Meistens ist in der Aufgabe bereits bestimmt, ob eine S-, P-, G- oder Tender-Lokomotive verwendet werden soll, wie groß der Raddruck sein darf, ob Sattdampf oder Heißdampf zu verwenden ist, ob es sich um einfache oder doppelte Dehnung handelt.

Zu ermittelnde Hauptverhältnisse sind: Reibungsgewicht, Zahl der gekuppelten Achsen; Durchmesser der Triebräder; Kolbenhub und Durchmesser der Zylinder; Kessel-, Rost- und Heizfläche.

2. Berechnung des Reibungsgewichtes G_r^t;

Feststellung der Zahl der gekuppelten Achsen.

Mit G_r^t wird das Reibungsgewicht (Adhäsionsgewicht), also der Teil des Lokomotivgewichtes bezeichnet, der nur auf den gekuppelten Achsen ruht; mit G_L^t das Lokomotiv-Dienstgewicht auf allen Achsen. Somit ist $G_L \geqq G_r$; $G_L = G_r$, wenn sämtliche Lokomotivachsen gekuppelt sind. G_r berechnet sich aus der größten Zugkraft, die verlangt wird, aus Z_{gr}; $Z_{gr}^{kg} = \mu \cdot G_r^{kg}$ oder $Z_{gr}^{kg} = (1000\,\mu) \cdot G_r^t$; also $G_r^{kg} = (1 : \mu) \cdot Z_{gr}^{kg}$. μ ist die Reibungsziffer zwischen Rad und Schiene, ist demnach nicht zu verwechseln mit α der Ausnutzungsziffer ($\alpha \leqq \mu$).[1] $\mu = 1/4$ bis $1/10$ oder 250 bis 100 kg/t, und zwar gilt $\mu = 1/4$ bei sandigen und $\mu = 1/10$ bei feuchten, fettigen Schienen. Die Reibungsziffer ist also stark abhängig vom Zustand der Flächen von Rad und Schiene; sie bezieht sich nur auf den Zustand der Ruhe, und sobald ein Schleudern eintritt, sinkt der Wert μ herunter.

Es kommt darauf an, die größte Zugkraft Z_{gr} zu kennen. Aber es ist zu beachten, daß Z_{gr} nicht immer ohne weiteres aus der Leistungsdarlegung hervorgeht, nämlich dann nicht, wenn die verlangten Schlepplasten sich nur auf $1 : \infty$ oder nur auf geringe Steigungen beziehen.

Für die Berechnung von G_r soll folgende Regel gelten: Wenn sich aus der gegebenen Leistungsdarlegung durch Angabe einer großen zu befahrenden Steigung nicht eine höhere Zugkraft ergibt, so muß zur Berechnung von G_r eine Zugkraft Z_{gr} zugrunde gelegt werden, die beim Anfahren auf $1 : \infty$ berechnet wird aus $Z_{gr} = G_{gz}^t \cdot 2{,}5 + (G_{gz}^t \cdot 1000 : g) \cdot p_a$, worin p_a die Anfahrbeschleunigung auf $1 : \infty$ bedeutet. Ist G_r aus $G_r^t = \frac{1}{\mu} \cdot Z_{gr}^{kg} : 1000$ gefunden, so erfolgt die Verteilung von G_r^t auf die einzelnen Triebachsen. Die Bestimmung der Anzahl der Reibungsachsen (Kuppelachsen) aus dem berechneten G_r geschieht aus der Formel $G_r^t = n \cdot P$, worin n die Anzahl der Kuppelachsen und P ihr zulässiger höchster Achsdruck ist. Bei der Festsetzung von P bei vorhandenen Bahnen spielt auch die vorkommende größte Fahrgeschwindigkeit eine Rolle.

Bei Tenderlokomotiven wird mit G_r das Reibungsgewicht bei vollen Vorräten bezeichnet. Während des Betriebes nimmt aber — gemäß dem Kohlen- und Wasserverbrauch — dieses Reibungs-

[1]) Vgl. S. 71.

gewicht z. B. bis auf G_r' ab. Es müssen also Bestimmungen getroffen werden über $G_{r\text{-}kl} = G_r'$ bei Tenderlokomotiven ohne Vorräte, aber mit Wasser im Kessel, Kohle auf dem Rost und Führer nebst Heizer auf dem Stand. Es ist im Mittel bei Tenderlokomotiven $G_r' = 0{,}8\ G_r$. Dieser Wert ist abhängig von der Größe der Vorräte und von dem Verhältnis der Kuppel- und Laufachsen, ändert sich aber nicht sehr viel.

Zusammenstellung 11 zeigt in ihrer letzten Spalte das Verhältnis $G_r' : G_r$ für einige ausgeführte preuß. Tenderlokomotiven. Es schwankt zwischen 0,81 und 0,88[1]).

Zusammenstellung 11.

Tenderlokomotiven der preußischen Staatseisenbahnen bezüglich der Abnahme des Reibungsgewichtes von G_r auf $G_{r'}$ bei Kohlen- und Wasserabnahme.

Laufende Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Gewichte							
	Bauarten der Tenderlokomotiven		betriebsfähig mit allen Vorräten		mitgeführte Vorräte		betriebsfähig ohne Vorräte		$\frac{G_r'}{G_r}$
		Leergewichte t	Dienstgew. G_L t	Reibungsgew. G_r t	Wasser cbm	Kohlen t	Dienstgew. G_L t	Reibungsgew. $G_{r'}$ t	
1	C-Sattd.-Zwill.-Lok. T_3	24,7	32,3	32,3	4	1,0	27,3	27,3	0,846
2	2 B- „ „ „ T_5	43,9	56,2	32,0	6	2,0	48,2	26	0,813
3	1 Bl- „ „ „ T_5	41,5	53,1	31,4	5,5	1,6	46,0	27	0,860
4	C- „ „ „ T_7	31,0	41,9	41,9	5	2,0	34,9	34,9	0,833
5	C-Heißd.- „ „ T_8	35,8	45,7	45,7	5	1,4	39,3	39,3	0,860
6	2 C- „ „ „ T_{10}	60,0	75,7	46,3	7,5	2,5	65,7	40	0,864
7	1 C- „ „ „ T_{12}	49,8	62,9	48,7	7	2,5	53,4	42	0,862
8	D-Sattd.- „ „ T_{13}	48,5	62,7	62,7	7	2,5	53,2	53,2	0,848
9	E- „ „ „ T_{15}	58,7	71,1	71,1	6	2,0	63,1	63,1	0,887
10	E-Heißd.- „ „ T_{16}	58,9	73,8	73,8	7	2,0	64,8	64,8	0,878

Anmerkung: 1 cbm Wasser wiegt etwa 1 t. — Die Werte für $G_{r'}$ in den Reihen 2, 3, 6 und 7 der Spalte 8 sind geschätzt. — Die Gewichte in den Spalten 2 bis 4 schwanken bei den verschiedenen Ausführungen ein und derselben Bauart.

[1]) Für die T_{18}-Bauart ergibt sich allerdings $G_r' : G_r = 0{,}645$.

Die beiden Hauptforderungen: Verwirklichung einer größten Zugkraft Z_{gr} (hieraus G_r) und einer größten Leistung $N_{gr} = (Z \cdot V) : 270$ (hieraus Kesselgröße) sind streng auseinanderzuhalten. Ist das verlangte N_{gr} groß, so wird der Kessel schwer und damit die ganze Lokomotive. Ist daneben nun das verlangte Z_{gr} mäßig klein, so braucht das ganze Lokomotivgewicht G_L nicht als Reibungsgewicht ausgenutzt zu werden; es ist dann $G_r{}^t < G_L{}^t$. Ein Teil des Gewichtes G_L, nämlich $G_L - G_r$, wird dann auf die Laufachsen gelegt. Es hätte keinen Zweck, noch hierfür Kuppelachsen zu nehmen.

3. Bestimmung des Triebraddurchmessers D.

Zur Berechnung des Triebraddurchmessers D dient nur V_{gr}; jedes andere in der Aufgabe angegebene oder daraus errechnete V kommt gar nicht für die Bemessung des Triebraddurchmessers in Betracht. Bei zahlenmäßiger Bestimmung von D richte man sich:

I. nach der Zusammenstellung 10: „Höchste Umdrehungszahlen der Lokomotiven nach den Bauarten",
II. nach Faustformeln,
III. nach ausgeführten Lokomotiven.

D läßt sich nicht genau auf Millimeter berechnen; es soll so groß sein, daß bei V_{gr} eine gewisse höchste Umdrehungszahl (n_{gr} in der Minute) nicht überschritten wird. Wie groß n_{gr} für verschiedene Bauarten werden darf, ergibt sich aus Zusammenstellung 10[1]).

Hierin liegt n zwischen 180 und 360 Umdrehungen in der Minute; n darf aber natürlich auch kleiner als 180 sein, und man könnte besser sagen: $n < 180$ bei ungünstiger, $n \leq 360$ bei günstiger Bauart. $\pi \cdot D^m \cdot n_{gr} \cdot 60 = V_{gr}\,\text{km/st} \cdot 1000$ ist die Bestimmungsgleichung für D, wenn n_{gr} nach der Bauart (Zusammenstellung 10) und V_{gr} aus der Aufgabe bekannt sind. Um die Beziehung zwischen n, V und D zahlenmäßig in allen etwa vorkommenden Fällen klarzulegen, ist Zusammenstellung 12 aufgestellt worden mit Hilfe der Gleichung $n = \frac{V\,\text{km/st} \cdot 1000}{60 \cdot \pi \cdot D^m}$. Da nur minutliche Umdrehungszahlen von 180 bis 360 erlaubt sind, so hat allein der durch Fettdruck hervorgehobene Teil der Zusammenstellung 12 zweckdienliche Bedeutung.

Wie groß bei bestimmten Geschwindigkeiten für die nach der Bauart zulässigen größten minutlichen Umdrehungszahlen (T. V. § 102) der Triebraddurchmesser wird, zeigt Abb. 24. Man kann hieraus also für eine bestimmte Bauart (n gegeben) bei verlangter Höchstgeschwindigkeit den erforderlichen Triebraddurchmesser ablesen.

Als Erfahrungswerte zur zahlenmäßigen Berechnung von D dient:

$D^{mm} = 800 + 12\,(V_{gr}\,\text{km/st})$ bei $n = 180 \div 240$, also wenn nach der Bauart der Lokomotiven ein kleines n zulässig ist,
$D^{mm} = 800 + 11\,(V_{gr}\,\text{km/st})$ bei $n = 240 \div 320$, also wenn nach der Bauart der Lokomotiven ein mittleres und hohes n zulässig ist,
$D^{mm} = 800 + 10\,(V_{gr}\,\text{km/st})$ bei $n = 320 \div 360$, also wenn nach der Bauart der Lokomotiven ein sehr hohes n zulässig ist.

[1]) Vgl. Bemerkungen hierzu auf S. 53.