{,}81$

$$m_1 = 2{,}35 \qquad m_2 = 1{,}62 \qquad m_3 = 2{,}4$$

Es war $\omega^2 = 1006{,}8$, so daß $r\omega^2 = 0{,}315 \times 1006{,}8 = 317$ m/sek²

Dies mit m multipliziert gibt die Kräfte auf Biegung:

$$C_1 = m_1 \cdot r\omega^2 = 745 \text{ kg}$$

$$C_2 = m_2 \cdot r\omega^2 = 514 \text{ kg}$$

$$C_3 = m_3 \cdot r\omega^2 = 760 \text{ kg}$$

Aus den beiden zusammengehörigen Kraftecken in Abb. 367 ergeben sich die Biegungsmomente

$$M_1 = 100 \cdot 590 = 59\,000 \text{ cmkg}$$
$$M_2 = 100 \cdot 835 = 83\,500 \text{ cmkg}$$
$$M_3 = 100 \cdot 740 = 74\,000 \text{ cmkg}$$

und die zugehörigen Widerstandsmomente W in den Punkten S_1 S_2 S_3

$$W_1 = \frac{536{,}875}{5{,}5} = 97{,}614 \text{ cm}^3$$
$$W_2 = \frac{735{,}375}{6} = 122{,}562 \text{ cm}^3$$
$$W_3 = \frac{536{,}875}{5{,}5} = 97{,}614 \text{ cm}^3$$

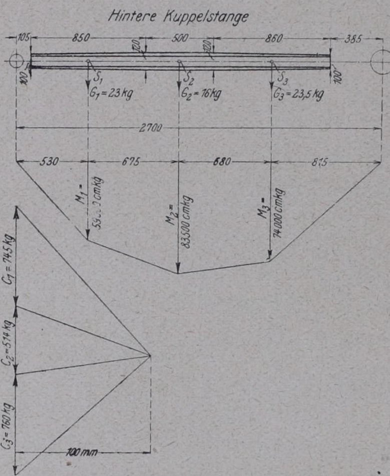


Abb. 367. Biegungsbeanspruchung der hinteren Kuppelstange (zu Abb. 358)

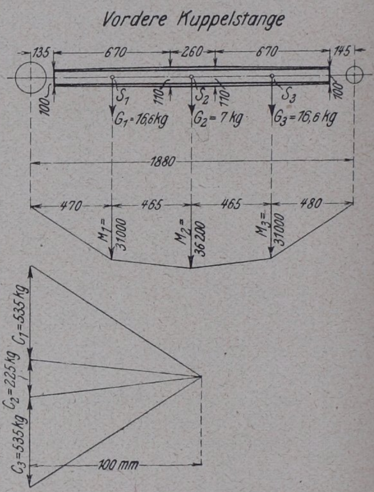


Abb. 368. Biegungsbeanspruchung der vorderen Kuppelstange (zu Abb. 358).

Somit sind die Biegungsspannungen kb:

$$kb_1 = \frac{M_1}{W_1} = 604 \text{ kg/qcm}$$
$$ka_2 = \frac{M_2}{W_2} = 681 \text{ kg/qcm}$$
$$kb_3 = \frac{M_3}{W_3} = 758 \text{ kg/qcm}$$

Zur größten Biegungsspannung kb_3 ist die Zugspannung k_z im betreffenden Stangenquerschnitt hinzuzuaddieren; im Punkt S_3 ist

$$k_z = \frac{15\,880}{4 \cdot 6 + 7 \cdot 1{,}5} = 451 \text{ kg/qcm}$$

so daß die größte Gesamt-Beanspruchung $758 + 451 = 1209$ kg/qcm und die Sicherheit $\mathfrak{S} = \frac{2500}{1209} = 2{,}07$ fach.