

$$a = 545 \text{ mm}, b = 300 \text{ mm}, c = 300 \text{ mm}, d = 398 \text{ mm}, \\ e = 90 \text{ mm}, f = 180 \text{ mm}, q = 250 \text{ mm}, p = 272 \text{ mm}.$$

Bremsklotzweg  $\mu = 6 \text{ mm}$ .

Es wird also der Bremskolbenweg

$$k_s = \frac{p}{q} \cdot z = \frac{p}{q} \cdot u \left( \frac{a+b}{a} \cdot \frac{e+f}{e} + \frac{c+d}{c} \cdot \frac{f}{e} \right) \\ = \frac{272}{250} \cdot 6 \left( \frac{845}{545} \cdot \frac{270}{90} + \frac{698}{300} \cdot \frac{180}{90} \right) = 60,7 \text{ mm}.$$

### f) Ausgeführte Beispiele.

a) Bremse der 2 C-4 Zyl. Heißd.-Verb.-S-Lok. der preuß. Staatsbahn (Abb. 254).

Die drei gekuppelten Achsen werden einseitig gebremst. Bremsklotzdruck ist schräg nach oben gerichtet. Bemerkenswert ist die Ausbildung der Bremswelle, die an einer Rahmenquerversteifung beweglich aufgehängt ist und gleichzeitig als Angriffspunkt für die vordere Bremszugstange dient. Je nach dem Bauart „Westinghouse“ oder „Knorr“ angewendet wird, ergibt sich folgendes:

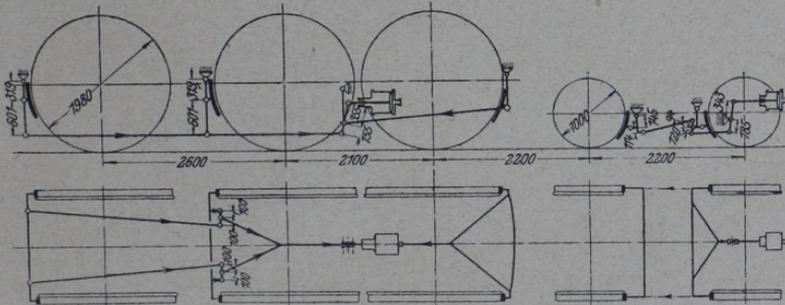


Abb. 254. Bremse der preußischen Gattung S<sub>10</sub><sup>1</sup>.

Bei „Westinghouse“:

Reibungsdruck der gekuppelten Achsen 51 000 kg

Hiervon sollen abgebremst werden 65 bis 70 %

Durchmesser des Bremszylinders 355 mm

Druck im Bremszylinder 3,5 at

Arbeitsdruck des Bremszylinders  $K = \frac{35,5^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3,5 = 3465 \text{ kg}$

Bremsdruck =  $K \cdot \left( \frac{510}{155} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 200 \cdot 319} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 200 \cdot 319} \right) = 34 270 \text{ kg}$

Bremsprozentage von  $G_r \sim 67 \%$

Bei „Knorr“:

Reibungsdruck der gekuppelten Achsen 51 000 kg

Hiervon sollen abgebremst werden 85 bis 90 %

Durchmesser des Bremszylinders 280 mm

Druck im Bremszylinder 7 at

Arbeitsdruck des Bremszylinders  $K = \frac{28^2 \cdot \pi}{4} \cdot 7 = 4310 \text{ kg}$

Bremsdruck =  $K \cdot \left( \frac{510}{155} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 100 \cdot 319} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 200 \cdot 319} \right) = 42 630 \text{ kg}$

Bremsprozentage von  $G_r \sim 83,5 \%$

Für die Drehgestellbremse, bei der vier Bremsklötze den Druck auf die Räder übertragen, ist

Schienenendruck des Drehgestells 30 000 kg

Hiervon sollen abgebremst werden 50%

Durchmesser des Bremszylinders 254 mm

Arbeitsdruck des Bremszylinders bei 3,5 at =  $\frac{25,4^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3,5 = 1773 \text{ kg}$

Bremsdruck =  $\frac{1773 \cdot 343}{185} \cdot \left( \frac{214}{94} - \frac{120 \cdot 259}{94 \cdot 145} \right) = 15 000 \text{ kg}$

Somit sind 50% des Drehgestell-Schienenendruckes abgebremst.

β) Bremse der 1 E-HeiBd.-G-Lok., Gattung G<sub>12</sub> der deutschen Reichsbahn (Abb. 255).

Sämtliche Trieb- und Kuppelräder werden einseitig gebremst. Das Bremsgestänge ist für einen Ausgleich aller Bremsklotzdrücke eingerichtet. Das Nachstellen der Bremse erfolgt mittels dreier in den Zugstangen eingeschalteter Spanschlösser.

Der Gesamtdruck der 10 Bremsklötze soll bei  $p = 3,5$  at in den beiden Bremszylindern 70% des Reibungsgewichtes der betriebsfähigen Lokomotive betragen und mittels Zusatzbremse bei 5 at Druck auf 100% gesteigert werden.

Durchmesser der Bremszylinder 14" = 355 mm

Arbeitsdruck des Bremszylinders  $K = \frac{35,5^2 \cdot \pi}{4} \cdot p$

Kraft an der Bremswelle  $P = K \cdot \frac{900}{121}$

Entsprechend den Achsen V bis I sind die Kräfte am Bremsbalken:

$$P_5 = P \cdot \frac{90}{390} \quad P_4 = P' \cdot \frac{110}{440} \quad P_3 = P_4' \cdot \frac{120}{360} \quad P_2 = P_3' \cdot \frac{510}{300} \quad P_1 = P_2'$$

in den Zugstangen:

$$P_5' = P \cdot \frac{300}{390} \quad P_4' = P_5' \cdot \frac{330}{440} \quad P_3' = P_4' \cdot \frac{240}{360} \quad P_2' = P_3' \cdot \frac{150}{300}$$

Bei Einsetzung der Werte für  $P'$  ergeben sich die Kräfte am Bremsbalken zu

$$P_5 = P \cdot \frac{90}{390} = 0,2300 P$$

$$P_4 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{110}{440} = 0,1925 P$$

$$P_3 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{330}{440} \cdot \frac{120}{360} = 0,1925 P$$

$$P_2 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{330}{440} \cdot \frac{240}{360} \cdot \frac{150}{300} = 0,1925 P$$

$$P_1 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{330}{440} \cdot \frac{240}{360} \cdot \frac{150}{300} = 0,1925 P$$

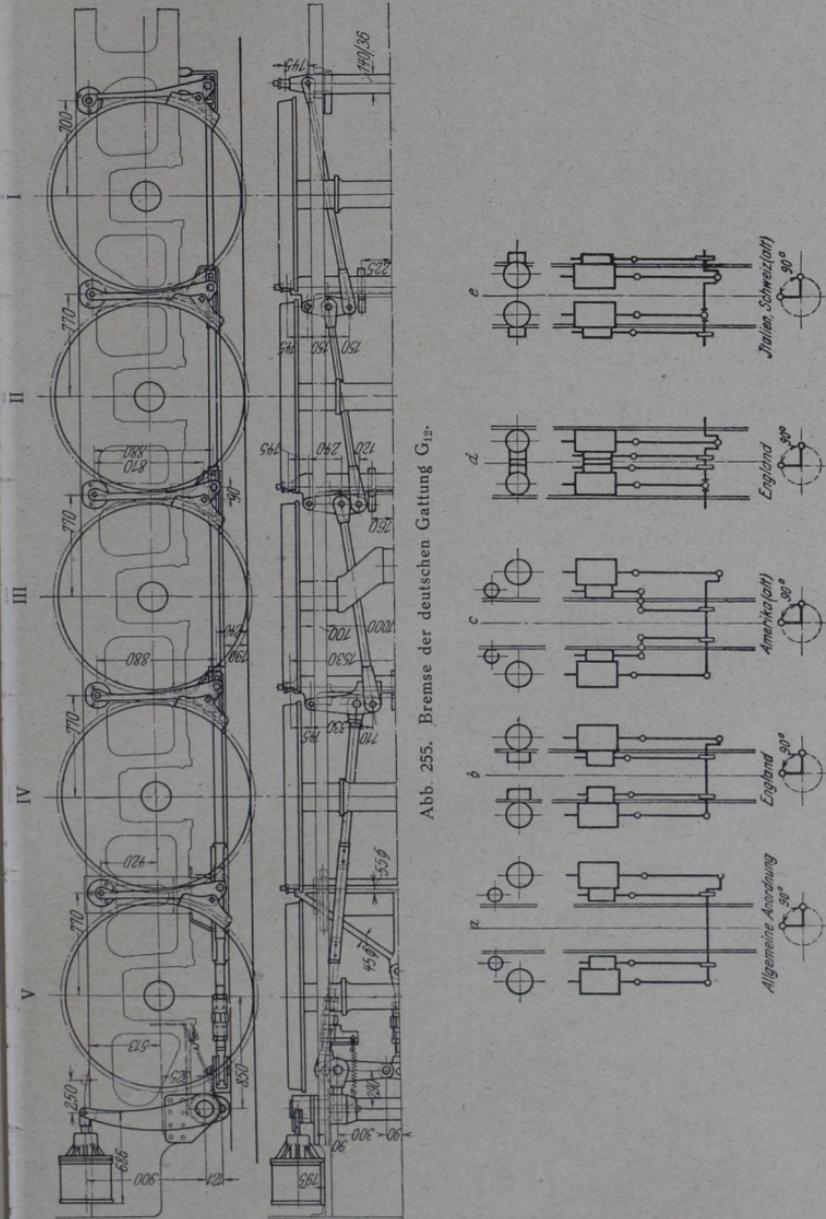


Abb. 256 Zweizylinder-Triebwerke.

$$\text{Bremsklotzdruck } B = \frac{880}{810} \cdot \Sigma P_{1-5} = \frac{880}{810} \cdot P$$

$$B = K \cdot \frac{900}{121} \cdot \frac{880}{810}$$

$B = 8,1 \cdot K$ , d. h. das gesamte Übersetzungsverhältnis der Bremsgestänge beträgt 8,1.

	Gewöhnliche Bremsung	Zusatz- Bremsung
Druck im Bremszylinder . . . . . at	3,5	5
Arbeitsdruck des Bremszylinders . . kg	$\frac{35,5^2 \pi}{4} \cdot 3,5$	$\frac{35,5^2 \pi}{4} \cdot 5$
Arbeitsdruck der beid. Bremszylinder kg	6930	9900
Gesamtes Übersetzungsverhältnis . . .	8,1	8,1
Gesamter Bremsklotzdruck . . . . kg	$8,1 \times 6930 =$ 56000	$8,1 \times 9900 =$ 80 000
Bremsprozentage von $G_r = 80 000$ kg . %	70	100

## C. Triebwerk.

Die Triebwerke von Lokomotiven unterscheiden sich voneinander in der Hauptsache durch Anzahl und Lage der Zylinder, sowie durch die Anordnung der Steuerung.

### 1. Allgemeine Anordnungen.

Man kann folgende drei Hauptarten unterscheiden:

- einfache Triebwerksanordnungen (mit zwei, drei und vier Zylindern);
- mehrfache Triebwerksanordnungen (sogen. Gelenklokomotiven);
- weitere Triebwerksanordnungen zur Erzielung guter Krümmungsläufigkeit.

#### a) Einfache Triebwerksanordnungen.

I. Triebwerke mit zwei Zylindern (Abb. 256); Kurbeln um  $90^\circ$  versetzt.

a) Außenzylinder:

- Schieberkasten und Steuerung außen (allgemeine Anordnung),
- Schieberkasten und Steuerung innen (England),
- Schieberkasten außen, Steuerung innen (ältere amerikanische Anordnung).