

Biblioteka
Politechniki Wrocławskiej

N 70

Handbuch zum Entwerfen

regelspuriger

Dampflokomotiven

Von
Georg Lotter
Ingenieur

Mit einem Begleitwort
von
Prof. Wilhelm Lynen



München und Berlin
Druck und Verlag von R. Oldenbourg

8
N

11

Biblioteka
Politechniki Wrocławskiej

..

N 70 II

T. 48
N. 70 II
F. Kienast
Handbuch zum Entwerfen

regelspuriger

Dampf-Lokomotiven

von

GEORG LOTTER

Ingenieur der Lokomotivfabrik Krauss & Comp., A.G.
München.

Mit einem Begleitwort

von

WILHELM LYNEN

Professor des Maschinenbaus an der technischen Hochschule
München.

Mit 136 Abbildungen im Text



München und Berlin

Druck und Verlag von R. Oldenbourg

1909



Imś. 2036.

Ako. 2036 / 47

Dem Andenken
an
meinen teuren Vater
gewidmet.

Begleitwort.

Übungen im Entwerfen von Dampflokomotiven sind empfehlenswert auch für Studierende, welche sich später dem Eisenbahnmaschinenwesen nicht widmen, einerseits wegen der Vielgestaltigkeit des Entwurfsgegenstandes und des Ineinander-greifens seiner einzelnen Teile, anderseits auch wegen der mannigfachen, nicht umgehbaren Einschränkungen in der Ausführung desselben.

Um die Studierenden mehr wie bisher anzuregen, diese wichtigen Übungen zu pflegen, ist das Vorhandensein eines Leitfadens erwünscht, an Hand dessen der beim Entwurf zweckmäßig einzuschlagende Weg, die Reihenfolge der zu erledigenden rechnerischen und zeichnerischen Arbeiten, gewiesen wird.

Ohne eine derartige Anleitung ist die Gefahr leicht vorhanden, daß der Anfänger ein ihm mehr oder minder passend erscheinendes Vorbild befolgt, ohne sich über die Grundlagen ausreichend klar zu werden, welche zu der von ihm benutzten Ausführung geführt haben.

Aus diesem Bedürfnis heraus ist das vorliegende »Handbuch zum Entwerfen regelspuriger Dampflokomotiven« entstanden, und es kann im Interesse der Ausbildung der Maschineningenieure auf das lebhafteste begrüßt werden.

Es mag erwähnt sein, daß das vorliegende Buch eine Erweiterung und Umarbeitung von Übungsblättern ist, welche

sein Verfasser, Herr Ingenieur Lotter, während seiner Tätigkeit als mir unterstellter Assistent an der Technischen Hochschule München in dankenswerter Weise für den Unterrichtsbetrieb im Entwerfen von Eisenbahnmaschinen bearbeitet hat.

Ich habe geglaubt, auch weiteren, außerhalb der Hochschulen stehenden Kreisen einen Dienst zu erweisen, indem ich den Verfasser veranlaßte, seine Arbeit in Buchform herauszugeben.

München, im April 1909.

Wilhelm Lynen,

Professor des Maschinenbaus an der
Technischen Hochschule München.

Vorwort des Verfassers.

Das vorliegende Buch verdankt seine Entstehung den Bedürfnissen von Unterrichtszwecken; es soll jedoch auch dazu dienen, angehenden, bereits in der Praxis stehenden Ingenieuren des Eisenbahnwesens an die Hand zu gehen, ihnen über viele Schwierigkeiten mit geringerem Zeitaufwand hinwegzuhelfen und sie anzuleiten, aus der außerordentlich reichhaltigen lokomotiv-technischen Literatur das unbedingt Wissenswerte herauszuholen.

Da die für die Ausbildung von Fahrzeugen gebrachten Grundsätze nicht nur für die Dampflokomotive sondern auch für die zurzeit in lebhafter Entwicklung begriffene Elektrolokomotive Geltung haben, eignet sich ein großer Teil des Buches auch für Elektroingenieure, die sich mit dem Bau von Elektrolokomotiven zu beschäftigen haben.

Das Buch befaßt sich aus Gründen der Einheitlichkeit nur mit regelspurigen Dampflokomotiven, wie sie für den Betrieb unserer mitteleuropäischen Bahnen in Frage kommen.

Es sei hervorgehoben, daß die auf S. 31 u. f. gegebenen Zahlentafeln der Hauptabmessungen und Gewichte in einer den üblichen Umfang überschreitenden Weise abgefaßt sind, damit sie alle Angaben enthalten, welche für den Konstrukteur bei Festlegung der Hauptabmessungen von Wichtigkeit sind.

Besonderen Wert habe ich auf die Betrachtung der Fahrzeugausbildung gelegt. Um das große Gebiet der ausgeführten Achsanordnungen besser übersehen zu können, habe ich mich bemüht, die vorwiegend gebrauchten Typen übersichtlich zu ordnen, ihre wichtigsten Eigenschaften (Überhang, Kessel-, Triebwerksanordnung, Kurvenbeweglichkeit usw.) deutlich zu

kennzeichnen und durch eine Reihe von Skizzen mit erläuternden Begleitworten darzustellen. Ab und zu sind hierbei geschichtliche Bemerkungen eingeflochten, um dem vielfach sich regenden Interesse für die Entwicklungsgeschichte der Dampflokomotive Rechnung zu tragen.

Weiter habe ich eine große Zahl von vielfältigen und praktisch erprobten Zahlenangaben (über Spielräume, Abstände, Triebwerks-, Steuerungsabmessungen, Inanspruchnahmen, Gewichte von Einzelteilen usw.) zusammengefaßt, deren Anwendung beim Entwurf fortwährend notwendig wird, welche aber meist zu zerstreut oder gar nicht so zur Hand sind, wie es wünschenswert wäre. Im Bedarfsfall sind Beispiele herangezogen. Daß sich alle Angaben nur auf Ausführungen stützen, bedarf keiner weiteren Hervorhebung.

Zum Schluß spreche ich der Leitung der Kraußschen Lokomotivfabrik und anderer deutscher Werke meinen aufrichtigen Dank aus für das Entgegenkommen, welches sie mir zur Förderung des Buches erwiesen haben.

München, im April 1909.

Georg Lotter.

Inhaltsübersicht.

	Seite
Begleitwort von Professor Wilhelm Lynen, München	V
Vorwort des Verfassers	VII
Inhaltsübersicht	IX

Einleitung.

Der Entwurf einer Dampflokomotive	I
---	---

Erster Abschnitt.

Bestimmung der Hauptabmessungen und Gewichte. § 1—12.	
1. Angaben, welche zum Entwurf einer Lokomotive erforderlich sind	4
2. Ermittlung der Zugwiderstände, welche bei Erfüllung der Leistungsprogramme zu überwinden sind	7
3. Ermittlung der Nutzleistung der Lokomotive, am Triebradumfang gemessen	8
4. Bestimmung der erforderlichen Verdampfungsheizfläche H	8
5. Bestimmung der Rostfläche R	14
6. Vorläufige Schätzung des Dienstgewichtes L der Lokomotive	14
7. Ermittlung des erforderlichen Reibungsgewichtes L_1	16
Die Reibungsziffer — Das erforderliche Reibungsgewicht L_1 — Die vier verschiedenen Arten der »Zugkraft« einer Lokomotive.	
8. Festlegung des Kupplungsverhältnisses	20
9. Ermittlung der Zylinderabmessungen: Kolbenhub h , Zylinderdurchmesser d , bzw. d_H , d_N , Zylinderinhalt J	21
Fall a) Ermittlung aus der leistungsprogrammgemäßen Zugkraft.	
Fall b) Ermittlung aus dem Verhältnis $\frac{J}{H}$.	

Zweiter Abschnitt.

	Seite
Tafeln der Hauptabmessungen, Gewichte und Wertziffern von mitteleuropäischen Lokomotiven mit Schlepptender, von Tendern und Tenderlokomotiven. § 13—16.	
Bemerkungen zu den Zahlentafeln 4 und 6	27
Lokomotiven mit Schlepptender	32
Tender	88
Tenderlokomotiven	90

Dritter Abschnitt.

Die konstruktive Verwirklichung der Rost- und Heizfläche. § 17—28.	
I. Die Rostfläche	124
II. Die Heizfläche	126
Zusammensetzung der Heizfläche	126
Die Kesselskizze: Feuerbüchsheizfläche, Siederrohrabmessungen, Siederrohranzahl, Rohrteilung, Querschnitt durch die Feuerbüchse und den Feuerbüchsmantel, senkrechter Längsschnitt durch den Kessel	128
Konstruktive Mittel zur Verringerung des Kesselgewichts	141

Vierter Abschnitt.

Die Achsanordnung. § 29—56.	
I. Die Feststellung des Gesamtachsstandes:	
1. Die Verteilung des gefederten Lokomotivgewichtes auf die Radbasis, die Zulässigkeit eines Überhangs	145
2. Die Ausbildung der Lokomotive als Tenderlokomotive oder als Lokomotive mit besonderem Tender	147
Betriebstechnische und bauliche Eigenschaften der Tenderlokomotive. — Die Unterbringung der Vorräte auf der Tenderlokomotive.	
3. Der Tender	153
Der Schlepptender. — Der Stütztender.	
4. Festlegung der Länge des Hauptrahmens	155
5. Bestimmung des Gesamtachsstandes der Lokomotive	156
II. Die Gruppierung der Achsen innerhalb des Gesamtachsstandes.	
1. Die geführte Länge der Lokomotive	157
2. Die Mittel zur guten Führung in der Geraden	162
3. Mittel zur Erzielung der Kurvenbeweglichkeit	164
a) Übersicht über die konstruktiven Mittel, welche das Durchfahren von Krümmungen mehr oder minder erleichtern	165

	Seite
b) Die geometrischen Verhältnisse, das Roysche Verfahren Geometrisch-rechnerische Grundlage — Zeichnerische Darstellung der Kurveneinstellung eines Fahrzeugs. — Die statische und dynamische Einstellung — An- wendungsgebiet des Royschen Verfahrens — Beispiel — Zahlenangaben	168
c) Die beim Durchfahren von Krümmungen auftretenden Kräfte	179
d) Gesichtspunkte für den Entwurf	180
Der Anschneidwinkel. — Der Druck eines anlaufenden Spurkranzes auf den Schienenkopf.	
4. Der feste Achsstand der Lokomotive	184
5. Der Achsstand von Drehstellen	187
Zweiachsige, dreiachsige amerikanische Drehgestelle. — Krauß-Helmholtz-Drehgestelle. — Dampfdrehgestelle.	
6. Sonstige konstruktive Gesichtspunkte bei Gruppierung der Achsen innerhalb des Gesamtachsstandes	189
III. Die Wahl der Achsdrücke.	
Maßgebende Gesichtspunkte	190

Fünfter Abschnitt.

Übersicht über die vorwiegend gebrauchten Achsanordnungen von Loko- motiven mit Schlepptender und von Tenderlokomotiven. § 57—64.	
Vorbemerkungen	193
Lokomotiven mit Schlepptender	194
1. Mit direkter Führung.	
2. Mit teilweise indirekter Führung	
Tenderlokomotiven	211
1. Mit direkter Führung.	
2. Mit teilweise indirekter Führung.	
Die indirekte Führung im Lokomotivbau	220
I. Gruppe: Reine Drehgestell-Lokomotiven	220
II. Gruppe: Durch Drehgestelle geführte Lokomotiven mit sonstigen im Hauptrahmen gelagerten Achsen	223

Sechster Abschnitt.

Die konstruktive Durchbildung des Hauptrahmens und von Dreh- gestellen. § 65—71.	
I. Gesichtspunkte beim Entwerfen von Drehgestellen.	
A. Amerikanische Drehgestelle	228
B. Krauß-Helmholtz-Drehgestelle	230

	Seite
II. Gesichtspunkte beim Entwerfen des Hauptrahmens.	
A. Zutreffende Entscheidungen	231
B. Die Aufzeichnung von Querschnitten	235
C. Die Federung	237
D. Die konstruktive Durchbildung des Hauptrahmens	241

Siebenter Abschnitt.

Triebwerk und Steuerung. § 72—77.

A. Triebwerk.	
I. Achsen	243
II. Die Zapfen des Triebwerks	244
III. Die Gelenkigkeit der Kuppelstangen	245
IV. Trieb- und Kuppelstangen	245
B. Steuerung.	
I. Die innere Steuerung	246
II. Die äußere Steuerung	248

Achter Abschnitt.

Die Bestimmung des Leer- und Dienstgewichtes. Die Verwirklichung der angestrebten Achsdrücke. § 78—87.

I. Die Berechnung des Leer- und Dienstgewichtes.	
Anhaltspunkte zur Gewichtsberechnung	249
1. Teile des Rahmens.	
2. Teile des Kessels.	
3. Teile des Triebwerks.	
4. Die Ausrüstung.	
Angaben der ungefähren Schwerpunktlage einzelner Lokomotivteile	257
II. Die Verwirklichung der angestrebten Achsdrücke	258
Allgemeines Verfahren — Beispiel.	

Übersicht über die gebrauchten Abkürzungen	264
--	-----

Dampf-Lokomotiven

Einleitung.

Der Entwurf einer Dampflokomotive.

Der Entwurf einer Dampflokomotive umfaßt eine Reihe von rechnerischen und zeichnerischen Arbeiten. Zu ihrer raschen Förderung ist es wissenswert, die Reihenfolge zu kennen, in welcher die Grundlagen eines Lokomotiventwurfs schrittweise gewonnen werden.

Der Ausgangspunkt ist das »Betriebsprogramm«, welches die zu erzeugende Zugkraft, das hierzu erforderliche Reibungsgewicht, das Dienstgewicht sowie die Hauptabmessungen des Kessels und Triebwerks auf Grund von Erfahrungszahlen zu berechnen gestattet.

Nach Feststellung der Hauptabmessungen und kritischem Vergleich derselben mit ähnlichen bewährten Ausführungen ist die Rost- und Heizfläche des Kessels konstruktiv zu verwirklichen. Die anzufertigende Kesselskizze legt die Hauptmaße des Kessels: seinen mittleren Durchmesser und seine Gesamtlänge fest.

Ihr folgt zweckmäßig die Bestimmung des zur Tragung des Kessels und allenfallsiger Wasser- und Kohlenvorräte erforderlichen Gesamtachsstandes und dann die Gruppierung der Trieb-, Kuppel- und Laufachsen innerhalb dieses Gesamtachsstandes, kurz die Festlegung der »Achsanordnung«.

Die hierbei Beachtung verdienenden Gesichtspunkte sind in diesem Handbuch ausführlicher behandelt, als es wohl erwartet werden dürfte. Diese Unverhältnismäßigkeit in der Behandlung des Stoffes sei kurz begründet:

Die beim Entwurf der Achsanordnung einer Lokomotive maßgebenden Leitsätze sind bis jetzt nur selten in übersichtlicher Weise zusammengestellt worden. Ja es gibt sogar Werke über Lokomotivbau, welche eine systematische Zusammenstellung der auf dieses (freilich teilweise umstrittene) Gebiet bezüglichen Gesichtspunkte überhaupt nicht enthalten.

Der Grund dieser Erscheinung liegt nahe. Es fällt den Verfassern in der Regel nicht leicht, sich auf den Standpunkt des Entwerfenden zu stellen. Sie begnügen sich vielfach damit, Ausführungen zu besprechen, sie eventuell kritisch zu besprechen und hier und da einen Satz allgemeiner Bedeutung einzuflechten.

Die Gesichtspunkte, welche zu einer bestimmten Achsanordnung geführt haben, sind vielfach nicht bekannt und werden somit übergangen.

Diesem Mangel abzuhelfen ist im 4. Abschnitt (§ 144 u. ff.) versucht worden. Es entstand die Einteilung der Eisenbahnfahrzeuge nach der Art ihrer Führung im Gleis, nach welcher man direkt geführte, teilweise indirekt geführte und vollkommen indirekt geführte Fahrzeuge unterscheiden kann, je nachdem die Führung durch im Hauptrahmen gelagerte Achsen oder unter Vermittelung eines Drehgestells oder ausschließlich durch Drehgestelle erfolgt. Auf die für höhere Geschwindigkeiten sehr geeignete rein indirekte Führung der Lokomotive durch zwei Drehgestelle ist nachdrücklich hingewiesen. Diese Art der Führung findet im Lokomotivbau bekanntlich keine allgemeine Anwendung — wahrscheinlich aus Gewohnheitsgründen — die wenigen Ausnahmen, zu welchen die $\frac{2}{5}$ gekuppelte bewährte Krauß-Type der Bayerischen Staatsbahn und anderer Verwaltungen zählt (führendes Helmholz-Drehgestell, fest gelagerte Triebachse, hinteres amerikanisches Drehgestell), sind in den §§ 62 bis 64, S. 220 u. f. angeführt.

Hand in Hand mit der genannten Einteilung der Fahrzeuge geht die Anwendung des Begriffes: »Geführte Länge des Fahrzeugrahmens«, welcher geeignet ist, die Güte der Führung eines Fahrzeuges in der Geraden und in Krümmungen zu kennzeichnen.

Von der zu entwerfenden Lokomotive sind bisher der Kessel und die Achsordnung ermittelt, bei welcher letzterer für guten Lauf in der Geraden und der engsten vorkommenden

Krümmung Sorge getragen wurde. Um die gewählte Achsanordnung mit Ausführungen vergleichen zu können, sind die am meisten gebrauchten Typen im 5. Abschnitt übersichtlich zusammengestellt und — soweit erforderlich — kritisch besprochen.

Der weitere Entwurf befaßt sich zweckmäßig mit der Durchbildung des Hauptrahmens und allenfallsiger Drehgestelle (vgl. den 6. Abschnitt). Triebwerk und Steuerung sind soweit besprochen, als sie den Vorentwurf beeinflussen. Zum Schluß folgt die zwar überschlägige, im Interesse der vorherigen Preisbestimmung jedoch möglichst genaue Ermittlung des voraussichtlichen Leer- und Dienstgewichtes und die Prüfung, ob die ursprünglich angestrebten Achsdrücke eingehalten werden.

Damit ist der Vorentwurf einer Lokomotive erledigt und die Grundlage zur konstruktiven Durchbildung der Einzelheiten gewonnen. Auf letztere ist nicht eingegangen, da dies außerhalb des Rahmens dieser für den Anfänger bestimmten »Anleitung zum Entwurf« liegt. Indes sind bei jeder passenden Gelegenheit geeignete Hinweise gegeben, welche zu weiterem Studium der lokomotivtechnischen Literatur anregen sollen.

Erster Abschnitt.

Bestimmung der Hauptabmessungen und Gewichte.

§ 1. 1. Angaben, welche zum Entwurf einer Lokomotive erforderlich sind.

1. Die Leistungsprogramme. Diese schreiben vor:

1. Die Förderung einer bestimmten Last G^1) am Zughaken mit einer bestimmten Mindestgeschwindigkeit in der Wagerechten.
2. Die Förderung der nämlichen oder einer anderen Nutzlast mit einer bestimmten Geschwindigkeit auf einer bestimmten Steigung, in welcher allenfalls gewisse Krümmungen vorkommen.
3. Die Höchstgeschwindigkeit, mit welcher die leere Lokomotive bei ruhigem Lauf zu fahren hat.

Punkte 1 und 2 sind für die Kessel- und Maschinenleistungen entscheidend, Punkt 3 bedingt den Triebrad-durchmesser (vgl. T. V. § 102, Fassung 1909, Zahlentafel Nr. 1, S. 10/11) und die Durchbildung der Lokomotive als Fahrzeug (vgl. die im 4. Abschnitt im § 30, S. 145 u. f. gegebenen Gesichtspunkte).

¹⁾ Alle in diesem Handbuch gebrauchten Abkürzungen sind auf Seite 264 u. ff. zusammengestellt.

2. Der höchste zulässige Achsdruck.

1. Dieser beträgt auf den Hauptbahnen des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen z. Z. höchstens $16\text{ t} = 2 \times 8\text{ t}$. Auf Nebenbahnen schwankt er zwischen 10,12 und mehr Tonnen.

Höhere Achsdrücke als 16 t, welche z. B. bei Einrichtungen zur zeitweiligen Erhöhung des Reibungsgewichts¹⁾ vorkommen, sind nur mit Genehmigung der Landes-Aufsichtsbehörde zulässig.

2. Die Achsdrücke werden nach den heute noch geltenden Bestimmungen (gemäß T. V. § 6) bei stillstehendem Fahrzeug gemessen. Die senkrechten, nicht ausgeglichenen Komponenten der Fliehkraft der Gegengewichtsmassen zum Ausgleich der hin und her gehenden Triebwerksteile werden also nicht berücksichtigt, obwohl sie auf jeder Maschinenseite einmal während einer Umdrehung eine Mehrbelastung der Schiene bewirken.
3. Bei sehr schweren und besonders bei kurzachsständigen Lokomotiven ist zu untersuchen, ob sie den Brückenbelastungs-Vorschriften der betreffenden Verwaltung entsprechen.
3. **Der kleinste Krümmungshalbmesser** auf freier Strecke und die hier vorhandene Spurerweiterung, ebenso der kleinste überhaupt zu befahrende Krümmungshalbmesser, welcher gewöhnlich auf mit nur sehr geringer Geschwindigkeit zu befahrenden Schuppendgleisen liegt, der kleinste Krümmungshalbmesser in Weichen und die hier vorhandene Spurerweiterung.
4. **Die Länge der ohne Erneuerung der Vorräte zu durchfahrenden Strecke**, der Abstand der vorhandenen Wasser- und Kohlenstationen. Bedarf an Vorräten:
- a) bezogen auf die kilometrische Länge der Bahnstrecke:
 Wasserverbrauch: $6 \div 7\text{ l/kg}$ verbrannter guter Steinkohle, hierzu noch ca. $10 \div 15\%$ für Verluste beim Speisen usw.
 Kohlenverbrauch auf Flach- und Hügellandbahnen: im Schnellzugdienst ca. 12 kg/km , im Personenzugdienst ca. 10 kg/km , bei Güterzügen bis zu 16 kg/km .

*Siehe
v. Barrien
Seite 83
Siehe auch
Hausbuch*

¹⁾ Z. 1903, S. 877. — Baden IV f. (S⁹/₆, 2 C 1) Z. 1908, S. 567. — D. Lok. 1908, S. 196.

b) bezogen auf 1 PS_e-Std.: Wasserverbrauch bei Naßdampf-^{Roh}betrieb mit einstufiger Dampfdehnung $15 \div 12,5$ kg/PS_e-Std., ^{1,92} mit zweistufiger Dampfdehnung 11 kg/PS_e-Std., bei Betrieb ^{1,4} mit Heißdampf $10,5 \div 8,8$ kg/PS_e-Std. Der Kohlenverbrauch ^{1,36} ergibt sich aus der Verdampfungsziffer des verfeuerten Brennstoffs.

5. Die Entscheidung, ob die zu entwerfende Lokomotive in beiden Fahrtrichtungen verkehren soll, ohne gedreht zu werden, oder ob an den Endpunkten der Bahn Drehscheiben mit einem gegebenen Durchmesser vorhanden sind.

6. Die Art des zu verfeuernden Brennstoffs:

- a) seine (auf Versuchsfahrten bestimmte) Verdampfungsziffer, welche die Größe der Rostfläche bedingt,
 b) die Art seiner Flammenbildung (ob lang- oder kurzflam-
 mig), welche die Feuerraumtiefe beeinflusst.

Verdampfungsziffern:

Holz	3
Braunkohle	$3,5 \div 5$
Steinkohle je nach Güte	$6 \div 9$
Petroleumrückstände	12

n. Borries Seite III:

*Stündl. Verdampf. pr.
1 qm Rostfl.
ca. 50 bei R. u. S.
" 40 " G.*

*Stündl. Verbrennung pr.
1 qm Rostfl.
ca. 400 - 500 kg guter
Feindkohle im Mast.*

Stütz d. Eisen-Echte Weiter können noch folgende Angaben von Wichtigkeit werden:

7. Die schwierigste Stelle der zu befahrenden Strecke: Engste Kurve in größter Steigung, Vorhandensein feuchter Tunnels, schienengleicher Wegeübergänge, da diese Umstände die Reibungszugkraft stark herabziehen (vgl. § 7, S. 16, Zahlentafel 3).

8. Das kleinste Durchfahrtsprofil, falls dies noch innerhalb der »Umgrenzungslinie der festen Teile für Haupt- und Nebenbahnen« liegen sollte, was bei regelspurigen Lokomotiven, die auf Höfen oder in Gebäuden verkehren sollen, zuweilen gefordert wird.

Anmerkung: Bei Festlegung aller Breitenabmessungen ist im allgemeinen die »Umgrenzungslinie der festen Teile für Haupt- und Nebenbahnen«, nicht etwa die »Umgrenzung des lichten Raumes für Haupt- und vollspurige Nebenbahnen« maßgebend. Vgl. Hütte, 20. Aufl. II, S. 756, Abb. 9, in welcher beide Umgrenzungslinien vereinigt sind.

2. Ermittlung der Zugwiderstände, welche bei Erfüllung § 2. der Leistungsprogramme zu überwinden sind.

Hierzu eignen sich u. a. folgende Formeln:

1. Die Clarksche Formel in der Erfurter Fassung:

$$1. w \text{ kg/t} = 2,4 + \frac{V^2}{1300} \pm s + k,$$

wobei s das Steigungsverhältnis der Bahn in ‰, positiv in Steigungen, negativ in Gefällen, k der Krümmungswiderstand, nach von Röckl = $\frac{650}{R^m - 55}$ kg/t.

$$\begin{aligned} 500 R &= 1,46 \text{ kg} \\ 300 R &= 2,65 \\ 180 R &= 5,2 \end{aligned}$$

$$2. W \text{ kg} = (L + T + G) \cdot w.$$

2. Die in der Kraufsschen Lokomotivfabrik üblichen Formeln:

a) für Geschwindigkeiten unter 40 km/Std.

$$W \text{ kg} = L_1 \cdot l + (L - L_1 + T + G) \cdot w + (L + T + G) \cdot (\pm s + k),$$

wobei l der Laufwiderstand der gekuppelten Lokomotivachsen

bei zweifach gekuppelten Lokomotiven	=	8 kg/t
» dreifach	»	= 10 »
» vierfach	»	= 12 »
» fünffach	»	= 14 »

w der Laufwiderstand der ungekuppelten Lokomotiv-, der Tender- und Wagenachsen = 3,5 kg/t, s und k wie unter 1.

b) für Geschwindigkeiten von 40 bis 120 km/Std.

$$W \text{ kg} = (L + T + G) \cdot (w \pm s + k),$$

wobei w der Laufwiderstand aller Zugachsen = $\frac{V}{10}$ kg/t, s und k wie unter 1.

3. Die Franksche Formel, welche die verschiedenartige Zusammensetzung der Züge berücksichtigt. Diese ist somit vorwiegend für genauere Widerstandsermittlungen, insbesondere bei Vergleichsversuchen geeignet. Lit. Org. 1883, S. 3, 69; Z. 1903, S. 460; Z. 1907, S. 94.

Anmerkung: Die Barbiersche Formel empfiehlt sich weniger, da sie nur für enge Geschwindigkeitsgrenzen richtige Werte liefert.

Das Lokomotivgewicht L und das Tendergewicht T wird in die angeführten Formeln unter Benutzung der Zahlentafeln 5 bis 7 des 2. Abschnitts, S. 31 bis 123, schätzungsweise — vorbehaltlich einer späteren Berichtigung — eingesetzt.

§ 3. 3. Ermittlung der Nutzleistung der Lokomotive, am Trieb- radumfang gemessen.

$$NPS_e = \frac{Z \text{ kg} \cdot V \text{ km/Std.}}{270},$$

wobei die Zugkraft Z dem nach § 2 gefundenen Gesamtwiderstand W des aus Lokomotive, Tender und angehängten Wagen bestehenden Zuges gleich ist und für V die in den Leistungsprogrammen geforderten Fahrgeschwindigkeiten eingesetzt werden.

Die hier genannte Zugkraft Z kann zum Unterschiede von anderen Arten der Zugkraft (vgl. § 8, S. 16) »leistungsprogramm-gemäße Zugkraft« genannt werden. 18

§ 4. 4. Bestimmung der erforderlichen Verdampfungsheizfläche H .

Da die spezifische Inanspruchnahme der Heizfläche (PS_e/m^2) von der minutlichen Umlaufzahl n und diese vom Trieb-
rad-durchmesser D mm der Maschine abhängt, muß über die minutliche Umlaufzahl n der Triebräder, bzw. ihre sekundliche Umlaufzahl u , über ihren Durchmesser D , weiter über die Verwendung von Naß- oder Heißdampf, von Zwillings- oder Verbundwirkung, über das Verhältnis $\frac{H}{R}$ und über den höchsten Betriebsdruck p Entscheidung getroffen werden.

1. n bzw. u ergeben sich aus T. V. § 102, Fassung 1909, welche 1. die Achsanordnung,
2. die Art der Verteilung der gefederten Lokomotiv-masse auf die Radbasis berücksichtigt. (Die Zahlentafel Nr. 1, S. 10 und 11 gibt Übersicht über die bei den verschiedenen Bauarten zulässigen höchsten minutlichen Umlaufzahlen n .)

Bei Lokomotiven, deren besondere Bauart ruhigen Gang sichert, sind mit Genehmigung der Aufsichtsbehörde höhere Umlaufzahlen zulässig; z. B. Dampfmotorwagen der Bayerischen Staatsbahn, Klasse MCCi, mit Maffei-Triebwerk, bestehend aus zwei Zylindern und 2×2 gegenläufigen Triebwerken: $V_{\max} = 75 \text{ km/Std.}$, $D = 990 \text{ mm}$, $n_{\max} = 402$, $u_{\max} = 6,7$.

Zusammenhang zwischen n , u , D und V .

$$n = 5310 \cdot \frac{V \text{ km/Std.}}{D \text{ mm}}$$

$$u = 88,5 \cdot \frac{V \text{ km/Std.}}{D \text{ mm}}$$

2. Der Triebraddurchmesser D ist in den allermeisten Fällen durch die Erfahrung festgelegt, kann also aus den Zahlentafeln 5 und 7, S. 31 u. f. entnommen werden. Gegebenenfalls kann man die Wahl von D an folgenden, bis zu Geschwindigkeiten von etwa 90 km/Std. brauchbaren Formeln prüfen:

v. Grove: $D_{\text{cm}} = 95 \text{ cm} + 4v$,

Georg Meyer: $D_{\text{cm}} = 100 \text{ cm} + V$,

v. Borries: $D_{\text{mm}} = 800 \text{ mm} + 15 V$.

Kleine Raddurchmesser haben sich vielfach gut bewährt; sie bieten folgende Vorteile: Geringes Gewicht (ungefederter Teile), hohe Umlaufzahl, folglich gute Feueranfandung, Verringerung der Dampfniederschläge in den Zylindern.

3. Die Entscheidung der Anwendung von Naß- oder Heißdampf, der Zwillings- oder Verbundwirkung, liegt meist in den Händen des Bestellers.

Die Vorzüge des Heißdampfs fallen um so bedeutender ins Gewicht, je höher die verlangte Schlepp- und Geschwindigkeitsleistung, je größer die für die zu durchzufahrenden Strecken erforderlichen Wasser- und Kohlenvorräte und je kürzer die Betriebspausen sind.

$\frac{\text{km}}{\text{Std.}}$	$\frac{\text{m}}{\text{Std.}}$
10	2,8
20	5,6
30	8,3
40	11,1
50	13,9
60	16,7
70	19,5
80	22,2
90	25
100	27,8
110	30,6
120	33,4

Zahlentafel

Höchste minutliche Umlaufzahl n , welche Fahrgeschwindigkeit in der Regel nicht

Mindestens eine Achse unter oder hinter der Feuerbüchse								
Zylinder außen oder zwei Zylinder außen und ein Zylinder innen	1	2	3	4	5	6	7	8
	Lokomotiven mit in einem vorderen Drehgestelle vereinigten Laufachsen			Lokomotiven mit vorderer Laufachse oder vorderem Deichselgestelle			Lokomotiven ohne vordere Laufachse	
	freier Triebachse oder 2 gek. Achsen oder 3 gek. Achsen	4 gek. Achsen	5 gek. Achsen	freier Triebachse oder 2 gek. Achsen oder 3 gek. Achsen	4 gek. Achsen	5 gek. Achsen	mit freier Triebachse oder 2 gek. Achsen oder 3 gek. Achsen	mit 4 gek. Achsen oder 5 gek. Achsen
und mit oder ohne hintere Laufachse, hinteres Dreh- oder Deichselgestell								
Umdrehungszahl in der Minute	320 53	260 43	230 39	280 47	260 43	230 39	260 43	200 33
Zylinder innen oder je zwei Zylinder innen und außen mit gegenläufigem Triebwerke	12	13	14	15	16	17		
	Lokomotiven mit in einem vorderen Drehgestelle vereinigten Laufachsen		Lokomotiven mit vorderer Laufachse oder vorderem Deichselgestelle		Lokomotiven ohne vordere Laufachse			
	freier Triebachse oder 2 gek. Achsen oder 3 gek. Achsen	4 gek. Achsen oder 5 gek. Achsen	freier Triebachse oder 2 gek. Achsen oder 3 gek. Achsen	4 gek. Achsen oder 5 gek. Achsen	mit freier Triebachse oder 2 gek. Achsen oder 3 gek. Achsen	mit 4 gek. Achsen oder 5 gek. Achsen		
und mit oder ohne hintere Laufachse, hinteres Dreh- oder Deichselgestell								
Umdrehungszahl in der Minute	360 6	280 47	310 52	280 47	280 47	250 42		

Nr. 1.

„bei der größten zulässigen überschritten werden soll“.

Feuerbüchse überhängend		
9	10	11
Lokomotiven mit beliebiger Lage der Zylinder und		
2 oder 3 gek. Achsen und mit vorderer Laufachse, vorderem Dreh- oder Deichselgestelle	2 oder 3 gek. Achsen und ohne vordere Laufachse, vorderes Dreh- oder Deichselgestell	4 oder 5 gek. Achsen mit und ohne vordere Laufachsen
240 4	220 37	180 3
18		
Lokomotiven mit Triebdrehgestellen, mit oder ohne überhängende Feuerbüchse und mit beliebiger Lage der Zylinder		
200 33		

Anmerkung.

Für Lokomotiven, die zur beliebigen Verwendung in beiden Fahrtrichtungen bestimmt sind, ist jeweils jene Umdrehungszahl der Triebäder zulässig, die der Radfolge in der betreffenden Fahrtrichtung entspricht.

Bemerkungen:

1. Nach T. V. § 88, 2 werden »für Schnellzuglokomotiven zweiachsige Drehgestelle, deren Drehpunkt zwischen den Drehgestellachsen liegt, sowie Verbindungen beweglicher Achsen von ähnlicher Wirkung an erster Stelle empfohlen«. Das

amerikanische und das Krauß-Helmholtz-Gestell sind also für alle Geschwindigkeiten zugelassen.

2. Vorausfahrende »ein- oder zweiachsige Deichselgestelle und nach der Bahnkrümmung einstellbare Laufachsen« sind dagegen nach T. V. § 88, 3 nur für Lokomotiven geeignet, die für Fahrgeschwindigkeiten bis 80 km/Std. bestimmt sind.

4. $\frac{H}{R}$ wird gewählt

a) bei langflammigem Brennmaterial

α) bei Lokomotiven mit verhältnismäßig großer Leistungsfähigkeit, welche bei geringem Gewicht erzielt werden muß, also besonders bei Schnellzugmaschinen, zu $50 \div 55 \div 60$,

β) bei Lokomotiven, welche bezüglich des Dienstgewichtes keine allzu große Sparsamkeit erfordern, somit schwere Kessel mit größeren Heizflächen vertragen können, also besonders bei Gütermaschinen: $60 \div 65$.

b) bei kurzflammigem Brennstoff (Anthrazit, Kleinkohle) $20 \div 30$.

c) bei Koks 100.

$\frac{H}{R}$ ist um so höher zu wählen, je mehr auf ruhiges Verbrennen der Kohle und auf geringen Brennstoffverbrauch Wert gelegt wird.

Anmerkung. Zur Vermeidung von Irrtümern sei daran erinnert, daß in diesem Handbuch — sofern nicht anders bemerkt — unter H die feuerberührte, verdampfende Heizfläche (unter Ausschluß einer allenfalls vorhandenen Überhitzerheizfläche $H_{\text{Üb}}$) verstanden ist.

5. Der höchste Kesseldruck p kg/cm^2 sei bei Naß- und Heißdampf-Zwillingslokomotiven nicht unter 12 kg/cm^2 , bei Verbundlokomotiven größer als 12 kg/cm^2 .

Anmerkung. Hoher Kesseldruck verursacht zuweilen wegen der erforderlichen größeren Blechstärke ein Kesselgewicht, welches zu große Achsbelastungen bedingen würde. Dieser Umstand kann bei großen Schnellzuglokomotiven eine Herabsetzung der ursprünglich in Aussicht genommenen höchsten Spannung im Gefolge haben; z. B. Bayerische Staatsbahn Klasse $S \frac{2}{8}$, Nr. 3201, erbaut von Maffei i. J. 1906, welche mit nur 14 kg/cm^2 arbeitet, obwohl alle neueren, bis dahin erbauten Schnellzuglokomotiven der nämlichen Verwaltung 16 kg/cm^2 höchste Kesselspannung haben.

Nach Entscheidung der Punkte 1 + 5 kann die erforderliche »gesamte wasserverdampfende Heizfläche H « bestimmt werden. Ihre Festlegung ist umso schwieriger, je größer die gewünschte Kesselleistung ist und je mehr beim Entwurf an Gewicht gespart werden muß.

Wohl jede Lokomotivbauanstalt benutzt zur Heizflächenbestimmung ihre eigenen, auf langjähriger Erfahrung begründeten Formeln, deren Ergebnisse u. U. je nach dem besonderen Fall modifiziert werden.

Zur Ermittlung der Heizfläche wird vielfach verwendet:

Die von Borriessche Zahlentafel der Anstrengungsziffer β der Heizfläche $\frac{\beta \text{ PS}_e \text{ am Triebgradumfang}}{1 \text{ m}^2 \text{ Heizfläche}}$: $\frac{N \text{ PS}_e}{\beta} = \text{Heizfläche in m}^2$

Zahlentafel Nr. 2.

β siehe Seite 14 oben

Gattung	Dampfwirkung	$\frac{H}{R}$	$\frac{H_{\text{Üb}}}{R}$	p	$\frac{J}{H}$	Anstrengungsziffer β bei einer sekundlichen Umdrehungszahl n										
						1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5	5,5	
Naßdampf	S, P	Zwilling	50÷60	—	12	0,80	—	4,2	4,5	4,8	5,0	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6
		Zweizyl.-Verb.	50÷60	—	12	0,85	—	4,5	5,1	5,6	6,0	6,4	6,7	6,9	7,0	7,1
		Vierzyl.-Verb.	50÷60	—	14	0,85	—	5,9	6,3	6,7	7,0	7,2	7,4	7,6	7,7	7,8
	G	Zwilling	55÷65	—	10	0,85	3,5	3,8	4,1	4,3	4,5	—	—	—	—	—
		Verbund	55÷65	—	12	0,90	3,8	4,2	4,5	4,8	5,0	—	—	—	—	—
Heißdampf	S, P	Zwilling	42÷60	11÷17	12	0,87÷1,5	—	7,0	7,5	8,0	8,3	8,6	8,8	9,0	9,2	9,3
		Zweizyl.-Verb.	40÷55	10÷14	12	0,8 ÷ 1,2	—	7,5	8,5	9,3	10,0	10,7	11,2	11,5	11,7	11,8
		Vierzyl.-Verb.	39÷52	10÷12,5	14	0,74÷0,9	—	9,8	10,5	11,2	11,7	12,0	12,3	12,6	12,8	13,0
	G	Zwilling	46÷62	11÷19	12	1,45 ÷ 1,7	6,4	7,0	7,5	7,9	8,2	—	—	—	—	—
		Verbund	40÷44	9÷10,2	13	0,93 ÷ 1,3	6,6	7,3	7,8	8,3	8,6	—	—	—	—	—

Die in vorstehender Zahlentafel schräg gedruckten Ziffern sind in der Borriesschen Originaltabelle (Fassung von 1903, E. d. G. 2. Aufl., S. 73) nicht enthalten. Ihre Ergänzung schien mit Rücksicht auf die inzwischen vielfach vorgenommene Erhöhung der Umlaufzahl und die Einführung des Heißdampfes wünschenswert. Bei Benutzung der Zahlentafel 2 ist zu beachten:

1. Wird der Kesseldruck von p Atm. auf p_1 Atm. erhöht, so steigt die zulässige Belastung der Heizfläche von

$$\beta \text{ PS}_e/\text{m}^2 \text{ auf } \beta_1 = \beta \cdot \sqrt{\frac{p_1}{p}} \text{ PS}_e/\text{m}^2.$$

2. Bei Versuchsfahrten wurden vielfach noch höhere Werte festgestellt. Dies kann begründet sein
 in der Verwendung besseren Brennstoffs,
 in der Geschicklichkeit des Personals,
 in besonders vorteilhaften Witterungsverhältnissen,
 welche den Zugwiderstand günstig beeinflussen.

Die erforderliche Verdampfungsheizfläche H m²
 $= N \text{ PS}_e : \beta \text{ PS}_e/\text{m}^2$.

$$\boxed{H = N : \beta} \quad \text{oder} \quad N = \beta \cdot H$$

§ 5.

5. Bestimmung der Rostfläche R .

Die Rostfläche folgt unmittelbar aus dem nach § 4 gewählten Verhältnis $\frac{H}{R}$ zu $R = H : \frac{H}{R}$.

Die Größe der Rostfläche ist abhängig von der Verbrennungsgeschwindigkeit des Feuerungsmaterials und von der Höhe, in welcher dieses auf den Rost geschichtet werden kann.

§ 6.

6. Vorläufige Schätzung des Dienstgewichts L der Lokomotive

auf Grund der nach § 4 bestimmten Kesselheizfläche H unter Benutzung der in den Zahlentafeln 5 und 7 S. 31 u. f. gegebenen Wertziffern $\frac{H}{L}$:

$$L = H : \frac{H}{L}$$

Die richtige Wahl der Wertziffer $\frac{H}{L}$ ist schwierig, da sie von vielen Umständen in mannigfacher Weise beeinflusst wird. Vergleicht man die Werte $\frac{H}{L}$ in den Tafeln 5 und 7, so findet man, daß dieser Quotient im großen und ganzen in verhältnismäßig engen Grenzen schwankt, und zwar bei Lokomotiven mit besonderem Tender etwa zwischen 2,3 und 3,3 m²/t, bei Tenderlokomotiven etwa zwischen 1,5 und 2,6. $\frac{H}{L}$ hat nur bei Tenderlokomotiven mit gleich großen Vorratsräumen den Sinn einer vergleichbaren Wertziffer.

Hierzu sei bemerkt

a) bezüglich H :

1. Steigert man die Heizfläche eines Kessels in bestimmtem Maße, so nimmt das entsprechende Kesselgewicht langsamer zu, da in einem Langkessel größeren Durchmessers (bei gleichbleibender Siederohrteilung) unverhältnismäßig mehr Rohre untergebracht werden können als in einem solchen geringeren Durchmessers. Das Gewicht der Feuerbüchse und des Feuerbüchsmantels nimmt mit zunehmender Feuerbüchsheizfläche verhältnismäßig zu, das Langkesselgewicht jedoch steigert sich bei einer Vergrößerung der Rohrheizfläche weit langsamer als bei dem Kesselhinterteil.

2. Die Größe der erforderlichen Heizfläche wird durch die Güte der Dampfausnutzung insofern beeinflusst, als mit einer Steigerung der Dampfausnutzung

durch Vorwärmung des Speisewassers¹⁾,

- » Erhöhung des Kesseldrucks,
- » Dampftrocknung oder Überhitzung,
- » Heizung der Zylinder²⁾,
- » weiter getriebene Dampfdehnung,
- » Anwendung der »Gleichstrom-Dampfmaschine« im Lokomotivbau³⁾

die Kesselabmessungen und das Kesselgewicht (bei gleich bleibender Maschinenleistung) abnehmen.

b) bezüglich Z : Das Dienstgewicht Z setzt sich im wesentlichen zusammen aus dem Gewicht des Rahmens, Kessels, der Maschine und der Ausrüstung, wozu bei Tenderlokomotiven noch die Vorräte kommen, die hier von erheblichem Einflusse sind.

Das Rahmengewicht wird stark beeinflusst durch die Bauart der Lokomotive im allgemeinen (Achsanordnung, Drehgestelle usw.) und durch die Durchbildung des Rahmens im

¹⁾ Ägypt. Staatsbahn $S^{2/4}$: 2 Bo, Vorwärmer Bauart Trevithick Z. 1907, S. 11; Central of Georgia $G^{4/5}$: 1 Do, Z. 1900, S. 154.

²⁾ Est $S^{2/5}$ 2 Co (Serie 10).

³⁾ Zuerst versucht auf der Intercolonial Railway of Canada, vgl. The Railroad Gazette 1901, S. 395.

besondern. Die Anwendung von vier durchlaufenden Rahmenblechen, von kombiniertem Außen- und Innenrahmen, von Außenrahmen überhaupt, der Einbau umständlicher Rahmenversteifungen vergrößern den Wert L gegenüber dem bei einfachen Barrenrahmen, Innen- oder Kraußschen Kastenrahmen.

Das Kesselgewicht ist bereits unter a) besprochen.

Das Gewicht der Lokomotiv-Dampfmaschine nimmt mit Vergrößerung der Leistung langsam zu. Triebräder sehr großen Durchmessers oder solche mit schweren Gegengewichten, insbesondere bei geringem Radsterndurchmesser, Kropfachsen, endlich die Anordnung von drei oder vier Triebwerken vergrößern L stärker.

Das Gewicht der Ausrüstung, u. a. des Führerhauses, beeinflusst L um so mehr, je kleiner die Lokomotive ist; besonders geforderte Bremseinrichtungen steigern L in dem Maße, je höher der gewünschte Bremsdruck und je größer die Zahl der abzubremsenden Räder ist.

Aus dem Angeführten geht hervor, daß eine genaue Schätzung des voraussichtlichen Dienstgewichtes außerordentliche Erfahrung erfordert. Es ist deshalb allgemein üblich, die Gewichte aller Einzelteile in einer Tabelle zu vereinigen, um das zu erwartende Gesamtgewicht möglichst genau zu erhalten; gleichzeitig werden hierbei die Lage des Gesamtschwerpunkts der leeren und der dienstbereiten Lokomotive sowie die Verteilung ihres gefederten Gewichts auf die Unterstützungspunkte des Hauptrahmens (auf die »Federbasis«) und damit die zu erwartenden Achsdrücke ermittelt. Über die Verwirklichung bestimmter angestrebter Achsdrücke (vgl. § 85, S. 258).

§ 7. 7. Ermittlung des erforderlichen Reibungsgewichts L_1 .

1. Die Reibungsziffer. Das Reibungsgewicht L_1 ergibt sich unter Zugrundelegung einer mittleren Reibungsziffer für diejenige Zugkraft, welche während der Fahrt, d. h. im Beharrungszustand, den größten nach den Leistungsprogrammen sich ergebenden Gesamtwiderstand des Zuges überwindet. Diese als »leistungsprogrammgemäße Zugkraft Z « bezeichnete Kraft wirkt am Umfang der Triebräder; ihre Größe ist im § 2 bereits

ermittelt. Die Reibungsziffer zwischen Radreifen und Schiene, auch »Adhäsionskoeffizient« genannt, ist mit dem Zustand der Schienen stark veränderlich. Über die erfahrungsmäßigen Werte gibt nachstehende Zahlentafel 3 Aufschluß.

Es ist üblich, entweder mit der Reibungsziffer

$$f = \frac{Z \text{ kg}}{L_1 \text{ kg}} = 1 : \frac{L_1 \text{ kg}}{Z \text{ kg}}$$

oder nach von Borries mit dem Quotienten $\frac{Z \text{ kg}}{L_1 \text{ t}}$ zu rechnen.

Bei diesen beiden Quotienten ist jedoch zu beachten, daß unter Z ein physikalischer Wert, nämlich der Reibungswiderstand zwischen Radreif und Schiene zu verstehen ist, dem die am Triebbradumfang entwickelte »Zylinderzugkraft Z_2 « höchstens gleich werden darf, wenn Schleudern, d. i. Gleiten der Räder auf den Schienen ohne Fortbewegung der Lokomotive, vermieden werden soll. In den Lokomotivtabellen dagegen, vgl.

Spalte $\frac{Z_2}{L_1}$ der Zusammenstellungen 5 und 7 des 2. Abschnitts, ist für Z_2 ein rechnungsmäßiger Wert, ermittelt nach den Formeln des § 11, vgl. S. 22 u. ff., die »Zylinderzugkraft Z_2 «, eingesetzt.

Zahlentafel Nr. 3.

Übersicht über die Veränderlichkeit der Werte $f = \frac{1}{\dots}$ bzw. $\frac{Z}{L_1}$, abhängig vom Zustand der Schienen.

	f	$\frac{Z}{L_1}$ kg/t
Bei trockenen, staubfreien oder ganz nassen Schienen	$\frac{1}{7} \div \frac{1}{6,6} \div \frac{1}{6}$	143 ÷ 150 ÷ 167
Bei Glatteis, Tau, Nebelreifen, in feuchten Tunnels und auf Bahnhofstrecken, wo regelmäßig mit geöffneten Zylinderhähnen gefahren wird	$\frac{1}{7} \div \frac{1}{10}$ und weniger	143 ÷ 100 und weniger
Bei verlässigen Sandstreuern, welche trockenen, reinen, körnigen Sand (auch bei Seitenwind) zwischen Rad und Schiene fördern	$\frac{1}{5} \div \frac{1}{4}$ und mehr	200 ÷ 250 und mehr

$$\frac{L_1}{4 \text{ bis } 10} = Z$$

18

Erster Abschnitt.

$$L_1 \geq Z \cdot \text{mal } 4 \text{ bis } 10$$
$$Z: 4 \text{ bis } 10 \leq L_1$$

2. Das erforderliche Reibungsgewicht L_1 ist somit

$$L_1 \geq \frac{Z}{f} \text{ oder } L_1 \geq Z : \frac{Z}{L_1}$$

wobei für Z die »leistungsprogrammgemäße Zugkraft« einzusetzen, und für f bzw. $\frac{Z}{L_1}$ folgende Werte zugrunde zu legen sind:

- bei S- und P-Lokomotiven mit besonderem Tender: $\frac{1}{6,67}$
bzw. 150 kg/t;
- bei G-Lokomotiven mit besonderem Tender auf mäßig gekrümmten Strecken: $\frac{1}{6}$ bzw. 167 kg/t;
- bei G-Lokomotiven mit besonderem Tender auf ausgesprochenen Gebirgslinien mit scharfen Krümmungen und feuchten Tunnels: $\frac{1}{6,67}$ bzw. 150 kg/t;
- bei T-Lokomotiven, deren Reibungsgewicht durch den Verbrauch der Vorräte nur wenig beeinflusst wird, je nach dem Verwendungszweck die unter a) ÷ c) genannten Werte;
- bei T-Lokomotiven, deren Reibungsgewicht durch den Verbrauch der Vorräte abnimmt: $\frac{1}{9} \div \frac{1}{7}$ bzw. 110 ÷ 143 kg/t, wobei unter L_1 das Reibungsgewicht bei vollen Vorräten verstanden ist.

§ 8.

Die vier verschiedenen Arten der „Zugkraft“ einer Lokomotive.

Bei Berechnung der Hauptabmessungen einer Lokomotive kommen vier verschiedene Arten der »Zugkraft« in Frage:

- die »leistungsprogrammgemäße« Zugkraft,
- die Zugkraft aus der Maschinenleistung,
- die Zugkraft aus der Kesselleistung,
- die Zugkraft aus dem Reibungsgewicht.

Diese vier Arten sind voneinander wohl zu unterscheiden und seien deshalb kurz besprochen:

1. Die leistungsprogrammgemäße Zugkraft Z ist diejenige Zugkraft, welche dem beim Leistungsprogramm zu überwindenden Gesamtwiderstand das Gleichgewicht hält. Sie wird

am Triebtradumfang, nicht etwa am Zughaken gemessen, ist demnach die Summe der zur Bewegung der Lokomotive, des Tenders und der Wagen erforderlichen Zugkräfte.

2. Die Zylinderzugkraft Z_z , auch »Zugkraft aus der Maschinenleistung« genannt, ist die von der Lokomotivmaschine am Hebelarm des Triebradhalbmessers erzeugte Umfangskraft; sie ist — wie die Umfangskraft oder der entsprechend bezogene »Tangentialdruck« einer jeden Kolbendampfmaschine von 0 bis zu einem Maximum veränderlich und wird im Mittel gesetzt:

$$Z_z = a p \frac{d^2 h}{D},$$
 wobei die jeweiligen Werte des Koeffizienten a aus den Formeln des § 11, S. 22 u. f. ersehen werden mögen.

Die Gefahr des Schleuderns ist am größten, wenn Z_z sein Maximum erreicht. Da Verbundmaschinen ein gleichmäßigeres Tangentialdruckdiagramm haben als Zwillingsmaschinen, so folgt: Verbundlokomotiven können mit einem geringeren Reibungsgewicht ausgestattet werden als Zwillingslokomotiven, gleichviel ob Zwei- oder Vierzylinderverbund, bzw. einfacher oder doppelter Zwilling. In all den Fällen, wo die Gefahr des Schleuderns besonders groß ist, erweist sich die Verbundlokomotive (ausnahmslos der Bauarten mit Dampfdruckgestell) der Zwillingslokomotive überlegen, besonders also auf Gebirgsbahnen mit außergewöhnlich scharfen Krümmungen, in denen die gekuppelten Räder infolge des Unterschiedes der Länge des inneren und äußeren Stranges teilweise auf unrichtigen Laufkreisen zu rollen kommen, somit schon bei jeder Umdrehung um einen geringen Betrag ihres Umfangs gleiten müssen, wodurch das Eintreten des Schleuderns erfahrungsmäßig stark begünstigt wird.

3. Die Zugkraft aus der Kesselleistung Z_{KL} , d. h. diejenige Kraft, deren Aufrechterhaltung dem Kessel ohne Überanstrengung dauernd möglich ist, bestimmt sich aus der Beziehung:

$$NPS = \beta H = \frac{Z_{KL} \cdot V}{270} \text{ zu } Z_{KL} = \beta H \cdot \frac{270}{V},$$

wobei β , die Anstrengungsziffer der Heizfläche, der Zahlentafel 2, Seite 13, entnommen wurde.

Dieser Wert, die Zugkraft aus der Kesselleistung, muß mindestens ebenso groß sein als die »leistungsprogrammgemäße Zugkraft Z_e . Ist $Z_{KL} < Z_e$, so würde der Kessel erschöpft

werden, wenn der Betrieb diese Ungleichheit auf die Dauer mit sich bringen würde. Ist $Z_{KL} > Z$, so könnte die Geschwindigkeits- und Schleppleistung der Lokomotive noch stärker gesteigert werden, soweit das Reibungsgewicht ausreicht.

4. Die Zugkraft aus dem Reibungsgewicht $Z_{\text{aus } L_1}$, kurz auch »Adhäsion« genannt, ist das Produkt aus der Triebachslast L_1 und dem Reibungskoeffizienten f , $Z_{\text{aus } L_1} = L_1 \cdot f$. Da die Werte von f , wie die Zahlentafel Nr. 3 auf Seite 17 ersehen läßt, sehr stark veränderlich sind, schwankt auch die Zugkraft aus dem Reibungsgewicht außerordentlich. Eine Veränderlichkeit von L_1 , welche bei Tenderlokomotiven mit Abnahme der Vorräte je nach der Achsanordnung und Verteilung der Vorräte mehr oder minder eintritt, ist hierbei ebenfalls zu beachten.

Die Sicherheit gegen Schleudern in all den Fällen, wo starke Zylinderzugkraft erforderlich ist, also beim Anziehen eines Zuges und Hinauffahren starker Steigungen, kann nach dem aus der Gleichung $f = \frac{(Z_s)_{\text{max}}}{L_1}$ gefundenen Wert von f bzw. $\frac{Z_s}{L_1}$ beurteilt werden.

Je kleiner sich hierbei f ergibt, desto verlässiger müssen Sandstreuer bzw. Schienenwäscher arbeiten.

Die Hauptabmessungen der Maschine und des Kessels und das Reibungsgewicht einer Lokomotive sind um so zweckmäßiger, je weniger sich die Werte Z_s , Z_{KL} und $Z_{\text{aus } L_1}$ von dem leistungsprogrammgemäßen Werte Z unterscheiden.

§ 9.

8. Festlegung des Kupplungsverhältnisses.

Der höchste, für die zu befahrende Strecke zulässige Achsdruck — für Hauptbahnen in Deutschland zurzeit 16 t, gemessen bei stillstehendem Fahrzeug — wird bei Trieb- und Kuppelachsen meist voll ausgenutzt. Es kann somit entschieden werden, wie viele gekuppelte Achsen das erforderliche, im § 7 ermittelte Reibungsgewicht L_1 bedingt: Der Zähler des Kupplungsverhältnisses und das auszuführende Reibungsgewicht L_1 ist somit festgelegt.

Der nach Abzug des Reibungsgewichtes verbleibende Rest des Dienstgewichtes: $L - L_1$ ist auf Laufachsen derart zu ver-

teilen, daß die führende Achse geringer belastet ist als die folgende, vgl. T. V. § 90 Abs. 2, Fassung von 1909. So ergibt sich die Zahl der erforderlichen Laufachsen, demnach die Gesamtzahl der Lokomotivachsen, also der Nenner des Kupplungsverhältnisses.

Auf diese Weise wird entschieden, ob z. B. eine S-Lokomotive $\frac{2}{4}$, $\frac{3}{4}$ oder $\frac{3}{5}$ gekuppelt auszubilden ist.

Gütermaschinen, deren verlangte Höchstgeschwindigkeit 50 km/Std. nicht übersteigt, werden zweckmäßig »mit voller Adhäsion«, d. h. unter Vermeidung von Laufachsen ausgebildet. Höhere Fahrgeschwindigkeit macht jedoch die Anwendung führender Laufachsen auch bei Güterzugslokomotiven wünschenswert.

Anmerkung 1. Die Vorschrift, daß die Vorderachse bei dreiachsigen Lokomotiven mit mindestens $\frac{1}{4}$ des Lokomotivgewichts belastet sei, daß das führende amerikanische Drehgestell bei $\frac{2}{4}$ gekuppelten Lokomotiven mindestens $\frac{1}{2}$, bei $\frac{3}{5}$ gekuppelten mindestens $\frac{1}{4}$ des Maschinengewichtes trage, ist seit Ende 1900 nicht mehr bindend, vgl. T. V. 1900, § 92, Abs. 2, bzw. 1909, § 90, Abs. 2.

Anmerkung 2. Laufachsen, Bauart Adams, welche sich in Krümmungen um einen ideellen, nach der Fahrzeugmitte hin gelegenen Punkt verdrehen, sollen nicht allzu stark belastet werden, da sie sich erfahrungsgemäß in Kurven um so ruckweiser einstellen, je stärker sie belastet sind.

Anmerkung 3. Weitere Gesichtspunkte für die Verteilung des Lokomotivgewichts auf die einzelnen Achsen finden sich im 4. Abschnitt, § 56, S. 190.

9. Ermittlung der Zylinderabmessungen: Kolbenhub h , § 10. Zylinderdurchmesser d , bzw. d_H , d_N , Zylinderinhalt J .

Die Zylinderabmessungen werden in grundsätzlich verschiedener Weise ermittelt, je nachdem es sich handelt:

- a) um Lokomotiven, bei welchen das Reibungsgewicht voll ausgenutzt werden muß: Verschiebe-, G-, auch P und S-Lokomotiven, welche vorwiegend auf starken Steigungen zu arbeiten haben, oder
- b) um Lokomotiven, bei welchen die im regelmäßigen Betrieb erreichbare Höchstleistung durch die Kesselleistung begrenzt

ist. Dies ist vorzugsweise der Fall bei P- und S-Maschinen für Flachlandstrecken, wo die Geschwindigkeit so stark gesteigert werden kann, daß eine Maschinenleistung am

Triebbradumfang: $N_M = \frac{Z_z \cdot V}{270}$ durch die Leistung des

Kessels: $N_K = \beta H$ nicht mehr dauernd zu decken ist. Alsdann findet die Schlepp- und Geschwindigkeitsleistung durch die Kesselleistung ihre obere Begrenzung.

Im Fall **a** erfolgt die Berechnung der Zylinderabmessungen aus dem Reibungsgewicht L_1 , bzw. aus $Z_{\text{aus } L_1} = f \cdot L_1$, im zweiten

Fall **b** dagegen aus der Wertziffer $\frac{J}{H}$, worin J bedeutet:

1. bei Zwillingsanordnung den Inhalt 1 Zylinders: $\frac{d^2 \pi}{4} \cdot h$,

2. bei Zweizylinder-Verbundanordnung den Inhalt des
HD-Zylinders: $\frac{d_H^2 \pi}{4} \cdot h$,

3. bei Vierzylinder-Verbundanordnung den Inhalt der
2-HD-Zylinder: $2 \cdot \frac{d_H^2 \pi}{4} \cdot h$.

§ 11. Fall a: Ermittlung der Zylinderabmessungen aus dem Reibungsgewicht.

Übliches Verfahren ohne Aufzeichnung der Dampfdruckdiagramme.

1. Die Wahl des Kolbenhubs h ist in enge Grenzen eingeschlossen. Ein passender Wert kann entweder mit Hilfe des nach Seite 9 bekannten Wertes D aus dem Verhältnis $\frac{h}{D}$ abgeleitet oder den Zahlentafeln 5 und 7, S. 31 u. f., unmittelbar entnommen werden.

$\frac{h}{D}$ | bei Lokomotiven für S- und P-Dienst: 0,29 bis etwa 0,40,
» | » » » G-Dienst: etwa 0,43 » 0,55.

Bei kleinem Triebbraddurchmesser, etwa wenn $D < 1350$ mm, ist es ratsam, die Wahl des Hubes h sofort darauf hin zu prüfen, ob die Köpfe der Trieb- und Kuppelstangen noch in den unteren Stufen der Umgrenzungslinie der festen Teile (vgl. S. 6) unter-

gebracht werden können, und zwar bei abgenutzten Radreifen, also dann, wenn diese ihre zulässige Mindeststärke erreicht haben, welche bei Lokomotiven 25 mm beträgt (vgl. T. V. Fassung 1909, § 68, 4). Bei der vielfach üblichen Radreifenstärke von 65 mm hat man demnach mit einer Radreifenabnutzung von $65 - 25 = 40$ mm (somit mit einer Verkleinerung der Raddurchmesser um 80 mm) zu rechnen.

2. Der Zylinderdurchmesser d , bzw. d_H , d_N ergibt sich aus der Zugkraft aus dem Reibungsgewicht: $Z_{aus L_1}$, welche unter Zugrundelegung der auf S. 18 gegebenen Durchschnittswerte von f bestimmt wird: $Z_{aus L_1} = f \cdot L_1$. Dieser Wert ist gleich der mittleren Zylinderzugkraft Z_z , welche gesetzt wird:

a) bei Naßdampfbetrieb

1. bei Zwillingslokomotiven $Z_z = \alpha p^k \cdot \frac{d^2 h}{D}$, wobei α bei S- und P-Dienst = 0,5, bei G- und Verschiebedienst = 0,6;
2. bei Zweizylinder-Verbundlokomotiven

$$Z_z = \alpha p \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{d_N^2 \cdot h}{D},$$

wobei α je nach dem Zylinderraumverhältnis aus der folgenden von v. Borries angegebenen Zahlentafel Nr. 4 entnommen wird.

Zahlentafel Nr. 4.

$\frac{J_N}{J_H}$	2,0	2,25	2,5	2,9
bei S- und P-Dienst .	0,44	0,42	0,40	0,38
bei G-Dienst	0,50	0,48	0,45	0,40

3. bei Vierzylinder-Verbundlokomotiven

$$Z_z = \alpha p \cdot \frac{d_N^2 \cdot h}{D},$$

wobei α der vorstehenden Zahlentafel Nr. 4 zu entnehmen ist.

Der Koeffizient α trägt Rechnung: 1. dem mechanischen Wirkungsgrad der Lokomotivmaschine, 2. der bei einem betriebstechnisch passenden Füllungsgrad sich ergebenden mittleren Dampfspannung.

Seine Größe wird zuweilen in etwas anderen Grenzen gewählt, als oben angegeben. Diesem Umstand ist in den Zahlentafeln Nr. 5 und 7 dadurch Rechnung getragen, daß der jeweilige Wert αp in der betreffenden Spalte angegeben ist. Die Umrechnung der Zugkraft einer bestimmten Maschine auf einen anderen Koeffizienten α kann sodann mit geringem Zeitaufwand vorgenommen werden.

Empfehlenswerte Zylinder-Raumverhältnisse:

1. bei Zweizylinder-Verbundlokomotiven für S- und P-Betrieb $2,2 \div 2,4$, für G-Betrieb $2,0 \div 2,2$;
2. bei Vierzylinder-Verbundlokomotiven $2,4 \div 3,0$.

Die Wahl des Zylinder-Raumverhältnisses beeinflusst die Durchbildung der Steuerung insofern, als zur Erzielung ange-nähert gleicher Leistung der Hoch- und Niederdruckmaschine die Niederdruckfüllungen gegenüber den gleichzeitigen Hochdruckfüllungen um so mehr vergrößert werden müssen, je stärker man sich vom Verhältnis $1:3$ entfernt.

b) bei Heißdampftrieb nach Angabe von Wilhelm Schmidt in folgender Weise: Man bestimmt den Hubraum der erforderlichen Naßdampfzylinder nach a) und vergrößert diesen bei einer Überhitzung um 50^0 , 100^0 , 150^0 um bzw. 10 , 20 , $30^0/0$. Gleichen Kolbenhub für Naß- und Heißdampfmaschine vorausgesetzt, ist bei letzterer der Zylinderquerschnitt um die genannten Prozen-te zu vergrößern.

Anmerkung. Die nach a) oder b) bestimmten Hubräume können durch Aufzeichnung der Dampfdruck-Diagramme und Bestimmung des mittleren Druckes p_m mittels folgender Gleichungen geprüft werden:

1. bei Zwillinglokomotiven:

$$\text{Inhalt eines Zwillingzylinders} \quad \frac{d^2 \pi}{4} \cdot h = Z_z \cdot \frac{D}{\eta \eta p_m} \cdot \frac{\pi}{4};$$

2. bei Zweizylinder-Verbundlokomotiven:

$$\text{Inhalt eines Niederdruckzylinders} \quad \frac{d_N^2 \pi}{4} \cdot h = Z_z \cdot \frac{D}{\eta \eta p_m} \cdot \frac{\pi}{2}.$$

3. bei Vierzylinder-Verbundlokomotiven:

$$\text{Inhalt eines Niederdruckzylinders} \quad \frac{d_N^2 \pi}{4} \cdot h = Z_z \cdot \frac{D}{\eta \eta p_m} \cdot \frac{\pi}{4},$$

wobei η der Völligkeitsgrad des Dampfdruck-Diagramms = $0,9$,
 η der mechanische Wirkungsgrad der Lokomotivmaschine = $0,85$
 bis $0,93$ je nach der Zahl der Triebwerke, der gekuppelten Achsen,

der Bauart der inneren Steuerung (ob nicht entlasteter Flachschieber oder Kolbenschieber).

Die Wahl des Füllungsgrades kann hierbei nur aus der Erfahrung mit Lokomotiven ähnlicher Bauart und ähnlicher Betriebsweise erfolgen. Gerade hierin liegt die Schwierigkeit dieses Verfahrens.

Fall b: Ermittlung der Zylinderabmessungen aus dem § 12.

$$\text{Verhältnis } \frac{J}{H} = \frac{\text{Zylinderinhalt}}{\text{Heizfläche}}$$

Passende Werte von $\frac{J}{H}$ sind der Zahlentafel Nr. 2, S. 13 oder 5 bzw. 7, S. 31 u. f. zu entnehmen.

Bemerkungen über die vom Zylinderinhalt abhängigen Eigenschaften der Lokomotiven: Ein großer Zylinderinhalt gestattet weitgehende Dampfdehnung, welche höchstenfalls bis 0,2 Atm. Überdruck getrieben werden kann. Hiermit wird ermöglicht: 1. eine gute Ausnutzung der Dampfkraft; 2. ein schwacher Schlag im Blasrohr; 3. gleichmäßigere Feueranfachung und damit 4. Kohlenersparnis. Naßdampflokomotiven mit großen Zylindern zeigen jedoch erfahrungsmäßig schweren Lauf bei hohen Umdrehungszahlen. Ein in dieser Beziehung gemachter Fehler ist ohne Erneuerung der Dampfzylinder nicht zu beseitigen und kann eine für hohe Fahrgeschwindigkeit bestimmte Lokomotive für diesen Dienst geradezu unbrauchbar machen. Naßdampflokomotiven für S- und P-Dienst auf Flachlandstrecken erhalten somit zweckmäßig kleinere Zylinder ($\frac{J}{H} = 0,52$ bis höchstens 0,85), Maschinen dagegen, welche vielfach stärkere Steigungen zu nehmen haben, größere Zylinder ($\frac{J}{H}$ mindestens = 0,75 bis 1,0 und darüber). Im letzteren Fall ist jedoch die im Flachland erreichbare Höchstgeschwindigkeit geringer als im ersteren.

Die bis jetzt gefundenen Hauptabmessungen und Gesamtgewichte prüfe man an Hand bewährter Ausführungen, welche im 2. Abschnitt, S. 31 u. f. zusammengestellt sind.

Dieser kritische Vergleich der errechneten Abmessungen mit erprobten Ausführungen ist mit großer Sorgfalt vorzunehmen.

Zweiter Abschnitt.

Tafeln der Hauptabmessungen, Gewichte und Wertziffern von mitteleuropäischen Lokomotiven mit Schlepptender, von Tendern und Tenderlokomotiven.

Die Zahlentafeln 5, 6 und 7 enthalten ausschließlich typische, für mitteleuropäische Verhältnisse in Betracht kommende Ausführungen, bei welchen der höchste Achsdruck 16 t nur in einzelnen Fällen überschreitet.

1. Tafel 5, S. 32—87 enthält Lokomotiven mit Schlepptender.
2. Tafel 6, S. 88—89 enthält die Hauptabmessungen von Tendern und dient hauptsächlich
 1. zur Bestimmung des Gesamtdienstgewichts von $L + T$, welches durch die erforderlichen Wasser- und Kohlenvorräte beeinflusst wird (vgl. § 1, 4, S. 5).
 2. zur Ermittlung des Gesamtachsstandes von $L + T$, welcher der bezüglich des Drehscheibendurchmessers gestellten Bedingung genügen muß. Der Gesamtachsstand sei mindestens um 1 m kürzer als der Durchmesser der in Betracht kommenden Drehscheibe.
3. Tafel 7, S. 90—123 enthält Tenderlokomotiven, und zwar:
 - a) auf S. 90—121: Maschinen für Bahnen, auf denen ein höherer Achsdruck als 10 t zulässig ist,
 - b) auf S. 122—123: Leichte Tendermaschinen des Nebenbahnen- und Verschiebedienstes, bei welchen der Achsdruck 10 t nicht überschreitet.

Bemerkungen zu den Zahlentafeln 5 und 7.

§ 13.

Die Angaben über Lokomotiven und Tenderlokomotiven erstrecken sich bei jeder einzelnen Maschine über vier Seiten.

Die erste Seite enthält allgemeine Angaben über die betreffende Lokomotive, und zwar

1. das Kupplungsverhältnis,

a) in der alten Schreibweise, bei welcher die Achszahl im Nenner, die Zahl der gekuppelten Achsen im Zähler eines Bruches angeschrieben wird,

b) in der neueren, immer mehr zur Annahme gelangenden eindeutigeren Übelackerschen Schreib- und Sprechweise¹⁾, bei welcher zuerst die Zahl der vorne befindlichen Laufachsen mit einer arabischen Ziffer, dann die Zahl der gekuppelten Achsen bei Einkupplern mit A, bei Zweikupplern mit B, . . . bei Fünfkupplern mit E gekennzeichnet und endlich die Zahl der hinteren Laufachsen mit einer arabischen Ziffer angehängt wird.

So schreibt man z. B. die $\frac{2}{5}$ gek. Atlantiktype (vgl. Abb. 78—81, S. 207): 2 B 1, dagegen die $\frac{2}{5}$ gek. Krauß-Type (vgl. Abb. 119, S. 223): 1 B 2 oder die $\frac{3}{5}$ gek. ten wheelertype (vgl. Abb. 84, 85, S. 209): 2 C 0, dagegen die $\frac{3}{5}$ gek. Prärietype (vgl. Abb. 61, S. 199): 1 C 1;

2. die Verteilung der Lokomotivmassen auf die Radbasis, wobei das Vorhandensein eines Überhangs über die Endachsen bzw. Räder hervorgehoben ist;

3. die Achsanordnung und die Mittel zur Erzielung der Kurvenbeweglichkeit.

Hierbei gebrauchte Abkürzungen:

seitl. versch. für seitlich verschiebbar,

Lenk-A. > Lenkachse,

Bi. G. > Bissel-Gestell,

Adams-A. > Adams-Achse,

Am. Dr. > Amerikanisches Drehgestell,

Kr. H. Dr. > Krauß-Helmholtz-Drehgestell,

Ku. A. > Kuppelachse.

¹⁾ Vgl. Org. 1907, S. 47, 234.

Die beigesetzten Zahlen lassen die Größe einer allenfalls vorhandenen seitlichen Verschiebbarkeit oder Verdrehbarkeit erkennen.

Die Kuppel- und Triebachsen sind mit den Laufachsen numeriert.

4. die Rahmenkonstruktion, ob Platten-, Barren-, Innen-, Außenrahmen, Kraußcher Kastenrahmen, Doppelrahmen, kombinierter Innen- und Außenrahmen;
5. die Lage der Zylinder, sofern sie von der vorwiegend gebräuchlichen Außenlage abweicht;
6. die Kesselbauart, insbesondere die Ausbildung der Feuerbüchse, ob diese in die Länge oder in die Breite entwickelt ist;
7. die Lokomotivbauanstalt und das Erbauungsjahr der erstmaligen Ausführung der betreffenden Lokomotivtype;
8. die Bahnverwaltung und die hier übliche Gattungsbezeichnung;
9. die Literatur, wobei die auf Seite 266 zusammengestellten Abkürzungen gebraucht werden.

§ 14. Die zweite Seite enthält:

1. Angaben über Achsstände: den Gesamtachsstand s , die Geführte Länge GL , den festen Achsstand s_f , das Verhältnis $\frac{\text{Geführte Länge}}{\text{Gesamtachsstand}} = \frac{GL}{s}$, welches geeignet ist, die Güte der Führung eines Eisenbahnfahrzeugs in der Geraden zu kennzeichnen.
2. Gewichtsangaben: Leergewicht L_l , Dienstgewicht L (bei Tenderlokomotiven mit vollen Vorräten gerechnet), Reibungsgewicht L_1 , endlich die Zahl der mit 1 t Dienstgewicht verwirklichten Quadratmeter Heizfläche, also das Verhältnis $\frac{H \text{ m}^2}{L \text{ t}}$.
3. Angaben über den zugehörigen Tender: seine Achsanzahl, Leergewicht T_l , Dienstgewicht T , seinen Gesamtachsstand s_T , den Gesamtachsstand von $L + T : s + s_T$, endlich die Größe der Vorräte: $W \text{ m}^3$ Wasser, $K \text{ t}$ Kohle.

§ 15. Die dritte Seite enthält Angaben über den Kessel.

1. seine Gesamtheizfläche H_{total} (einschließlich eines etwa vorhandenen Überhitzers), die Bauart des letzteren, seine

Heizfläche $H_{\text{Üb}}$, die Verdampfungsheizfläche H des Kessels (feuerberührt).

Anmerkung. Sämtliche Heizflächen sind »feuerberührt« angegeben; wo notwendig wurden die Angaben von Fabriken oder Veröffentlichungen umgerechnet.

Die feuerberührte Oberfläche von Serve-Rippenrohren ist zu 70% als »Rohrheizfläche H_R « eingeführt (vgl. Z. 1904, S. 1791). Um in diesem Fall auch die feuerberührte Oberfläche der Rippenrohre ansehen zu können, ist in der Spalte H_R über der Heizfläche der Rohre H_R die wahre Rippenrohroberfläche unter Vorsetzung des Faktors 0,7 angegeben.

Vgl. z. B. Lokomotive Nr. 28, Seite 42:

$$H_B = 15,2 \text{ m}^2; H_{\text{Serverohre}} = 193,3 \text{ m}^2 \text{ fgl. } H_R = 0,7 \cdot H_{\text{Serverohre}} \\ = 0,7 \cdot 193,3 = 135,3 \text{ m}^2, \text{ wie in Spalte } H_R \text{ angegeben.}$$

2. die Abmessungen des Rostes: Rostfläche R , Rostlänge l_R , Rostbreite b_R , welch letztere für die Konstruktion der Lokomotive von einschneidender Bedeutung ist (vgl. § 17, Abb. 1—4, S. 125); das Verhältnis $\frac{\text{Verdampfungsheizfläche}}{\text{Rostfläche}}$

$$= \frac{H}{R}, \left[\text{nicht etwa } \frac{H_{\text{total}}}{R} \right];$$

3. die Abmessungen der Heizfläche: die Feuerraumtiefe t (bedingt durch die Art des Brennstoffs; Begriffserklärung s. § 25, S. 137), die Heizfläche der Büchse H_B , das Verhältnis $\frac{\text{Feuerbüchsheizfläche}}{\text{Verdampfungsheizfläche}} = \frac{H_B}{H}$, die Heizfläche der Siederohre H_R (mit Einschluß etwa vorhandener Flamm- und Rauchrohre), den mittleren Durchmesser d_K des Langkessels, seine Länge l zwischen den Rohrwänden (das Vorhandensein eines Clench-Überhitzers ist besonders bemerkt); die Siederohranzahl i , ihre Durchmesser d_i/d_a , die nämlichen Angaben über etwa vorhandene Flamm- und Rauchröhren, endlich die Lage der Mittellinie des Langkessels über $S. O.$, deren Kenntnis aus Vergleichsgründen wertvoll ist.

Die vierte Seite enthält Angaben über das Triebwerk: § 16.

1. den höchsten Dampfdruck;
2. die Zylinderanordnung, ob außen- oder innenliegend; bei Vierzylinderlokomotiven ist die Anordnung besonders

- benannt (nach de Glehn, Mallet-Rimrott, Einachsenantrieb nach Webb, v. Borries, Maffei, Plancher usw.);
3. die Zylinderabmessungen: Durchmesser d , Kolbenhub h , Inhalt des bzw. der Hochdruckzylinder: J_1 , Zylinderraumverhältnis $\frac{J_N}{J_H}$, Verhältnis $\frac{J_H}{H}$, d. h. den auf 1 m^2 Heizfläche treffenden Inhalt des Hochdruckzylinders;
 4. den Triebraddurchmesser D und das Verhältnis
$$\frac{\text{Kolbenhub}}{\text{Triebraddurchmesser}} = \frac{h}{D}, \text{ vgl. } \S 11, \text{ S. } 22;$$
 5. die Zugkraft Z_z aus der Maschinenleistung, berechnet nach den in § 11, S. 23 gegebenen Formeln. Der hierbei zugrunde gelegte Koeffizient α ist unter Beisetzung des Betriebsdruckes p (zu Umrechnungszwecken) besonders angegeben;
 6. die Verhältniszahlen:

mit 1 m^2 Heizfläche erzeugte Zylinderzugkraft:	$\frac{Z_z}{H} \text{ kg/m}^2,$
» 1 t Dienstgewicht » »	$\frac{Z_z}{L} \text{ kg/t},$
» 1 t Reibungsgew. » »	$\frac{Z_z}{L_1} \text{ kg/t}.$

Hauptabmessungen, Gewichte und Wertziffern von mitteleuropäischen Lokomotiven.

Maschinen mit Schlepptender

a) für Personen- und Schnellzugdienst

P $\frac{2}{2}$ $\frac{2}{3}$ $\frac{2}{4}$ S $\frac{2}{4}$ $\frac{2}{5}$ $\frac{2}{6}$ $\frac{3}{4}$ $\frac{3}{5}$ $\frac{3}{6}$ P $\frac{4}{5}$ $\frac{5}{6}$ S. 32—71

b) für Güterzugdienst

G $\frac{3}{3}$ $\frac{3}{4}$ $\frac{4}{4}$ $\frac{4}{5}$ $\frac{4}{6}$ $\frac{5}{5}$ $\frac{5}{6}$ S. 82—87

Schlepptender S. 88—89

Tenderlokomotiven

a) mit mehr als 10 t höchstem Achsdruck

T $\frac{1}{2}$ $\frac{1}{3}$ $\frac{2}{2}$ $\frac{2}{3}$ $\frac{2}{4}$ $\frac{2}{5}$ $\frac{2}{6}$ $\frac{3}{3}$ $\frac{3}{4}$ $\frac{3}{5}$ $\frac{3}{6}$ $\frac{3}{7}$
 $\frac{4}{4}$ $\frac{4}{6}$ $\frac{5}{5}$ S. 90—121

b) mit weniger als 10 t höchstem Achsdruck S. 122—123

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
1	$\frac{2}{2}$ o B O	Überh. Zyl., überh. B., feste Achsen, Kr. Kasten-R., schmale B.	Hohen- zollern 1890	Oldenb. Sts. B.	Org. X, S. 33 Taf. XVIII
2	$\frac{2}{3}$ I B O	Überh. Zyl., überh. B., feste Achsen, Außen- R., schmale B.	Maffei 1863	Bay. Sts. B. B VI	—
3	> >	Überh. Zyl., unterst. B., feste Achsen, Außen- R., schmale B.	Maffei 1874	Bay. Sts. B. B IX	—
4	> >	Überh. Zyl., unterst. B., feste Achsen, Innen- R., schmale B.	Verschiedene 1894	Preuß. Sts. B.	Pr. Normalien
5	> >	Überh. Zyl., unterst. B., vorne Bi. G., Innen-R., schmale B.	Verschiedene 1888	Preuß. Sts. B.	Pr. Normalien
6	> >	Überh. Rauchk., unterst. B., vorne Kr. H. Dr. (Ku. A. 2x25), Innen- R., schmale B.	Krauß 1889	Bay. Sts. B. B X	—
7	$\frac{2}{4}$ 2 B O	Überh. Rauchk., unterst. B., vorne am. Dr. (fest), Außen-R., schmale B.	Karlsruhe 1888	Bad. Sts. B. II ^a	Org. 1891, S. 198
8	> >	Kein Überh., am. Dr. (stil. versch.), Innen-R., Innen-Zyl., schmale B.	Karlsruhe 1892	Bad. Sts. B. II ^c	Org. 1896, S. 41 Taf. VIII
9	> >	Kein Überh., am. Dr. (2x20), Innen-R., schmale B.	Maffei 1895	Bay. Sts. B. B XI	Z. 1897, S. 98
10	> >	wie Nr. 9	Verschiedene 1892	Preuß. Sts. B.	Pr. Normalien
11	> >	wie Nr. 9	Hannover 1895	Preuß. Sts. B.	Pr. Normalien

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender						
	Total	GL	fest	GL	Leerd	Voll	Reduz.	H	Gewichte, Achsstände				W	K	
	s	GL	s _f	s	L ₁	L	L ₁	L	Achs.	T ₁	T	s _T			s+s _T
1	2,680	2,680	2,680	1,00	22,3	25,5	25,5	3,7	2	9,3	22,3	3,100	9,337	9,0	4,0
2	3,200	3,200	3,200	1,00	28,0	31,0	24,0	2,9	3	11,5	24,5	3,050	9,750	9,0	4,0
3	4,270	4,270	4,270	1,00	30,4	33,6	22,0	2,6	3	11,0	26,5	3,125	10,170	10,5	5,0
4	4,500	4,500	4,500	1,00	31,4	35,7	24,1	2,9	—	—	—	—	—	—	—
5	4,400	2,600	2,600	0,59	34,5	38,0	25,0	2,5	—	—	—	—	—	—	—
6	5,400	4,570	0,000	0,85	39,3	43,0	28,8	2,3	3	13,6	30,6	3,300	11,050	12,0	5,0
7	5,500	4,780	2,460	0,87	42,0	46,0	28,0	2,58	3	13,0	27,0	3,000	11,600	10,1	4,0
8	6,850	5,850	2,550	0,85	42,1	45,6	29,6	2,3	3	14,8	33,3	3,500	—	13,5	5,0
9	6,670	5,555	2,550	0,83	43,4	50,0	28,0	2,3	4	18,5	43,0	5,000	14,090	18,0	6,5
10	7,400	6,300	2,600	0,85	40,9	45,7	28,6	2,6	—	—	—	—	—	—	—
11	7,400	6,300	2,600	0,85	44,3	49,6	30,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost			Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d_a}$	h_{SO}
1	93,0	—	93,0	1,0	ca. 1,15	ca. 1,05	93	0,7	6,1	$\frac{1}{15,2}$	86,9	1200	3750	184 40/44	1960
2	90,4	—	90,4	1,3	ca. 1,18	ca. 1,11	70	0,5	6,7	$\frac{1}{13,5}$	83,7	1270	3715	156 46/52	ca. 1650
3	87,7	—	87,7	1,76	ca. 1,55	ca. 1,11	50	0,5	6,6	$\frac{1}{13,3}$	81,1	1290	3302	170 46/52	ca. 1950
4	103,2	—	103,2	1,87	1,80	1,01	55	0,8	6,8	$\frac{1}{15,2}$	96,4	1309	3800	197 41/46	1895
5	95,3	—	95,3	1,74	1,85	0,94	55	0,8	7,0	$\frac{1}{13,6}$	88,3	1272	3700	190 41/46	ca. 1960
6	99,0	—	99,0	1,89	1,896	0,996	52	0,8	8,5	$\frac{1}{11,6}$	90,5	1340	3750	167 46/52	2155
7	118,9	—	118,9	ca. 1,8	ca. 1,82	ca. 1,0	66	0,7	8,3	$\frac{1}{14,2}$	110,6	1275	4400	174 46/52	2000
8	104,7	—	104,7	2,06	ca. 2,0	ca. 1,0	50	0,9	9,3	$\frac{1}{11,3}$	ca. 95,4	1270	3800	174 46/52	2300
9	116,8	—	116,8	2,26	2,181	$\frac{1,021}{0,991}$	54	0,7	9,5	$\frac{1}{12,3}$	107,3	1400	3780	226 40/45	2250
10	118,96	—	118,96	2,30	2,220	1,010	52	0,75	8,95	$\frac{1}{13,3}$	110,01	1400	3900	219 41/46	2145
11	118,0	—	118,0	2,30	2,250	1,010	51	0,76	9,0	$\frac{1}{13,1}$	109,0	1400	3900	217 41/46	2260

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	ρ	Anordnung	Zylinder					Triebräder		Zylinderzugkraft				
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot \rho$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
1	12	2 a	365	560	58,6	—	0,63	1540	0,36	0,5 · 12	2900	31,2	114	114
2	10	2 a	406	610	79,0	—	0,87	1616	0,38	0,5 · 10	3100	34,4	100	129,5
3	10	2 a	406	610	79,0	—	0,86	1870	0,33	0,5 · 10	3100	33,2	93,6	146,8
4	10	2 a	400	560	70,4	—	0,68	1750	0,32	0,5 · 10	2560	24,8	72	106
5	10	2 a	420	600	83,1	—	0,87	1580	0,38	0,5 · 10	3350	35	88	134
6	12	2 a	$\frac{430}{610}$	610	88,6	2,00	0,90	1870	0,33	0,44 · 12	3200	32	74	111
7	ca. 10	2 a	435	610	90,6	—	0,76	1860	0,33	0,5 · 10	3100	26,1	67,4	111
8	13	2 i	460	600	99,7	—	0,95	2100	0,29	0,5 · 13	3930	37	86	133
9	13	2 a	$\frac{455}{570}$	610	99,2	2,17	0,85	1870	0,33	0,42 · 13	3980	34	80	142
10	12	2 a	460	600	99,7	—	0,84	1750	0,34	0,5 · 12	4350	36,6	95	152
11	12	2 a	$\frac{460}{680}$	600	99,7	2,18	0,84	1980	0,30	0,42 · 12	3530	30	71	118

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
12	² / ₄ 2 B 0	Kein Überh., am. Dr. (Pend.-Wiege), Inn.-R., Außen-Zyl., schmale B.	Chemnitz 1891	Sächs. St. B.	Org. X, S. 17 Taf. IX
13	» »	Kein Überh., am. Dr. (Zapfen fest) Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Sigl 1893	Österr. St. B. Serie 6	Org. 1897, S. 202
14	» »	wie Nr. 13	M. F. d. St. E. G. 1908	Österr. St. B. Serie 306	D. Lok. 1908, S. 161
15	» »	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.) Innen-R., Innen-Zyl., schmale B.	Winterthur 1900	Schw. N. O. B.	Z. 1902, S. 670. Barb. & G., S. 251
16	» »	Kein Überh., am. Dr. (2 × 20) Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Henschel 1906	Preuß. St. B.	Z. 1907, S. 690. D. Lok. 1906, S. 196
17	» »	wie Nr. 16	Breslau 1906	Preuß. St. B.	Z. 1907, S. 690. D. Lok. 1906, S. 149
18	» »	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.) Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Winterthur 1900	Schw. Z. B.	Barb. & Godf., S. 258 Taf. LXV
19	» »	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.) Innen-R., vorne Barren-R., Einachsen-Antrieb (von Borries), schmale B.	Hannover 1900	Preuß. St. B.	Z. 1902, S. 991. Barb. & Godf., S. 41 Taf. V
20	» »	Kein Überh., am. Dr. (2 × 45) Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Epernay 1900	Est Serie 8	Barb. & Godf., S. 145 Taf. XXVII, XXVIII
21	² / ₄ 1 B 1	Überh. Zyl., unterst. B., 1. und 4. Achse seitl. versch. (2 × 6), 2. u. 3. Achse fest, Innen-R., Innen-Zyl., schmale B.	Paris 1889	Paris-Orléans	Z. 1890, S. 269

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender						
	s	GL	s _f	GL/s	L ₁	L	L ₁	H/L	Gewichte, Achsstände				W	K	
									Achs	T ₁	T	s _T			s+s _T
12	6,750	5,550	2,400	0,82	44,6	49,4	28,0	2,5	—	—	—	—	—	—	—
13	7,300	5,860	2,800	0,80	49,4	55,7	28,5	2,5	3	15,3	38,0	3,200	12,935	16,5	6,0
14	7,300	5,860	2,800	0,80	51,9	56,9	29,0	2,5	—	—	—	—	—	—	—
15	7,200	6,100	2,600	0,85	45,0	50,0	31,0	2,6	3	12,0	28,7	3,200	12,800	12,0	4,0
16	7,600	6,300	2,600	0,83	49,2	54,5	31,8	1,85	4	22,0	49,0	4,600	—	20,0	7,0
17	8,000	6,900	3,000	0,86	53,6	58,9	33,0	2,36	4	22,4	48,9	4,600	—	21,5	5
18	7,000	6,000	2,600	0,86	44,1	48,3	30,1	2,4	3	13,5	30,5	3,200	12,700	18,0	4,0
19	7,500	6,400	2,700	0,85	48,6	52,8	31,3	2,3	3	15,8	33,0	3,300	13,425	12,0	5,0
20	7,250	6,100	3,050	0,84	53,2	58,2	34,0	2,3	3	18,3	44,3	4,000	—	20,0	6,0
21	6,400	2,210	2,210	0,35	—	54,7	31,4	2,3	3	ca. 16	33,7	—	—	14,5	2,8

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost			Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i d_a}$	h_{50}
12	123,5	—	123,5	2,33	2,260	1,010	54	0,92	10,2	$\frac{1}{12,1}$	113,3	1335	4025	$\frac{224}{40/45}$	2250
13	138	—	138	2,9	ca. 2,5	ca. 1,1	48	0,6	ca. 8	$\frac{1}{16,3}$	ca. 130	1420	4400	$\frac{205}{46/51}$	2850
14	ca. 142,1	Schmidt R. R. ca. 33,8	ca. 108,3	3,0	ca. 2,8	ca. 1,06	36	0,9	ca. 12,9	$\frac{1}{8,4}$	ca. 95,4	1388	3900	$\frac{123}{46/51}$ $\frac{18}{119/127}$	2800
15	128,5	—	128,5	2,2	ca. 2,11	1,040	59	0,9	10,4	$\frac{1}{12,4}$	118,1	1400	3800	$\frac{220}{41/45}$	2430
16	131,7	Schmidt R. K. 30,8	100,9	2,27	2,250	1,010	44,5	1,0	11,0	$\frac{1}{9,2}$	89,9	1400	3900	$\frac{172}{41/46}$ $\frac{1}{305/331}$	2500
17	177,3	Schmidt R. R. 38,6	138,7	2,30	2,290	1,010	60	ca. 0,9	11,8	$\frac{1}{11,8}$	126,9	1500	4500	$\frac{136}{41/46}$ $\frac{21}{124/133}$	2750
18	ca. 117,9	—	ca. 117,9	2,2	2,110	1,040	54	ca. 0,9	10	$\frac{1}{10,7}$	ca. 107	1380	3800	$\frac{224}{—/45}$	2300
19	118,7	—	118,7	2,27	2,250	1,110	52	ca. 0,9	9,7	$\frac{1}{12,2}$	109,0	1368	3900	$\frac{217}{46/51}$	2400
20	Serve ca. 133,1	—	Serve ca. 133,1	2,52	2,510	1,006	53	ca. 0,9	12,6	$\frac{1}{10,6}$	0,7 · 172,1 120,5	1463	3400	$\frac{140}{—/70}$	2580
21	ca. 125,6	—	ca. 125,6	2,15	2,222	0,941	59	ca. 1,1	14	$\frac{1}{9}$	ca. 111,6	1250	5190	$\frac{160}{43/48}$	2250

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender
 Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
12	10	2a	440	600	91,3	—	0,74	1875	0,32	0,5 · 10	3100	25	62	111
13	13	2a	$\frac{500}{740}$	680	133,6	2,19	0,97	2120	0,32	0,42 · 13	4795	34,6	86	168
14	15	2a	$\frac{520}{760}$	680	144,4	2,13	1,33	2120	0,32	0,4 · 15	5550	51,3	97,5	191
15	13	2i	$\frac{460}{680}$	660	109,7	2,18	0,85	1830	0,36	0,42 · 13	4550	35,4	91	147
16	12	2a	540	600	137,4	—	1,36	1980	0,30	0,5 · 12	5300	52,4	97	167
17	12	2a	550	630	149,7	—	1,08	2100	0,30	0,5 · 12	5440	39	92	165
18	14	deGlehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 330}{2 \cdot 510}$	$\frac{600}{600}$	102,6	2,40	0,87	1730	0,35	0,4 · 14	5050	43	105	168
19	14	Borries 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 330}{2 \cdot 520}$	$\frac{600}{600}$	102,6	2,48	0,87	1980	0,30	0,4 · 14	4580	39	87	146
20	16	deGlehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 350}{2 \cdot 550}$	$\frac{640}{660}$	123,2	2,55	ca. 0,93	2050	$\frac{0,312}{0,322}$	0,4 · 16	6220	47	107	183
21	13	2i	450	700	111,3	—	ca. 0,89	2150	0,33	0,5 · 13	4280	34	78	136

Zahlen-
Lokomotiven mit

1. Allgemeine Angaben.

a) für Personen- und

Nr.	Kupplungs- verhältnis		Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
22	$\frac{2}{4}$	1 B 1	Überh. Zyl., unterst. B., vorne Adams-A., 2., 3., 4. Achse fest, Auß.-R., Triebachse 3mal gelag., Innen-Zyl., schmale B.	Seraing 1892	Main-Neckar B.	Org. X, S. 28 Taf. XVI
23	»	»	Kein Überh., Kr. H. Dr. (Ku. A. 2×19) Innen- R., Endachse in Au- ßen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Krauß 1893	Pfalz B. P 2	Org. X, S. 24 Taf. XIII
24	$\frac{2}{5}$	2 B 1	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.), 5. Achse Lenkachse, Außen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Wiener- Neustadt 1894	Kais. Ferd. N. B.	Org. 1896, S. 158
25	»	»	Kein Überh., am. Dr. (2×25), 5. Achse Lenkachse, Komb.-R., Innen-Zyl., breite B.	Krauß 1898	Pfalz B. P 3	Org. 1899, S. 1
26	»	»	Kein Überh., am. Dr. (2×55), 3. 4. 5. Achse fest, St.-G. Barren R., Innen-Zyl., schmale B.	Trollhättan	Schwed Sts. B.	D. Lok. 1908, S. 140
27	»	»	Kein Überh., am. Dr. (2×40), 3., 4. Achse fest, 5. Achse Ad.-A. (2×20), Innen-R., de Glehn-Triebw., schm. B.	Chemnitz 1900	Sächs. St. B.	Barb. & Godf., S. 44 Taf. VI
28	»	»	Kein Überh., am. Dr. (2×40), 3., 4., 5. Achse fest, Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Belfort 1900	Nord	Barb. & Godf., S. 167 Taf. XXXIII, XXXIV
29	»	»	wie Nr. 28, jedoch breite Büchse	Grafenstaden	Preuß. St. B. S. 7	Z. 1906. S. 602 Taf. 3

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender						
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände					W	K
									Achs.	T ₁	T	s _T	s+s _T		
22	5,965	4,065	4,065	0,68	41,5	46,2	24,6	2,62	3	—	—	—	—	10,0	3,0
23	6,200	5,080	1,800	0,82	43,0	47,0	27,3	2,2	3	13,8	30,5	3,0	11,600	12,0	4,5
24	8,350	7,250	2,300	0,87	53,8	59,7	27,5	2,6	3	16,1	37,1	3,200	—	15,0	7,5
25	8,700	7,850	2,050	0,90	53,7	58,1	29,0	2,96	3	17,25	39,7	3,800	14,800	16,0	6,0
26	8,200	7,050	4,200	0,86	—	60,2	30,9	2,2	3	—	32,7	—	—	14,0	4,5
27	9,150	7,975	2,150	0,87	58,3	65,0	32,0	2,5	4	19,92	42,92	4,700	—	18,0	5,0
28	8,200	7,300	4,550	0,89	59,1	64,0	32,5	2,35	4	20,5	45,5	5,450	—	20,0	5,0
29	8,650	7,500	4,750	0,87	—	64,8	31,8	2,55	4	—	—	4,600	15,450	—	—

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	i d_i/d_a	h_{SO}
22	121,0	—	121,0	2,16	ca. 2,16	ca. 1,0	56	ca. 1,0	10,3	$\frac{1}{11,8}$	110,7	1300	3900	$\frac{210}{43/48}$	2250
23	102,1	—	102,1	1,8	1,816	0,996	57	ca. 0,85	10,0	$\frac{1}{10,2}$	92,1	1309	3750	$\frac{184}{42,5/47,5}$	2150
24	152,3	—	152,3	2,87	2,607	1,110	53	ca. 0,6	12,1	$\frac{1}{12,6}$	140,2	1500	4110	$\frac{230}{47,2/52,0}$	2500
25	171,7	—	171,7	2,81	1,520	1,840	61	ca. 0,8	10,9	$\frac{1}{15,7}$	160,8	$\frac{1450}{1640}$	4650	$\frac{259}{42,5/47,5}$	2475
26	165,8	Schmidt R. R. 32,8	133,0	2,60	2,388	1,090	51	ca. 0,7	11,8	$\frac{1}{11,3}$	121,2	1500	4600	$\frac{141}{44/50/18}$ 124/133	2750
27	165,0	—	165,0	2,40	2,440	0,990	69	ca. 0,9	13,5	$\frac{1}{12,2}$	151,5	1485	4700	$\frac{228}{45/50}$	2600
28	150,5	Serve ca. —	Serve ca. 150,5	2,74	2,747	0,991	55	ca. 1,1	15,2	$\frac{1}{9,9}$	$\frac{0,7 \cdot 193,3}{135,3}$	1456	4200	$\frac{126 S}{-/70}$	2520
29	165,1	Serve ca. —	Serve ca. 165,1	3,01	1,775	1,686	55	ca. 0,8	10,6	$\frac{1}{15,6}$	$\frac{0,7 \cdot 220,6}{154,5}$	1450	4600	$\frac{131 S}{65/70}$	2700

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst

4. Triebwerk.

Nr.	ϕ	An- ordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot \phi$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
22	11	2 i	500	600	117,8	—	0,97	2100	0,29	0,5 · 11	3930	32,4	85	159
23	12	2 a	435	600	89,2	—	0,87	1855	0,32	0,5 · 12	3670	36	78	134
24	13	2 a	470	600	104,1	—	0,68	1960	0,31	0,5 · 13	4380	29	73	159
25	13	2 i	490	570	107,5	—	0,73	1980	0,29	0,5 · 13	4490	26,2	73	149
26	12	2 i	500	600	117,81	—	0,89	1880	0,32	0,5 · 12	4790	35,9	79,5	155
27	15	deGlehn 2 a, 2 i	$\frac{2 \cdot 350}{2 \cdot 555}$	$\frac{630}{630}$	121,2	2,51	0,74	1980	0,32	0,4 · 15	5850	35	90	182
28	16	deGlehn 2 a, 2 i	$\frac{2 \cdot 340}{2 \cdot 560}$	$\frac{640}{640}$	116,2	2,72	0,77	2040	0,31	0,39 · 16	6140	41	96	189
29	16	deGlehn 2 a, 2 i	$\frac{2 \cdot 340}{2 \cdot 560}$	$\frac{640}{640}$	116,2	2,72	0,70	1980	0,32	0,39 · 16	6340	38	97	198

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
30	$\frac{2}{5}$ 2 B 1	Kein Überh., am. Dr. (Zapf. fest) 3., 4. Achse fest, 5. Achse Adams-A. (2×60), Innen-R., Einachsen-Antrieb (Gölsdorf), schmale B.	Prag 1901	Österr. Sts. B. Serie 108	Z. 1903, S. 117 D. Lok. 1904, S. 56
31	» »	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.), 5. Achse Adams-A., Innen-R., vorne Barren-R., Einachsen-Antrieb (von Borries), breite B.	Hannover 1903	Preuß. St. B. S. 7	Z. 1907, S. 780, Z. 1904, S. 956
32	» »	wie Nr. 31	Hannover 1906	Preuß. St. B. S. 7	D. Lok. 1908, S. 68
33	» »	Kein Überh., am. Dr. (Pendelwiege 2×60) 3., 4. Achse fest, 5. Achse seitl. versch. (2×15), Barren-R., Vauclain-Triebwerk, breite B.	Hannover 1906	Dänische B. St. Gruppe P	Org. 1907, S. 1, Taf. I, II D. Lok. 1908, S. 121
34	» »	Kein Überh., am. Dr. (2×65), 5. Achse Ad-Achse (2×20), Innen-R., Einachsen-Antrieb (Courtin), breite B.	Maffei 1902	Bad. Sts. B. 11d	Z. 1903, S. 119
35	» »	Kein Überh., am. Dr. (2×70), 3., 4., 5. Achse fest, Barren-R., Einachsen-Antrieb (Maffei), schmale B.	Maffei 1903	Bay. Sts. B. S. $\frac{2}{5}$	Z. 1905, S. 422 Taf. 4
36	» »	Kein Überh., am. Dr. (2×70), 3., 4. Achse fest, 5. Achse Adams-A. (2×23), Barren-R., Einachsen-Antrieb (Maffei), breite B.	Maffei 1905	Pfalz B. P 4	D. Lok. 1906, S. 56, Z. 1906, S. 606

Tafel Nr. 5.
Schleppdienst.
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender							
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände					W	K	
									Achs.	T ₁	T	s _T	s+s _T			
30	9,000	5,830	2,800	0,65	60,6	68,3	29,0	3,0	—	—	—	—	—	—	—	—
31	9,000	5,050	2,100	0,56	54,2	60,2	30,4	2,3	4	19,0	44,0	—	—	19,0	6,0	—
32	10,700	9,600	2,300	0,896	65,3	74,7	33,1	3,17	4	25,3	63,4	—	18,380	30,7	7,2	—
33	8,950	5,050	2,100	0,565	61,6	67,9	33,0	2,8	4	—	46,2	4,800	—	21,0	6,0	—
34	10,420	5,100	2,200	0,49	67,1	74,1	31,9	2,8	4	21,3	47,3	5,350	—	20,0	6 bis 11,0	—
35	8,850	7,750	4,500	0,875	61,6	68,0	32,0	3,0	4	22,0	50,0	5,100	—	22,0	6,0	—
36	10,240	5,330	2,150	0,52	67,5	74,3	32,0	3,0	4	21,5	48,0	5,000	16,800	20,0	6,5	—

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d}$	h_{SO}
30	202,7	—	202,7	3,5	ca. 3,32	ca. 1,06	58	ca. 0,8	16,6	$\frac{1}{12,2}$	186,1	1644	4000	$\frac{329}{45/51}$	2830
31	ca. 162	Pielock ca 26	ca 136	2,72	1,420	1,910	50	ca. 0,9	10,0	$\frac{1}{13,6}$	ca. 126	1400	4450	$\frac{241}{45/50}$	2500
32	236,21	—	236,21	4,0	1,950	2,050	59	ca. 0,9	14,04	$\frac{1}{16,8}$	222,17	$\frac{1602}{1714}$	5200	$\frac{272}{50/55}$	2675
33	ca. 191,7	—	ca 191,7	3,23	ca. 1,6	1,940	59	ca. 0,8	11,7	$\frac{1}{16,3}$	ca. 180,0	$\frac{1500}{1620}$	4800	$\frac{263}{45/51}$	2650
34	210,1	—	210,1	3,90	2,050	1,896	54	ca. 0,8	13,6	$\frac{1}{15,4}$	106,5	1600	4800	$\frac{279}{47/52}$	2750
35	205,5	—	205,5	3,28	ca. 3,00	ca. 1,10	62,7	ca. 0,9	14,5	$\frac{1}{14,1}$	191,0	1577	4550	$\frac{283}{47,5/52}$	2865
36	223,0	Pielock 36,0	187,0	3,80	2,030	1,880	59	ca. 0,9	13,8	$\frac{1}{13,5}$	173,2	1700	4700	$\frac{285}{50/55}$	2850

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_p}$
30	15	Gölsdorf 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 350}{2 \cdot 600}$	$\frac{680}{680}$	130,8	2,93	0,65	2140	0,32	0,38 · 15	6500	32	95	224
31	14	Borries 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 560}$	$\frac{600}{600}$	122,2	2,42	0,90	1980	0,30	0,4 · 14	5670	42	94	187
32	14	Borries 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 380}{2 \cdot 580}$	$\frac{600}{600}$	136,1	2,33	0,58	1980	0,30	0,4 · 14	5710	24,2	76,5	173
33	15	Vauclain 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 340}{2 \cdot 570}$	$\frac{600}{600}$	108,9	2,8	0,57	1984	0,30	0,39 · 15	5750	30	85	174
34	16	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 335}{2 \cdot 570}$	$\frac{620}{620}$	109,3	2,89	0,52	2100	0,30	0,38 · 16	5820	28	79	183
35	16	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 340}{2 \cdot 570}$	$\frac{640}{640}$	116,2	2,81	0,55	2000	0,32	0,38 · 16	6310	31	93	197
36	15	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 300}{2 \cdot 590}$	$\frac{640}{640}$	130,3	2,50	0,58	2010	0,32	0,4 · 15	6640	35,5	89	208

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur	
						37
38	$\frac{2}{6}$	2 B 2	Kein Überh., am. Dr. (2 × 70), 3. 4. Achse fest, am. Dr. (2 × 70), Barren-R., Einachsen-Antrieb, breite B.	Maffei 1906	Bay. Sts. B. S $\frac{2}{6}$ Nr. 3201	D. Lok. 1906 S. 137 Rev. gén. 1907 I S. 38
39	$\frac{2}{4}$	1 C 0	Kein Überh., vorne Bi. G., Innen-R. Außen-Zyl., schmale B.	Olten 1888	Schweiz. Z. B.	Barbey S. 32, Taf. 15, 16
40	›	›	wie Nr. 39	Winterthur 1894	Jura Simplon	Barbey S. 108, Taf. 63
41	›	›	Kein Überh., vorne Adams-A., Innen-R., Drei-Zyl.-Anordnung, schmale B.	Winterthur 1896	Schweizer B. B. $\frac{2}{4}$	D. Lok. 1907, S. 88
42	›	›	wie Nr. 39	Creusot 1900	Midi	Barb. & Godf., S. 162
43	›	›	Kein Überh., vorne Adams-A. (2 × 60), Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Prag 1905	Böhm. Nord B.	D. Lok. 1906, S. 49
44	›	›	Kein Überh., vorne Adams-A. (2 × 50), 2., 3., 4. Achse fest, Innen-R., schmale B.	M. d. St. E. G. Wien 1906	Öst.-Ung. St. E. G., Serie 39	D. Lok. 1908, S. 90
45	›	›	Kein Überh., vorne Zardr., Innen-R., Innen-Zyl., schmale B., auf dem Rahmen stehend	Schwartzkopff 1907	It. Sts. B. Gruppe 640	Z. 1908, S. 1301

Tafel Nr. 5.
Schleppender.
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender						
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände					W	K
									Achs.	T ₁	T	s _T	s + s _T		
37	9,780	ca. 8,480	2,200	0,87	67,1	74,4	31,7	3,16	4	21,43	47,43	5,050	—	18,0	8,0
38	11,700	9,650	2,320	0,82	75,9	84,5	32,0	2,54	4	19,5	52,5	5,300	18,510	26,0	7,0
39	6,800	4,200	4,200	0,62	—	67	34	1,55	2	—	—	—	11,002	9,0	3,0
40	6,100	3,700	3,700	0,61	44,0	45,5	36,7	2,50	2	—	—	—	—	8,0	3,9
41	6,310	3,900	3,900	0,62	50,4	56,4	44,8	2,21	3	13,8	33,8	3,400	12,645	16,0	4,0
42	6,600	4,000	4,000	0,61	48,3	53,2	41,5	2,39	2	10,5	21,3	—	—	6,5	4,0
43	5,850	3,500	3,500	0,60	43,3	47,8	37,4	2,06	—	—	—	—	—	—	—
44	6,200	3,500	3,500	0,565	48,1	53,6	42,0	2,60	—	—	—	—	—	—	—
45	6,750	5,310	2,250	0,79	49,0	55,0	44,3	1,97	3	13,5	34,1	—	—	15,0	5,0

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse		Langkessel					h_{SO}	
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l		$\frac{i}{d_i/d_a}$
37	235,0	—	235,0	3,9	2,054	1,900	60	ca. 0,8	12,5	$\frac{1}{18,8}$	222,5	1600	5250	$\frac{5}{28/40}$ 286 47/52	2850
38	253,0	Schmidt R.R. 38,5	214,5	4,7	2,320	2,030	45,7	ca. 0,9	16,5	$\frac{1}{13}$	198,0	1707	4900	$\frac{208}{51,5/56}$ 18 126/135	2950
39	ca. 104	—	ca. 104	2,3	1,500	1,530	45	ca. 0,8	ca. 8,0	$\frac{1}{13}$	ca. 96	1300	3896	$\frac{174}{—/50}$	2100
40	ca. 112,1	—	ca. 112,1	1,5	1,500	1,010	75	ca. 0,8	ca. 7,3	$\frac{1}{15,4}$	ca. 104,8	1327	4010	$\frac{177}{—/51}$	2100
41	ca. 124,4	—	ca. 124,4	2,3	ca. 2,4	ca. 1,0	54	ca. 0,9	ca. 11,9	$\frac{1}{10,5}$	ca. 112,5	1450	3800	$\frac{230}{41/45}$	2250
42	Serve 127,0	—	Serve 127,0	2,15	2,200	0,977	59	ca. 0,9	ca. 12,11	$\frac{1}{10,5}$	$\frac{0,7 \cdot 164,13}{114,89}$	1376	4200	$\frac{101 S}{—/70}$	2350
43	—	Schmidt R.R. 25,6	98,9	2,35	ca. 2,1	ca. 1,1	42	ca. 0,6	ca. 9,0	$\frac{1}{11}$	—	1420	3600	$\frac{146}{40/44,5}$ 18 119/127	2500
44	ca. 180,2	Schmidt R.R. ca. 40,8	ca. 139,4	2,7	ca. 2,46	ca. 1,1	51,7	ca. 0,6	ca. 11,4	$\frac{1}{12,2}$	ca. 128,0	1450	4500	$\frac{139}{47/52}$ 21 119/127	2490
45	141,8	Schmidt R.R. 33,5	108,3	2,46	2,167	1,120	44	—	9,9	$\frac{1}{10,9}$	98,4	1500	4000	$\frac{116}{45/50}$ 21 124/133	2730

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender.
 Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
37	16	Buda- Pest 2 i, 2 a	$\frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 620}$	$\frac{660}{660}$	134,4	2,94	0,57	2100	0,31	0,38 · 16	7345	31,2	98,6	232
38	14	Maffei 2 i, 2 a	$\frac{2 \cdot 410}{2 \cdot 610}$	$\frac{640}{640}$	169,0	2,21	0,79	2200	0,28	0,42 · 14	6365	29,7	75,4	198
39	10	2 a	450	600	95,4	—	0,92	1620	0,37	0,5 · 10	3750	36,0	56	110
40	11	2 a	$\frac{450}{640}$	650	103,4	2,02	0,92	1520	0,43	0,44 · 11	4240	38	93	115,5
41	14	1 i, 2 a	$\frac{1 \cdot 500}{2 \cdot 540}$	$\frac{600}{600}$	117,8	2,33	0,94	1520	0,40	0,46 · 14	7415	59,6	131	165,5
42	15	2 a	$\frac{450}{680}$	650	103,4	2,28	0,81	1610	0,40	0,42 · 15	5880	33	110	142
43	12	2 a	500	600	117,8	—	1,19	1520	0,40	0,5 · 12	5920	59,9	124	158
44	11,5	2 a	520	650	138,0	—	1,02	1560	0,42	0,5 · 11,5	6480	46,5	121	154
45	12	2 i	540	700	160,3	—	1,48	1850	0,38	0,5 · 12	6620	61,2	120	149

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost					Büchse			Langkessel				
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_R	l	$\frac{i}{d_i d_a}$	h_{SO}
46	ca. 124,6	—	ca. 124,6	2,40	2,167	1,120	49	ca. 0,8	ca. 9,9	$\frac{1}{12,6}$	ca. 114,7	1632	4000	104 S 65/70	2715
47	ca. 119,4	—	ca. 119,4	2,6	2,750	0,900	46	ca. 0,7	ca. 10	$\frac{1}{11,9}$	ca. 109,4	1434	3800	214 47/52	2462
48	211,7	—	211,7	3,1	ca. 2,8	1,110	68	ca. 0,8	15,5	$\frac{1}{13,6}$	196,2	1600	4400	273 45/51	2600
49	200,1	Schmidt R. R. 49,5	150,6	2,6	2,600	1,010	58	ca. 1,0	14,7	$\frac{1}{10,3}$	135,9	1600	4700	139 45/50 24 124/133	2750
50	ca. 191,1	Schmidt R. R. ca. 47	ca. 144,1	3,1	ca. 3,1	ca. 1,0	46,5	ca. 0,7	ca. 13,6	$\frac{1}{10,6}$	ca. 130,5	1520	4500	136 47/52 24 199/127	2925
51	178,0	Schmidt R. R. 33,1	144,9	2,84	2,750	1,032	51	ca. 0,8	14,9	$\frac{1}{9,72}$	130,0	1583	4130	168 45/50 21 118/127	2650
52	194,3	Schmidt R. R. 41,5	152,8	3,10	2,910	1,030	49	ca. 0,8	16,9	$\frac{1}{9,04}$	135,9	1632	4000	180 45/50 25 118/127	2805

Tafel Nr. 5.
Schleppender.
Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L}$
46	16	2i	$\frac{430}{680}$	700	101,6	2,50	0,86	1850	0,38	0,4 · 16	5595	47,3	103	128
47	13	2a	$\frac{540}{800}$	680	155,7	2,19	1,30	1834	0,37	0,42 · 13	6480	54	98	144
48	14	2i	$\frac{530}{810}$	720	158,8	2,33	0,75	1820	0,40	0,42 · 14	7620	36	109	177
49	12	2a	590	630	172,2	—	1,14	1750	0,36	0,5 · 12	7520	50,0	108	158
50	12	2a	550	650	154,4	—	1,07	1820	0,357	0,5 · 12	6480	45	107	162
51	14,5	2i	520	660	140,1	—	0,91	1600	0,41	0,5 · 14,5	8085	56	115	154
52	14	Vierling 2i, 2a	435	610	181,3	—	1,19	1980	0,31	0,5 · 14	8160	53,5	96	149

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
53	$\frac{2}{5}$ C o	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.), 3., 4., 5. Achse fest, Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Grafenstaden 1894	Bad. St. B. IV e	Org. 1896. S. 56, Taf. IX
54	»	wie Nr. 53	Winterthur 1905	Schw. B. B.	Z. 1907, S. 872 D.L. 1908 S. 48.
55	»	wie Nr. 53	Winterthur 1906	Schw. B. B.	D. Lok. 1908 S. 49.
56	»	wie Nr. 53	Winterthur 1906	Goth. B.	Z. 1907, S. 871 D. Lok. 1908, S. 52
57	»	wie Nr. 53	Maffei 1899	Bay. Sts. B. CV	Org. 1900, S. 185, Taf. XXVI
58	»	Kein Überh., am. Dr. (2 × 34), 3., 4. Achse fest, 5. Achse seitl. versch. (2 × 8), Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Creusot 1904	P. L.-M. Serie 25	Z. 1907, S. 1344 D. Lok. 1908 S. 154
59	»	Kein Überh., am. Dr. (2 × 55), 3., 4., 5. Achse fest, Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Epernay 1906	Est Serie 11	Z. 1907, S. 1341, Taf. 13 D. Lok. 1909, S. 51
60	»	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.), 3., 4., 5. Achse fest, Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Henschel 1908	Ouest 2018—2019	D. Lok. 1908, S. 209 Rev. gén. 1908 II, S. 60.
61	»	Kein Überh., am. Dr. (Pendelwiege 2 × 55), 3., 4., 5. Achse fest, Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Cockerill 1905	État belge Serie 19 b	Z. 1907, S. 1379

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender						
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände				W	K	
									Achs.	T ₁	T	s _T			s+s _T
53	7,450	6,500	3,600	0,87	50,5	55,5	40,2	2,30	3	14,8	33,3	3,500	—	13,5	5,0
54	8,350	7,350	4,150	0,88	58,6	64,4	46,0	2,40	3	15,2	38,4	4,000	15,300	17,6	5,0
55	8,450	7,450	4,150	0,88	62,7	68,9	45,7	1,82	3	15,2	38,4	4,000	15,400	17,6	5,0
56	7,940	7,040	3,830	0,89	58,5	65	46,8	2,20	3	16,0	38,0	3,500	—	17,0	5,0
57	8,290	7,360	3,960	0,89	59,4	65,3	46,5	2,4	4	—	45,0	—	—	18,0	6,0
58	8,530	4,850	2,100	0,57	64,8	70,3	50,0	2,26	3	18,95	43,2	4,120	—	20,1	3,5
59	8,890	7,840	4,950	0,88	70,3	76,8	53,2	1,91	3	20,0	48,45	4,500	—	22,0	6,0
60	8,220	7,170	4,300	0,87	—	69,7	50,0	2,2	—	—	—	—	—	—	—
61	8,200	7,075	4,100	0,86	75,5	78,0	51,5	2,26	—	—	—	—	—	—	—

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost				Büchse			Langkessel				
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_K	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d_a}$	h_{SO}
53	128,42	—	128,42	2,10	2,092	0,992	61	ca. 1,04	ca. 11,15	$\frac{1}{11,5}$	117,27	1466	4250	$\frac{191}{46/52}$	2300
54	ca. 154	—	ca. 154	2,6	ca. 2,56	0,98	59	ca. 1,0	ca. 15	$\frac{1}{10,3}$	ca. 139	1500	4200	$\frac{229}{46/50}$	2660
55	ca. 170,8	Schmidt R. R. ca. 45,8	ca. 125	2,6	ca. 2,56	0,98	48	ca. 1,0	ca. 15	$\frac{1}{8,34}$	ca. 110	1500	4200	$\frac{127}{46/50}$ 21 125/133	2660
56	143,2	—	143,2	2,4	2,360	1,020	60	ca. 1,0	ca. 12,6	$\frac{1}{11,4}$	ca. 130,6	1500	4000	$\frac{227}{46/50}$	2355
57	157,56	—	157,56	2,65	2,580	1,026	59	ca. 0,7	ca. 11,9	$\frac{1}{13,1}$	145,66	1500	4300	$\frac{227}{47,5/52}$	2655
58	Serve ca. 159,4	—	Serve ca. 159,4	3,00	2,935	1,022	53,2	ca. 1,3	ca. 15,4	$\frac{1}{10,4}$	0,7-205,75 144	1500	4000	$\frac{138 S}{64,8/70}$	2600
59	Serve ca. 146,4	—	Serve ca. 146,4	3,16	3,145	1,005	46,4	ca. 1,2	ca. 16,22	$\frac{1}{9,04}$	0,7-185,8 130,2	1550	4400	$\frac{140 S}{64,8/70}$	2690
60	191,0	Schmidt R. R. 37,5	153,5	2,75	ca. 2,75	ca. 1,0	55,8	ca. 0,9	—	—	—	1446	4500	$\frac{—}{21}$ 118/127	2520
61	217,5	Cocke- rill 41,5	176,0	3,01	2,920	1,030	58,5	ca. 0,9	ca. 18,4	$\frac{1}{11,8}$	157,6	1632	4000	$\frac{219}{45/-}$ 30 100/-	2800

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
53	12	de Glehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 350}{2 \cdot 550}$	$\frac{640}{640}$	123,2	2,5	0,96	1600	0,40	0,4 · 12	5810	45	104	144
54	15	de Glehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 570}$	$\frac{660}{660}$	134,4	2,5	0,87	1780	0,37	0,4 · 15	7230	47	112	157
55	13	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 425}{2 \cdot 630}$	$\frac{660}{660}$	187,3	2,18	1,5	1780	0,37	0,42 · 13	8035	64,2	117	176
56	15	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 370}{2 \cdot 600}$	$\frac{600}{600}$	129,0	2,63	0,90	1610	0,37	0,4 · 15	8050	56	124	172
57	14	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 380}{2 \cdot 610}$	$\frac{640}{640}$	145,2	2,59	0,92	1870	0,34	0,4 · 14	7130	45	109	153
58	16	de Glehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 340}{2 \cdot 540}$	$\frac{650}{650}$	118,0	2,52	0,74	2000	0,33	0,4 · 16	6065	38,1	86	121
59	15	de Glehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 590}$	$\frac{680}{680}$	138,4	2,69	0,95	2090	0,33	0,39 · 15	6625	45,1	86	124
60	15	de Glehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 380}{2 \cdot 550}$	$\frac{640}{640}$	145,2	2,09	0,95	1940	0,33	0,44 · 15	6590	42,9	94,5	132
61	16	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 300}{2 \cdot 620}$	$\frac{680}{680}$	138,4	2,90	0,79	1800	0,38	0,38 · 16	8830	50,2	113	172

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
62	³ / ₅ 2 C 0	Kein Überh., am. Dr. (seitl. versch.), 3., 4., 5. Achse fest, Barren-R., Einachsen-Antrieb (Maffei), schmale B.	Maffei 1905	Bay. St. B. S ³ / ₅ Nr. 3301—28	Z. 1905, S. 422
63	> >	wie Nr. 61	Maffei 1906	Bay. St. B. S ³ / ₅ Nr. 3329	Z. 1906, S. 2052.
64	> 0 C 2	Überh.-Zyl., unterst. B., 1. Achse seitl. versch. (2 × 10), 2., 3. Achse fest, am. Dr. (2 × 50), Innen-R., Einachsen-Antrieb (Plancher), breite B.	Florenz 1900	Rete Adriatica Nr. 3701	Barb. & Godf., S. 232 Taf. L—LII
65	> >	wie Nr. 64	Breda 1906	It. Sts. B. Gruppe 690	Z. 1907, S. 1374 Taf. 14. D. Lok. 1909 S. 7.
66	> 1 C 1	Kein Überh., 1. u. 5. Adams-A. (2 × 48), 2., 3., 4. Achse fest, Innen-R., Außen-Zyl., breite B.	Wiener Neustadt	Aussig-Teplitzer E. B. G.	Org 1906, S. 148
67	> >	Kein Überh., 1. 5. Achse Adams-A., 2., 3., 4. Achse fest, Innen-R., breite B.	Floridsdorf 1906	Österr. Sts. B. Serie 329	D. Lok. 1907, S. 101
68	> >	Kein Überh., 1. Achse Adams-A., (2 × 42), 2., 3., 4. Achse fest, 5. Achse Adams-A. (2 × 72), Innen-R., Einachsen-Antrieb (Gölsdorf), breite B.	Floridsdorf 1906	Österr. Sts. B. Serie 110	D. Lok. 1905, S. 177, Org 1906, S. 1, Z. 1907, S. 1346

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender					W	K	
	s	GL	s _f	GL/s	L ₁	L	L ₁	H/L	Gewichte, Achsstände							
									Achs.	T ₁	T	s _T	s + s _T			
62	8,850	7,750	4,500	0,875	62,2	68,6	45,6	3,0	4	22,0	50,0	5,100	16,712	22,0	6,0	
63	8,850	7,750	4,500	0,875	63,2	69,5	46,2	2,36	4	22,0	50,0	5,100	16,712	22,0	6,0	
64	8,350	4,850	2,050	0,55	57,5	66,5	43,5	2,5	3	Wasserwagen					15,0	3,0 ¹⁾
65	8,200	4,900	2,050	0,60	64,5	70,5	43,5	2,12	3	Wasserwagen					20,0	3,6 ¹⁾
66	8,510	3,510	3,510	0,41	60	66	40,5	2,06	3	16,0	37,0	2,900	—	15,0	ca. 5,3	
67	8,030	4,000	4,000	0,50	54,2	59,7	43,0	1,86	—	—	—	—	—	—	—	
68	9,490	3,900	3,900	0,41	61,8	69,1	42,6	3,34	3	14,85	39,2	3,200	—	16,75	7,6	

1) Auf dem Führerstand der Lokomotive.

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse		Langkessel						
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d_a}$	h_{50}
62	205,5	—	205,5	3,28	ca. 3,0	1,075	62,7	ca. 0,7	14,5	$\frac{1}{14,1}$	191,0	1577	4550	283 47,5/52	2800
63	198,0	Schmidt R. R. 34,5	163,5	3,28	3,28	1,075	49,8	ca. 0,7	14,5	$\frac{1}{11,3}$	149,0	1577	4550	172 47,5/52 18 126/135	2800
64	166,7	—	166,7	3,00	2,000	1,500	55,6	ca. 0,7	11,7	$\frac{1}{14,2}$	155,0	1434	4000	273 45/50	2650
65	ca. 149,2	—	ca. 149,2	3,00	2,017	1,500	50	ca. 0,7	16,7	$\frac{1}{14,2}$	0,7 · ca. 189 132,5	1350	4000	125 S 64 8/70	2665
66	ca. 182,4	Schmidt R. R. 46,8	ca. 135,6	3,67	2,140	1,715	37	ca. 0,7	11,6	$\frac{1}{11,7}$	ca. 124,0	1600	5000	172 46/52 24 124/133	2800
67	ca. 151,8	Clench ca. 41,0	ca. 110,8	3,0	2,849	1,060	37	ca. 0,85	ca. 13,8	$\frac{1}{8,02}$	ca. 97	1500	$\frac{3080}{+20} + 1300$	218 46/51	2800
68	234,0	—	234,0	4,0	2,301	$\frac{1,900}{1,060}$	59	ca. 0,4 ca. 0,8	13,7	$\frac{1}{17,1}$	220,3	$\frac{1550}{1720}$	5200	282 48/53	2870

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender
 Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
62	16	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 340}{2 \cdot 570}$	$\frac{640}{640}$	116,2	2,81	0,57	1870	0,34	0,38 · 16	6760	33	99	148
63	16	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 590}$	$\frac{640}{640}$	130,3	2,69	0,80	1870	0,34	0,4 · 16	7625	46,6	110	165
64	15	Plancher 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 380}{2 \cdot 570}$	$\frac{650}{650}$	147,4	2,25	0,89	1940	0,34	0,42 · 15	6860	41,2	103	158
65	15	Plancher 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 600}$	$\frac{640}{640}$	130,3	2,77	0,87	1920	0,33	0,38 · 15	6840	45,8	97	157
66	13	2a	540	630	144,3	—	1,07	1620	0,39	0,5 · 13	7370	54,4	112	182
67	15	2a	$\frac{450}{690}$	720	114,5	2,35	1,03	1614	0,445	0,42 · 15	6690	60,4	112	156
68	15	Gölsdorf 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 370}{2 \cdot 630}$	$\frac{720}{720}$	144,4	2,93	0,63	1820	0,395	0,38 · 15	8950	38,8	130	210

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
69	$\frac{3}{8}$ 2 C 1	Kein Überh., am. Dr. (2×75), 3., 4., 5. Achse fest, 6. Achse Adams-A. (2×61,5), Barren-R., Einachsen-Antrieb (Maffei), breite B.	Maffei 1907	Bad. Sts. B. IV f	Z.1908, S.567, Org. 1908, S 141, Taf. XII.
70	» »	Kein Überh., am. Dr. (2×70), 3., 4., 5. Achse fest, 6. Achse Adams-A., (2×58), Barren-R., Einachs.-Antrieb (Maffei), breite B.	Maffei 1908	Bay. Sts. B. S $\frac{3}{8}$	D. Lok. 1908, S.181, Z.1908, S. 2058
71	» »	Kein Überh., Am. Dr. (2×45), 3., 4., 5. Achse fest, 6. Achse Adams-A. (2×45), Innen-R., de Glehn-Triebwerk, Büchse der P. O.	Belfort 1907	Paris-Orléans	D. Lok. 1907, S. 147. Rev.gén.1907, II, S. 374.
72	» »	Kein Überh., am. Dr. (2×50), 3., 4., 5. Achse fest, 6. Achse Bi G. (2×70), Innen-R., de Glehn-Triebwerk, breite B.	Bahnwerkstätte Sotteville 1908	Ouest 2901	Rev.gén.1908, II, S. 149. D. Lok. 1908, S. 211
73	$\frac{4}{5}$ 1 D 0	Feuerbüchse etwas überhängend, sonst kein Überh., vorne Bi.G. (2×50), 2., 3., 4., 5. Achse fest, Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Belfort 1901	Midi	Rev.gén.1902I S. 235
74	» »	wie Nr. 73.	Belfort 1904	Paris-Orléans	D. Lok. 1907 S. 230
75	» »	Kein Überh., 1. Achse Adams-A. (2×42), 2., 3., 4. Achse fest, 5. Achse (2×10), Barren-R., breite B.	Maffei 1907	Gotthard B.	D. Lok. 1907 S. 133 Z. 1908 S. 1921

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender						
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände					W	K
									Achs.	T ₁	T	s _T	s+s _T		
69	11,210	6,660	3,880	0,59	79,8	88,0	49,6 bezw. 52,4 ¹⁾	2,38	4	21,5	48,5	5,000	19,787	20,0	7,0
70	11,365	6,765	4,020	0,60	80,0	88,0	48,0	2,48	4	20,5	54,0	5,300	18,842	26,0	7,5
71	10,500	6,750	3,900	0,64	82,0	90,5	54,0	2,86	3	—	—	—	—	20,0	—
72	10,570	6,570	4,040	0,62	82,0	90,7	53,6	3,12	4	24,0	57,0	—	—	24,0	9,0
73	7,050	4,900	4,900	0,70	64,7	71,6	64,6	2,57	—	—	—	—	—	—	—
74	7,350	5,100	5,100	0,69	67,5	74,0	67,0	2,33	—	—	—	—	—	—	—
75	7,520	3,300	3,300	0,44	70,7	76,4	62,2	2,97	3	16,0	38,0	3,500	13,715	17,0	5,0

1) Bei Einschaltung des Zugkraftmehrers.

Lotter, Regelspurige Lokomotiven.

Zahlen-
Lokomotiven mit
a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost			Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i d_a}$	h_{SO}
69	258,7	Schmidt R. R. 50,0	208,7	4,5	ca. 2,140	ca. 2,110	46,4	ca. 0,9	14,7	$\frac{1}{14,2}$	194,0	1700	5100	$\frac{175+5}{-/-}$ 25 -/-	2820
70	268,42	Schmidt R. R. 50,0	218,42	4,5	2,112	2,130	48,6	0,75	14,62	$\frac{1}{14,9}$	203,8	1700	—	$\frac{175+5}{-/-}$ 25 129/138	—
71	257,25	—	257,25	4,27	—	—	60,2	—	15,37	$\frac{1}{16,7}$	241,88	1680	5900	$\frac{261}{50/55}$	2825
72	283,05	—	283,05	4,0	2,230	1,800	70,7	—	13,05	$\frac{1}{21,7}$	269,1	1600	6000	$\frac{283}{50/55}$	2900
73	Serve 184,07	—	Serve 184,07	2,8	2,806	1,001	65,8	ca. 0,9	15,77	$\frac{1}{11,7}$	$0,7 \cdot 240,44$ 168,3	1513	4355	$\frac{148 S}{65/70}$	2600
74	Serve ca. 172,4	—	Serve ca. 172,4	3,1	ca. 3,1	ca. 1,0	55,6	ca. 0,9	16,17	$\frac{1}{10,7}$	$0,7 \cdot 223,2$ 156,2	1513	4400	$\frac{139 S}{65/70}$	2700
75	ca. 254,15	Clench 41,0	ca. 213,15	4,07	2,380	1,710	52,4	ca. 0,6	13,15	$\frac{1}{16,2}$	ca. 200	1780	$\frac{3674}{+26}$ +750	$\frac{367}{47,5/52}$	2870

Tafel Nr. 5.
Schleptender
Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
69	16	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 425}{2 \cdot 650}$	$\frac{610}{670}$	173,1	2,57	0,83	1800	$\frac{0,34}{0,37}$	$0,38 \cdot 16$	9560	45,8	109	$\frac{193}{177}$ ¹⁾
70	15	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 425}{2 \cdot 650}$	$\frac{610}{670}$	173,1	2,57	0,79	1870	$\frac{0,33}{0,36}$	$0,38 \cdot 15$	8625	39,4	98	180
71	16	de Glehn 2a, 2i	$\frac{2 \cdot 390}{2 \cdot 640}$	$\frac{650}{650}$	155,3	2,68	0,61	1850	0,35	$0,38 \cdot 16$	8750	34	97	162
72	16	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 400}{2 \cdot 660}$	$\frac{640}{640}$	160,8	2,72	0,57	1940	0,33	$0,38 \cdot 16$	8740	30,9	96	163
73	15	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 390}{2 \cdot 600}$	$\frac{650}{650}$	155,3	2,36	0,84	1400	0,47	$0,48 \cdot 15$	12035	65,3	168	186
74	16	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 390}{2 \cdot 600}$	$\frac{650}{650}$	155,3	2,36	0,90	1550	0,42	$0,48 \cdot 16$	13610	78,9	184	203
75	15	Maffei 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 395}{2 \cdot 635}$	$\frac{640}{640}$	156,8	2,28	0,74	1350	0,47	$0,48 \cdot 15$	13760	64,5	180	221

1) Bei Einschaltung des Zugkraftmehrsers.

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 a) für Personen- und

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
76	$\frac{2}{3}$ + $\frac{2}{2}$ 1 B 0 + 0 B 0	Bauart Mallet-Rimrott, HD-Zyl. überh., sonst kein Überh., Laufachse seitl. versch. (2 × 20) Innen-R., breite B.	Budapest 1905	Ung. Sts. B. IVc	D. Lok. 1907, S. 21
77	$\frac{5}{6}$ 1 E 0	Kein Überh., 1. Achse Adams-A. (2 × 49), 2., 4., 5. Achse fest, 3. Achse (2 × 26), 6. Achse (2 × 23), Ein- achsenantr. (Gölsdorf), Innen-R., breite B.	M. F. d. St. E. G. Wien	Österr. St. B. Serie 280	D. Lok. 1906, S. 89 Z. 1907, S. 1380

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender
 Schnellzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender					W	K
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände						
									Achs.	T ₁	T	s _T	s + s _T		
76	8,720	—	1,850	—	68,4	75,3	65,3	2,80	3	15,3	36,8	3,160	14,590	14,5	ca. 6,1
77	8,670	5,010	5,010	0,58	70,0	72,2	67,4	2,30	3	15,0	35,7	3,200	—	14,2	6,5

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 a) für Personen- und

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost				Büchse			Langkessel				
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i d_a}$	h_{SO}
76	ca. 210	—	ca. 210	3,55	ca. 2,5	ca. 1,4	59	ca. 0,7	ca. 13,17	$\frac{1}{15,9}$	ca. 197	1550	5000	$\frac{267+5}{46/52}$	2850
77	234,9	Clench 57,5	177,4	4,6	2,752	1,630	38,6	ca. 0,6	15,5	$\frac{1}{11,4}$	161,9	1757	$\frac{3680}{+20}$ $\frac{-1300}{=5000}$	$\frac{291}{48/53}$	2890

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender
 Schnellzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	ρ	An- ordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot \rho$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
76	14	Mallet- Rimrott	$\frac{2 \cdot 390}{2 \cdot 635}$	$\frac{650}{650}$	155,3	2,33	0,74	$\frac{1440}{1440}$	$\frac{0,45}{0,45}$	$0,48 \cdot 14$	12230	58,2	162	187
77	16	2i, 2a	$\frac{2 \cdot 370}{2 \cdot 630}$	$\frac{720}{720}$	154,8	2,90	0,87	1450	0,496	$0,40 \cdot 16$	12615	71,2	163	187

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 b) für

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	L_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_j d_a}$	h_{SO}
81	113,5	—	113,5	1,74	ca. 1,67	ca. 0,96	65	ca. 0,6	8,8	$\frac{1}{12,9}$	104,7	1385	3900	$\frac{186}{46/52}$	ca. 1880
82	124,79	—	124,79	1,53	ca. 1,53	1,000	82	ca. 0,7	7,78	$\frac{1}{16,0}$	117,01	1400	4450	$\frac{186}{45/50}$	1985
83	121,0	—	121,0	1,53	1,530	1,000	79	ca. 0,7	7,7	$\frac{1}{15,7}$	113,3	1350	4450	$\frac{180}{45/50}$	1980
84	119,45	—	119,45	2,2	ca. 2,24	1,028	54	ca. 0,6	9,25	$\frac{1}{12,9}$	110,2	1370	3500	$\frac{257}{39/44}$	2135
85	111,8	—	111,8	1,67	1,636	1,016	67	ca. 0,5	7,2	$\frac{1}{15,5}$	104,6	1400	4000	$\frac{181}{46/52}$	ca. 2000
86	ca. 108,2	—	ca. 108,2	2,1	ca. 1,90	ca. 1,04	52	ca. 0,6	8,2	$\frac{1}{13,2}$	ca. 100	1302	3700	$\frac{188}{-/52}$	2250
87	ca. 119,9	—	ca. 119,9	2,08	ca. 2,06	ca. 1,01	58	ca. —	9,9	$\frac{1}{12,1}$	ca. 110	—	3600	$\frac{215}{-/-}$	2140
88	124,48	Schmidt R. R. 25,58	98,9	2,35	ca. 2,10	ca. 1,1	42	ca. 0,6	8,7	$\frac{1}{11,4}$	—	1420	3600	$\frac{146}{40/44,5}$ $\frac{18}{119/127}$	2500
89	141,44	—	141,44	2,29	ca. 2,25	ca. 1,020	62	ca. 0,8	10,85	$\frac{1}{13}$	130,59	1498	4124	$\frac{224}{45/50}$	2170
90	ca. 131	—	ca. 131	2,65	ca. 2,40	ca. 1,1	50	ca. 0,7	9,5	$\frac{1}{13,8}$	ca. 121,5	1350	4165	$\frac{202}{46/51}$	2500
91	ca. 131	Clench ca. 22,3	ca. 108,7	2,7	2,329	1,158	40	ca. 0,7	9,7	$\frac{1}{11,2}$	ca. 99	1350	$\frac{3400}{+20}$ +745	$\frac{202}{46/51}$	2500

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender
 Güterzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder					Triebräder		Zylinderzugkraft				
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L}$
81	10	2 a	508	660	133,8	—	1,18	1272	0,52	0,6 · 10	8030	71	224	224
82	10	2 a	450	630	100,2	—	0,81	1340	0,47	0,6 · 10	5710	45,8	148	148
83	12	2 a	$\frac{460}{650}$	630	104,7	2,0	0,86	1330	0,47	0,5 · 12	6005	49,7	157	157
84	12	2 a	$\frac{480}{740}$	660	119,4	2,38	1,00	1440	0,46	0,47 · 12	7080	59,2	169	169
85	13	2 a	$\frac{500}{705}$	630	123,7	1,99	1,11	1340	0,47	0,5 · 13	7595	64,4	181	181
86	13	2 a	$\frac{485}{700}$	650	120	2,09	1,11	1440	0,45	0,5 · 13	7190	66,4	169	169
87	12	2 a	480	640	115,8	—	ca. 0,96	1330	0,48	0,5 · 12	6650	ca. 55	139	139
88	12	2 a	500	600	117,8	—	1,19	1520	0,395	0,6 · 12	7105	71,95	149	190
89	12	2 a	450	630	100,2	—	0,72	1350	0,47	0,6 · 12	6800	48	139	170
90	13	2 a	$\frac{520}{740}$	632	134,2	2,03	1,02	1290	0,49	0,5 · 13	8720	66	163	202
91	13	2 a	$\frac{520}{740}$	632	134,2	2,03	1,24	1300	0,49	0,5 · 13	8650	79,6	166	204

Zahlen-
Lokomotiven mit
b) für

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
92	$\frac{3}{4}$ 1 C 0	Kein Überh., vorne Kr. H. Dr. (Ku. A. 2×30), 3., 4. Achse fest, Innen-R., schmale B.	Krauß 1899	Bay. Sts. B. CVI	—
93	» »	Kein Überh., vorne Kr. H. Dr., 3., 4. Achse fest, Innen-R., schmale B.	Hohenzollern 1902	Preuß. Sts. B.	Z. 1903, S. 297. Taf. II
94	$\frac{4}{4}$ 0 D 0	Überh. Zyl., überh. B., 1., 2., 3. Achse fest, 4. Achse 2×23 , Innen-R., schmale B.	Sigl 1873	Österr. Süd B.	Z. 1875, S. 571. Schaltenbrand S. 209, Taf. XXVII
95	» »	Überh. Zyl., unterst. B., alle Achsen fest, Innen-R., schmale B.	Sharp, Stewart Manchester 1887	Pfalz B.	—
96	» »	Überh. Zyl., unterst. B., 1., 3., 4. Achse fest, 2. Achse 2×8 , Innen-R., schmale B.	Vulkan 1900	Preuß. Sts. B.	Barb. & Godf., S. 52, Taf. VIII
97	» »	Überh. Zyl., überh. B., 1., 2., 3. Achse fest, 4. Achse 2×12 , Innen-R., schmale B.	Floridsdorf 1885	Österr. Sts. B.	Org. X., S. 36 Taf. XX
98	» »	Überh. Zyl., unterst. B., 1., 3. Achse fest, 2., 4. Achse seitl. versch. (2×25), Innen-R., breite B.	Krauß 1905	Pfalz B.	D. Lok. 1906, S. 219
99	» »	wie Nr. 96	Vulkan 1906	Preuß. Sts. B.	Z. 1907, S. 1573
100	» »	Überh. Zyl., unterst. B., 1., 4. Achse 2×25 , 2., 3. Achse fest, Innen-R., de Glehn-Triebwerk, schmale B.	Quillins 1888	P. L. M.	Z. 1890, S. 706

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Güterzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender						
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände					W	K
									Achs.	T ₁	T	s _T	s + s _T		
92	6,500	5,100	1,580	0,785	48,5	55,0	42,2	2,47	4	19,9	43,0	5,000	14,570	18,0	6,5
93	6,400	5,350	2,000	0,84	53,3	58,6	45,0	2,94	3	—	32,8	—	—	12,0	5,0
94	3,560	2,380	2,380	0,67	44,4	50,5	50,5	3,06	3	12,0	27,0	3,000	—	8,5	5,5
95	4,699	4,699	4,699	1,00	45,4	51,0	51,0	2,32	2	12,0	25,0	2,896	11,555	8,1	5,0
96	4,500	4,500	1,600	1,00	46	52	52	2,70	3	15,8	33,5	3,300	—	12,0	4,9
97	3,900	2,550	2,550	0,65	48,5	55	73	3,00	—	—	—	—	11,655	—	—
98	4,500	3,000	3,000	0,67	50,4	56,7	56,7	2,75	3	17,0	39,4	3,800	12,505	16,0	6,0
99	4,500	4,500	1,560	1,00	50	56	56	2,36	3	15,1	32,1	3,300	—	12,0	5,0
100	4,050	1,350	1,350	0,33	51,6	57,1	57,1	2,76	—	—	—	—	—	—	—

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 b) für

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel				h_{50}	
	H_{total}	Über- hitzer H_{Ub}	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l		$\frac{i}{d_i d_a}$
92	135,9	—	135,9	2,25	2,248	0,984	60	0,79	10,59	$\frac{1}{12,8}$	125,31	1530	4100	$\frac{207}{47/52}$	2350
93	172,26	Schmidt R. R. 33,0	139,26	2,25	2,250	1,000	62	0,92	11,75	$\frac{1}{11,9}$	127,51	1500	4100	$\frac{234}{41/46}$ $\frac{1}{305/331}$	2525
94	ca. 154,4	—	ca. 154,4	2,16	2,120	1,020	71	0,8	ca. 10,14	$\frac{1}{14,8}$	ca. 144,0	1470	4760	$\frac{205}{47/52}$	2020
95	ca. 118,2	—	ca. 118,2	2,09	2,050	1,010	57	ca. 0,9	ca. 10,4	$\frac{1}{11,4}$	ca. 107,8	1396	3935	$\frac{192}{45,5/51}$	2177
96	140,0	—	140,0	2,25	2,250	1,000	62	ca. 0,7	ca. 10,5	$\frac{1}{13,3}$	129,5	1530	4100	$\frac{224}{45/50}$	2200
97	165,0	—	165,0	ca. 2,25	ca. 2,2	ca. 1,0	73	ca. 0,7	ca. 11,0	$\frac{1}{15}$	154,0	1438	5100	$\frac{209}{46/51}$	2105
98	156,08	—	156,08	2,5	2,090	1,200	62	0,69	11,56	$\frac{1}{13,5}$	144,52	1470	4350	$\frac{235}{45/50}$	2780
99	163,95	Schmidt R. K. 31,7	132,25	2,25	2,250	1,000	59	ca. 1,0	ca. 12,13	$\frac{1}{10,9}$	120,12	1500	4100	$\frac{220}{41/46}$ $\frac{1}{305/331}$	2500
100	157,68	—	157,68	2,18	2,169	1,007	72	ca. 0,75	ca. 10,96	$\frac{1}{14,4}$	146,72	1500	4150	$\frac{247}{45,6/50}$	2260

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender
 Güterzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
92	13	2 a	$\frac{500}{740}$	630	123,7	2,19	0,91	1340	0,47	0,48 · 13	8035	59,2	146	191
93	12	2 a	520	630	133,8	—	0,96	1550	0,41	0,6 · 12	7915	56,8	135	176
94	9	2 a	500	600	117,8	—	0,76	1106	0,54	0,6 · 9	7325	47,4	145	145
95	10	2 a	508	660	133,8	—	1,13	1295	0,51	0,6 · 10	7890	66,7	155	155
96	12	2 a	$\frac{530}{750}$	630	139,0	2,0	0,99	1250	0,50	0,5 · 12	8505	60,8	164	164
97	11	2 a	500	570	111,9	—	0,68	1130	0,50	0,6 · 11	8320	50,4	151	151
98	13	2 a	$\frac{540}{810}$	660	151,2	2,25	0,97	1250	0,53	0,48 · 13	10810	69,3	191	191
99	12	2 a	600	660	186,6	—	1,41	1350	0,49	0,6 · 12	12670	95,6	226	226
100	15	de Glehn 2i, 2 a	$\frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 540}$	$\frac{650}{650}$	132,3	2,25	0,84	1260	0,52	0,48 · 15	10830	68,7	190	190

Zahlen-
Lokomotiven mit
b) für

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
101	$\frac{2}{5}$ $\frac{2}{2}$ o B o + o B o	Bauart Mallet-Rimrott, überh. Zyl., sonst kein Überhang, Innen-R., schmale B.	Grafenstaden 1895	Preuß. St. B.	Pr. Normalien
102	>	wie Nr. 101	Maffei 1896	Pfalz B.	—
103	>	wie Nr. 101	Mühlhausen 1892	Bad. Sts. B. VIIIc	Org. 1896, S. 56, Taf. X.
104	$\frac{4}{5}$	1 D O Kein Überh., 1. Achse Ad.-A., 2., 4., 5. Achse fest, 3. Achse 2 × 8, Innen-R., schmale B.	— 1894	Preuß. Sts. B.	Org. 1895, S. 3
105	>	> Kein Überh., vorne Kr. H Dr. (Ku. A 2 × 27), 3., 4., 5. Achse fest, Innen-R., schmale B.	Krauß 1899	Bay. Sts. B. E I	vgl. Z. 1897, S. 187
106	>	> Kein Überh., 1. Achse Bi. G. (2 × 70), 2., 4. Achse fest, 3. Achse 2 × 28, 5. Achse 2 × 22, Innen-R., breite B.	Krauß 1905	Bay. Sts. B. G $\frac{4}{5}$	D. Lok. 1906, S. 1
107	>	> Kein Überh., 1. Achse Adams-A. (2 × 63), 2., 4. Achse fest, 3., 5., Achse 2 × 23, Innen- R., breite B.	Wiener Neustadt 1899	Österr. Sts. B. Serie 170	Barb. & Godf., S. 112
108	>	> Kein Überh., 1. Achse Adams-A. (2 × 35), 2., 3., 4. Achse fest, 5. Achse seith. versch. (2 × 25) Innen-R., de Glehn Triebwerk, schmale B.	Winterthur 1905	Schw. B. B.	D. Lok. 1905, S. 108

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Güterzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender							
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände					W	K	
									Achs.	T ₁	T	s _T	s + s _T			
101	5,800	—	1,750	—	49,2	54,9	54,9	2,65	—	—	—	—	—	—	—	—
102	5,905	—	1,730	—	50,6	56,0	56,0	2,20	3	13,75	30,5	3,000	12,100	12,0	5,0	—
103	5,800	—	1,750	—	50,2	56,2	56,2	2,46	—	—	—	—	—	—	—	—
104	6,300	4,100	1,350	0,65	49,7	56,7	50,6	2,54	—	—	—	—	—	—	—	—
105	7,000	5,800	2,800	0,83	57,3	64,5	54,5	2,48	3	15,3	32,0	3,300	13,850	13,8	5,0	—
106	7,100	2,870	2,870	0,40	59	65	56	2,76	4	21,0	45,0	5,100	15,494	18,0	6,0	—
107	6,800	2,800	2,800	0,41	60,5	68,5	57,0	3,3	3	15,3	36,0	—	—	14,2	5,7	—
108	7,500	3,250	3,250	0,43	59,7	66,3	57,6	2,4	4	17,2	39,6	46,50	—	17,0	5,0	—

Zahlen-
Lokomotiven mit
b) für

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost				Büchse			Langkessel				
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i d_a}$	h_{SO}
101	145,4	—	145,4	1,94	1,942	1,012	75	0,87	10,1	$\frac{1}{14,4}$	135,3	1500	4300	$\frac{218}{45/50}$	2260
102	123,0	—	123,0	2,07	2,050	1,035	59	ca. 0,7	9,0	$\frac{1}{13,7}$	114,0	1390	4085	$\frac{192}{46/51,5}$	2385
103	137,91	—	137,91	1,96	1,900	0,980	70	—	10,36	$\frac{1}{13,3}$	127,55	1500	4300	—	2250
104	144,0	—	144,0	2,28	ca. 2,3	1,000	63	ca. 0,7	10,8	$\frac{1}{13,3}$	133,2	1600	4100	$\frac{235}{44/50}$	2310
105	159,8	—	159,8	2,43	2,350	1,020	66	0,684	10,9	$\frac{1}{14,6}$	148,9	1600	4500	$\frac{229}{46/52}$	2237
106	179,7	—	179,7	2,85	1,950	1,466	63	0,693	10,7	$\frac{1}{16,8}$	169,0	1640	4500	$\frac{260}{46/52}$	2640
107	226,8	—	226,8	3,37	2,717	1,240	67,4	0,7	13,8	$\frac{1}{16,4}$	213,9	1600	5000	$\frac{295}{46/51}$	2615
108	ca. 161	—	ca. 161	2,44	2,508	0,974	66	ca. 0,9	ca. 13,8	$\frac{1}{11,7}$	ca. 147,2	1550	4200	$\frac{242}{46/50}$	2600

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Güterzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
101	12	Mallet- Rimrott	$\frac{2 \cdot 420}{2 \cdot 630}$	$\frac{600}{600}$	166,3	2,24	1,74	$\frac{1270}{1270}$	$\frac{0,47}{0,47}$	$0,48 \cdot 12$	10800	74,3	197	197
102	14	„	$\frac{2 \cdot 415}{2 \cdot 635}$	$\frac{630}{630}$	170,5	2,34	1,39	$\frac{1330}{1330}$	$\frac{0,47}{0,47}$	$0,48 \cdot 14$	12835	105	230	230
103	13	„	$\frac{2 \cdot 390}{2 \cdot 600}$	$\frac{600}{600}$	143,2	2,36	1,04	$\frac{1260}{1260}$	$\frac{0,48}{0,48}$	$0,48 \cdot 13$	10700	77,7	191	191
104	12	2a	$\frac{530}{750}$	630	139	2,0	0,96	1250	0,50	$0,5 \cdot 12$	8500	59,0	150	168
105	12	2a	540	560	128,2	—	0,80	1170	0,48	$0,6 \cdot 12$	10050	62,8	156	184
106	12	2a	540	610	139,7	—	0,78	1270	0,48	$0,6 \cdot 12$	10085	56,2	155	180
107	13	2a	$\frac{540}{800}$	632	144,7	2,19	0,64	1300	0,49	$0,48 \cdot 13$	9705	42,8	142	170
108	14	de Glehn 2i, 2a	$\frac{2 \cdot 370}{2 \cdot 600}$	$\frac{600}{640}$	129,0	2,81	0,80	1330	$\frac{0,45}{0,48}$	$0,4 \cdot 14$	9700	60,3	146	169

Zahlen-
Lokomotiven mit
b) für

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
109	$\frac{4}{5}$ 1 D 0	Feuerbüchse etwas über- hängend, sonst kein Überh., vorne Bi. G., 2., 3., 4., 5. Achse fest, Barren-R., Vauchlain- Zylinder, schmale B.	Baldwin 1898	Bay. Sts. B. E I Nr. 2085-2086	—
110	$\frac{2}{8}$ + $\frac{2}{2}$ 1 B 0 + 0 B 0	Bauart Mallet-Rimrott- überh. H.-D.-Zyl., sonst kein Überh., Innen-R., schmale B.	Maffei 1900	Bulg. Sts. B.	Barb. & Godf., S. 54
111	$\frac{4}{6}$ 2 D 0	Kein Überh., vorne am Dr. (Pendelwiege), 3., 4., 5. Achse fest, 6. seitl. versch., Innen-R., breite B.	Breda 1903	Rete del Mediterraneo	Z. 1907, S. 1576
112	$\frac{5}{5}$ 0 E 0	Überh. Zyl., etwas überh. B., 1., 3., 5. Achse seitl. versch. (2×26), 2., 4. Achse fest, Innen-R., breite B.	Wiener Neustadt 1900	Österr. Sts. B. Serie 180	D. Lok. 1904, S. 176
113	> >	wie Nr. 112	—	Österr. Sts. B. Serie 180. 500	D. Lok. 1908, S. 224
114	> >	Überh. Zyl., etwas überh. B., 1. Achse (2×26), 3. Achse (2×20), 5. Achse (2×26), 2., 4. Achse fest, Innen-R., breite B.	Eßlingen 1905	Württ. Sts. B. Kl. H	D. Lok. 1906, S. 17
115	$\frac{5}{6}$ 1 E 0	Kein Überh., 1. Achse Bi. G. (2×40), 2., 3., 4., 5. Achse fest, 6. Achse seitl. versch. (2×15), de Glehn- Triebwerk, Innen-R., schmale B.	Grafenstaden 1906	R.E.Els.Lothr.	D. Lok. 1905, S. 49

Tafel Nr. 5.
Schleppender
Güterzugdienst.

2. Achsstände, Gewichte, Tender.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Tender					W	K
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Gewichte, Achsstände						
									Achse	T ₁	T	s _T	s + s _T		
109	6,604	4,089	4,089	0,62	58,0	62,6	54,4	2,84	4	19,5	44,0	5,207	15,695	18,1	6,5
110	8,200	—	1,730	—	60,5	67,0	57,2	2,35	4	—	41,2	5,000	—	18,0	6,0
111	7,960	5,440	3,040	0,68	68,4	76,0	60,0	2,29	3	17,3	33,8	3,100	—	13,0	4,0
112	5,600	2,800	2,800	0,50	59,0	65,7	65,7	2,96	—	—	—	—	—	—	—
113	5,600	2,800	2,800	0,50	60,0	66,5	66,5	1,47	—	—	—	—	—	—	—
114	5,600	2,800	2,800	0,50	66,6	73,3	73,3	2,83	—	—	—	—	—	15,0	7,5
115	8,180	4,620	4,620	0,56	67,5	75,8	66,9	2,37	4	—	—	4,600	15,450	—	—

Zahlen-
 Lokomotiven mit
 b) für

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_a}$	h_{SO}
109	177,5	—	177,5	3,08	ca. 2,85	ca. 1,08	59	ca. 0,6	15,5	$\frac{1}{11,5}$	162,0	1676	3759	$\frac{270}{50,8/56}$	ca. 2360
110	157,4	—	157,4	2,65	ca. 2,5	ca. 1,06	59	ca. 0,7	11,9	$\frac{1}{13,2}$	145,5	1560	4300	$\frac{227}{47,5/52}$	2650
111	174,4	—	174,4	4,40	2,800 -0,580	2,044	39,6	ca. 0,6	13,7	$\frac{1}{12,7}$	161,0	1464	3900	$\frac{280}{44/50}$	2450
112	ca. 194,4	—	ca. 194,4	3,0	2,397	1,240	65	ca. 0,5	12,6	$\frac{1}{15,4}$	ca. 171,8	1556	4500	$\frac{264}{46/51}$	2615
113	ca. 132,6	Clench ca. 35,0	ca. 97,6	3,42	2,397	1,430	28,5	ca. 0,6	11,6	$\frac{1}{8,4}$	ca. 86	1600	$\left\{ \begin{array}{l} 3150 \\ +20+ \\ 1300 \end{array} \right.$	$\frac{46/51}{1300}$	2615
114	Serve 213,5	—	Serve 213,5	2,90	ca. 2,1	ca. 1,4	71,4	ca. 0,6	10,2	$\frac{1}{20}$	$\frac{0,7 \cdot 261,9}{203,3}$	1630	4700	$\left\{ \begin{array}{l} 153S \\ 65/70 \end{array} \right.$	2600
115	Serve 179,9	—	Serve 179,9	2,77	ca. 2,8	ca. 1,0	64,8	ca. 0,9	15,06	$\frac{1}{11,9}$	$\frac{0,7 \cdot 235,46}{164,8}$	1550	4300	$\left\{ \begin{array}{l} 148S \\ 65/70 \end{array} \right.$	2650

 Tafel Nr. 5.
 Schlepptender
 Güterzugdienst.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
109	14	Vauclain 2 a, 2 a	$\frac{2 \cdot 390}{2 \cdot 610}$	660	131,4	2,94	0,74	1270	0,52	0,4 · 14	10830	61,1	173	199
110	15	Mallet- Rimrott	$\frac{2 \cdot 400}{2 \cdot 635}$	$\frac{630}{630}$	158,3	2,52	1,01	$\frac{1340}{1340}$	$\frac{0,47}{0,47}$	0,45 · 15	12795	81,3	191	224
111	14	2 a	$\frac{540}{800}$	680	155,7	2,2	0,89	1400	0,49	0,48 · 14	10445	59,8	138	174
112	14	2 a	$\frac{560}{850}$	632	155,7	2,31	0,80	1300	0,49	0,48 · 14	11535	59,3	176	176
113	14	2 a	$\frac{560}{850}$	632	155,7	2,31	1,29	1300	0,49	0,48 · 14	11535	118	173	173
114	15	2 a	$\frac{565}{860}$	612	153,4	2,34	0,72	1250	0,49	0,48 · 15	13035	61,0	178	178
115	15	de Glehn 2 i, 2 a	$\frac{2 \cdot 390}{2 \cdot 600}$	$\frac{650}{650}$	155,3	2,37	0,86	1350	0,48	0,48 · 15	12480	69,5	165	187

Zahlentafel Nr. 6.

Hauptabmessungen und Gewichte von Schleppendern.

Nr.	Bahn	Gattung	Erbauer	Vorräte an		Achsstände		Von Vorderachsmittel bis Plattformvorderkante	Größte Breite des Wasserkastens	Leergewicht	Dienstgewicht	Leergewicht für 1 m³ Wasser
				Wasser	Kohlen	gesamt	fest					
I. Zweiachsige Tender.												
1	Oldenb. Sts. B.	zu P ² / ₂ (Krauß)	Schwarzkopff 1893	9,0	4,0	3,100	3,100	1,100	2310	9,3	22,5	1,03
2	P. L. M.	Gruppe 21	Bordeaux 1899	10,25	4,0	2,500	2,500	1,335	2858	13,31	27,86	1,30
3	Est	zu Serie 10	Maffei 1901	13,0	5,0	3,000	3,000	1,673	2850	14,6	32,6	1,12
II. Dreiachsige Tender.												
4	Bay. Sts. B.	Kl. B IX	Maffei	10,5	5,0	3,125	3,125	1,250	ca. 2500	11,0	26,5	1,05
5	Bay. Sts. B.	Kl. B X	Krauß	12,0	5,0	3,300	3,300	1,180	3050	13,6	30,6	1,13
6	Rete Adriatica	zu S ² / ₄	Breda 1899	12	3,5	4,000	4,000	1,275	2600	14,0	29,5	1,07
7	Bay. Sts. B.	Kl. B XI 1222 — 1229	Maffei	14,0	5,0	3,800	3,800	1,220	ca. 3100	15,3	34,3	1,09
8	Kais. Ferd. B.	zu Serie II d	Wiener Neust.	15,0	5,6	3,200	3,200	1,520	3000	16,1	37,1	1,07
9	Pfalz-B.	zu Kl. P 3	Krauß	16,0	6,0	3,800	3,800	1,365	3050	17,25	39,7	1,078
10	Österr. Sts. B.	zu Serie 106	Floridsdorf 1899	16,5	6,0	3,200	3,200	1,252	3200	15,3	38,0	0,93
11	Paris—Orléans	zu S ² / ₄	Cail in Denain	17	4,5	3,200	3,200	—	—	16,9	38,4	0,99

Nr.	Bahn	Gattung	Erbauer	Vorräte an		Achsstände		Von Vorderachsmittel bis Plattformvorderkante	Größte Breite des Wasserkastens	Leergewicht	Dienstgewicht	Leergewicht für 1 m³ Wasser
				Wasser	Kohlen	gesamt	fest					
III. Vierachsige Tender.												
12	Bay. Sts. B.	Kl. B XI 1201 — 1221, 1230 — 1317	Maffei	18,0	7,0	5,000	1,750	0,975	3062	18,2	43,2	1,01
13	Nord	zu S ² / ₅ 2,647	Belfort	20	5,0	5,450	1,700	1,990	2900	20,5	45,5	1,02
14	Bad. Sts. B.	Gattung II d	Maffei	20,0	6,5	5,350	1,800	ca. 1,3	3020	21,3	47,3	1,065
15	Bay. Sts. B.	Kl. S ² / ₅	Baldwin	20,8	6,0	4,852	1,702	0,984	ca. 3000	20,6	46,0	0,99
16	Dänische Sts. B.	zu Gruppe P	Hannover	21,0	6,0	4,800	3,200	0,980	3014	ca. 19	46,2	ca. 0,91
17	Bay. Sts. B.	Kl. CV	Maffei	21,0	6,0	5,100	1,750	0,975	3062	21	48	1,00
18	Österr. Sts. B.	Serie 86	—	21,0	7,2	5,300	1,900	1,202	3010	22,2	50,0	1,058
19	Bay. Sts. B.	Kl. S ² / ₆	Maffei	22,0	6,0	5,100	1,750	1,097	ca. 3000	22,0	50,0	1,00
20	Bay. Sts. B.	Kl. S ² / ₆	Maffei	26,0	8,0	5,300	1,750	ca. 0,8	—	19,5	52,5	0,75
21	Preuß. Sts. B.	zu S 7	Hannover	31,2	7,2	5,400	—	—	—	—	64,0	—
IV. Fünfachsiger Tender.												
22	Paris 1900	S ² / ₇ Bauart Thuile	Creusot	27,5	7,0	7,800	2,600	ca. 1,34	—	23,7	58,2	0,862

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis		Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
1	$\frac{1}{2}$	IAO	Kein Überh., feste Achsen, Kr. Kastenrahmen, schmale B.	Hohenzollern 1885	Oldenb. Sts. B.	Org. X, S. 48, Taf. XXVII
2	>	>	wie Nr. 1	Henschel 1883	Preuß. Sts. B.	Z. 1884, S. 364
3	>	>	wie Nr. 1	Krauß 1906	Lok. A. G. München	D. Lok. 1908, S. 148
4	$\frac{1}{3}$	IAI	Kein Überh., 1., 2. Achse fest, 3. Achse Ad-Achse, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Krauß 1907	Österr. Sts. B. Serie 112	D. Lok. 1907, S. 153, Z. 1907, S. 1080
5	$\frac{2}{2}$	OBO	Überh.-Zyl., unterst. B., feste Achse, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Krauß	Österr. Sts. B. Serie 86	D. Lok. 1905, S. 179.
6	>	>	Überh.-Zyl., unterst. B., feste Achsen, Kr. Kasten-R., schmale B.	Königsberg 1885	Preuß. Sts. B.	Pr. Normalien
7	>	>	Kein Überh., feste Achsen, Innen-R., Maffei gegenläufige Kolben, Außen-Zyl., innen liegende Kuppelstangen, schmale B.	Maffei 1906	Bay. Sts. B. Pt L $\frac{2}{2}$ 4004	Z. 1906, S. 2056.
8	>	> mit Blind- achse	Kein Überh., feste Achsen, Innen-R., Innen-Zyl., Blindwelle, außen liegende Kuppelstangen, schmale B.	Krauß 1906	Bay. Sts. B. Pt L $\frac{2}{2}$ Nr. 4504	D. Lok. 1906, S. 159, Z. 1906, S. 2054, Taf. 20
9	>	wie Nr. 8	Etwas überh. Zyl., feste Achsen, Kr. Kasten-R., Außen-Zylinder, schmale B.	Krauß 1907	Bay. Sts. B. Pt L $\frac{2}{2}$ Nr. 4507 ÷ 4535	—
10	>	OBO	wie Nr. 6	1883	Preuß. Sts. B.	Pr. Normalien

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Vorräte		
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Speisewasser ist unter- gebracht:	W	K
1	3,700	3,700	3,700	1,00	12,0	16,3	9,2	1,72	im Kr. Kasten-R.	2,3	0,85
2	3,500	3,500	3,500	1,00	15,2	20,0	10,6	1,67	„	2,4	0,8
3	3,200	3,200	3,200	1,00	15,3	18,9	11,8	1,53	„	2,0	0,25
4	5,050	3,500	3,500	0,69	24,1	31,8	14,5	1,51	in seitlichen Kasten	3,0	1,3
5	2,500	2,500	2,500	1,00	16,5	21,1	21,1	1,30	„	2,1	0,4 0,5m ³ Öl
6	2,500	2,500	2,500	1,00	15,6	20,5	20,5	2,04	im Kr. Kasten-R.	2,4	0,6
7	2,900	2,900	2,900	1,00	17,5	21,0	21,0	1,69	in seitlichen Kasten	2,0	0,4
8	3,200	3,200	3,200	1,00	18,0	22,0	22,0	1,30	„	2,0	0,55
9	3,200	3,200	3,200	1,00	18,1	22,4	22,4	1,33	im Kr. Kasten-R.	2,2	0,55
10	2,500	2,500	2,500	1,00	20,7	27,5	27,5	2,09	„	3,5	0,85

a) Tenderlokomotiven mit mehr

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost				Büchse			Langkessel				
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_p d_a}$	h_{SO}
1	ca. 28,04	—	ca. 28,04	0,54	0,711	ca. 0,93	52	ca. 0,68	ca. 2,84	$\frac{1}{9,9}$	ca. 25,2	875	2400	$\frac{83}{40/44}$	1700
2	34,5	—	34,5	0,8	ca. 0,72	ca. 1,0	43	0,5	ca. 4,1	$\frac{1}{8,4}$	ca. 30,4	1024	2067	$\frac{114}{41/46}$	1860
3	36,7	Schmidt R. R. 7,8	28,9	0,6	$\frac{0,66}{+ 0,19}$	0,906	48	ca. 0,7	3,0	$\frac{1}{9,6}$	25,9	1000	2200	$\frac{76}{33,5/38 \frac{12}{100,5/108}}$	2050
4	51,29	Klien 3,29	48,0	1,027	ca. 0,96	1,070	47	0,8	5,2	$\frac{1}{9,2}$	42,8	1200	2500	$\frac{130}{41/46}$	2430
5	ca. 27,4	—	ca. 27,4	0,65	1,14	0,826	42	ca. 0,7	3,2	$\frac{1}{8,6}$	ca. 24,2	936	2000	$\frac{92}{-/44}$	2000
6	41,8	—	41,8	0,8	ca. 0,93	ca. 0,88	52,4	0,5	3,5	$\frac{1}{12}$	38,3	1002	2900	$\frac{101}{41,4/46}$	1800
7	42	Schmidt R. R. 6,5	35,5	0,83	0,860	0,970	42,8	—	2,9	$\frac{1}{12,2}$	32,6	1080	2000	$\frac{124}{33,5/38 \frac{12}{106/114}}$	2200
8	36,4	Schmidt R. R. 7,9	28,5	0,6	$\frac{0,66}{+ 0,19}$	0,862	47,5	0,66	2,6	$\frac{1}{11}$	25,9	1000	2200	$\frac{76}{33,5/38 \frac{12}{100,5/108}}$	2050
9	36,99	Schmidt R. R. 8,09	28,9	0,6	ca. 1,14	0,906	48,2	0,8	3,05	$\frac{1}{9,5}$	25,85	1000	2200	$\frac{76}{33,5/38 \frac{12}{100,5/108}}$	2150
10	57,5	—	57,5	1,0	1,82	0,852	57,5	0,6	4,5	$\frac{1}{12,8}$	53,0	1094	3240	$\frac{127}{41/46}$	1860

Tafel Nr. 7

als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L}$
1	12	2 a	220	440	16,73	—	0,60	1200	0,366	0,5 · 12	1065	37,9	65	116
2	12	2 a	$\frac{270}{410}$	420	24,17	2,3	0,70	1130	0,372	0,5 · 12	1875	54,4	93,8	177
3	12	2 a	250	400	19,6	—	0,68	930	0,43	0,5 · 12	1610	55,8	85	137
4	15	2 a	$\frac{260}{400}$	550	29,2	2,37	0,61	1450	0,38	0,41 · 15	1865	38,8	58,6	128,5
5	15	2 a	$\frac{230}{360}$	430	17,9	2,46	0,65	950	0,453	0,45 · 15	1980	72,2	94	94
6	12	2 a	270	550	31,5	—	0,75	1080	0,509	0,5 · 12	2230	53,4	109	109
7	12	Maffei (2+2)a	265	2×280	30,9	—	0,87	990	0,283	0,5 · 12	2385	67,3	114	114
8	12	2 i	305	400	29,2	—	1,03	1006	0,40	0,5 · 12	2220	78,0	101	101
9	12	2 a	320	400	32,17	—	1,11	1006	0,40	0,5 · 12	2440	84,5	109	109
10	12	2 a	330	550	47,0	—	0,82	1080	0,509	0,5 · 12	3330	58	121	121

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur	
11	$\frac{2}{3}$	1 B 0	Überh. Zyl., unterst. B., feste Achsen, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Maffei 1892	Bay. Sts. B. DIX	—
12	>	>	Überh. Zyl., überh. Kohlenk., feste Achsen, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	1881—94	Preuß. Sts. B.	Z. 1904, S. 1477
13	>	>	Überh. Kohlenk., sonst kein Überhang, feste Achsen, Kr. Kasten-R., schmale B.	— 1885—88	Preuß. Sts. B.	Z. 1904, S. 1477
14	>	>	Überh. Rauchk., überh. Kohlenk., 1. Achse Adams-A., 2., 3. Achse fest, Außen-R., Innen- Zyl., schmale B.	Zimmermann 1900	État belge Type 5	Barb. & Godf. S. 135, Taf. XXVI
15	>	>	Überh. Kohlenkasten, vorn Kr. H. Dr (Ku. A. 2 × 25), 3. Achse fest, Kr. Kastenrah- men, schmale B.	Krauß	Militär-E.	—
16	>	>	wie Nr. 15	— 1900	Preuß. Sts. B.	Pr. Norm.
17	$\frac{2}{4}$	1 B 1	Überh. Kohlenk., sonst kein Überhang, 1. Achse Adams-A., 2., 3., 4. Achse fest, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Maffei 1891	Bad. Sts. B. IV d	Org. 1891, S. 200
18	>	>	Vorn überh. Rahmen- Wasserkasten, hinten überh. Kohlenk., 1., 4. Achse Adams-A. (2 × 45), 2., 3. Achse fest, Kr. Kasten-R., schmale B.	Henschel 1895	Preuß. Sts. B. T 5	Barb. & Godf. S. 60, Taf. XI Z. 1904, S. 1478

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Vorräte		
	s	GL	sf	$\frac{GL}{s}$	L_1	L	L_1	$\frac{H}{L}$	Speisewasser ist unter- gebracht:	W	K
11	4,000	4,000	4,000	1,00	26,5	35,6	24,8	1,16	in seitlichen Kasten	5,2	1,5
12	4,200	4,200	4,200	1,00	31,9	41,9	28,0	2,14	"	5,0	1,6
13	4,300	4,300	4,300	1,00	28,1	36,9	24,9	2,26	im Kr. Kasten-R.	5,0	1,5
14	4,270	2,320	2,320	0,54	26,0	32,0	22,3	1,84	in seitlichen Kasten	3,6	1,2
15	4,300	3,620	0	0,84	26,5	35,0	26,3	1,84	im Kr. Kasten-R. u. in seitlichen Kasten	4,4	1,15
16	4,800	4,000	0	0,835	35,3	45,0	30,1	1,91	"	5,0	1,5
17	7,350	4,850	4,850	0,66	42,6	54,6	27,9	2,19	in seitlichen Kasten	6,0	3,1
18	6,800	2,000	2,000	0,29	41,5	53,1	31,4	1,78	im Kr. Kasten-R.	5,5	1,6

a) Tenderlokomotiven mit mehr

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d_a}$	h_{50}
11	62,2	—	62,2	1,2	ca. 1,2	ca. 1,0	51,8	0,4	4,5	$\frac{1}{13,9}$	57,7	1134	3280	$\frac{140}{40/45}$	ca. 1900
12	89,7	—	89,7	1,6	ca. 1,47	1,010	56,2	0,6	5,8	$\frac{1}{15,3}$	83,9	1222	3600	$\frac{181}{41/46}$	1900
13	83,0	—	83,0	1,4	ca. 1,4	ca. 1,0	59	—	ca. 5,8	$\frac{1}{14,3}$	ca. 77,2	1250	3120	$\frac{192}{41/46}$	—
14	58,68	—	58,68	1,5	ca. 1,45	ca. 1,11	39	ca. 0,7	6,58	$\frac{1}{8,9}$	52,10	1100	2707	$\frac{136}{40/45}$	1785
15	ca. 64,4	—	ca. 64,4	1,42	ca. 1,4	1,046	45,3	0,68	ca. 5,4	$\frac{1}{11,9}$	ca. 59,0	1144	3200	$\frac{146}{40/44}$	ca. 1800
16	86,7	—	86,7	1,5	1,492	1,022	57	ca. 0,8	6,7	$\frac{1}{12,9}$	80,0	1252	3250	$\frac{191}{41/46}$	2160
17	119,3	—	119,3	1,8	ca. 1,8	ca. 1,0	66	—	7,3	$\frac{1}{16,4}$	112,0	1350	4400	—	2070
18	94,75	—	94,75	1,57	ca. 1,5	1,110	60,3	ca. 0,7	6,65	$\frac{1}{14,2}$	88,10	1242	4000	$\frac{171}{41/46}$	2200

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$\alpha \cdot p$	Z_L	$\frac{Z_L}{H}$	$\frac{Z_L}{L}$	$\frac{Z_L}{L_1}$
11	12	2 a	330	500	42,8	—	0,69	1340	0,373	0,5 · 12	2440	39,2	68,6	98,5
12	12	2 a	420	600	83,1	—	0,93	1580	0,38	0,5 · 12	4020	44,8	96	143
13	12	2 a	400	600	75,4	—	0,91	1530	0,392	0,5 · 12	3765	45,4	102	151
14	8	2 i	350	460	44,3	—	0,75	1450	0,32	0,5 · 8	1555	26,5	48,6	69,8
15	12	2 a	380	540	61,2	—	0,95	1520	0,355	0,5 · 12	3080	47,8	88	117
16	12	2 a	420	600	83,1	—	0,97	1600	0,375	0,5 · 12	3970	46,2	88,3	132
17	10	2 a	457	610	100,1	—	0,84	1716	0,356	0,5 · 10	3710	31,1	68	133
18	12	2 a	430	600	87,1	—	0,92	1600	0,375	0,5 · 12	4160	43,9	78	133

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis		Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
19	$\frac{2}{4}$	2 B 0	Überh. Kohlenk., sonst kein Überhang, vorn am. Dr. (seitl. versch.), 3., 4. Achse fest, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Henschel 1899	Preuß. Sts. B.	Z 1904, S. 1479
20	>	>	wie Nr 19	Winterthur 1891	Schweizer C.B	Barbey S. 99, Taf. 57—58
21	$\frac{2}{4}$	1 B 1	Außer dem Kohlenkasten kein Überhang, vorn Kr. H. Dr. (Ku. A. 2×25), 3. Achse fest, 4. Achse freie Lenkachse, Kr. Kastenrahmen	Krauß 1906	Bay. Sts. B. Pt $\frac{2}{4}$ 5001	D. Lok. 1906, S. 155, Z. 1906, S. 2054, Taf. 19
22	>	>	Kein Überhang, vorn Kr. H. Dr. (Ku. A. 2×25), 3. Achse fest, 4. Achse freie Lenkachse, Kr. Kastenrahmen, schmale B., halb-selbsttätige Rostbeschickung	Krauß 1908	Bay. Sts. B. Pt $\frac{2}{4}$ 5010	D. Lok. 1908, S. 183
23	$\frac{2}{4}$	0 B 2	Kein Überhang, 1., 2. Achse fest, hinten am. Dr. (seitl. versch.), Innen-R., Innen-Zyl., schmale B.	— 1901	South Eastern & Chatham Ry	Z. 1904, S. 1566
24	$\frac{2}{5}$	1 B 2	Etwas überh. Kohlenkasten, sonst kein Überhang, Kr. H. Dr. (Ku. A. 2×25), 3. Achse fest, hinten am. Dr. (2×25), Kr. Kasten-R., schmale B.	Krauß 1900	Pfalz B.	D. Lok. 1906, S. 100

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Vorräte		
	s	GL	s_f	$\frac{GL}{s}$	L_l	L	L_1	$\frac{H}{L}$	Speisewasser ist untergebracht:	W	K
19	6,950	5,900	2,600	0,85	43,9	56,2	31,9	2,16	in seitlichen Kasten	6,0	2,0
20	7,100	6,050	2,600	0,85	43,0	54	30	1,82	>	5,0	2,0
21	7,300	6,330	0	0,866	46,8	57,0	32,0	1,35	in Kr. Kasten-R. u. seitlichen Kasten	8,0	1,8
22	7,300	6,330	0	0,866	46,1	58,5	31,4	1,16	>	7,0	1,8 ¹⁾
23	6,654	5,816	2,285	0,875	41,3	51,8	31,8	1,68	in seitlichen Kasten und hinter dem Führerstand	5,0	2,5
24	8,800	6,900	0	0,78	53,0	69,6	32,0	1,50	im Kr. Kasten-R. u. seitlichen Kasten	9,1	2,7

1) Hiervon 1,5 t im Bunker über der Feuerbüchse.

a) Tenderlokomotiven mit mehr

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel					h_{50}
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	i d_i/d_a	
19	121,1	—	121,1	1,66	1,653	0,960	71	0,82	8,77	$\frac{1}{13,8}$	112,33	1350	4000	$\frac{218}{41/46}$	2200
20	ca. 98	—	ca. 98	1,62	1,64	ca. 1,0	60,5	ca. 0,7	ca. 8	$\frac{1}{12,2}$	ca. 90	1300	3700	$\frac{172}{-/50}$	2000
21	96,2	Schmidt R. R. 19,2	77,0	10 bis 1,69	1,130	1,276	$\frac{77}{45,6}$	0,61	5,7	$\frac{1}{13,5}$	71,3	1320	3700	$\frac{112}{40/45}$ $\frac{14}{118/127}$	2600
22	87,59	Schmidt R. R. 19,59	68,0	1,23	ca. 1,67	1,000	55	0,82	5,6	$\frac{1}{12,1}$	62,4	1286	3700	$\frac{96}{40/45}$ $\frac{12}{127/136}$	2300
23	86,8	—	86,8	1,54	1,473	1,028	56	0,9	9,3	$\frac{1}{9,3}$	77,5	1270	3169	$\frac{205}{37,3/38,8}$ $\frac{14}{44,5}$	2134
24	104,63	—	104,63	1,96	1,880	1,040	53	0,76	8,37	$\frac{1}{12,4}$	96,26	1320	3830	$\frac{200}{40/45}$	2350

als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$\alpha \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
19	12	2 a	440	600	91,2	—	0,75	1600	0,375	0,5 · 12	4355	36	77	137
20	12	2 a	$\frac{420}{620}$	620	85,9	2,18	0,88	1530	0,405	0,42 · 12	3925	40	72,7	131
21	12	2 a	440	540	82,1	—	1,07	1546	0,349	0,5 · 12	4055	52,7	71	127
22	12	2 a	490	540	101,7	—	1,50	1546	0,349	0,5 · 12	5020	73,8	86	160
23	11,3	2 i	444	610	94,4	—	1,09	1676	0,364	0,5 · 11,3	4055	46,7	78	128
24	12	2 a	450	560	89,1	—	0,85	1640	0,342	0,5 · 12	4150	39,7	60	130

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis		Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
25	$\frac{2}{5}$	1 B 2	wie Nr. 24	Krauß 1906	Bay. Sts. B. Pt $\frac{2}{5}$ 5201	D. Lok. 1906, S. 154. Z. 1906, S. 2053
26	>	>	Etwas überh. Kohlen- kasten, sonst kein Über- hang, am Dr. (seitl. versch.) 3., 4. Achse fest, 5. Achse Adams- A., Innen-R., Innen- Zyl., schmale B.	La Meuse 1900	État belge Type 15	Barb. & Godf. S. 124, Taf. XXIII
27	$\frac{2}{6}$	2 B 2	Kein Überhang, vorn und hinten am Dr. (Zapfen fest), 3., 4. Achse fest, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Paris 1901	Nord	Z. 1904, S. 1562
28	$\frac{2}{8}$	0 C 0	Überh. Zyl., überh. Koh- lenk., feste Achsen, Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Verschiedene 1883	Preuß. Sts. B.	Pr. Norm.
29	>	>	Überh. Zyl., unterst. B., feste Achsen, Kr. Ka- sten-R., schmale B.	Verschiedene 1901	Preuß. Sts. B.	Pr. Norm.
30	>	>	wie Nr. 29	Krauß 1898	Bay. Sts. B. D II	—
31	>	>	Überh. Zyl., unterst. B., 1, 3. Achse fest, 2. A. seitl. versch. (2 × 25), Innen-R., schmale B.	Krauß 1904	Carrara B.	—
32	>	>	wie Nr. 29	Breslau	Preuß. Sts. B.	Garbe S. 451
33	>	>	Überh. Zyl., sonst kein Überhang, feste Ach- sen, Kr. Kastenrahmen, schmale B.	Breda 1906	It. Sts. B. Gruppe 885	Z. 1907, S. 1607

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Vorräte			
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Speisewasser ist unter- gebracht:		W	K
25	8,800	6,900	0	0,78	54,0	70,3	32,0	1,27	im Kr. Kasten-R. u. seitl. Kasten		9,1	2,8
26	8,434	ca. 5,65	2,650	ca. 0,68	52,0	60,3	28,0	1,59	in seitl. Kasten u. hinter dem Führerstand		5,0	2,5
27	8,750	6,950	1,780	0,79	49,0	63,0	32,0	—	in seitl. Kasten		7,0	3,5
28	3,700	3,700	3,700	1,00	31,0	41,9	41,9	2,3	„		5,0	1,5
29	3,000	3,000	3,000	1,00	24,7	32,3	32,3	1,86	im Kr. Kasten-R. u. seitl. Kasten		4,0	1,75
30	3,700	3,700	3,700	1,00	35,5	45,3	45,3	2,0	„		5,0	1,6
31	2,500	2,500	0	1,00	33,7	43,5	43,5	2,35	in seitl. Kasten		5,1	2,0
32	3,400	3,400	3,400	1,00	—	42,0	42,0	1,63	im Kr. Kasten-R. u. seitl. Kasten		5,0	1,4
33	3,600	3,600	3,600	1,00	30,3	39,1	39,1	1,53	„		3,9	2,6

a) Tenderlokomotiven mit mehr

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost				Büchse			Langkessel					
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	i d_i/d_a	h_{SO}
25	109,3	Schmidt R. R. 20,2	89,1	1,96	1,880	1,040	45,3	0,87	9,0	$\frac{1}{9,9}$	80,1	1320	3830	$\frac{125}{40/45}$ $\frac{14}{118/127}$	2550
26	95,78	—	95,78	1,8	ca. 1,8	ca. 1,0	53	ca. 1,0	10,26	$\frac{1}{9,3}$	85,52	1324	3122	$\frac{218}{40/45}$	2340
27	—	—	—	1,7	ca. 1,8	1,073	—	0,73	—	—	—	1306	—	$\frac{93S}{-70}$	2600
28	96,18	—	96,18	1,32	1,295	1,020	73	0,62	6,12	$\frac{1}{15,7}$	90,06	1326	3378	$\frac{207}{41/46}$	1980
29	59,97	—	59,97	1,3	1,300	1,040	46	0,55	4,8	$\frac{1}{12,5}$	55,17	1108	3240	$\frac{132}{41/46}$	1870
30	90,48	—	90,48	1,62	1,628	0,980	56	0,6	6,41	$\frac{1}{14,1}$	84,07	1320	3600	$\frac{186}{40/45}$	2280
31	102,1	—	102,1	1,71	1,600	1,070	59,8	0,6	8,59	$\frac{1}{11,9}$	93,51	1400	3100	$\frac{240}{40/45}$	2250
32	84,8	Schmidt R. R. 16,4	68,4	1,48	1,422	1,046	46,2	0,9	7,5	$\frac{1}{9,1}$	60,9	1201	3700	$\frac{93}{40/46}$ $\frac{12}{118/127}$	2500
33	Serve 59,9	—	Serve 59,9	1,30	1,224	ca. 1,1	46,1	0,83	6,0	$\frac{1}{10}$	$\frac{0,77}{53,9}$	1126	2800	$\frac{79S}{-60}$	2380

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$\alpha \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
25	12	2 a	500	560	110,0	—	1,24	1640	0,342	0,5 · 12	5120	57,4	73	160
26	11	2 i	430	610	88,6	—	0,93	1800	0,339	0,5 · 11	3445	35,9	57	123
27	12	2 a	430	600	87,1	—	—	1664	0,360	0,5 · 12	4000	—	63,5	125
28	12	2 a	430	630	91,5	—	0,95	1330	0,474	0,5 · 12	5255	54,6	125	125
29	12	2 a	350	550	52,9	—	0,88	1100	0,500	0,5 · 12	3675	61,3	114	114
30	12	2 a	420	610	84,5	—	0,93	1206	0,51	0,5 · 12	5355	59,2	118	118
31	12	2 a	440	550	83,6	—	0,82	1080	0,51	0,5 · 12	5915	57,9	136	136
32	12	2 a	500	600	117,8	—	1,72	1350	0,45	0,5 · 12	6670	97,6	159	159
33	15	2 a	$\frac{370}{580}$	550	59,1	2,45	0,99	1520	0,36	0,45 · 15	4110	68,6	105	105

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
34	$\frac{3}{4}$ 1 C 0	Außer dem Kohlenkasten kein Überhang, Kr. H. Dr. (Ku. A. 2 × 27), 3., 4. Achse fest, Kr. Kasten-R., schmale B.	Jung 1902	Preuß. Sts. B.	Z. 1903, S. 88, Taf. II
35	> >	wie Nr. 34	Union 1903	Preuß. Sts. B.	Z. 1904, S. 1478
36	> >	wie Nr. 34	Borsig	Preuß. Sts. B.	Garbe S. 454
37	$\frac{3}{4}$ 0 C 1	Überh. Zylinder, überh. Führerstand, 1., 2., 3. Achse fest, 4. seittl. versch. (2 × 10), Außen-R., Innen-Zyl., schmale B.	Belfort 1885	Est Serie 8	Z. 1904, S 1562
38	> >	Außer dem Kohlenkasten kein Überhang, 1., 2., 3. Achse fest, 4. Achse Adams-A., Innen-R., Innen-Zyl., schmale B.	Soc. Franco-belge	Barry Ry	Barb. & Godf. S 131, Taf. XXV
39	> >	Überh. Zyl., überh. Kohlenk., 1., 2., 3. Achse fest, 4. Achse Adams-A., Innen-R., Außen-Zyl., schmale B.	Eßlingen 1891	Preuß. Sts. B.	Org. X. S. 46, Taf. XXVI
40	> >	wie Nr. 39	Verschiedene 1893	Preuß. Sts. B.	Pr. Normalien
41	> >	Überh. Zyl., überh. Kohlenk., 1., 2. Achse fest, hinten Kr. H. Dr. (Ku. A. 2 × 25), Kr. Kasten-R., schmale B.	Krauß 1885	Bay. Sts. B. DXI	Z. 1897, S. 215, Taf. VI
42	> >	wie Nr. 41	Krauß 1907	Lok. A. G. München	—

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Vorräte		
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Speisewasser ist untergebracht:	W	K
34	6,000	4,950	1,650	0,825	—	60,0	44,8	1,85	im Kr. Kasten-R. und seitlichen Kasten	7,0	2,0
35	6,350	5,300	2,000	0,835	47,7	58,8	45,3	2,05	'	7,4	2,5
36	6,350	5,300	2,000	0,835	47,7	62,3	47,3	1,66	'	7,0	2,5
37	5,050	3,415	3,415	0,676	44,9	55,6	42,4	1,98	in seitlichen Kasten	5,2	2,0
38	6,300	4,395	4,395	0,70	45,0	56,6	48,0	1,84	'	5,8	2,0
39	5,200	2,870	2,870	0,55	40,9	52,8	40,4	2,56	'	5,0	2,0
40	6,100	3,700	3,700	0,606	42,0	53,2	41,2	2,03	'	5,8	1,5
41	4,900	4,300	1,730	0,88	30,4	39,5	31,0	1,70	im Kr. Kasten-R. und seitlichen Kasten	4,3	1,6
42	5,150	4,280	1,830	0,83	34,3	42,8	33,6	1,68	'	4,3	1,6

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost				Büchse			Langkessel				
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d_a}$	h_{SO}
34	111	—	111	1,53	1,550	0,980	72,5	0,7	ca. 9	$\frac{1}{12,3}$	ca. 102	1400	3700	$\frac{207}{41/46}$	2500
35	ca. 120,5	—	ca. 120,5	1,73	1,750	0,99	70,9	0,7	ca. 8,9	$\frac{1}{13,5}$	ca. 111,6	1400	4000	$\frac{217}{41/46}$	2500
36	132,9	Schmidt R. K. 29,5	103,4	1,73	1,750	0,990	59,8	ca. 0,8	9,2	$\frac{1}{11,3}$	94,2	1374	3900	$\frac{180}{41/46}$ $\frac{1}{304/326}$	2500
37	110	—	110	1,8	ca. 1,8	ca. 1,0	61,2	ca. 0,9	8,9	$\frac{1}{12,4}$	ca. 101,1	1270	4100	$\frac{170}{44/48}$	2145
38	104,2	—	104,2	1,88	1,851	1,019	55,4	ca. 0,9	10,13	$\frac{1}{10,3}$	94,07	1346	3289	$\frac{182}{50/50,8}$	2134
39	135,3	—	135,3	1,74	1,696	1,024	77,8	0,7	8,57	$\frac{1}{15,8}$	126,73	1390	4050	$\frac{249}{40/45}$	2160
40	107,8	—	107,8	1,53	1,530	1,000	70,4	0,82	7,26	$\frac{1}{14,8}$	100,54	1291	4400	$\frac{162}{45/50}$	1990
41	67,35	—	67,35	1,3	1,300	1,016	51,8	0,6	4,95	$\frac{1}{13,6}$	62,4	1148	3600	$\frac{138}{40/45}$	2028
42	71,74	—	71,74	1,46	ca. 1,47	0,922	49	0,64	5,81	$\frac{1}{12,3}$	65,93	1250	3300	$\frac{159}{40/45}$	2065

Tafel Nr. 7.
als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder					Triebräder		Zylinderzugkraft				
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
34	12	2 a	450	630	100,2	—	0,90	1350	0,467	0,5 · 12	5670	51,1	94,5	126
35	12	2 a	480	630	114,0	—	0,94	1500	0,42	0,5 · 12	5805	48,3	98,7	128
36	12	2 a	540	630	144,3	—	1,40	1500	0,42	0,5 · 12	7350	71,2	118	155
37	10	2 i	400	600	75,4	—	0,69	1550	0,39	0,5 · 10	3100	28,1	55,8	73
38	10,5	2 i	457	660	108,3	—	1,04	1295	0,51	0,6 · 10,5	6705	64,4	119	140
39	12	2 a	450	630	100,2	—	0,74	1250	0,50	0,6 · 12	7350	54,2	139	182
40	12	2 a	430	630	91,5	—	0,85	1380	0,46	0,6 · 12	6075	56,4	114	148
41	12	2 a	375	508	56,1	—	0,83	996	0,51	0,6 · 12	5165	76,7	131	167
42	14	2 a	$\frac{400}{620}$	500	62,83	2,40	0,87	996	0,50	0,46 · 14	5325	74,2	124	158

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis		Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
43	$\frac{2}{4}$	0 C 1	wie Nr. 41	Krauß 1888	Bay. Sts. B. D VIII	Org 1889, S. 16, Taf. IV—VI.
44	$\frac{2}{5}$	1 C 1	Außer dem Kohlen- kasten kein Überhang, 1., 5. Achse Adams-A (2 × 60), 2., 3., 4. Achse fest, Innen R., Außen-Zyl., schmale B.	Maffei 1899	Bad. Sts. B. VI b	Z. 1904, S. 148 f, Taf. XV
45	>	>	Überh. Wasser- und Koh- lenkasten, 1., 5. Achse Adams-A., 2., 3., 4. Achse fest, Innen-R., schmale B.	Sampier- darena 1905	It. Sts. B. Gruppe 910	Z. 1907, S. 1609, D. Lok. 1909, S. 49
46	>	>	Überh. Kohlenkasten, sonst kein Überh., 1. u 5. Achse Adams-A., 2., 3., 4. Achse fest, Innen-R., schmale B., auf dem Rahmen stehend.	M. d. St. E. G. 1895	Österr. St. B. Serie 30	Barb. & G. S. 104
47	$\frac{2}{5}$	2 C 0	Überh. Kohlenkasten, sonst kein Überh., am Dr. (2 × 40) 3., 4., 5. Achse fest, Innen- R., außen liegende Tan- dem Zyl., schmale B.	Paris 1902	Ceinture	Rev. gén 1904/I S. 334. Org. 1905, S. 107.
48	$\frac{2}{6}$	1 C 2	Kein Überh., 1. und 3. Achse in Kr. H. Dr. (2 × 15) Ku. A. (2 × 25). 2. und 4. Achse fest, hinten am Dr. (2 × 30), Kr. Kasten-R., schmale B., auf dem Rahmen stehend.	Krauß 1908	Pfalz B.	—

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Vorräte			
	s	GL	s_f	$\frac{GL}{s}$	L_1	L	L_1	$\frac{H}{L}$	Speisewasser ist unter- gebracht:		W	K
43	5,300	4,100	1,650	0,77	33,7	43,3	36,3	2,09	im Kr. Kasten-R. und seitlichen Kasten		4,5	1,2
44	8,400	3,400	3,400	0,40	48,2	62,7	40,3	1,89	in seitlichen Kasten		7,0	1,8
45	8,400	3,800	3,800	0,45	47,0	64,0	42,0	2,16	in einem auf dem Rahmen liegenden, unter Kessel und Führerstand durch- laufenden Kasten		8,0	3,0
46	7,700	2,900	2,900	0,38	54,5	69,8	43,0	1,88	in seitlichen Kasten		8,3	3,0
47	7,900	6,950	4,000	0,88	51,6	63,2	47,2	1,60	>		5,0	3,0
48	9,150	7,150	3,600	0,78	66,2	92,0	48,0	1,52	im Kr. Kasten-R., in seit- lichem und einem auf dem Rahmen liegenden Kasten		16,0	4,5

a) Tenderlokomotiven mit mehr

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost				Büchse		Langkessel					h_{SO}
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d_a}$	
43	90,5	—	90,5	1,6	1,628	0,980	56,5	0,6	6,4	$\frac{1}{14,1}$	84,1	1320	3600	$\frac{186}{40/45}$	2100
44	118,6	—	118,6	1,83	1,810	1,010	64,8	0,7	8,0	$\frac{1}{14,8}$	110,6	1380	4050	$\frac{ca. 189}{46/52}$	2350
45	138,6	—	138,6	2,38	2,220	1,072	58,2	—	12,0	$\frac{1}{11,5}$	126,6	1400	3860	$\frac{222}{47/52}$	—
46	144,0	—	144,0	2,33	ca. 2,1	ca. 1,1	56,3	0,6	10,5	$\frac{1}{13,7}$	133,5	1319	4164	$\frac{200}{46/51}$	2500
47	Serve 100,9	—	Serve 100,9	2,35	ca. 2,3	0,986	43	0,8	10,1	$\frac{1}{10}$	$\frac{0,17 \cdot 129,7}{90,8}$	1332	3500	$\frac{90 S}{-/70}$	2500
48	139,34	—	139,34	2,34	2,204	1,066	59,6	0,6	10,65	$\frac{1}{13,1}$	128,69	1420	4000	$\frac{256}{40/45}$	2850

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	p	An- ordnung	Zylinder				Triebräder		Zylinderzugkraft					
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
43	12	2 a	390	508	60,7	—	0,67	985	0,52	0,6 · 12	5650	62,5	130	156
44	13	2 a	435	630	93,6	—	0,79	1480	0,425	0,5 · 13	5235	44,2	83,5	130
45	13	2 a	$\frac{460}{700}$	600	99,7	2,38	0,73	1500	0,40	0,41 · 13	5225	37,7	81,5	124
46	13	2 a	$\frac{520}{740}$	632	134,2	2,03	0,93	1290	0,49	0,44 · 13	7675	53,2	110	179
47	16	Tandem (2+2)a	$\frac{2 \cdot 330}{2 \cdot 540}$	600	102,6	2,68	1,02	1600	0,375	0,44 · 16	7700	76,2	122	164
48	13	2 a	500	560	110,0	—	0,79	1500	0,374	0,50 · 13	6070	43,5	66	126

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis		Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur
49	$\frac{2}{7}$	2 C 2	Außer dem Kohlenk. kein Überh., vorne u. hinten am. Dr. (seitl. versch.) 3., 4., 5. Achse fest, 3 Zyl.-Anordnung, 3., 4. Achse Triebachsen, Innen R., schmale B.	Chemnitz 1904	Rete del Mediterraneo	Z. 1904, S. 1978
50	>	>	Kein Überh., vorne u. hinten am. Dr. (seitl. versch.) 3., 4., 5. Achse fest, de Glehn-Triebw., Innen-R., schmale B.	Grafenstaden 1906	R. E. Elsaß-Lothr.	D. Lok 1907, S. 112. Z. 1907, S. 1610
51	>	>	wie Nr. 50	Belfort 1905	Est Serie 8	Z. 1907 S 1611, D. Lok 1909, S. 53
52	$\frac{4}{4}$	o D o	Überh. Zyl., überh. Kohlenk., 1., 3. Achse fest, 2., 4. Achse seitl. versch. (2 × 23), Innen-R., schmale B.	Krauß 1900	Österr. St. B. Serie 178	D. Lok. 1906, S. 121
53	>	>	Überh. Zyl., überh. Führerstand mit Kohlenk., 1., 3. Achse fest, 2., 4. Achse seitl. versch. (2 × 23), Innen-R., schmale B., auf dem Rahmen stehend.	Krauß 1904	L. A. G. München	D. Lok. 1905, S. 129
54	>	>	Überh. Zyl., überh. Führerstand mit Kohlenk., 1., 3. Achse fest, 2. Achse (2 × 20), 4. Achse (2 × 26), Innen R., schmale B.	Eßlingen 1908	Württ. St. B. T 4	D. Lok. 1909, S. 17
55	$\frac{2}{2}$ + $\frac{2}{2}$	o Bo + o Bo	Bauart Mallet-Rimrott, überh. N-D-Zyl., überh. Kohlenk., Innen-R., schmale B.	Maffei 1899	Bayer. St. B. BB II	—

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Vorräte		
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$	Speisewasser ist untergebracht:	W	K
49	9,500	7,800	3,240	0,82	57,0	70,0	37,0	1,40	in seitlichen Kasten	6,2	3,24
50	10,400	8,500	3,500	0,82	65,6	85,5	42,0	1,46	in seitlichen Kasten und einem Behälter unter dem Kohlenkasten	9,7	4,0
51	10,800	9,000	3,900	0,83	72,0	90,2	46,2	1,65	,	8,0	3,0
52	3,700	2,470	2,470	0,67	36,6	46,8	46,8	1,91	in seitlichen Kasten	5,2	ca. 1,5
53	4,200	3,000	3,000	0,71	45,2	57,2	57,2	1,93	in eingehängtem Behälter unter dem Kessel	6,0	1,6
54	4,650	3,100	3,100	0,67	49,6	63,6	63,6	2,26	in seitlichen Kasten	6,0	1,5
55	5,200	—	1,600	—	33,2	41,6	41,6	1,63	,	4,3	1,5

a) Tenderlokomotiven mit mehr

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche			Rost				Büchse			Langkessel				
	H_{total}	Über- hitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i d_a}$	h_{SO}
49	98	—	98	1,8	ca. 1,9	ca. 0,95	54,4	ca. 0,9	—	—	—	$\frac{1266}{ca.1440}$	3800	—	2280
50	123,4	—	123,4	1,96	ca. 2,08	ca. 0,94	63,0	ca. 1,0	10,6	$\frac{1}{11,6}$	112,8	1400	4200	$\frac{190}{45/50}$	2570
51	148,66	—	148,66	2,56	2,570	1,000	58,1	ca. 1,2	13,97	$\frac{1}{10,6}$	134,69	1516	4200	$\frac{229}{44/48,75}$	2600
52	ca. 89,4	—	ca. 89,4	1,65	1,462	1,104	54,2	ca. 0,7	ca. 6,4	$\frac{1}{14}$	ca. 83,0	1220	3750	$\frac{172}{41/46}$	2550
53	110,29	—	110,29	2,0	1,700	1,180	55,2	ca. 0,7	8,5	$\frac{1}{13}$	101,79	1500	3600	$\frac{225}{40/45}$	2700
54	ca. 143,2	—	ca. 143,2	ca. 2,1	ca. 2,1	ca. 1,0	ca. 68	ca. 0,7	ca. 9,4	$\frac{1}{15,3}$	ca. 133,8	1600	4000	$\frac{266}{40/45}$	2450
55	68,0	—	68,0	1,4	1,372	1,022	48,5	ca. 0,6	5,7	$\frac{1}{11,9}$	62,3	1148	3590	$\frac{138}{40/45}$	2050

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	\hat{p}	An- ordnung	Zylinder					Triebräder		Zylinderzugkraft				
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$a \cdot \hat{p}$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
49	15	1 i 2 a	$\frac{430}{2 \cdot 460}$	$\frac{640}{640}$	92,9	2,3	0,95	1500	0,426	0,42 · 15	5690	58,1	81	154
50	14	de Glehn 2 a 2 i	$\frac{2 \cdot 340}{2 \cdot 530}$	$\frac{640}{640}$	116,2	2,43	0,94	1650	0,388	0,40 · 14	6100	49,4	71	145
51	16	de Glehn 2 a 2 i	$\frac{2 \cdot 350}{2 \cdot 550}$	$\frac{640}{640}$	123,2	2,47	0,82	1580	0,388	0,40 · 16	7840	52,8	87	170
52	13	2 a	$\frac{420}{650}$	570	79,0	2,4	0,88	1140	0,50	0,46 · 13	6315	70,6	135	135
53	12	2 a	540	560	128,3	—	1,16	1110	0,505	0,6 · 12	10585	96,2	185	185
54	14	2 a	530	612	135,0	—	0,94	1380	0,443	0,6 · 14	10465	73	165	165
55	12	Mallet 2 a 2 a	$\frac{2 \cdot 310}{2 \cdot 490}$	$\frac{530}{530}$	80,0	2,5	1,18	1000	$\frac{0,53}{0,53}$	0,45 · 12	6870	101	165	165

a) Tenderlokomotiven mit mehr

1. Allgemeine Angaben.

Nr.	Kupplungs- verhältnis	Bauart	Erbauer	Bahn- verwaltung	Literatur	
						56
57	$\frac{4}{6}$	2Do	Außer dem Kohlenk. kein Überh., am Dr. (2 × 60), 3., 4., 5., 6. Achse fest, de Glehn- Triebwerk, Innen-R., schmale B.	Belfort 1904	Ouest	Rev. gén. 1905/I S. 312, D. Lok. 1908, S. 216
58	$\frac{5}{5}$	oEo	Überh. Zyl., überh. Koh- lenk., 1., 5. Achse seitl. versch. (2 × 26), 2., 3., 4. Achse fest, Innen- R., schmale B.	Hannover 1904	Westph. L. E.	Z. 1906 S. 1219
59	»	»	Überh. Zyl., überh. Koh- lenk., 1., 3., 5. Achse seitl. versch. (2 × 26), 2., 4. Achse fest, Kr. Kasten-R., schmale B.	Schwartzkopff 1906	Preuß. St. B.	D. Lok. 1907 S. 205, Z. 1907, S. 1783
60	»	»	wie Nr. 59	Schwartzkopff 1907	Preuß. St. B.	D. Lok. 1907, S. 211
61	»	»	Überh. Zyl., überh. Koh- lenk., 1., 5. Achse (2 × 26), 3. Achse (2 × 20), 2., 4. Achse fest, Innen-R., breite B.	Krauß 1907	Pfalz B.	—
62	»	»	wie Nr. 59	Schwartzkopff 1908	Paris-Orléans B.	D. Lok. 1908, S. 232
63	$\frac{3}{8}$ + $\frac{3}{8}$	oCo+ oCo	Bauart Mallet-Rimrott; überh. N.-D.-Zyl., überh. Kohlenk., In- nen R., schmale B.	Maffei 1891	Gotthard B.	Barbey S. 126 Taf. 74, Z. 1891, S. 1078
64	$\frac{3}{4}$ + $\frac{3}{4}$	oCI+ iCo	Bauart Meyer-du Bous- quet, kein Überh., Kuppelachsen fest, Laufachsen seitl. versch., Innen-R., schmale B., a. d. Rahm. stehend.	— 1905	Nord	Z. 1906, S. 153

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

2. Achsstände, Gewichte, Vorräte.

Nr.	Achsstände				Gewichte				Speisewasser ist unter- gebracht:	W	K
	s	GL	s _f	$\frac{GL}{s}$	L ₁	L	L ₁	$\frac{H}{L}$			
56	5,580	—	1,680	—	43,5	58,5	58,5	1,65	in seitlichen Kasten	7,2	3,3
57	8,450	7,350	4,750	0,87	65,7	81,2	61,1	1,80	»	6,0	3,0
58	5,600	2,820	2,820	0,504	—	63,9	63,9	1,80	»	6,2	2,5
59	5,800	2,900	2,900	0,50	59,1	73,9	73,9	1,81	im Kr. Kasten-R und seitlichen Kasten	7,0	2,0
60	5,800	2,900	2,900	0,50	59	74	74	1,67	»	7,0	2,0
61	5,600	2,920	2,920	0,52	56,8	71,5	71,5	2,34	in einem eingehängten Behälter, unter dem Kessel	6,0	2,5
62	6,200	3,100	3,100	0,50	64,5	85,0	85,0	1,66	im Kr. Kasten R. und seitlichen Kasten	10,0	3,5
63	8,130	—	2,700	—	ca. 67	85	85	1,82	in seitlichen Kasten	7,0	4,3
64	12,590	8,180	3,470	0,65	78	102	72 bis 78	1,71	in vier seitlichen Kasten, welche vorne auf dem Drehgestell, hinten auf dem Hauptträger ruhen.	12,8	5,0

a) Tenderlokomotiven mit mehr

3. Kessel.

Nr.	Heizfläche		Rost					Büchse		Langkessel					
	H_{total}	Überhitzer $H_{Üb}$	H	R	l_R	b_R	$\frac{H}{R}$	t	H_B	$\frac{H_B}{H}$	H_R	d_K	l	$\frac{i}{d_i/d_a}$	h_{SO}
56	ca. 96,7	—	ca. 96,7	1,65	1,596	ca. 1,03	58,6	ca. 0,6	ca. 7,3	$\frac{1}{13,2}$	ca. 89,4	1250	3850	165 45/50	ca. 2150
57	Serve 146,1	—	Serve 146,1	2,27	ca. 2,3	ca. 1,0	64,5	ca. 1,0	12,4	$\frac{1}{11,8}$	$0,7 \times \frac{191}{133,7}$	1446	4100	126 S —/70	2620
58	115,0	—	115,0	2,0	2,030	1,000	57,5	0,7	8,4	$\frac{1}{13,7}$	106,6	1320	4500	184 41/46	2380
59	163,34	Schmidt R. K. 31,70	131,64	2,25	2,250	ca. 1,0	58,5	1,0	11,53	$\frac{1}{11,4}$	120,11	1500	4100	220 41/46 1 305/331	2550
60	177,42	Schmidt R. R. 42,51	134,91	2,25	2,250	1,000	55	1,0	11,15	$\frac{1}{11,1}$	123,76	1500	4500	150 41/46 21 124/133	2550
61	167,06	—	167,06	2,73	2,200	1,240	61,2	0,6	11,48	$\frac{1}{14,6}$	155,58	1574	4350	253 45/50	2710
62	185,5	Schmidt R. R. 44,2	141,3	2,7	ca. 2,7	ca. 1,0	52,3	—	13,3	$\frac{1}{10,6}$	128,0	—	—	—	—
63	155,0	—	155,0	2,2	ca. 2,1	ca. 1,0	70,4	0,5	9,3	$\frac{1}{16,7}$	145,7	1470	4500	191 ca. 54/60	ca. 2300
64	Serve 174,8	—	Serve 174,8	3,0	ca. 2,7	ca. 1,1	58,2	0,8	11,99	$\frac{1}{14,6}$	$0,7 \times \frac{232,56}{162,79}$	1456	4750	130 S —/70	2800

Tafel Nr. 7.

als 10 t höchstem Achsdruck.

4. Triebwerk.

Nr.	p	Anordnung	Zylinder			Triebräder		Zylinderzugkraft						
			d	h	J_H	$\frac{J_N}{J_H}$	$\frac{J_H}{H}$	D	$\frac{h}{D}$	$\ddot{a} \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{I}$	$\frac{Z_Z}{L_1}$
56	14	Mallet 2 a 2 a	$\frac{2 \cdot 350}{2 \cdot 540}$	$\frac{610}{610}$	117,4	2,38	1,21	1200	$\frac{0,51}{0,51}$	0,46 · 14	9545	99	163	163
57	15	deGlehn 2 a 2 i	$\frac{2 \cdot 370}{2 \cdot 570}$	$\frac{650}{650}$	139,8	2,37	0,96	1440	0,45	0,46 · 15	10120	69	125	166
58	12	2 a	520	600	127,4	—	1,10	1300	0,46	0,6 · 12	8985	78,1	141	141
59	12	2 a	610	660	192,9	—	1,46	1350	0,49	0,6 · 12	13100	99,5	180	180
60	12	2 a	610	660	192,9	—	1,55	1350	0,49	0,6 · 12	13100	105,8	177	177
61	13	2 a	560	560	137,9	—	0,83	1180	0,475	0,6 · 13	11610	69,6	162	162
62	ca. 13	2 a	630	660	205,7	—	1,45	1350	0,49	0,6 · 13	15135	107	178	178
63	12	Mallet 2 a 2 a	$\frac{2 \cdot 400}{2 \cdot 580}$	$\frac{640}{640}$	160,9	2,102	1,03	1230	0,52	0,49 · 12	10290	66,4	121	121
64	16	Meyer 2 a 2 a	$\frac{2 \cdot 400}{2 \cdot 630}$	$\frac{680}{680}$	179,0	2,48	1,03	1455	0,467	0,45 · 16	10800	61,7	105,8	150 bi 138

Zahlen-
b) Tenderlokomotiven mit weniger

Nr.	Bauart	Achsstände			Gewichte			Vorräte		Kessel			
		s	GL	s_f^*	L_1	L	L_1	W	K	R	H	$H_{\text{Üb}}$	p
1	$\frac{2}{2}$	1,400	1,400	1,400	8,4	10,4	10,4	1,0	0,36	0,42	18,2	—	12
2	$\frac{2}{2}$	1,500	1,500	1,500	9,34	12,6	12,6	1,9	0,4	0,50	23,8	—	12
3	Öst. St. B. S. 185	2,300	2,300	2,300	—	16,0	16,0	—	—	0,37	ca. 19	—	12
4	$\frac{2}{2}$	2,100	2,100	2,100	12,9	16,7	16,7	2,0	0,65	0,60	27,8	—	11
5	$\frac{2}{2}$	2,400	2,400	2,400	14,84	18,8	18,8	2,3	0,65	0,52	24,2	—	12
6	$\frac{2}{2}$	2,100	2,100	2,100	14,5	19,5	19,5	2,3	0,65	0,73	38,6	—	12
7	$\frac{2}{3}$ Jütland	3,150	3,150	3,150	14,1	18,7	12,6	2,4	1,0	0,675	41,2	—	12
8	$\frac{3}{3}$	2,100	2,100	2,100	11,35	15,0	15,0	1,9	0,35	0,57	22,0	—	12
9	$\frac{3}{3}$	2,200	2,200	2,200	16,5	22,0	22,0	2,4	0,6	0,73	38,5	—	12
10	$\frac{3}{3}$	2,500	2,500	2,500	18,5	24,5	24,5	3,2	0,8	0,95	47,6	—	12
11	Bay. St. B. Kl. D. VII	2,900	2,900	2,900	19,9	26,8	26,8	3,7	1,2	0,83	51,3	—	12
12	$\frac{3}{3}$	2,800	2,800	2,800	21,4	27,7	27,7	3,0	0,9	1,3	67,4	—	12
13	L. A. G. Mün- chen	4,800	4,000	1,500	25,7	33,9	26,5	4,0	1,7	1,3	66,2	—	12
14	$\frac{3}{4}$	4,800	4,000	1,500	26,7	34,9	27,0	4,0	1,7	1,3	57,73	Schmidt K. R. 11,95	12

Tafel Nr. 7.
als 10 t höchsten Achsdruck.

Nr.	Triebwerk						Wertziffern							Bemerkungen
	d	h	J	$\frac{J_N}{J_H}$	D	$\frac{h}{D}$	$\frac{J}{H}$	$\frac{H}{R}$	$\frac{H}{L}$	$a \cdot p$	Z_Z	$\frac{Z_Z}{H}$	$\frac{Z_Z}{L}$	
1	220	300	11,4	—	630	0,476	0,63	43,3	1,75	0,6 · 12	1660	91,3	160	160
2	240	300	13,6	—	700	0,429	0,57	47,6	1,89	0,6 · 12	1780	74,8	141	141
3	$\frac{180}{280}$	380	9,7	2,42	780	0,487	0,51	51,4	1,19	0,4 · 12	915	48,2	57,2	57,2
4	240	400	18,1	—	1020	0,392	0,65	46,4	1,67	0,6 · 11	1490	53,6	89	89
5	280	400	24,6	—	980	0,408	1,015	46,5	1,29	0,6 · 12	2300	95,2	122	122
6	275	450	26,7	—	1020	0,441	0,69	52,9	1,98	0,6 · 12	2400	62,2	123	123
7	270	450	25,7	—	1150	0,39	0,63	61,1	2,2	0,5 · 12	1710	41,5	91,5	136
8	230	400	16,6	—	900	0,445	0,76	38,6	1,47	0,6 · 12	1690	76,8	113	113
9	275	450	26,7	—	1020	0,441	0,69	52,8	1,75	0,6 · 12	2400	62,4	109	109
10	300	500	35,4	—	950	0,527	0,74	50,2	1,94	0,6 · 12	3410	71,6	139	139
11	330	508	43,5	—	1006	0,480	0,85	61,8	1,92	0,6 · 12	3960	77,2	148	148
12	330	500	42,8	—	950	0,526	0,64	51,8	2,43	0,6 · 12	4125	61,3	149	149
13	$\frac{360}{560}$	500	50,9	2,41	1090	0,458	0,77	50,9	1,95	0,46 · 12	3970	60	117	150
14	$\frac{370}{560}$	500	53,8	2,29	1090	0,458	0,93	44,5	1,65	0,48 · 12	4145	71,8	119	153

Z. 1906
S. 2055Org. 1884
S. 117D. Lok.
1905 S. 2

Dritter Abschnitt.

Die konstruktive Verwirklichung der Rost- und Heizfläche.

I. Die Rostfläche.

- § 17. 1. Die Gröfse der Rostfläche ist nach § 5, S. 14 bereits ermittelt; sie wird gemessen als wahre Oberfläche des Rostes, gleichviel ob dieser wagrecht oder geneigt angeordnet ist.
2. Wahl der Rostbreite b_R . Diese ist konstruktiv gegeben, je nachdem
- a) der Feuerkasten zwischen die Rahmentragwände heruntergezogen wird; oder
 - b) ob er auf dem Rahmen zwischen den Rädern, oder
 - c) ob er auf dem Rahmen über den Rädern steht; oder
 - d) ob der Rost über die Spurweite hinaus verbreitert ist; vgl. Abb. 1 ÷ 4.

Zu den vier genannten vorwiegend ausgeführten Anordnungen des Feuerkastens, welche für die Rostbreite maßgebend sind, kommt

- e) die Rostform der Paris-Orléans-Bahn¹⁾, in Anwendung bei 2C1-Lokomotiven (mit hinterer Laufachse), dadurch gekennzeichnet, daß der Rost vorne (in Höhe der hinteren Kuppelachse) zwischen die Rahmenbleche heruntergezogen, hinten (über der hinteren Laufachse) über den Rahmen herausgezogen und stark verbreitert ist.

¹⁾ Vgl. hierzu D. Lok. 1908, S. 58.

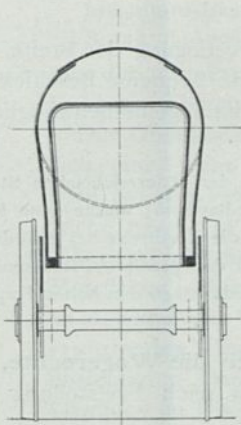


Abb. 1.
Bay. Sts B. T²/₅ 1 B 2
Rostbreite $b_R = 1,040$ m

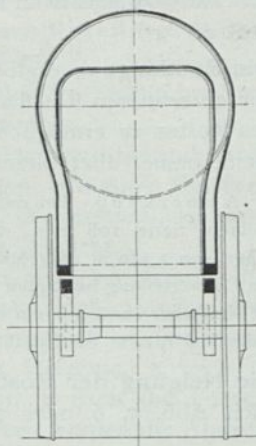


Abb. 2.
Bay. Sts B. S²/₅ 2 C 0
Rostbreite $b_R = 1,075$ m

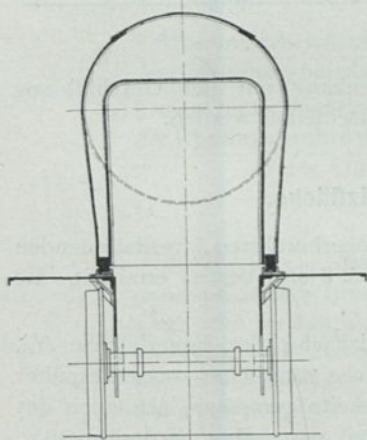


Abb. 3.
Pfalz B. G⁴/₄ 0 D 0
Rostbreite $b_R = 1,200$ m

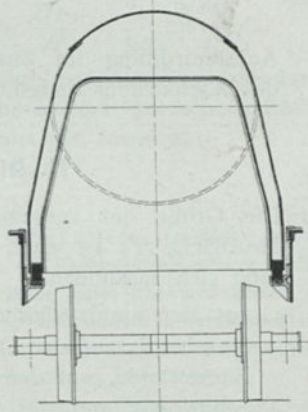


Abb. 4.
Pfalz B. S²/₅ 2 B 1
Rostbreite $b_R = 1,840$ m

Paris-Orléans-Bahn $S^3/6$: 2 C 1 D. Lok. 1907, S. 147; 1909, S. 2.

3. Die Rostlänge l_R ergibt sich nach Festlegung der Breite aus der gerechneten Rostfläche. Um eine bequeme Beschickung des Rostes zu ermöglichen, sei sie im allgemeinen möglichst klein, immer aber kleiner als 3 m.

Anmerkung. Bei den Lokomotiven der Österreichischen Staatsbahnen, Serie 108 ($S^2/5$, 2 B 1, Atlantic-Bauform) mußte eine Rostlänge von 3,320 m ausgeführt werden, da die Rostbreite bei dem durch die Lastverteilung bedingten Achsstand und der gewählten Rahmenbauart (einfacher Innen[platten]rahmen) wegen der 2140 mm hohen Kuppelräder auf 1,06 m beschränkt war.

4. Die Neigung der Rostfläche gegen die Wagerechte, ob nach Abb. 5, 6 oder 7, kann erst nach Feststellung der

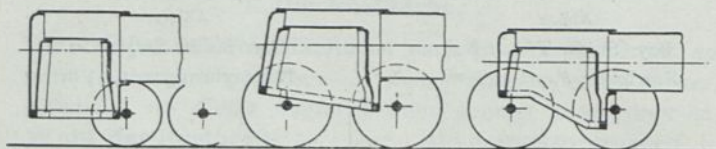


Abb. 5.

Abb. 6.

Abb. 7.

Achsanordnung im Zusammenhang mit der Durchbildung des Aschkastens endgültig entschieden werden.

II. Die Heizfläche.

§ 18. 1. Die Größe der »gesamten feuerberührten, verdampfenden Heizfläche H « ist nach § 4, S. 8 u. f. bereits ermittelt. Sie setzt sich zusammen:

1. aus der unmittelbaren Heizfläche der Feuerbüchse H_B , bestehend aus der Oberfläche sämtlicher wasserbespülter Büchswände, auf der Feuerseite gemessen, abzüglich des Schürlochs und der Summe der freien Siederohr- usw. Querschnitte.

Anmerkung. Sind irgendwelche Wände der Büchse mit feuerfesten Steinen ausgemauert, so zählen diese nicht als

Heizfläche z. B. Bauart Storckenfeldt, oder die Büchse der halbselbsttätigen Feuerung Bauart Krauß (vgl. D. Lok. 1906, S. 159. Z. 1906, S. 2054, Taf. 20).

2. aus der mittelbaren Heizfläche der Siederohre, ev. vorhandener Flamm- oder Rauchrohre.

Die Oberfläche der Rauchkammerrohrwand, welche an sich eine, wenn auch weniger wirksame Heizfläche ist, wird bei der Verteilung bzw. der Ermittlung einer Heizfläche nicht in Anrechnung gebracht.

3. Überhitzeroberflächen zählen nicht zur »verdampfenden« Heizfläche. Ihre Größe richtet sich 1. nach dem Ort, an welchem der Überhitzer eingebaut ist, und der hier zu erwartenden Temperatur der Heizgase, 2. nach der beabsichtigten Dampftemperatur, 3. nach der Führung des Dampfes im Überhitzer. Zurzeit werden die Abmessungen derartiger Überhitzerheizflächen von den betreffenden Patentinhabern von Fall zu Fall angegeben.

Für den Rauchröhrenüberhitzer von Wilhelm Schmidt, die bis heute am besten bewährte und am meisten zur Ausführung kommende Überhitzerbauart, gilt nach neueren Ausführungen:

$$1.) \frac{\text{Überhitzerheizfläche}}{\text{Verdampfungsheizfläche}} = \frac{H_{U_b}}{H} = \frac{1}{3,7} \text{ bis } \frac{1}{4,7}.$$

$$2.) \frac{\text{Freier Querschnitt der Rauchrohre (unter Abzug der durch die Überhitzerrohre weggenommenen Querschnittsfläche)}}{\text{Freier Querschnitt der Siederohre}} = \frac{45}{55}.$$

Bemerkung. Die feuerberührte Heizfläche ist aus wärmetechnischen Gründen in die Rechnung eingeführt. Allerdings wird vielfach als Heizfläche eines Lokomotivkessels die wasserberührte angegeben, insbesondere in Süddeutschland, Österreich, England und Amerika. Norddeutschland und Frankreich dagegen rechnen mit der feuerberührten Heizfläche.

In vorliegender Anleitung ist stets die feuerberührte verstanden, sofern das Gegenteil nicht ausdrücklich angegeben ist.

Die wasserberührte Heizfläche der Feuerbüchse ist ziemlich genau:

$$(H_B)_{w} = 1,03 \cdot H_B.$$

Die wasserberührte Heizfläche der Siederohre:

$$(H_R)_{zw} = d_a \pi \cdot l \cdot i = H_R \cdot \frac{d_a}{d_i}$$

§ 19. 2. Die konstruktive Verwirklichung der Heizfläche erfordert die Aufzeichnung einer »Kesselskizze«, enthaltend

1. einen senkrechten Querschnitt durch Feuerbüchse und Feuerbüchsmantel, zweckmäßig in der Ebene der hinteren Rohrwand, nach vorne, gegen den Schornstein gesehen, Maßstab 1:10 oder 1:5;
2. einen senkrechten Längsschnitt durch den Kessel, Maßstab 1:50 oder 1:20 oder 1:10.

Diese Kesselskizze legt fast alle Hauptabmessungen des Kessels fest.

3. Die Kesselskizze.

1. Die Größe der Feuerbüchsheizfläche ergibt sich konstruktiv aus der nach § 17, S. 124 bereits festgelegten Länge und Breite des Rostes, aus der noch zu bestimmenden Tiefe des Feuerraums und aus der gleichfalls noch festzustellenden Höhe des Siederohrbündels. Indes ist es zur Aufzeichnung der Kesselskizze wünschenswert, die ungefähre Größe von H_B vorerst abzuschätzen, um über den Durchmesser des Langkessels, die wesentlichste, unbedingt erforderliche Kesselabmessung, ein Urteil zu gewinnen.
2. Angaben über $\frac{H_B}{H}$.

$\frac{H_B}{H}$ ist bei Lokomotiven mit verhältnismäßig leichten

Kesseln, also vorwiegend bei *S*- und *P*-Maschinen $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{18}$, dagegen bei Lokomotiven mit schwereren Kesseln, somit besonders bei *G*- und Verschiebe-Maschinen $= \frac{1}{13}$ bis $\frac{1}{25}$.

3. Die zu verwirklichende Rohrheizfläche ist somit unter Voraussetzung eines Naßdampfkessels $H_R = H - H_B = d_i \pi \cdot l \cdot i$, wobei d_i , l und i noch unbekannt sind.

Über d_i und l , d. h. über die Siederohrabmessungen, ist Entscheidung zu treffen, die Rohranzahl i kann alsdann bestimmt werden, Unter Zugrundelegung einer bestimmten

Rohrteilung t_R kann sodann mit Hilfe der Zahlentafel 8, S. 131 auf den erforderlichen mittleren Kesseldurchmesser d_K geschlossen und von diesem Ausgangspunkt aus die zeichnerische Verwirklichung der Heizfläche begonnen werden. Die weiteren, hierbei zu beachtenden Gesichtspunkte sind in den § 22 + 28, S. 130 u. f. gegeben.

4. Die Siederohrabmessungen d_i , d_a , l .

§ 20.

1. Die Rohrdurchmesser d_i , d_a . Gebräuchlich sind:

- a) dünn- und glattwandige Rohre: 39/44, 40/44, 40/45, 41/45, 41/46, 43/48, 45/50, 46/50, 47/52;
- b) Serve-Rippenrohre: 45/50, 50/55, 55/60, 60/65, 65/70, 70/75;
- c) dickwandige Ankerrohre, von welchen (bei größeren Kesseln) 4 bis 6 in das Siederohrbündel eingezogen werden, um Ausbeulungen der Rohrwände zu vermeiden: meist 34/50.

Anmerkung. Die Anwendung von Serve-Rippenrohren ist an bestimmte Voraussetzungen geknüpft, vgl. § 28, 4, S. 142.

2. Die freie Länge der Siederohre l zwischen den Wänden. Diese muß gewählt werden in erster Linie mit Rücksicht auf die bei der beabsichtigten Achsanordnung zulässige Gesamtkessellänge — geeignete Werte von l sind aus den Zahlentafeln 5 und 7 zu ersehen — und zweitens mit Rücksicht auf eine vorteilhafte Ausnutzung der Heizgase.

5. Die erforderliche Rohranzahl ergibt sich somit zu $i = \frac{H - H_B}{d_i \pi \cdot l}$.

Dieser gefundene Wert im Verein mit der jetzt zu wählenden Rohrteilung t_R ergibt aus Zahlentafel 8, S. 131 einen geeigneten mittleren Durchmesser d_K des Langkessels.

6. Die Siederrohrteilung t_R wird heute allgemein als gleichseitige Dreiecksteilung mit senkrecht angeordneten Rohrreihen ausgeführt, vgl. Abb. 8, wohl kaum mehr in gleichseitiger Dreiecksteilung mit wagerecht angeordneten Rohrreihen nach Abb. 9, oder in quadratischer Teilung nach Abb. 10 oder 11.

§ 21.

Die Anordnung nach Abb. 8 gestattet die Unterbringung der größten Rohranzahl auf gegebenem Raum und erleichtert das Aufsteigen der Dampfblasen gegenüber der Anordnung nach Abb. 9.

Unter der Voraussetzung eines zwischen den Siederohren verbleibenden lichten Wasserraumes von normal 17 mm erfordert ein äußerer Siederohrdurchmesser d_a von

44 45 46 48 50 52 55 60 65 70 75 mm

eine Rohrteilung t_R von

58 ÷ 60, 62, 63, 65, 67, 69, 72, 77, 82, 87, 92 mm.

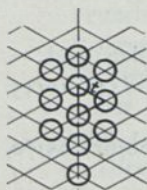


Abb. 8.

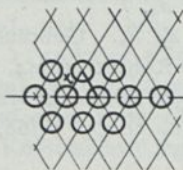


Abb. 9.

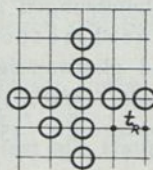


Abb. 10.

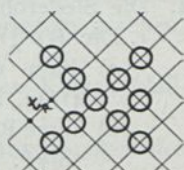


Abb. 11.

In neuerer Zeit werden vereinzelt auch um 2 bis 3 mm größere Rohrteilungen ausgeführt, entsprechend einem Wasserraum von 19 bis 20 mm. Hiermit wird bezweckt:

1. eine größere Steggstärke in den beiden Rohrwänden, wodurch deren Lebensdauer verlängert wird;
2. eine reichlichere Dampfbildung, da die Dampfblasen wegen der freieren Wege zwischen den Rohren mit geringerem Widerstand aufsteigen können als bei der sonst üblichen, möglichst engen, aber möglichst große Heizflächen ergebenden Rohrteilung.

Gleichen Kesseldurchmesser und gleiche Rohrlänge vorausgesetzt, gestattet die weitere Teilung die Unterbringung einer geringeren, zuweilen wirksameren Heizfläche als die enge.

§ 22. 7. Der Querschnitt durch die Feuerbüchse und den Feuerbüchsmantel.

Zu der erforderlichen, unter 5. bestimmten Rohranzahl i und zur gewählten Rohrteilung t_R wird aus Zahlentafel 8, S. 131, ein passender mittlerer Kesseldurchmesser d_K entnommen und der obere Teil des Feuerbüchsmantels zunächst unter Voraussetzung einer halbzyklindrischen, sich unmittelbar an den hintersten Langkesselschuß anschließenden Decke eingezeichnet. Es liegt im Interesse der Einfachheit und Billigkeit, wenn die Form der äußeren Feuerkastendecke konzentrisch zum Langkessel-mittel und der letzte Langkesselschuß zylindrisch, nicht konisch, ausgebildet wird. Es kann allerdings das Bedürfnis eintreten, von dieser einfachsten Form abzuweichen, vgl. hierzu § 28, 3, S. 141.

Zahlentafel Nr. 8

zur Ermittlung eines mittleren lichten Kesseldurchmessers d_K bei gegebener Rohranzahl i und angenommener Rohrteilung t_R .

i	d_K	$d_{K_{\min}}$	i	d_K	$d_{K_{\min}}$	i	d_K	$d_{K_{\min}}$	i	d_K	$d_{K_{\min}}$
$t_R = 60$			$t_R = 62$			$t_R = 66$			$t_R = 69$		
94	950	926	101	978	954	119	1078	1056	150	1360	1327
96	950	926	111	1050	1024	186	1400	1372	184	1400	1371
106	1000	979	118	1048	1024	218	1500	1464	238	1574	1542
110	1000	978	132	1100	1074	283	1577	1542			
114	1062	1040	132	1108	1084						
116	1072	1050	134	1100	1074						
122	1072	1050	138	1126	1100						
134	1100	1076	138	1140	1114						
136	1140	1113	146	1144	1116						
148	1177	1150	159	1250	1220	$t_R = 67$					
150	1098	1078	165	1222	1194	103	1100	1074			
158	1140	1096	167	1250	1222	112	1100	1074			
170	1210	1185	171	1242	1216	124	1136	1112			
174	1148	1122	171	1250	1222	133	1180	1156			
176	1200	1175	180	1260	1234	134	1180	1156			
176	1250	1224	184	1320	1292	136	1180	1156			
			185	1280	1250	150	1200	1172			
			186	1320	1290	161	1290	1257			
			190	1300	1244	217	1530	1498			
			195	1290	1263	218	1500	1464			
			198	1292	1265	221	1532	1500			
			200	1320	1291	222	1530	1498			
			207	1326	1274	224	1530	1498			
			217	1372	1344	235	1600	1568			
			218	1350	1322	253	1574	1540			
			219	1400	1372						
			225	1500	1470						
			226	1400	1369						
			240	1400	1370						
			256	1420	1388						
$t_R = 61$											
181	1222	1194									
197	1280	1251									
198	1290	1260									
203	1328	1297									
240	1400	1370									

Anmerkung. Die Werte i , d_K und $d_{K_{\min}}$ sind durchweg Ausführungen entnommen. Hieraus erklärt sich auch das zuweilen nicht stetige Anwachsen der Werte d_K . Auch ist — wie auf Seite 143 bemerkt — die Anordnung der Siederohre in einem oder zwei (zum senkrechten Kesselmittel symmetrischen) Bündeln von Einfluß.

- Blechstärken 1. des Langkessels nach den Hamburger Normen, vgl. Hütte, 20. Aufl. II, S. 92 u. f.,
 2. des Feuerbüchsmantels und der Feuerbüchse, vgl. Hütte II, S. 759.

Abgrenzung des Dampfraums im Langkessel-Querschnitt, vgl. Abb. 12. Seine Höhe h_{DR} betrage

bei domlosen Kesseln $\frac{d_K}{5}$ bis $\frac{d_K}{6}$,

bei Kesseln mit Dampfdom je nach deren Inhalt $\frac{d_K}{6}$ bis $\frac{d_K}{7}$.

Ist der Feuerbüchsmantel überhöht, etwa durch Anwendung

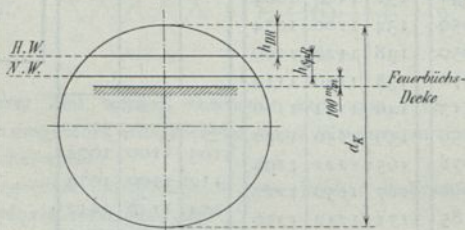


Abb. 12.

einer Belpairedecke oder eines konischen Schusses, so kann der Dampfraum im Langkessel noch etwas niedriger genommen werden.

Abgrenzung des Speiseraums h_{SPR} , d. h. des Raumes zwischen höchstem und niedrigstem Wasserstand, durch Einzeichnen des niedrigsten Wasserstandes N.W., welcher gemäß T. V. § 93, 2 »mindestens 100 mm über der höchsten wasserbenetzten Stelle der Feuerbüchse« liegen muß. Höhe des Speiseraums $h_{SPR} = 120 \div 150 \div 180$ mm. Der Speiseraum ist um so höher anzunehmen, je größer der Wärmespeicher nach Maßgabe des Betriebs erforderlich ist, je länger also anhaltende Steigungen zu überwinden sind.

Typische Beispiele: 1) Preussische Staatsbahnen T $\frac{3}{5}$: o E o mit Hagans-Triebwerk, bei welcher der Speiseraum so groß bemessen ist, daß über den normalen Wasserstand ohne unzulässige Einschränkung des Dampfraums noch 3 m³ Wasser eingespeist werden können, vgl. Z. 1899, S. 523. 2) Württ. Staatsbahn T $\frac{4}{4}$: o D o; vgl. D. Lok. 1909, S. 17.

Die Vergrößerung der Höhe des Speiseraums h_{SPR} bietet gelegentlich, insbesondere bei sehr schweren Gütermaschinen, ein einfaches, ohne erhebliche Materialkosten erreichbares Mittel zur Herbeiführung des erforderlichen Reibungsgewichtes L_1 .

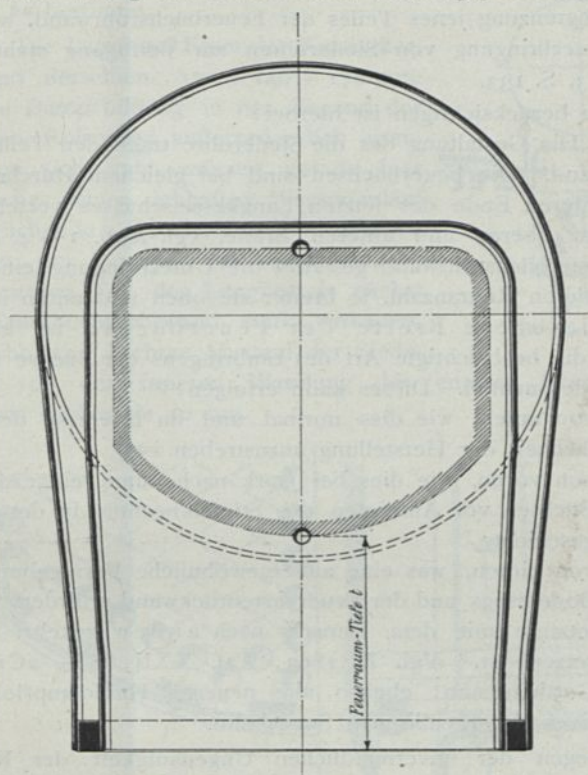


Abb. 13.

Festlegung der Feuerbüchdecke, deren höchster, vom Wasser bespülter Teil, wie oben bemerkt, gesetzlich mindestens 100 mm unter N. W. liegen muß.

Bei Einhaltung der oben genannten Werte von h_{DR} und h_{SPR} ergibt sich ein lichter Abstand der Feuerbüchdecke vom Scheitel des Feuerbüchmantels von $380 \div 400$ mm bei Kesseln von $1000 \div 1200$ mm mittlerem Durchmesser, von $450 \div 500$ mm

bei Kesseln von 1300 ÷ 1600 mm mittlerem Durchmesser, von 500 ÷ 550 mm bei 1600 ÷ 1800 mm Durchmesser.

Einzeichnen des Bördels der hinteren Rohrwand. Bördelstärke in der Regel = Blechstärke der Feuerbüchsedecke (= 12 ÷ 16 mm):

Abgrenzung jenes Teiles der Feuerbüchse Rohrwand, welcher zur Unterbringung von Siederohren zur Verfügung steht, vgl. Abb. 13, S. 133.

Zu berücksichtigen ist hierbei:

1. Die Gestaltung des die Siederohre tragenden Teiles der Rohrwand. Die Feuerbüchsen sind bei gleichem Durchmesser am hinteren Ende des letzten Langkesselschusses verschieden in ihrer oberen und unteren Breite, vgl. Abb. 1 ÷ 4, S. 49. Die Feuerbüchse Rohrwand gestattet die Unterbringung einer um so größeren Rohranzahl, je breiter sie oben und unten ist. 125

Die obere Breite der Feuerbüchse ist bedingt durch die beabsichtigte Art des Einbringens der Büchse in den Feuerbüchsemantel. Dieses kann erfolgen:

- a) von unten, wie dies normal und im Interesse der Einfachheit der Herstellung anzustreben ist;
- b) von vorne, wie dies bei stark nach unten eingezogenen Büchsen vor Aufnieten des Stiefelknechtes in der Regel geschieht;
- c) von hinten, was eine außergewöhnliche Formgebung des Bodenrings und der Feuerkastenrückwand erfordert, welche letztere mit dem Flansch nach außen gekehrt einzusetzen ist. Vgl. Z. 1893, Taf. XXII, S^{3/5} 2C0 der Gotthardbahn, ebenso alle neueren Heißdampflokomotiven der Preussischen Staatsbahn.

Wegen der unvermeidlichen Ungenauigkeit der Kesselschmiedearbeit ist an der engsten Stelle zwischen den Nietköpfen der Feuerbüchse und der Innenwand des Feuerbüchsemantelblechs ein Spielraum von mindestens 5 mm vorzusehen, vgl. Abb. 14, welche das Einbringen der Feuerbüchse von unten (mit angeheftetem Boden- und Schürlochring) in den Feuerbüchsemantel veranschaulicht. Es ist hierbei zu beachten, daß die Nietköpfe an den breitesten Stellen der Feuerbüchse in der Regel halb versenkt werden. Ein gegen die Möglichkeit des Einbringens gemachter, nicht rechtzeitig entdeckter Fehler ist

in seinen Folgen nicht mehr zu beseitigen und führt zum Verwerfen bereits ausgeführter Kesselteile.

Die untere Breite der Feuerbüchse ist durch die nach § 17, S. 124 bereits festgelegte Rostbreite b_R bestimmt.

2. Die Lage und Form der Kurzanker. Abstand derselben: $120 \div 140 \div 170$ mm. Da die Dampfbildung in der Gegend der hinteren Rohrwand außerordentlich intensiv vor sich geht, müssen gerade hier reichliche, einen lebhaften Wasserumlauf ermöglichende Querschnitte vorgesehen werden, um so mehr, als die Kurzanker den unteren Teil des Langkessels nächst der Feuerbüchsenrohrwand stark verbauen, vgl. Abb. 15. Lichter Abstand der Siederohre von der inneren Wandung des engsten Langkesselschusses größer als 40 mm.

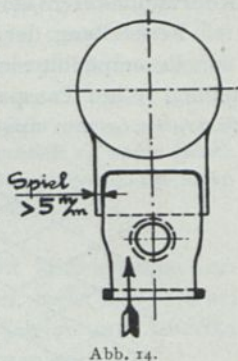
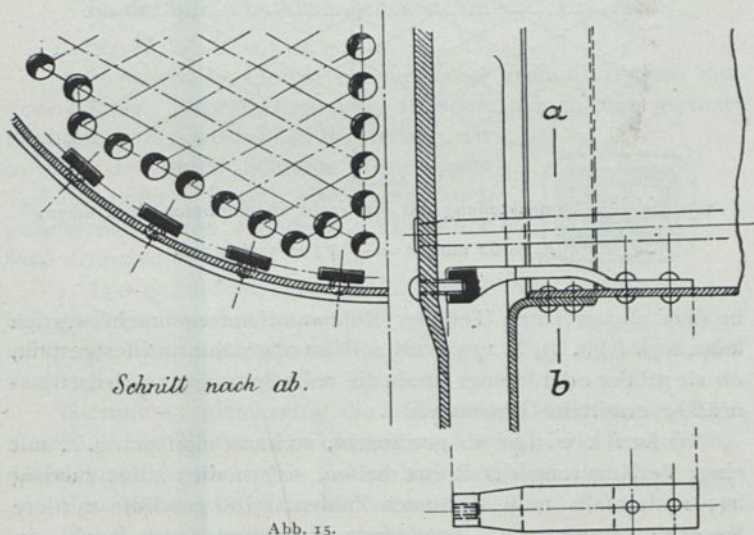


Abb. 14.



Schnitt nach ab.

Abb. 15.

Draufsicht auf einen Schlepp-Anker.

3. Der engste Abstand der Siederohre von dem oberen und den seitlichen Flanschen der hinteren Rohrwand. Der äußere Siederohrumfang kann bis auf 25, höchstens 20 mm an den Rohrwandflansch herangerückt werden.

§ 23. Feststellung der Siederohranzahl i .

Es empfiehlt sich, die unter 6, S. 129, gewählte Siederohrteilung t_R auf Pauspapier aufzuzeichnen, wie dies in Abb. 16 für $t_R = 62$ mm angegeben ist. Die Anzahl der Rohre, welche

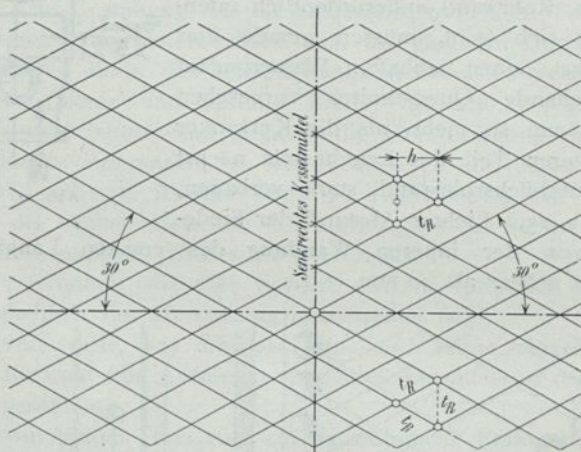


Abb. 16

Gleichseitige Dreieckteilung mit senkrecht angeordneten Rohrreihen.

$$t_R = 62 \text{ mm}, \quad h = \frac{62}{2} \sqrt{3} = 53,692 \text{ mm}$$

in dem abgegrenzten Teil der Rohrwand untergebracht werden kann, vgl. Abb. 13, S. 133, wird sodann abgezählt und festgestellt, ob sie größer oder kleiner ist als die nach Seite 129 rechnermäßig ermittelte Rohranzahl i .

a) Ist i kleiner als gewünscht, so kann man sich u. a. mit einer Verlängerung der Rohre helfen, sofern dies sonst zulässig ist; andernfalls muß der nach Zahlentafel 8 gewählte mittlere Kesseldurchmesser d_K genügend vergrößert oder auch ein kleinerer äußerer Rohrdurchmesser d_a und eine entsprechend kleinere Teilung t_R zur Anwendung gebracht werden.

b) Ist i größer als gewünscht, so kann entweder der Kesseldurchmesser d_K verkleinert oder unter Beibehaltung des äußeren Rohrdurchmessers d_a die Teilung t_R vergrößert werden, womit die auf Seite 130 angegebenen Vorteile verknüpft sind.

Festlegung der »Tiefe t des Feuerraums«, gemessen in der Ebene der hinteren Rohrwand von der untersten Siederohrreihe bis zur Unterkante des Büchsrings, s. Abb. 13 S. 133. § 24.

Anmerkung. Der »Feuerraum« reicht streng genommen bis zur Rostoberkante. Als »Feuerraumtiefe t « werde jedoch der Einfachheit halber das Maß von der untersten Siederohrreihe bis zur Bodenringunterkante eingeführt.

Mittlere Werte der »Feuerraumtiefe t «:

- a) bei langflammiger Kohle, welche für Mitteleuropa vorwiegend in Betracht kommt: $> 0,5$ m, meist $0,7 + 1,0$ m;
- b) bei kurzflammiger Kohle, welche in Belgien und Amerika vielfach verfeuert wird: $0,2$ m und weniger;
- c) bei Koks: $> 0,7$ m.

Die Rostfläche kann hierbei wegen der Porosität des Brennstoffs sehr klein gemacht werden: $\frac{H}{R} = 100$.

- d) bei Holz: $> 0,5$ m.

Anzustreben ist hierbei ein möglichst großes Volumen der Feuerbüchse. Die Holzfeuerung erfordert jedoch nur geringe Rostfläche, es wird deshalb vielfach der in Abb. 17 durch Schraffur bezeichnete Teil der unteren Feuerbüchsöffnung durch gußeiserne Platten abgedeckt. Hierdurch wird erreicht:



Abb. 17.

1. Die gewünschte geringe Rostfläche bei großem Feuerbüchsvolumen, 2. Schonung der Feuerbüchswände, da sie von kalter Außenluft nie unmittelbar getroffen werden können.

Hiermit ist gleichzeitig die »Tiefe der Feuerbüchse«, gemessen in der Ebene der Feuerbüchsröhrwand, von Feuerbüchsdecke bis Unterkante des Bodenrings festgelegt.

Einzeichnen des Feuerbüchsmantels.

Die Rostbreite b_R steht nach § 17, S. 124 bereits fest; es kann somit unter Annahme eines Büchsringsquerschnittes die Form des Feuerbüchsmantels bestimmt werden. § 25.

Gebräuchliche Büchsringabmessungen:

Höhe: 65 mm bei einreihiger, 90 mm bei zweireihiger Ver-
nietung.

Breite: je nach zulässigem Gewicht $50 \div 65 \div 92$ mm.

Anmerkung. Bezüglich der einreihigen Büchsringvernietung
vgl. Org. 1906, S. 147. Busse: Über das Dichthalten der
Feuerbüchsbodenringe.

Man achte auf reichlichen Wasserraum, verwirkliche also
tunlichst große Büchsringbreite, welche 60 mm nur in Ausnahmefällen
unterschreiten soll, und lasse die Weite des Wasserraums
zwischen Büchse und Mantel auf mindestens 100 mm zunehmen.
Großer lichter Abstand zwischen diesen beiden Blechen bringt
gleichzeitig den weiteren, im Interesse der Stehbolzenerhaltung
wesentlichen Vorteil der Verkleinerung des Biegungswinkels der
geometrischen Achse der Stehbolzen mit sich, wodurch die Ge-
fahr von Stehbolzenbrüchen verringert wird.

Damit ist der senkrechte Querschnitt durch den Kessel in
der Ebene der Feuerbüchsrohrwand festgelegt.

§ 26. 8. Der senkrechte Längsschnitt durch den Kessel.

Die Aufzeichnung beginnt zweckmäßig mit der Feuerbüchse,
deren lichte Länge nach der bereits ermittelten Rostlänge l_R ,
deren lichte Tiefe nach § 24, S. 137, bereits festgelegt ist. Die
Feuerbüchsdecke ist im allgemeinen wagrecht, bei Lokomotiven

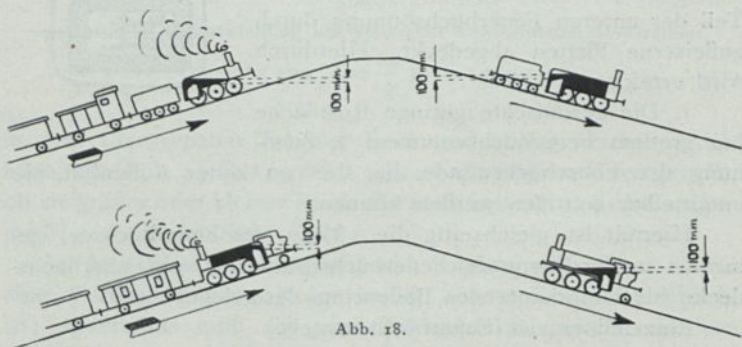


Abb. 18.

dagegen, welche regelmäßig sehr starke Gefällswechsel erfahren,
in der Neigung der stärksten Bahnsteigung nach rückwärts

geneigt. Die Notwendigkeit dieser Neigung der Feuerbüchse kann aus Abb. 18 ersehen werden, welche die Lokomotive mit Schlepptender und die rückwärts-, also mit der Feuerbüchse vorausfahrende Tenderlokomotive in der Steigung und im Gefälle zeigt. Wie die der Deutlichkeit halber übertrieben gezeichneten Figuren erkennen lassen, muß der *N-W*-Spiegel 100 mm über den höchsten Punkt der nach rückwärts geneigten Decke gelegt werden, um ein Bloßlegen der Feuerbüchse zu vermeiden.

Typisches Beispiel: Bayerische Staatsbahn DVIII ($T\frac{3}{4}$, OC 1), Bergtendermaschine der Strecke Reichenhall — Berchtesgaden, vgl. Org. 1889, S. 16.

Die bereits angenommene freie Länge der Siederohre l zwischen den Rohrwänden (vgl. § 20, 2, S. 129) bestimmt die Langkessellänge. Man achte auf zweckmäßige Schußerteilung.

- Blechstärken: 1. der hinteren Rohrwand
 im oberen Teil, in welchem die Siederohre liegen: $23 \div 27 \div 30$ mm,
 im unteren Teil $12 \div 18$ mm;
 2. der vorderen Rohrwand $20 \div 23 \div 26$ mm.

Übersteigt die Rohrlänge l 5 m, so empfiehlt sich der Einbau einer senkrechten Stützwand in der Langkesselmitte.

Ausbildung der Rauchkammer. Für deren Länge und § 27. Durchmesser sind maßgebend: Einströmröhre, ev. Aufnehmer, Ausströmröhre, Blasrohr, Funkenfänger, ev. Überhitzereinrich-

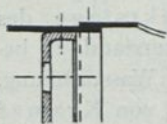


Abb. 19.

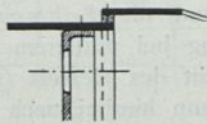


Abb. 20.

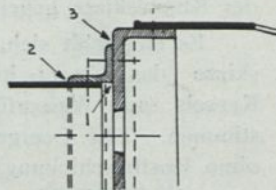


Abb. 21.

tungen, welche sämtlich das Rohrbündel möglichst wenig verdecken dürfen, um ein bequemes Reinigen und Nachwalzen der Röhre zu gestatten. Der Anschluß der Rauchkammer an den Kessel wird je nach dem erforderlichen Durchmesser gebildet:

- a) durch Überlappung (vgl. Abb. 19, S. 139); geringes Gewicht;
- b) unter Zwischenlage eines Ringes von rechteckigem Querschnitt zwischen Kessel- und Rauchkammerblech (vgl. Abb. 20);
- c) unter Vermittelung eines Winkelrings (vgl. Abb. 21), der bei 1, 2 und 3 zu verstecken ist.

Blechstärke der Rauchkammer: mit Rücksicht auf das Abrosten mindestens 10 mm.

Der Durchmesser der Rauchkammertüre ist so groß zu machen, daß alle Siederohre, auch die seitlichen, bequem eingebracht werden können. Pauspapierprobe.

Bestimmung der Lage und Größe des Dampfdoms. Hierbei maßgebende Gesichtspunkte: Rücksicht auf Lastverteilung, Einteilung der Schüsse, Kesselgewicht, Anordnung des Reglers, Einströmröhr, auf Entnahme möglichst wasserfreien Dampfes. Lokomotiven, welche regelmäßig in beiden Fahrtrichtungen verkehren, ohne gedreht zu werden, erhalten zweckmäßig den Dampfdom ungefähr über der Mitte des Wasserspiegels, da der mittlere Wasserstand in der Kesselmitte bei Gefällswechseln am wenigsten schwankt. Die beabsichtigten Domabmessungen sind einschließlich der Verkleidung und allenfalls anzubringender Sicherheitsventile bezüglich Einhaltung des Profil im Längs- und Querschnitt zu prüfen.

Damit sind im wesentlichen die Grundlagen zur Anfertigung der Kesselskizze gegeben.

Es empfiehlt sich, sofort nach Fertigstellung dieser Kesselskizze das Gewicht und die Schwerpunktslage des Kessels samt Wasserfüllung bei mittlerem Wasserstand zu bestimmen. Das Leergewicht des Kessels (ohne Wasserfüllung, ohne Rostbeschickung) kann hierbei nach dem von Kramář angegebenen Verfahren angenähert berechnet werden (vgl. hierzu S. 254).

Die Kramářschen Formeln setzen einen Kessel normaler Bauart, »mit glattem Feuerbüchsmantel« voraus. Es sei jedoch darauf aufmerksam gemacht, daß folgende Kesselbauarten eine Verringerung des Kesselgewichts bewirken.

Konstruktive Mittel zur Verringerung des Kesselgewichtes. § 28.

1. Neigung der Feuerkastenrückwand gegen die Senkrechte, wodurch eine geringere Belastung der Achse unter oder nächst der Feuerbüchse erzielt wird, allerdings mit einer wenig belang-

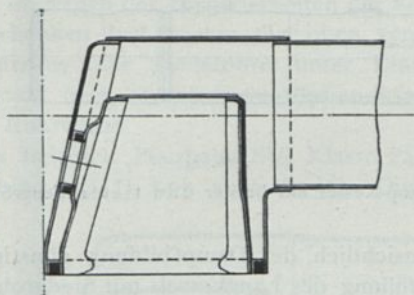


Abb. 22.

reichen Verkleinerung der unmittelbaren Heizfläche H_B , jedoch ohne Beeinträchtigung der Rostfläche.

Diese geneigte Feuerkastenrückwand, vgl. Abb. 22, findet bei schwereren Personenzugmaschinen sehr häufig Anwendung.

2. Verkleinerung des Dampfraumes im Rundkessel, Ersatz des Langkessel-Dampfraumes durch einen oder zwei Dome großen Inhalts oder durch einen Dampfsammler, der durch zwei Stützen mit dem Langkessel verbunden ist.

Typische Beispiele: Zwei große Dome: Württemb. Staats-

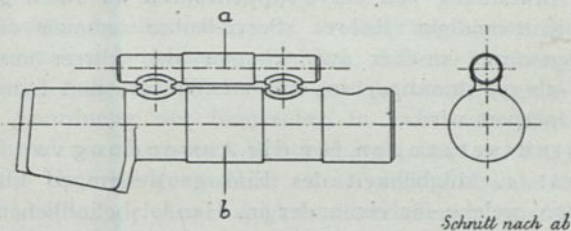


Abb. 23.

bahn, Klasse AD ($S^2/4$ 2Bo), Klasse H ($G^5/5$ oEo), wagerechter Dampfsammler: Osterr. Staatsbahn Serie 9, ($S^3/5$ 2Co), vgl. Abb. 23.

3. Anwendung der Wagon-top-Bauform, dadurch gekennzeichnet, daß der obere zylindrische Teil des Feuerbüchsmantels

einen größeren Durchmesser hat als der Langkessel, der durch einen kegelförmigen Schuß an den Stehkessel angeschlossen ist.

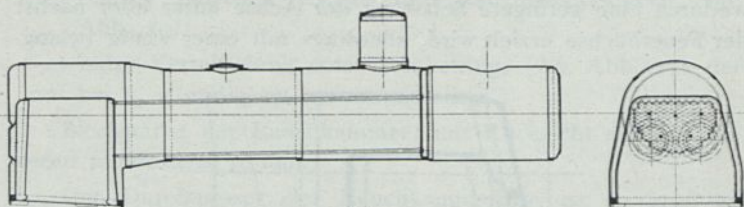


Abb. 24.

Wagontop-Kessel mit breiter und tiefer Feuerbüchse.

Diese auch hinsichtlich der Dampfbildung günstige Bauart gestattet die Ausfüllung des Langkessels mit Siederohren in seinem ganzen unteren Teile, so daß eine große Heizfläche bei mäßigem Kesseldurchmesser untergebracht werden kann, vgl. Abb. 24.

Anmerkung. Die gleichen für die Dampferzeugung günstigen Eigenschaften einer großen verdampfenden Oberfläche an der Stelle stärkster Dampfbildung und eines großen Dampf-raumes über der Feuerbüchse hat auch die Belpaire-Büchse, deren Anwendung allerdings keine Verringerung des Kesselgewichts mit sich bringt.

Typisches Beispiel für die Wagon-top-Bauform: Pfalzbahn Klasse P₃ (S²/₅ 2B1), Innenzylindermaschine (vgl. Org. 1899, S. 1).

4. Anwendung von Serve-Rippenrohren an Stelle gewöhnlicher, glattwandiger Rohre. Serve-Rohre nehmen die Verbrennungswärme rascher auf, können also kürzer ausgeführt werden als glattwandige, so daß an Wasser- und Langkesselgewicht gespart wird.

Voraussetzungen für die Anwendung von Serve-Rohren: 1. Möglichkeit des Einbaus derjenigen kürzesten Rohrlänge, welche für einen der im Handel befindlichen Rohrquerschnitte die größte Kesselleistung ergibt (vgl. Z. 1901, S. 1273); 2. Verfeuerung einer geeigneten, die Rohre nicht verschmutzenden Kohle.

Die Heizfläche der Serve-Rohre (feuerberührt, unter Berücksichtigung der Rippen) ist, um sie einer glattwandigen im Betrieb gleichwertig zu machen, um 10 + 25 + 33% größer zu machen.

In den Zahlentafeln 5 und 7, Seite 31 u. f., ist die Rippen-Heizfläche mit 0,7 ihrer wahren Oberfläche bewertet, vgl. hierzu S. 29. Der Einrichtung des Blasrohrs (Lage, Durchmesser, ev. Veränderlichkeit des Düsenquerschnitts durch Anwendung eines Froschmauls) ist wegen der Besonderheiten der Serve-Rohre Beachtung zu schenken (vgl. hierzu die oben genannte Quelle).

5. Verkürzung der Siederohre unter Einbau einer im unteren Teil stark nach rückwärts gekröpften Stiefelnechtplatte und hinteren Rohrwand.

Typisches Beispiel: Pfalzbahn S²/₅ Klasse P₄, Vierzylinder-Verbundmaschine (vgl. D. Lok. 1906, S. 56). Die Durchbildung

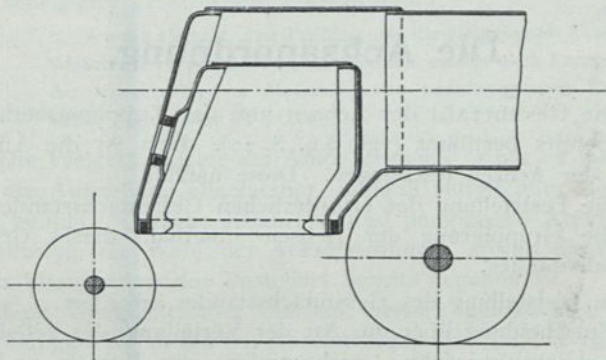


Abb. 25.

des Kesselhinterteils erfolgte u. a. unter dem Gesichtspunkt, die Hinterachse zu entlasten, dadurch, daß der Wasserraum des Langkessels möglichst nach vorn gerückt wurde (vgl. Abb. 25).

6. Anordnung der Siederohre in zwei zum senkrechten Kesselmittel symmetrischen Bündeln (vgl. Abb. 15, S. 135), wodurch die Unterbringung einer etwas größeren Siederohranzahl möglich wird, gleichen Langkesseldurchmesser vorausgesetzt, als bei Anwendung der ununterbrochenen Rohrteilung.

Die weitere konstruktive Durchbildung des Kessels (Verankerung, Armatur usw.) kann beim Vorentwurf einer Lokomotive übergegangen werden und wird zweckmäßig erst bei der später erfolgenden Durchbildung der Einzelteile erledigt.

Vierter Abschnitt.

Die Achsanordnung.

§ 29. Die Gesamtzahl der Achsen und das Kupplungsverhältnis sind bereits bestimmt (vgl. § 9, S. 20). Jetzt ist die Anordnung der Achsen festzulegen. Diese umfaßt

1. die Feststellung des erforderlichen Gesamtachsstandes,
2. die Gruppierung der Achsen innerhalb dieses Gesamtachsstandes.

I. Die Feststellung des Gesamtachsstandes erfordert

1. Entscheidung über die Art der Verteilung des gefederten Lokomotivgewichtes, insbesondere des Kessels und der Zylinder über die Radbasis, mit anderen Worten: die Feststellung der Zulässigkeit eines Überhangs über die Endachsen (in senkrechtem Sinn),
2. Entscheidung, ob die zu entwerfende Lokomotive ohne oder mit besonderem Tender auszubilden ist,
3. Festlegung der Länge des Hauptrahmens.

II. Die Gruppierung der Achsen innerhalb des Gesamtachsstandes erfordert

1. die Bemessung der geführten Länge,
des festen Achsstandes,
des Achsstandes allenfallsiger Drehgestelle

derart, daß

1. der Hauptrahmen der Lokomotive in der Geraden genügend geführt ist,

2. die Lokomotive in der Kurve ausreichend beweglich ist, d. h. daß die Räder des Fahrzeuges der geometrischen Figur des Gleises genügend folgen können, wobei die zwischen den Rädern und den Schienen auftretenden Kräfte eine möglichst geringe Abnutzung der Radreifen und Schienenköpfe verursachen sollen,
 3. einigen rein baulichen Bedingungen genügt wird. Diese betreffen die Triebstangenlänge, die Lage der Zylinder, die Ausbildung des Kesselhinterteils samt Aschkasten und einige andere Gesichtspunkte von praktischer Bedeutung.
2. Die Festlegung der Achsdrücke unter Beachtung der einschlägigen gesetzlichen Vorschriften.

Anmerkung. Die Prüfung, ob die festgelegten Achsdrücke tatsächlich verwirklicht werden können, erfolgt nach Fertigstellung der zweckmäßig im Maßstab 1:50 anzufertigenden Entwurfs- skizze (vgl. hierzu S. 258 u. f.).

Die Vielgestaltigkeit der Anforderungen bringt es mit sich, daß die Aufstellung allgemeiner, überall zutreffender Leitsätze nicht gelingt. Örtliche Erfahrung und persönliche Anschauung beeinflussen die Wahl der Achsanordnung, soweit diese nicht durch Vorschriften des Bestellers bereits gegeben ist.

Eine Übersicht über die am meisten gebrauchten Achsanordnungen ist im fünften Abschnitt gegeben (vgl. S. 193 u. f.).

I. Die Feststellung des Gesamtachsstandes.

1. Die Verteilung des gefederten Lokomotivgewichtes auf § 30. die Radbasis, die Zulässigkeit eines Überhangs.

Das gefederte Lokomotivgewicht läßt sich über den Achsen, insbesondere über den Endachsen (»auf der Radbasis«) in verschiedener Weise anordnen. Die schwersten Teile der Lokomotive, der Kessel samt Rauchkammer, die Zylinder, bei Tenderlokomotiven die Kohlen- (und Wasser-) Kästen können

1. vollkommen zwischen die Endachsen gelegt werden (»Maschine ohne Überhang«), oder
2. sie können zum Teil über die Endachsen ausragen (»Maschine mit Überhang«), und zwar

- a) vorne: »überhängende Rauchkammer« oder »überhängende Zylinder« oder »Rauchkammer und Zylinder überhängend«;
 b) hinten: »überhängende Feuerbüchse«, »überhängender Kohlenkasten«.

Das Vorhandensein eines derartigen Überhangs »in senkrechtem Sinne« ist von größtem Einfluß auf die Ruhe des Laufes der Lokomotive, insbesondere bei hoher Fahrgeschwindigkeit, ja die für eine bestimmte Achsanordnung gesetzlich zulässige Höchstgeschwindigkeit ist gemäß den T. V. § 102, 1 Fassung 1909 von dem Vorhandensein eines Überhangs abhängig (vgl. Zahlentafel 1, S. 10/11).

Nachstehend seien einige Anhaltspunkte gegeben, welche die Entscheidung über die Anwendbarkeit eines Überhangs in einem bestimmten Fall erleichtern sollen.

- a) Bei Güterzuglokomotiven, welche mit höchstens 50 km/Std., bei Personenzuglokomotiven, welche mit höchstens 75 km/Std. fahren, sind überhängende Massen an beiden Enden, also

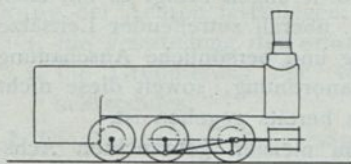


Abb. 26.

- $\frac{2}{3}$ gek. Lokomotive mit überhängenden Massen an beiden Fahrzeugenden.

»überhängende Zylinder und Rauchkammer« und »überhängende Feuerbüchse« statthaft. Typisches Beispiel: Die

$\frac{3}{3}$ gekuppelte Güterzuglokomotive, seit 1846 in Mitteleuropa allgemein verbreitete Bauart, vgl. Abb. 26. Sie steht im

Gegensatz zu der neuerdings mehr bevorzugten Anordnung mit unterstützter Büchse (vgl. Abb. 58, S. 198).

Anmerkung. Die hinsichtlich der Größe des Überhangs nicht gerade mustergültige, aber doch in großer Stückzahl in jahrelangem Betrieb stehenden $\frac{4}{4}$ gek. Gütermaschine der österreichischen Gebirgslinien hat einen senkrechten Überhang von vorne 2,3 m, hinten sogar 3,2 m (vgl. Org. X, Taf. XX).

- b) Bei Geschwindigkeiten, welche bei Güterzuglokomotiven 60, bei Personenzuglokomotiven 90 km/Std. nicht überschreiten, dürfen Zylinder und Rauchkammer überhängen; die Feuer-

büchse dagegen ist zu unterstützen, und zwar durch eine Achse hinter oder unter dem Feuerkasten. Voraussetzung ist hierbei, daß den in Zahlentafel 1, S. 10/11 gegebenen Bedingungen Genüge geleistet ist.

Anmerkung. Die Anordnung einer Achse hinter der Büchse zur Vermeidung des Überhangs ist die ältere, schon von Stephenson ausgeführte.

Die Achse unter dem Feuerkasten mit schrägem Büchsering (vgl. z. B. Abb. 49, S. 195) rührt von Borsig her (S²/₃, 1 B 0 der Bergisch-Märkischen Eisenbahn, 1863) und wird vielfach ausgeführt.

- c) Bei noch höheren Geschwindigkeiten, als unter b genannt, sind überhängende Massen überhaupt zu vermeiden.

Typische Beispiele: Alle neueren Schnell- und Eilgüterzugslokomotiven.

2. Die Ausbildung der Lokomotive als Tenderlokomotive § 31. oder als Lokomotive mit besonderem Tender.

Bei jeder zu entwerfenden Lokomotive ist zu untersuchen, ob ihre Ausbildung als Tenderlokomotive möglich ist. Die Eigenschaften der letzteren sind im § 32 zusammengestellt.

Bei der Entscheidung, ob »ohne« oder »mit« besonderem Tender, kommen in Frage:

1. die mit Aufbrauchung der Vorräte eintretende Abnahme des Reibungsgewichts,
2. die Entfernung der Wasser- und allenfalls der Kohlenstationen, an denen fahrplanmäßig Vorräte gefaßt werden dürfen,
3. die Möglichkeit des Drehens der Lokomotive an den fahrplanmäßig erreichten Endpunkten der Strecke.

Betriebstechnische und bauliche Eigenschaften § 32. der Tenderlokomotive.

A. Vorteile.

1. Möglichkeit des Verkehrs in beiden Fahrrichtungen mit gleich großer Geschwindigkeit, welche durch die Anordnung der gefederten Lokomotiveile auf der Radbasis (Vorhandensein eines Überhangs usw.), die Achsanordnung und die höchste zulässige Umdrehungszahl der Triebäder bedingt wird (vgl. Zahlentafel 1, S. 10/11).

Anmerkung. Lokomotiven mit besonderem Tender dürfen gemäß T. V. § 174 bei der Rückwärtsfahrt mit dem Tender voraus nur mit höchstens 45 km/Std. verkehren.

2. Unabhängigkeit von Drehscheiben, bessere Ausnutzbarkeit im Pendelbetrieb auf kürzeren und längeren Strecken.
3. Kürzerer Gesamtachstand und kürzere Gesamtlänge über die Puffer als bei der gleichwertigen Lokomotive mit besonderem Tender, demnach
4. geringerer Raumbedarf in Lokomotivschuppen, auf Reparaturständen, Drehscheiben und Schiebebühnen.
5. Möglichkeit der Ausbildung einer der Lokomotive mit Schlepptender mindestens gleichwertigen, zuweilen überlegenen Achsanordnung.

Die Tenderlokomotive erfordert je nach Größe der verlangten Vorräte eine oder zwei Lokomotivachsen mehr als ihre Schwester mit Tender. Dieser Mehrbedarf an Achsen bedingt allerdings vielfach gesteigerte Mittel zur Erzielung der Kurvenbeweglichkeit, kann jedoch bei größeren Ansprüchen an die Höchstgeschwindigkeit (insbesondere wenn $V_{\max} > 80$ km/Std., also bei Personenzug-Tenderlokomotiven des Hauptbahnverkehrs) durch Anwendung von Drehgestellen zur Ausbildung eines auch in der Geraden sehr gut geführten Fahrzeuges verwertet werden. Hier kann also die auf S. 220 u. ff. besprochene »vollkommen indirekte Führung« (durch Drehgestelle) zur Anwendung kommen. Adams-Achsen und gleichwertige Bauarten sind in diesem Falle an den beiden Enden der Tenderlokomotiven nicht verwendbar, da sonst die Höchstgeschwindigkeit gemäß den T. V. § 88, 3 auf 80 km/Std. beschränkt wäre.

6. Große Masse des Fahrzeugs, somit geringes Drehen.
7. Wegfall der das unangenehme Zucken häufig begünstigenden Tenderkupplung.
8. Möglichkeit der Ausbildung eines allseitig geschlossenen, gegen die Unbilden der Witterung gut schützenden Führerstandes.
9. Im besonderen Fall der Güterzugtendermaschine und der Verschiebmaschine: Ausnutzung des Gewichtes der Vorräte zur Erzielung eines größeren Reibungsgewichts.

Anmerkung 1. Im vorigen Jahrhundert kam zu den genannten Vorteilen noch die Gewichtsersparnis, welche sich mit der Tenderlokomotive

gegenüber der Schwester mit Tender erreichen ließ. Sie betrug in manchen Fällen bis zu 30⁰/₀.

Heute, bei den gesteigerten Dampfdrücken und Kesselgewichten, bei den höheren Geschwindigkeitsanforderungen, welche eine kräftigere Durchbildung des Rahmens bedingen und bei dem ständig im Wachsen begriffenen Gewicht der Lokomotivausrüstung kann eine Gewichtersparnis nur bei »leichten« Lokomotiven mit geringer Leistungsfähigkeit erreicht werden. Der Wert der früher stark betonten Gewichtersparnis hat bei der gesteigerten Leistung an Bedeutung verloren.

Anmerkung 2. Die unter 1 bis 5 genannten Vorzüge der Tenderlokomotive führten ihre große Verbreitung im Hauptbahn-Personenverkehr herbei.

B. Nachteile.

1. Die beim Verbrauch der Vorräte eintretende Abnahme des Reibungsgewichts.

Dieser Übelstand kann bei Tendermaschinen mit voller Adhäsion, also bei $\frac{2}{2}$, $\frac{3}{3}$, $\frac{4}{4}$ - und $\frac{5}{5}$ -Kupplern, überhaupt nicht beseitigt werden. Er tritt um so mehr in den Hintergrund, je größer die Zahl der erforderlichen Laufachsen ist und je mehr die Vorräte über den Laufachsen angeordnet werden.

Anmerkung. Günstig in dieser Beziehung sind die Anordnungen oB2 und oC2 (vgl. Abb. 108, S. 217 u. 112, 113, S. 219).

Es ist in jedem Fall zu prüfen, ob der Wert $\frac{Z}{L_1}$ bei vollkommen erschöpften Vorräten die in Zahlentafel 3, S. 17, gegebenen Grenzwerte nicht unterschreitet.

Die Tenderlokomotive wird für lange Strecken mit starken, anhaltenden Steigungen, also für ausgesprochene Gebirgsbahnen, vielfach als nicht geeignet erachtet. Indes ist nicht zu verkennen, daß die Anwendung des wassersparenden Heißdampfes hier einige Besserung gebracht hat.

Beispiele: Preussische Staatsbahn Klasse T 16 (T⁵/₅:oEo) Z. 1907, S. 1783, D. Lok. 1907, S. 205; Est T⁵/₅:oEo, Paris-Orléans T⁵/₅:oEo; D. Lok. 1908, S. 232.

2. Die Beschränktheit der mitführbaren Vorräte. Bei voller Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Raums kann indes die Größe der Vorratsräume sehr hoch getrieben werden.

Zahlentafel Nr. 9.
Groß-Wasserraum-Tenderlokomotiven mitteleuropäischer
Bahnverwaltungen.

Bau- jahr	Erbauer	Bahn- verwaltung	Bauart	Vorräte an		Literatur
				Wasser m ³	Kohlen t	
1878	Cie. belge	Belg. Sts. B.	$\frac{2}{5}$ 1C1	10,0	1,5	Org. 1880, S. 96
1891	Maffei	Gotthard B.	$\frac{2}{3} + \frac{2}{3}$ 0Co + 0Co	7,0	4,3	Z. 1891, S. 1078
1891	Maffei	Bad. Sts. B.	$\frac{2}{4}$ 1B1	6,0	3,1	Org. 1891, S. 200
1891	Winterthur	Schweizer C. B.	$\frac{2}{4}$ 2Bo	8,0	1,8	Barbey, S. 99
1894	Maffei	Schweizer C. B.	$\frac{2}{2} + \frac{2}{2}$ 0Bo + 0Bo	7,2	3,3	Barbey, S. 123, Taf. 71—73
1895	M. d. St. E. G. Wien	Österr. Sts. B. Serie 30	$\frac{2}{5}$ 1C1	8,3	3,0	Org. 1897, S. 203
1897	Krauß	Bay. Sts. B. DXII, Pt $\frac{2}{5}$	$\frac{2}{5}$ 1B2	8,9	2,6	vgl. Org. 1900, S. 274, T. XXVIII
1899	Maffei	Bad. Sts. B.	$\frac{2}{5}$ 1C1	7,0	1,8	Z. 1904, S. 1481
1901	Paris	Nord	$\frac{2}{6}$ 2B2	7,0	3,5	Z. 1904, S. 1562
1902	Jung	Preuß. Sts. B.	$\frac{2}{4}$ 1Co	7,0	2,0	Z. 1903, S. 88.
1904	Chemnitz	Rete del Mediterraneo	$\frac{2}{7}$ 2C2	6,2	3,2	Z. 1904, S. 1978
1904	Belfort	Ouest	$\frac{4}{6}$ 2Do	6,0	4,0	Org. 1905, S. 240 Rev. gén. 1905, S. 312
1904	Krauß	L. A. G. München	$\frac{4}{4}$ 0Do	6,0	1,6	D. Lok. 1905, S. 129
1905	Ansaldo	Ital. Sts. B.	$\frac{2}{5}$ 1C1	8,0	3,0	Z. 1907, S. 1609
1906	Paris	Nord	$\frac{2}{4} + \frac{2}{4}$ 0C1 + 1Co	12,8	5,0	Z. 1906, S. 153.
1906	Grafen- staden	Elsaß-Lothr.	$\frac{2}{7}$ 2C2	9,5	4,0	Z. 1907, S. 1610
1906	Krauß	Bay. Sts. B. Pt $\frac{2}{4}$	$\frac{2}{4}$ 1B1	8,0	1,8	Z. 1906, S. 2054 D.L. 1906, S. 155.
1907	Krauß	Pfalz B.	$\frac{5}{5}$ 0E0	6,0	2,5	
1908	Krauß	Pfalz B.	$\frac{2}{6}$ 1C2	16,0	4,5	

Die $\frac{2}{6}$ gekuppelte 1C2-Tenderlokomotive der bayerischen Pfalzbahn (erbaut 1908 von Krauß) führt 16 m³ Wasser und 4,5 t Kohlen mit sich, Vorräte welche sonst einen drei-

achsigen Schlepptender erfordern. Zahlentafel 9, S. 150, gibt eine Zusammenstellung bemerkenswerter »Großwasser-raum«-Tenderlokomotiven.

3. Die Beeinträchtigung der Übersicht über das Geleise durch seitliche Wasserkasten.

Eine Verbesserung läßt sich erreichen

- a) durch Abschrägung des Vorderteils der Wasserkasten (vgl. z. B. Preußische Staatsbahn T²/₄: 2 B 0 »Wannsee-type«, Z. 1904, S. 1479);
- b) durch Ersatz der seitlichen Wasserkasten durch einen Kraußschen im Rahmen untergebrachten Kasten oder durch einen auf dem Rahmen liegenden, unter dem Langkessel Platz findenden Behälter (vgl. Abb. 30, 32, 33, S. 152).

Die Unterbringung der Vorräte auf der Tender-lokomotive. § 33-

- I. Die Kohlenvorräte** werden regelmäßig auf dem Führerstand untergebracht:

- a) bei der gewöhnlichen schaufelweisen Beschickung des Rostes von Hand in einem Kasten seitlich des Kessels auf der Heizerseite oder hinter dem Führerstand, seltener auch auf der Führerseite.

Die italienische Staatsbahn hat bei den $\frac{5}{6}$ gek. Güter-Tendermaschinen (Bauart Plancher) mit getrenntem Wasserwagen den Kohlenbehälter über dem Kessel vor dem Führerhaus angeordnet; seine Schaufelöffnung mündet nach der Heizerseite aus (vgl. The Eng. 1908, I, S. 485). Die hierbei eintretende einseitige Belastung der Achsen unter dem Kohlenkasten muß in Kauf genommen werden.

- b) Bei halbselfsttätiger Rostbeschickung nach Zeh-v. Littrow in einem Bunker über oder hinter dem Feuerkasten (vgl. Glasers Ann. 1906, I S. 69; Z. 1906, S. 2054).

1 t Kohlen erfordert einen Raum von etwa 1,25 bis 1,33 m³.

1 m³ Kohlen wiegt 750 bis 800 kg.

- II. Die Wasservorräte** können in verschiedener Weise untergebracht werden (vgl. Abb. 27—34, S. 152). Diese geben gleichzeitig eine Übersicht über die im Laufe der Entwicklung

gesteigerte Ausnutzung des im Querschnitt zur Unterbringung von Wasser verwertbaren Raumes.

1. Abb. 27: Zwischen die Rahmenlängsträger eingehängter Wasserkasten mit besonderen Wänden, unter dem Langkessel Platz findend. Älteste, heute noch angewendete, bei Maschinen mit Außenrahmen und bei Barrenrahmen notwendige Anordnung.

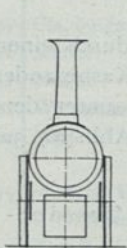


Abb. 27.

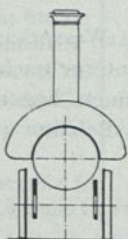


Abb. 28.

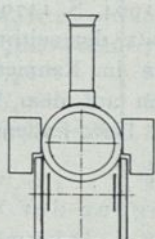


Abb. 29.

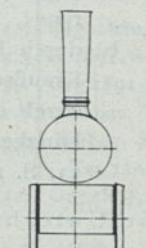


Abb. 30.

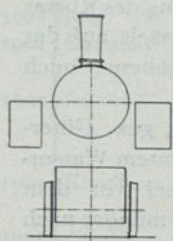


Abb. 31.

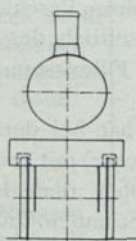


Abb. 32.

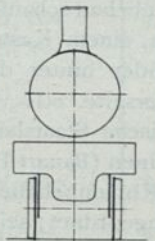


Abb. 33.

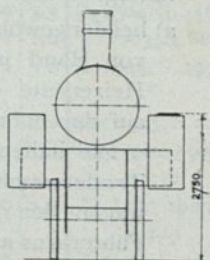


Abb. 34.

2. Abb. 28: Auf den Kessel aufgesattelter Wasserkasten, in England und Amerika beliebte Bauart, welche in Deutschland wegen des »Wasserkastenmaßes« heute keine Anwendung mehr finden kann.

Das »Wasserkastenmaß« (T. V. § 111) schreibt als höchsten Punkt der Eingüsse von Wasserbehältern 2750 mm über S. O. vor.

3. Abb. 29: Seitlich des Kessels liegende Wasserkasten. Die größte Breite überschreitet 3080 mm gewöhnlich nicht.

4. Abb. 30: Kraußscher Wasserkasten, welcher die Tragwände des innerhalb der Räder liegenden kastenförmigen Rahmens als Wände ausnutzt und gleichzeitig ein nach allen Richtungen steifes, dabei sehr leichtes Untergestell der Lokomotive schafft.
5. Abb. 31: Kraußscher Kastenrahmen in Verbindung mit seitlichen Wasserkästen.
6. Abb. 32: Auf dem Rahmen liegender, den Raum unter dem Langkessel ausnutzender Wasserkasten von großer Breite. Zweckmäßige, die Unterbringung sehr großer Vorräte ermöglichende Anordnung.
7. Abb. 33: Bauart wie unter 6. unter gleichzeitiger Ausnutzung des unter der Rahmenoberkante über den Achsen zur Verfügung stehenden Raumes.
8. Abb. 34: Vereinigung der unter 3., 4. und 6. genannten Wasserkastenformen.

Die Anordnung von Wasserbehältern unter dem Kessel bringt die Ausfüllung eines sonst nicht verwerteten Raumes und gleichzeitig eine Herabziehung des Schwerpunkts mit sich, welche bei Lokomotiven mit großem Kesseldurchmesser nicht unerwünscht ist. Die Standfestigkeit in der Querrichtung wird demnach durch die unter 1., 4. und 6. genannten und die hievon abgeleiteten Anordnungen erhöht.

Abb. 35, S. 154 zeigt beispielshalber die Unterbringung der Wasser- und Kohlenvorräte auf einer $\frac{3}{4}$ gek. Tenderlokomotive.

3. Der Tender.

§ 34.

Muß die Lokomotive mit einem besonderen Tender versehen werden, so kann dieser als Schlepptender oder als Stütztender ausgebildet werden.

Die Tender haben im allgemeinen die Eigentümlichkeit, daß die Belastungen ihrer Achsen wegen der Veränderlichkeit der Vorräte in weiten Grenzen schwanken.

1. Der Schlepptender ist die gewöhnliche Tenderbauform. Er ist ein selbständiges Fahrzeug, welches unter Einhaltung bestimmter Abmessungen für die Tenderkupplung, Plattform usw. an Lokomotiven verschiedener Gattungen angehängt werden kann. Die Schwankungen seiner Achsdrücke sind u. U.

sehr bedeutend, z. B. bei vierachsigen 22 m^3 -Tendern zwischen 12,5 und 5,5 t. Letzterer Wert wird allerdings erst bei völlig erschöpften Vorräten erreicht, ist jedoch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten im Interesse der Betriebssicherheit nicht unbedenklich.

2. Der Stütztender (Bauarten Engerth, Klose und Klose-Krauß¹⁾ [vgl. S. 167]) ist nicht freizügig wie der Schleppender, hat jedoch diesem gegenüber u. a. folgende Vorzüge: 1. geringere Veränderlichkeit der Achsbelastungen, da der Tender stets durch einen, und zwar unveränderlichen Teil des Loko-

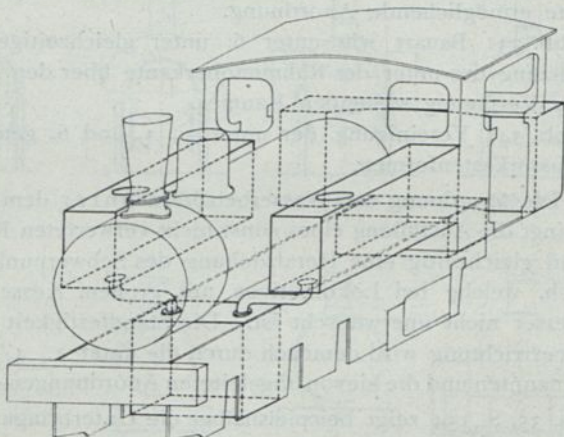


Abb. 35.

motivgewichts belastet wird, 2. ruhigeren und sichereren Gang, da Lokomotive und Tender nicht mehr zwei getrennte, sondern ein Fahrzeug bilden, zu dessen Führung im Gleis der Stütztender in wirksamerer Weise herangezogen werden kann, als dies beim Schleppender üblich ist.

Gegenüber der Tenderlokomotive, hat die Stütztendermaschine den weiteren Vorzug nahezu unveränderlichen Reibungsgewichtes.

Drehscheiben, welche bei Tenderlokomotiven entbehrt werden können, sind bei Lokomotiven mit besonderem Tender unbedingt erforderlich. Ihre nutzbare Gleislänge ist, wie auf S. 26 bereits bemerkt, für den

¹⁾ Vgl. D. Lok. 1906, S. 110.

Gesamtachsstand einer auf diese Drehscheibe angewiesenen Lokomotive mit besonderem Tender maßgebend. Getrenntes Drehen ist bei Schleppentendern als Notbehelf möglich, bei Stütztendern dagegen ausgeschlossen.

4. Festlegung der Länge des Hauptrahmens.

S. 35.

Der Längsschnitt des Kessels wird zweckmäßig in den Maßstab 1 : 50 umgezeichnet, da dieser eine gute, ausreichend genaue Übersicht für den Vorentwurf gewährt; alsdann wird die Rahmenlänge durch die Festlegung der Rahmenstirnwände bestimmt.

Die Lage der vorderen Rahmenstirnwand ist durch die Ausbildung einer genügend langen Plattform vor der Rauchkammer bedingt. Zweckmäßige Länge des Trittbleches vor der Rauchkammertüre (zur bequemen Bedienung der Laternen und Ermöglichung eines sicheren Betretens der Laufbleche auch während der Fahrt): $> 0,2$ m, in neuerer Zeit, namentlich bei Lokomotiven ohne vorne überhängende Massen $> 0,5$ m. Bei Ausbildung einer Übergangsbrücke, welche bei Tenderlokomotiven, insbesondere bei einmännig bedienten, vielfach erforderlich wird, ist dieses Maß entsprechend zu vergrößern.

Die Lage der hinteren Rahmenstirnwand bestimmt sich bei Lokomotiven mit besonderem Tender und bei Tenderlokomotiven ohne Vorratskästen hinter dem Führerstand durch die genügend groß auszubildende Länge der Führstandsplattform. Bei Tendermaschinen mit hinter dem Führerstand angeordneten Kohlen- oder Wasserkästen kommt deren Länge zu der des Führstandes noch hinzu.

Zur bequemen Bedienung des Feuers (Heizen, Ausschlacken) sei die Länge der Führstandsplattform

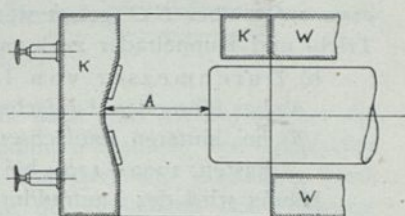


Abb. 36.

- bei Lokomotiven mit besonderem Tender, wobei die Ausbildung einer Plattform auch auf dem Tender vorausgesetzt ist: $> 0,6$ m, gewöhnlich $0,7 \div 1,0$ m.
- bei Tenderlokomotiven gegenüber dem Schürloch $> 0,7$ m, gewöhnlich $1,2 \div 1,4$ m und mehr, vgl. Abb. 36, Maß A.

Durch Festlegung der Lage der beiden Rahmenstirnwände ist die Länge des Hauptrahmens der Lokomotive bestimmt.

§ 36. 5. Bestimmung des Gesamtachsstandes der Lokomotive.

Um Anhaltspunkte für die Konstruktion zu gewinnen, werden zweckmäßig zuerst die Höhenlage des Kessels zu den Schienen und der Durchmesser allenfalls vorhandener Laufräder angenommen.

a) Die Höhe des Kesselmittels über Schienenoberkante wird gemäß der Spalte h_{SO} der Zahlentafeln 5 und 7 gewählt und dementsprechend die S. O. unter den im Maßstab 1 : 50 gezeichneten Kessel eingezeichnet.

Bei der späteren genauen Durchbildung der Einzelteile kann sich das Bedürfnis einer Verkleinerung oder Vergrößerung des Wertes h_{SO} einstellen. Den Kessel höher zu legen, als es der Kesseldurchmesser, der Triebraddurchmesser, die Feuerraumtiefe, die Höhenlage der Hauptrahmen-Oberkante usw. erfordert, ist nicht ratsam. Die einen ruhigen Gang erfahrungsgemäß begünstigende hohe Kessellage ist bei den heute üblichen Kesselabmessungen ohnedies schon immer erreicht. Den Kessel noch höher zu legen als dies aus Raumgründen notwendig ist, soll man unterlassen, da sonst ein rasches Einfahren in enge Kurven nicht mit der wünschenswerten Ruhe und Sicherheit erfolgen kann.

Heizflächen über 110 bis 130 m² erfordern einen Kesseldurchmesser $d_k > 1300$ mm, der Kessel muß also höher als etwa 2,2 m über *SO* gelegt werden, um aus dem Bereich der Trieb- und Kuppelräder zu kommen.

b) Durchmesser von Laufrädern. Übliche Werte:

α) bei führenden Laufachsen: 750 + 1000 mm,

β) bei hinteren Laufachsen unter oder hinter dem Feuerkasten: 1000 + 1200, bei stärkerer Belastung bis 1440 mm.

Häufig wird der Laufraddurchmesser aus Gründen der Einheitlichkeit mit Tender- und Wagenradsätzen von der Auftrag erteilenden Verwaltung vorgeschrieben.

Der Gesamtachsstand *s* der Lokomotive folgt aus der unter 4. festgelegten Länge des Hauptrahmens unter Beachtung der über die Zulässigkeit überhängender Massen im § 30, S. 145 angeführten Punkte. Die Länge des (senkrechten) Überhangs, d. h. des Abstandes einer Rahmenstirnwand von der durch die nächst gelegene Achse gezogenen Senkrechten kann um so größer sein, je geringer die höchste Fahrgeschwindigkeit beabsichtigt wird.

II. Die Gruppierung der Achsen innerhalb des Gesamtachsstandes.

1. Die geführte Länge der Lokomotive.

§ 37.

Die »Führung eines Eisenbahnfahrzeugs« im geraden Gleis ist wegen des auch in der Geraden vorhandenen Spurkranzspiels σ (welches nach den T. V. § 70 nicht unter 10 und auch bei größter Abnutzung nicht über 25 mm betragen darf) keine

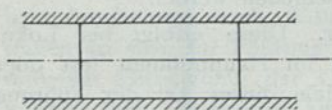


Abb. 37.

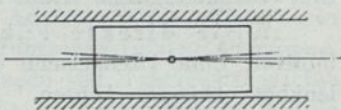


Abb. 38.

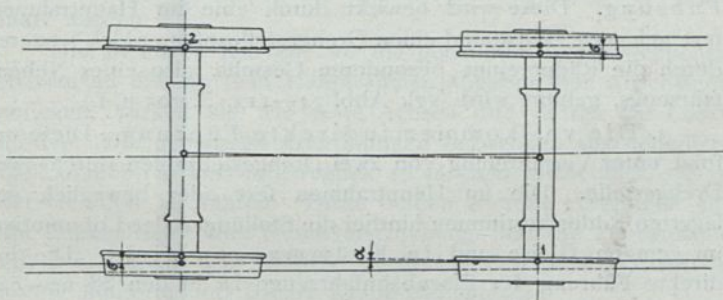


Abb. 39.

Führung im Sinn der Kinematik nach Abb. 37, bei welcher die Herbeiführung einer ganz bestimmten Stellung der Längsachse des zu führenden Körpers zur Führungsbahn erzwungen wird, sondern nur die Einschränkung der Stellungen der Fahrzeuglängsachse innerhalb zweier Grenzstellungen (vgl. Abb. 38). Das vorhandene Spurkranzspiel σ gestattet, wie aus Abb. 39 ersichtlich, eine Verdrehung der Längsachse des Fahrzeugs gegenüber der Bahnachse, und zwar ist die äußerste Grenzlage geometrisch durch die Berührungspunkte 1 und 2 der Spurkränze mit der rechten bzw. linken »Fahrkante« bestimmt. In der gezeichneten Stellung bewegt sich das Fahrzeug nicht parallel zur Bahnachse, sondern es »eckt sich«, »spießt sich«, schneidet unter dem

Winkel α an. Mit eintretender Spurkranzabnutzung wächst das Spurkranzspiel σ (bis zum zulässigen Höchstwert von 25 mm) und damit der Anschneidewinkel α .

Der Hauptrahmen und die mit ihm fest verbundenen Teile (Kessel, Zylinder usw.) einer Lokomotive werden, abgesehen von der Einwirkung angehängter Fahrzeuge durch die Spurkränze und Laufflächen der Lokomotivräder geführt. Bei dieser durch die Radreifen erfolgenden Führung des Hauptrahmens können drei charakteristische Arten unterschieden werden:

1. Die direkte Führung. Diese erfolgt bei Lokomotiven ohne Drehgestelle durch im Hauptrahmen fest oder lenkbar gelagerte Achsen. Beispiele dieser Art der Führung sind in den Abb. 48—73, S. 195 u. f. gegeben.

2. Die teilweise direkte, teilweise indirekte Führung. Diese wird bewirkt durch eine im Hauptrahmen fest gelagerte Achse und einen Drehgestellzapfen, welcher letzterer durch die Räder eines besonderen Gestells, also eines Nebenfahrzeugs, geführt wird (vgl. Abb. 74—113, S. 205 u. f.).

3. Die vollkommen indirekte Führung. Diese erfolgt unter Vermittelung von zwei Drehgestellzapfen durch zwei Drehgestelle. Die im Hauptrahmen fest oder beweglich gelagerten Räder bestimmen hierbei die Stellungen der Lokomotive im geraden Gleise und in Krümmungen nicht. Die indirekte Führung der Eisenbahnfahrzeuge ist in den §§ 62—64, S. 220 u. f. besonders behandelt.

Die geführte Länge einer Lokomotive GL erstreckt sich somit

- bei der direkten Führung: von der ersten bis zur letzten im Hauptrahmen fest oder lenkbar gelagerten Achse,
- bei der teilweise indirekten Führung: vom Zapfen des führenden Drehgestells bis zur letzten führenden Achse des Hauptrahmens,
- bei der indirekten Führung: vom Zapfen des vorausfahrenden Drehgestells bis zu dem des hinteren Gestells.

§ 39.

Nicht alle Bauarten von verschiebbaren, verdrehbaren Achsen und Achsgruppen (Drehgestellen) haben die Eigenschaft, die Lokomotive in Geraden und Krümmungen zu führen. Über

die Eigenart der einzelnen Konstruktionen in dieser Hinsicht sei bemerkt:

1. Im Hauptrahmen fest oder lenkbar gelagerte (d. h. um ihren geometrischen Mittelpunkt in wagrechtem Sinne verdrehbare) Achsen führen das Fahrzeug in der Geraden und in Krümmungen.



2. Im Hauptrahmen frei beweglich gelagerte Achsen (seitenverschiebbliche Lauf- und Kuppelachsen und um einen außerhalb des geometrischen Achsmittels gelegenen Punkt verdrehbare Laufachsen nach Wöhler, Adams, Webb, Bissel usw.) tragen an sich zur Führung des Fahrzeugs in der Geraden, d. h. zur Feststellung der Grenzlagen der Fahrzeuglängsachse, nichts bei. Allerdings kann die Lokomotive durch Anbringung einer Rückstellvorrichtung bis zu einem gewissen, jedoch stets unvollkommenen Grade auch durch derartige Achsen geführt werden.

Nur in engen Kurven, wo die genannten frei beweglichen Achsen an den an dem Hauptrahmen angebrachten Anschlängen anliegen, wirken sie wie feste Achsen und führen die Lokomotive. Die genannten Anordnungen bezwecken also lediglich, die Lokomotive kurvenbeweglich zu machen, nicht aber, sie in der Geraden zu führen. Diese beiden Zwecke vereinigen nur die Lenkachsen ohne Seitenverschiebung und die Drehgestelle mit zwischen den Achsen gelegentlichem Drehpunkt (Amerikanische Bauform und Bauart Krauß-Helmholtz).

3. Zweiachsige Bissel-Gestelle mit außerhalb der Achsen gegen die Fahrzeugmitte hin gelegentlichem Drehpunkt führen nicht (vgl. Abb. 54, S. 195 und Abb. 102, S. 214).

4. Lenkachsen.

- a) Zwangläufige, gekuppelte Lenkachsen (welche durch Gestänge so miteinander verbunden sind, daß sie beide um einen ideellen, in ihrem geometrischen Achsmittel gelegenen Punkt nur gleichzeitig und im entgegengesetzten Sinne verdreht werden können) bewirken eine Führung des Fahrzeughauptrahmens.
- b) Freie Lenkachsen (welche sich für sich wie die unter a) genannten verdrehen) führen — wie unter 1. bemerkt — das Fahrzeug. Ist dieses nur mit freien Lenkachsen

versehen (wie z. B. viele neuere Personen- und Güterwagen), so zeigt es erfahrungsgemäß größere Neigung zum Schlingern als bei fester Lagerung der Achsen.

Einzelne freie Lenkachsen gewöhnlicher Bauart, welche bei Lokomotiven gelegentlich Anwendung finden, laufen am hinteren Ende des Fahrzeugs sehr ruhig, am vorderen Ende dagegen, wo sie die Lokomotive zu führen haben, schlingern sie nicht unbeträchtlich, insbesondere bei höherer Fahrgeschwindigkeit und bei starker Achsbelastung (vgl. Z. 1888, S. 335).

- c) Freie Lenkachsen mit Seitenverschiebung ohne Rückstellvorrichtung führen das Fahrzeug nicht.

5. Amerikanische Drehgestelle führen den Hauptrahmen (»indirekt«) mittels eines Zapfens, und zwar sind sie entweder nur verdrehbar (in wagrechtem Sinn wegen der Gleiskrümmungen, in senkrechter Richtung wegen der Gleisunebenheiten) oder verdrehbar und senkrecht zur Fahrzeuglängsachse verschiebbar. Diese seitliche Verschiebbarkeit wird gewöhnlich durch die elastische Gegenwirkung einer Feder erschwert. Hierdurch wird 1. eine Abschwächung des Seitenstoßes bei Einfahrt in Kurven, 2. eine Rückstellung des Drehgestells in die Mittel-lage erreicht.

6. Krauß-Helmholtz-Drehgestelle, Bauarten 1888 und 1908, sind gebildet aus einer im Hauptrahmen gelagerten parallel verschiebbaren Kuppelachse und einer in einem besonderen Rahmen (»Drehgestelldeichsel«) gelagerten, verdrehbaren Laufachse, welche letzterer bei der Bauart 1908 gegenüber der Gestelldeichsel noch eine geringe Verdrehbarkeit gestattet ist. Derartige Drehgestelle führen das Fahrzeug indirekt, prinzipiell wie amerikanische Gestelle. Gegenüber den unter 2. genannten Anordnungen von frei beweglich gelagerten Achsen ermöglichen sie eine Vergrößerung der geführten Länge, und zwar um einen Betrag, welcher gleich ist dem Abstand des Drehgestellzapfens von der nächstgelegenen, im Hauptrahmen festgelagerten Achse.

Der Vorgang bei der Einfahrt in eine Krümmung und die Art der Führung des Fahrzeugvorderteils ist in Z. 1906, S. 1553 ausführlich auseinandergesetzt. Wesentlich ist hierbei: Die Kuppelachse rollt rechtwinklig zu ihrer geometrischen Längs-

achse so lange fort, bis sie durch Anlaufen ihres eigenen äußeren Spurkranzes von der äußeren Schiene abgelenkt wird. Alsdann verschiebt sie — gemeinsam mit der verdrehten Laufachse — mit Hilfe der Deichsel den Gestelldrehzapfen und damit das Vorderende der Fahrzeugmittellinie, nach innen und lenkt die Lokomotive in die Kurve ein.

Die in Italien unter dem Namen Zara-Drehgestell oder »Carrello italiano« bekannte und sehr verbreitete Bauart ist prinzipiell die nämliche wie die vorgenannte; lediglich die Art der Lastübertragung vom Haupt- auf den Drehgestellrahmen, die stets vorhandene seitliche Verschiebbarkeit des Drehzapfens und die konstruktive Durchbildung des Gestellrahmens weichen vom Krauß-Helmholtz-Gestell ab.

Angaben über die Größe der geführten Länge. § 40.

Die geführte Länge ist um so größer zu machen, je höher die größte Fahrgeschwindigkeit V_{\max} der Lokomotive beabsichtigt wird. Die Notwendigkeit der Anwendung von Drehgestellen wächst daher mit der Geschwindigkeit. Schnellzuglokomotiven, welche wegen der Größe des Kessels und der allenfalls auf der Lokomotive untergebrachten Vorratsräume einen großen Gesamtachsstand erfordern, werden vorteilhaft ausschließlich durch Drehgestelle geführt, da diese die senkrechten und wagrechten Stöße nur abgeschwächt auf den Hauptrahmen übertragen.

Lokomotiven mit festen Mittelachsen und einem sehr langen Gesamtachsstand, welche durch sehr enge Kurven ohne Klemmen hindurchgehen sollen, müssen zugunsten der erforderlichen Kurvengelenkigkeit auf eine große geführte Länge, d. h. auf eine tatsächlich wirksame Führung durch die Endachsen bzw. Drehgestelle, verzichten. Die Anforderungen, welche durch leichtes Kurvenbefahren einerseits, durch Ruhe des Ganges bei großer Fahrgeschwindigkeit andererseits gestellt werden, widersprechen sich.

Zur Beurteilung der Güte der Führung eines Fahrzeugs dürfte sich das Verhältnis $\frac{\text{Geführte Länge}}{\text{Gesamtachsstand}} = \frac{GL}{s}$ gut eignen. Es ist deshalb in die Zahlentafeln 5 und 7 aufgenommen.

Führen die Endachsen einer Lokomotive den Haupttrahmen direkt, so erreicht das Verhältnis $\frac{GL}{s}$ den Wert 1, ist also am günstigsten. Sind die Anforderungen an Kurvenbeweglichkeit größer, so müssen Drehgestelle mit zwischen den Achsen liegendem Zapfen angewendet werden, genügen auch diese noch nicht, so müssen Gestelle mit gegen die Fahrzeugmitte hin gelegenen Drehpunkt zur Anwendung kommen. Alsdann verringert sich die geführte Länge, das Verhältnis $\frac{GL}{s}$ nimmt stark ab, wie die betreffende Spalte der Lokomotivtabellen erkennen läßt. Als eine der ungünstigsten Anordnungen erscheint die $\frac{2}{4}$ gek. (2 B 0) Personenlokomotive der Preussischen Staatsbahn (Köln, linksrh.) mit vorderem zweiachsigen Bissel-Gestell, vgl. Org. X, Taf. XVII: $\frac{GL}{s} = \frac{2150}{5975} = 0,36$; auch die Atlantik- und Pazifikmaschinen (2 B 1 und 2 C 1) mit hinterer Adamsachse werden durch ihren rückwärtigen recht bedeutenden Überhang im wahren Sinne in dieser Hinsicht nicht gerade günstig, der Wert $\frac{GL}{s}$ sinkt auf 0,59, selbst 0,52 herab.

Weit besser daran sind die Atlantikmaschinen mit hinterer festgelagerter Laufachse (z. B. Bayerische Staatsbahn S $\frac{2}{5}$ von Maffei: $\frac{GL}{s} = \frac{7750}{8850} = 0,875$) oder mit freier in nur geringem Maße seitlich verschiebbarer Lenkachse (z. B. Kaiser Ferdinand Nordbahn S $\frac{2}{5}$ von Wiener-Neustadt: $\frac{GL}{s} = \frac{7250}{8350} = 0,87$; Pfalzbahn S $\frac{2}{5}$ von Krauß $\frac{GL}{s} = \frac{7850}{8700} = 0,90$).

§ 41. 2. Die Mittel zur guten Führung in der Geraden.

Die Fahrt eines Eisenbahnfahrzeuges in der Geraden ist um so ruhiger, die Führung also um so besser, je mehr das »Schlingern« vermindert wird, d. h. das Schwingen in wagrechter Ebene um die senkrechte Schwerpunktsachse, herrührend von den kleinen Unebenheiten der Gleise, von den Spielräumen der Achsen in Richtung ihrer geometrischen Mittellinie usw. Das Schlingern ist in der Eigenart der »Führung« der Eisen-

bahnfahrzeuge begründet (vgl. Abb. 39, S. 157) und deshalb eine allen Eisenbahnfahrzeugen gemeinsame, grundsätzlich nie zu beseitigende Erscheinung, welche unregelmäßig verläuft und nicht verwechselt werden darf mit dem »Drehen« der Dampflokomotiven, d. h. den Schwingungen in wagrechter Ebene um die senkrechte Schwerpunktsachse, herrührend von den Massendrücken der hin und her gehenden Triebwerksteile, und daher mit der Umlaufzahl der arbeitenden Triebwerke periodisch verlaufend.

Mittel zur Verminderung des Schlingerns, also zur guten Führung im geraden Gleis:

1. Große geführte Länge, also tunlichste Einschränkung des ungeführten Überhangs »in wagrechtem Sinn«. Das Verhältnis $\frac{\text{Geführte Länge}}{\text{Gesamtachsstand}} = \frac{GL}{s}$ soll sich dem Wert 1 möglichst nähern. Ein großer Gesamtachsstand, welcher gewöhnlich als wirksamstes Mittel gegen das Schlingern angegeben wird, verhindert das Schlingern nur, wenn seine Endachsen zur wirksamen Führung herangezogen werden.

Ein gutes Mittel zur Vergrößerung der geführten Länge bei vielachsigen und sehr schnell fahrenden Lokomotiven mit

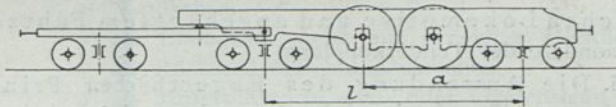


Abb. 40.

Schleppender ist die Anwendung eines der Lokomotive und dem Tender gemeinsamen Drehgestells, s. Abb. 40, vgl. Glasers Annalen 1904, Bd. LIV, Taf. III. Hierdurch wird die geführte Länge der Lokomotive von a auf l vergrößert. Gleichzeitig werden bei dieser Anordnung des der Lokomotive und dem Tender gemeinschaftlichen Gestells dessen Achsen und auch die des Tenders durch einen unveränderlichen Teil des Lokomotivgewichtes belastet.

2. Möglichstkleines Trägheitsmoment der Lokomotivmasse durch günstige Gruppierung ihrer Hauptmassen (Zylinder, Triebwerk, bei Tendermaschinen der Wasserkasten)

in der Nähe des Schwerpunktes, also Vermeidung überhängender Massen.

3. Führung des Hauptrahmens durch Drehgestelle, welche

1. wenigstens zwei Achsen haben,
2. den Drehpunkt zwischen den Achsen angeordnet haben.

Das ein- und zweiachsige Bissel-Gestell gehört somit nicht hierher. Die in Betracht kommenden Gestelle führen nämlich die durch die Flanschenstöße verursachten Schlingerbewegungen für sich aus und übertragen sie stark abgeschwächt auf den Hauptrahmen, insbesondere bei elastischer Lagerung des Drehzapfens. Die durch gespannte Federn wirkenden Rückstellvorrichtungen kommen somit nicht nur in Kurven, sondern auch in der Geraden zu günstiger Wirkung. Die Drehgestelle sind in diesem Sinne wie selbständige Fahrzeuge zu betrachten und demgemäß mit großer geführter Länge, geringem wagrechtem Überhang und geringem Trägheitsmoment auszubilden.

4. Vermeidung freier Lenkachsen als führende Vorderachsen, da diese, wie Z. 1888, S. 355 nachgewiesen ist, »keinen Beharrungszustand erreichen können, sondern um die radiale Stellung herumpendeln«.

5. Die Wirkung der Zug- und Stoßvorrichtung zwischen Lokomotive und angehängtem Fahrzeug, insbesondere der Tenderkupplung.

6. Die Anwendung des Engerthschen Prinzips der festen Tenderkupplung, welche eine gegenseitige seitliche Verschiebung von Lokomotive und Tender ausschließt und nur eine Drehung der beiden Fahrzeuge um einen bestimmten (durch einen Zapfen verkörperten oder nur kinematisch vorhandenen) Punkt gestattet.

§ 42. 3. Mittel zur Erzielung der Kurvenbeweglichkeit.

Die konstruktiven Mittel zur Erzielung der Kurvenbeweglichkeit bezwecken die Verminderung des sehr bedeutenden Kurvenwiderstands, welcher nach v. Röckl

bei 500 m Krümmungshalbmesser etwa	1,5 kg/t,
» 300 m	» 2,7 »
» 180 m	» 5,2 »

beträgt. Um diesen Widerstand herabzuziehen, muß

1. die geometrische Stellung der Fahrzeugachsen in den Kurven dem gekrümmten Gleis angepaßt sein,
2. müssen die von den Spurkränzen auf die Schienen ausgeübten Drücke möglichst vermindert werden.

Mit dieser Verkleinerung des Kurvenwiderstandes ist gleichzeitig eine Verminderung der Radreifen- und Schienenabnutzung verbunden.

a) Übersicht über die konstruktiven Mittel, welche das Durchfahren § 43.
von Krümmungen mehr oder minder erleichtern.

1. Der schwächer gedrehte Spurkranz. Dieser vermindert in flachen Kurven das »Klemmen« des Fahrzeugs, beseitigt jedoch nicht den ungünstigen Einfluß des statischen Seitenschubs, der den Hauptrahmen zu verbiegen sucht und den Spurkranzdruck der anlaufenden Achse vermehrt.
2. Der spurkranzlose Radreifen. Dies ist ein geometrisch noch stärker wirkendes Mittel als das unter 1 angeführte, hat jedoch dessen ungünstige Einwirkung auf Rahmen und Schiene in der nämlichen Weise.
3. Die parallel verschiebbare Achse.

A. Die für sich parallel verschiebbare Achse

1. als Laufachse,

- a) als Endachse, meist mit geneigten Gleitflächen als Rückstellvorrichtung versehen,
- β) als Mittelachse, in drei- oder vierachsigen Fahrzeugen; meist ohne Rückstellvorrichtung;

2. als Kuppelachse, und zwar als End- oder Mittelachse,

- a) als Endachse mit schwachem Seitenspiel, erdacht von Ghega, zuerst ausgeführt im Jahre 1855 von Haswell bei der Endachse von $\frac{1}{4}$ -Kupplern, um das Klemmen zu vermeiden,
- β) als Mittelachse mit derartig starker Seitenverschiebung, daß sie ihren statischen Seitenschub unmittelbar an das Gleis übertragen kann und die führende, festgelagerte Achse in wagrechtem Sinne zusätzlich nicht belastet; eingeführt im Jahre 1885 durch v. Helmholtz an den Mittelachsen von

*Wagen der
Kleinlokom.
für die
Eisenbahn
der
Preußen?*

$\frac{3}{3}$ -Kupplern. Die heute ganz allgemein übliche Anwendung der seitlich verschiebbaren Kuppelachse ist vorwiegend Gölsdorf zu verdanken, der sie als Mittel- oder Endachse bei vier- und fünffach gekuppelten Lokomotiven in großem Maßstabe zur Einführung brachte.

B. Die zwangsläufig mit einer anderen Achse verschiebbare Achse

1. als Laufachse vereinigt mit einer seitlichverschiebbaren Kuppelachse: Altes Baldwin-Gestell, vgl. Z. 1906, S. 1177;
 2. als Kuppelachse vereinigt mit einer parallel verschiebbaren Kuppelachse: von Baldwin herrührend, bekannt als Beugnot-Gestell¹⁾;
 3. als Kuppelachse vereinigt mit einer um ihren geometrischen Mittelpunkt verdrehbaren Achse (»Lenkachse«), letztere ausgebildet als Lenk-Kuppelachse Bauart Klose, welche mit der am anderen Ende der Lokomotive befindlichen Lenkkuppelachse zusammen arbeitet²⁾;
 4. als Kuppelachse vereinigt mit einer Laufachse, die um einen außerhalb ihres geometrischen Achsmittels gelegenen Punkt schwingen kann: Krauß-Helmholtz-Drehgestell: Bauarten 1888 und 1908;
 5. als Triebachse vereinigt mit einer Kuppelachse, die um einen außerhalb ihres geometrischen Achsmittels gelegenen Punkt schwingen kann: Helmholtz-Triebwerk, vgl. Z. 1906, S. 1180.
4. Die Lenkachse, um ihren geometrischen Mittelpunkt verdrehbar oder verdrehbar und seitenverschieblich.

A. Lenkachsen ohne Seitenverschiebung, meist als Endachsen ausgebildet

1. freie Lenkachsen,
2. zwangsläufig gekuppelte Lenkachsen;

¹⁾ Vgl. Extrait des bulletins de la Société industrielle de Mulhouse, séance du 25 avril 1860; Heusingers Handbuch II. Aufl., 3, Taf. LXVII.

²⁾ Vgl. die $\frac{4}{4}$ gek. Schmalspur-Tenderlokomotive der Württ. Sts. B., Org. 1896, Taf. XXVII.

geeigneten Konstruktion reifliche Überlegung und reiche Erfahrung. Ein Fehlgriff in dieser Beziehung kann von den schwerwiegendsten Folgen begleitet sein.

Die angeführten Mittel bezwecken, den beiden Forderungen in mehr oder minderem Grade gerecht zu werden, welche für ein möglichst »zwangloses« Durchfahren von Kurven erfüllt werden sollen:

1. Jeder Radsatz soll radial stehen.
2. Jedes Rad soll auf solchen Laufkreisen rollen, daß die augenblicklichen Laufkreishalbmesser sich verhalten wie die Halbmesser ihrer Schienenstränge. Denn nur dann findet reines Rollen, kein Kurvenwiderstand erzeugendes Gleiten der Räder statt.

Die gleichzeitige, vollkommene Erfüllung beider Bedingungen ist bei einem mehrachsigen Fahrzeug mit fest gelagerten Achsen höchstens bei einer Achse und hier nur für einen bestimmten Krümmungshalbmesser möglich. Man muß sich deshalb mit den oben angeführten Anordnungen begnügen, welche den theoretischen Anforderungen nachzukommen suchen.

b) Die geometrischen Verhältnisse, das Roysche Verfahren.

§ 44.

1. Geometrisch-rechnerische Grundlage.

Die geometrischen Verhältnisse eines eine Krümmung durchfahrenden Fahrzeugs lassen sich in anschaulicher Weise mit Hilfe

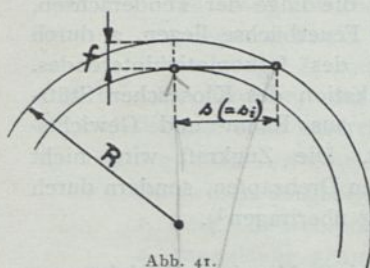


Abb. 41.

des vom französischen Ingenieur Edmond Roy angegebenen zeichnerischen Verfahrens¹⁾ übersehen.

Dieses stützt sich auf die in Abb. 41 wiedergegebene, unverzerrt gezeichnete Figur. Es ist $s^2 = f \cdot (2R - f)$ folglich $s^2 = 2Rf - f^2$ oder $f^2 - 2Rf + s^2 = 0$. Da f gegenüber R sehr klein ist, kann f^2 vernach-

lässigt werden, so daß $f = \frac{s^2}{2R}$, wobei bedeutet

¹⁾ Rev. gén. 1884, S. 153.

f die Entfernung der »Fahrkanten« der Geleise,
 s den Achsstand eines Fahrzeugs, welcher so bemessen sei,
 daß die radial stehende Hinterachse die innere Fahrkante
 gerade berührt, vgl. Abb. 41.

R den Krümmungshalbmesser der Bahn.

Bezeichnen f_z , s_z , R_z die verzerrt gezeichneten Größen
 der wirklichen Strecken f , s , R und hat man $s_z = \frac{s}{n}$, $R_z = \frac{R}{n^2}$
 gemacht, wobei die Maßstabziffer n zweckmäßig zwischen 8 und
 12,5 gewählt wird, so ist

$$f_z = \frac{s_z^2}{2R_z} = \frac{\left(\frac{s}{n}\right)^2}{2 \cdot \frac{R}{n^2}} = \frac{s^2}{n^2} \cdot \frac{1}{2R} \cdot n^2 = \frac{s^2}{2R} \times 1,$$

d. h. f_z erscheint in der Zeichnung in wahrer Größe.

Die aus praktischen Gründen vorgenommene Verzerrung
 der Zeichnung bewirkt eine Vergrößerung der Winkel um das
 n -fache gegenüber der Wirklichkeit.

2. Die zeichnerische Darstellung der Kurven- § 45. einstellung eines Fahrzeugs.

Um das Zeichenblatt und den zu benutzenden Stangenzirkel
 nicht allzu groß zu benötigen, nimmt man zweckmäßig nochmals
 eine Verkleinerung der Werte f_z , s_z und R_z mit dem Faktor $\frac{1}{2}$
 vor. Alsdann ermöglicht das Roy-Verfahren (bei Wahl der Maß-
 stabziffer n zwischen 8 und 12,5) die Ablesung der Entfernung
 der Spurkränze von den beiden Fahrkanten in $\frac{1}{2}$ der natürlichen
 Größe, also sehr genau. Der hierbei benötigte Stangenzirkel
 von etwa 1 m Länge genügt für alle vorkommenden Bahn-
 krümmungen von 300 m Halbmesser abwärts; vgl. § 49, S. 175.

Man zieht zwei konzentrische Kreise im Abstand f , der
 sich zusammensetzt:

1. aus dem regelmäßigen, auch in der Geraden vorhandenen
 Spurkranzspiel $\sigma = 10$ mm, im neuen, noch nicht ab-
 genutzten Zustand der Spurkränze gemessen,
2. aus der gemäß T. V. § 2 in Krümmungen erforderlichen
 Spurerweiterung e .

Diese beiden Kreise sind ein Bild der Fahrkanten der inneren und äußeren Schiene des Gleises, innerhalb deren die einzelnen Achsen eines Fahrzeugs Platz finden müssen.

Zwecks möglichst einfacher Vorstellung denkt man sich jede Achse einer Lokomotive in ihrem geometrischen Mittelpunkt durch die beiden Fahrkanten »geführt«, wie dies im § 37 S. 157 auseinandergesetzt und durch Abb. 38 und 39 gekennzeichnet wurde.

Läuft eine Achse außen an, so fällt der die Achse darstellende Punkt auf den äußeren der beiden Kreise. Befindet sich der genannte Punkt zwischen den beiden Fahrkanten, so läuft die Achse weder außen noch innen an, kann also auch keinen seitlichen Druck auf das Gleis ausüben (wohl aber auf den Rahmen, falls die Achse nicht gerade zufällig radial steht). Fällt der maßgebende Punkt auf den inneren Kreis, so läuft die Achse innen an, fällt er noch innerhalb desselben, so »klemmt« die betreffende Achse, ein Zustand, der grundsätzlich vermieden werden muß. Dies kann, wie die Zeichnung ohne weiteres erkennen läßt, durch Vergrößerung des Spurkranzspieles bei der in Frage kommenden Achse geschehen. Da die Spur nicht beliebig erweitert werden darf, ist die erwünschte Vergrößerung des Spielraums an dem Radsatz vorzunehmen, mit anderen Worten: seine Spurkränze sind um jenes Maß v zu verschwächen, um welches der die Achsmitte darstellende Punkt die innere Fahrkante überschneidet. Für die betreffende Achse sind alsdann nicht mehr die im Abstand $f = \sigma + e$ gezogenen Fahrkanten maßgebend, sondern zwei Kreise im Abstand $v + f + v$, welche gegenüber den normalen um die Spurkranzverschwächung v nach außen und innen verschoben sind. Im Bedarfsfall kann der Spurkranz ganz weggelassen werden, wie dies jetzt gemäß T. V. § 69 (Fassung 1909) zulässig ist. Über die zahlenmäßige Größe der zulässigen Spurkranzverschwächung usw. siehe § 49, S. 175.

§ 46. 3. Die statische und die dynamische Einstellung eines Fahrzeugs in einer Kurve.

1. Die Einstellung eines Fahrzeugs in einer Kurve ist bei geringen und mittleren Geschwindigkeiten, etwa bis zu 70 km/Std., die »statische«, welche durch geometrische Verhältnisse und

durch die Reibung zwischen den Radreifen und Schienen bestimmt ist. Die von der Masse des Fahrzeugs hervorgerufenen Fliehkräfte sind in diesem Fall noch nicht so bedeutend, um die Stellung der einzelnen Achsen beeinflussen zu können.

Bei der statischen Kurveneinstellung sucht — wie dies in Z. 1888, S. 330f. auseinandergesetzt ist — jeder Radsatz so lange geradeaus zu laufen, d. h. rechtwinkelig zu seiner geometrischen Längsachse fortzurollen, als er nicht durch außerhalb der Achse liegende Einflüsse hieran gehindert wird. Dem Geradeausrollen in der Geraden entspricht in der Krümmung das Rollen in radialer Stellung des Radsatzes, in welcher er sich im stabilen Gleichgewicht befindet.

Von dieser natürlichen Stellung kann ein Radsatz in drei Fällen abgelenkt werden:

1. wenn sein äußerer Spurkranz am äußeren Strang zum Anlaufen kommt. Dies ist bei allen Vorderachsen bei Einfahrt in eine Krümmung der Fall;
2. wenn seine Lagerung im Rahmen derart beschaffen ist, daß er an der Erreichung seiner Gleichgewichtslage (der radialen Stellung) verhindert wird. In diesem Falle befinden sich die Mittelachsen, wenn sie im Hauptrahmen nicht lenkbar gelagert sind, was gewöhnlich nur bei Wagen üblich ist.
3. wenn der Spurkranzspielraum zu klein ist, um dem Radsatz die radiale Einstellung zu gestatten. Dies kommt bei Maschinen mit langem, festem Achsstand vor, bei welchen die letzte festgelagerte Achse innen anschneidet und die Stellung des Fahrzeugs geometrisch bestimmt.

2. Bei höheren Geschwindigkeiten, etwa über 70 km/Std., kommt es zur dynamischen Kurveneinstellung. Die Fliehkraft ist hierbei so groß, daß alle Achsen, bei denen es nach Art ihrer Lagerung im Rahmen möglich ist, außen anlaufen.

Die dynamische Einstellung erfordert demnach geringere Spurkranzspielräume als die statische. Somit ist letztere die ungünstigere und deshalb beim Entwurf zugrunde zu legen.

3. Ein Fahrzeug geht bei hohen Geschwindigkeiten und bei der Grenzgeschwindigkeit zwischen statischer und dynamischer Einstellung um so ruhiger, je mehr die statische und dynamische Kurveneinstellung miteinander übereinstimmen.

§ 47. 4. Anwendungsgebiet des Royschen Verfahrens.

Mit Hilfe des Royschen Verfahrens läßt sich entscheiden, ob ein Fahrzeug mit bestimmten, zunächst aus der Erfahrung und mit Rücksicht auf die angestrebte Lastverteilung (siehe hierüber § 56, S. 190) gewählten Achsständen durch eine Krümmung bei Vor- und Rückwärtsfahrt überhaupt hindurchfahren kann; es ergibt sich hierbei, ob es zur Vermeidung des Klemmens bei einzelnen Achsen genügt, die Spurkränze auf das kleinste zulässige Maß oder ganz abzdrehen, oder ob eine seitliche Verschiebbarkeit oder Verdrehbarkeit einzelner Achsen erforderlich ist, ob ein- oder zweiachsige Drehgestelle nur verdrehbar oder auch seitlich verschiebbar anzuordnen sind, weiter, wo ein Drehpunkt zu wählen und wie groß eine seitliche Verschiebbarkeit bzw. Verdrehbarkeit auszuführen ist. Auch kann, wenn dies erwünscht ist, der »Anschneidwinkel« bestimmt werden (vgl. hierzu § 51, S. 180).

Das Roysche Verfahren entscheidet also, ob ein Fahrzeug überhaupt durch eine Krümmung hindurchgeht, nicht aber kann genau ermittelt werden, welche Stellung das Fahrzeug in der Krümmung tatsächlich einnehmen wird. Um auch dies beurteilen zu können, muß die Wirkung sämtlicher auf das Fahrzeug ausgeübten Kräfte berücksichtigt und der »Reibungsmittelpunkt«, d. h. der für die gleitende Bewegung der Räder in Betracht kommende Drehpunkt des Fahrzeugs nach Überlacker ermittelt werden.

5. Beispiel.

Die statische Kurveneinstellung einer $\frac{3}{4}$ gek. Tenderlokomotive, deren Achsanordnung in Abb. 42 S. 174 gegeben ist, soll nach dem Roy-Verfahren aufgezeichnet werden.

Krümmungshalbmesser $R = 180$ m,

Achsstand $s = 2,300 + 1,300 + 1,500 = 5,100$ m,

Spurkranzspiel = $\sigma + e = 10 + 24 = 34$ mm,

Achse I: Bissel-Gestell (Deichsellänge 2000 mm, Verdrehbarkeit 2×60 mm),

» II: fest,

» III: seitlich verschiebbar (2×20 mm),

» IV: fest,

Spurkränze durchweg normal.

a) Vorwärts (mit dem Bissel-Gestell voraus) Abb. 43, S. 174: Achse II läuft außen an und führt die Lokomotive, Achse I wird nach der inneren Seite der Krümmung hin verdreht (und zwar um 50 mm, ist also noch um $60 - 50 = 10$ mm vom Anschlag entfernt), läuft außen an, drängt nach außen, da die aus dem Krümmungsmittelpunkt auf den Bissel-Arm gefällte Senkrechte hinter ihr einschneidet.

Die Lokomotive ist demnach mit langem Bissel-Arm versehen, um in Krümmungen ruhigen Lauf zu erzielen, wie dies auf S. 178 auseinandergesetzt ist.

Achse III läuft infolge ihres nach außen gerichteten statischen Seitenschubs nach außen, und zwar kann sie zum Anlaufen am äußeren Strang kommen, da die hierzu erforderliche seitliche Verschiebbarkeit nur 16 mm beträgt, während die mögliche Verschiebbarkeit mit 20 mm bemessen ist. Die Achse übt somit auf den Rahmen keinen seitlichen Druck aus und belastet den führenden Spurkranz der Achse II nicht.

Achse IV findet ausreichenden Raum zwischen den beiden Fahrkanten, um ihre Gleichgewichtslage, die radiale Stellung, zu erreichen. Sie bestimmt mit Achse II die Stellung des Fahrzeugs.

b) Rückwärts (mit der festen Achse IV voraus) Abb. 44: Achse IV schneidet außen an, Achse II läuft radial und bestimmt mit Achse IV die Stellung der Fahrzeuglängsachse. Achse III drängt infolge ihres nach außen gerichteten statischen Seitenschubs nach außen (erforderliche Verschiebbarkeit 18 mm, läuft also an der Schiene an). Die Achse I des Bissel-Gestells findet eben noch ausreichenden Spielraum, um die radiale Stellung zu erreichen, sie schneidet innen noch nicht an, was wegen des erhöhten Kurvenwiderstands ungünstig wäre.

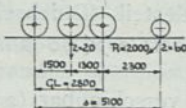


Abb. 42.

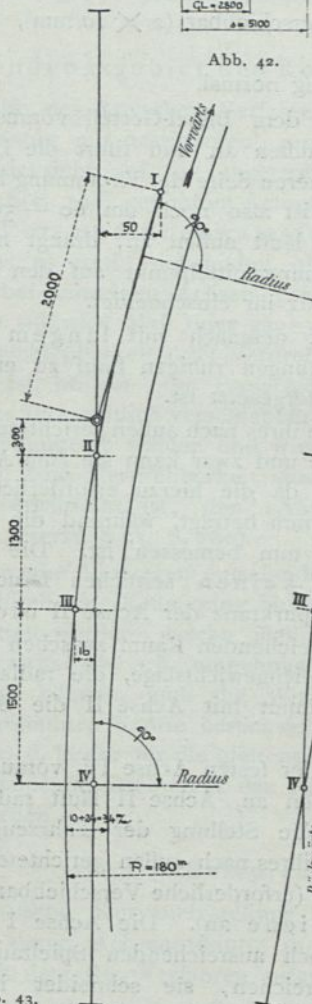


Abb. 43.

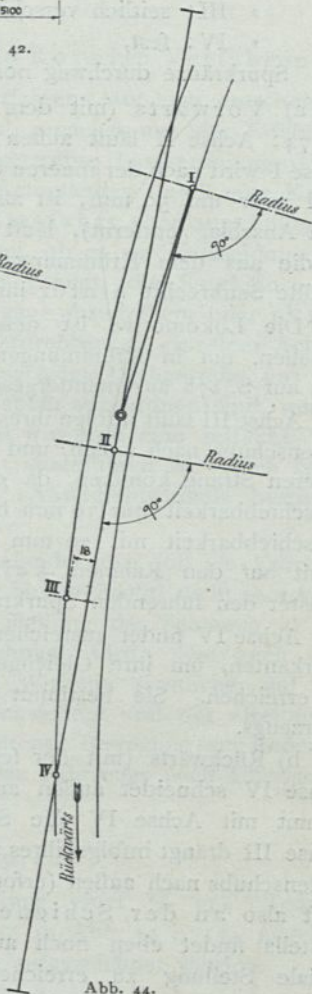


Abb. 44.

6. Zahlenangaben,

welche bei Auswahl der einzelnen Mittel zur Erzielung der Kurvenbeweglichkeit wissenswert sind.

I. Empfehlenswerte Maßstabziffern zur Aufzeichnung von Kurven-einstellungen. § 48.

		Maßstabziffer			
		$n = 8$	$n = 10$	$n = 12,5$	
Pfeilhöhe f	d. s. in diesem Falle	die Abstände der Spurkränze von den Fahrkanten . . .	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
		Sehnen s	die gegebenen bzw. angenommenen Achsstände . . .	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{20}$
Radien R		die Krümmungshalbmesser der Fahrkanten	$\frac{1}{128}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{312,5}$

Für $R = 300$ m empfiehlt sich $n = 12,5$; demnach Halbmesser des Stangenzirkels: $300 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12,5^2} = \frac{300 \text{ m}}{312,5} = 0,96 \text{ m}$.

Für $R = 250$ m empfiehlt sich $n = 12,5$; demnach Halbmesser des Stangenzirkels: $250 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12,5^2} = \frac{250 \text{ m}}{312,5} = 0,8 \text{ m}$.

Für $R = 180$ m empfiehlt sich $n = 10$; demnach Halbmesser des Stangenzirkels: $180 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{10^2} = \frac{180 \text{ m}}{200} = 0,9 \text{ m}$.

Für Krümmungen unter 180 m Halbmesser wähle man $n < 10$ derart, daß die erforderliche Stangenzirkellänge unter 1 m bleibt.

II. Zahlenangaben zu den einzelnen Kurvenbeweglichkeitskonstruktionen. § 49.

- Größte zulässige Verschwächung des Spurkränzes in der Regel höchstens 2×15 mm. Der Gesamtspielraum der Spurkränze ist alsdann $2 \times 15 + 10 = 40$ mm.
- Stärkste Abweichung des Laufkreismittels vom Schienenmittel bei Anwendung zylindrischer Radreifen. Der beim Royschen Verfahren die Achsmittle darstellende Punkt soll auf der Zeichnung

nicht mehr als höchstens 50 bis 60 mm von der äußeren Fahrkante entfernt sein. Die äußere Fahrkante ist deswegen für die genügende Auflagebreite des Radreifens auf dem Schienenkopf maßgebend, da das innere Rad wegen der nach innen erweiterten Spur der Gefahr ungenügender Auflagebreite in geringerem Maße ausgesetzt ist als das äußere. Normale europäische Verhältnisse sind hierbei vorausgesetzt: Regelspur 1435, zwischen den Radreifen 1360, Radreifenbreite 140, Schienenkopfbreite ca. 60 mm. Sind die zylindrischen Radreifen nach außen verbreitert, wie dies auf amerikanischen Bahnen vielfach üblich ist, so kann der oben gegebene Grenzwert entsprechend vergrößert werden. Die T. V. § 69, 1 schreiben eine Auflagebreite des Radreifens auf dem Schienenkopf von 45 mm unter den ungünstigsten Umständen vor: bei $R = 180$ m, bei $1435 + 35 = 1470$ mm Spurweite, bei größter zulässiger Spurradiusabnutzung der das Fahrzeug führenden Räder, welche sich in ungünstigster Stellung befinden sollen.

3. Stärkste zulässige Seitenverschieblichkeit einer parallel verschiebbaren Achse: mit Rücksicht auf die Durchbildung des Rahmens: 2×30 , höchstens 2×35 mm, für Lokomotiven maßgebend (vgl. hierzu Punkt 5).
4. Stärkster zulässiger Verdrehungswinkel einer nur verdrehbaren Lenkachse: $2 \times \frac{\alpha}{2} = 2 \times 2^0 = 4^0$.
5. Größte zulässige Seitenverschiebung einer seitenverschieblichen (als Mittelachse ausgebildeten) Lenkachse: bei Wagen 2×70 bis 2×80 mm.
6. Länge eines Bissel-Armes, bzw. ideelle Deichsellänge einer Adams- usw. Achse¹⁾.

a) Wenn die vorauslaufende Bissel-Achse radial stehen soll (vgl. Abb. 45), ist aus geometrischen Gründen

$$l = \frac{s^2 - s_i^2}{2s}, \text{ wobei } l \text{ die Länge des Bissel-Armes;}$$

$s = s_i + a$; a der Abstand der Bisselachse von der

¹⁾ Vgl. hierzu Z. 1888, S. 353.

ersten im Hauptrahmen festgelagerten Achse; s_1 die »Anschneidelänge« der ersten im Hauptrahmen festgelagerten Achse, d. h. der Abstand dieser Achse von einem ihr parallelen Radius. Wie die Formel zeigt, ist die Deichsellänge von dem Halbmesser der zu durchfahrenden Krümmung unabhängig.

- b) Wenn die Bissel-Achse über die radiale Stellung hinaus verdreht werden soll, so daß sie von dem äußeren Strang a b zulaufen sucht:

$$l = \frac{s^2 - s_1^2}{2s} \quad \text{— (ca. 250 bis 400 mm).}$$

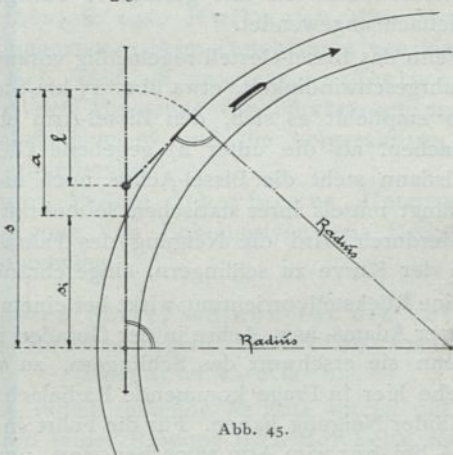


Abb. 45.

Diese letztere Bemessung des Bissel-Armes, d. h. die Verkürzung desselben, bezweckt, bei regelmäßig vorauslaufenden Bissel-Gestellen, die Fahrzeuglängsachse an ihrem vorderen Ende nach innen zu ziehen, und zwar durch die statische Seitenkraft der nach innen drängenden Bissel-Achse, welche unter Vermittelung einer anzubringenden Rückstellvorrichtung die Einfahrt in die Kurve »gewissermaßen vorbereitet« und die Durchfahrt durch die Kurve dadurch erheblich erleichtert, daß der Spurkranzdruck der ersten, im Hauptrahmen festgelagerten Achse, welche außen anläuft und das Fahrzeug führt, vermindert wird. Hierdurch kann der üble

Einfluß eines langen festen Achsstandes gemildert werden. Vorausgesetzt ist jedoch hierbei, daß der Achsdruck G der Bissel-Achse und damit ihr statischer Seitenschub $f \cdot G$ nicht ausreicht, um ein wirkliches, geometrisches Abziehen des führenden Spurrandes der ersten festen Achse (von der äußeren Schiene) zustande zu bringen, da sonst erfahrungsgemäß ein sehr unruhiger Gang des Fahrzeugs in der Kurve eintreten würde. Die genannte Verkürzung des Bissel-Armes gegenüber seiner theoretischen Länge wird bei Lokomotiven mit geringerer Fahrgeschwindigkeit vielfach angewendet.

- c) Wenn das Bissel-Gestell regelmäßig voraus mit größerer Fahrgeschwindigkeit, etwa über 45 km/Std., fahren soll, so empfiehlt es sich, den Bissel-Arm etwas länger zu machen, als die unter a) gegebene Gleichung ergibt. Alsdann steht die Bissel-Achse noch nicht radial und drängt mittels ihrer statischen Seitenkraft nach außen. Hierdurch wird die Neigung des Fahrzeugvorderteils, in der Kurve zu schlingern, eingeschränkt.
- d) Eine Rückstellvorrichtung wirkt bei einem Bissel-Gestell, einer Adams- usw. Achse in der Geraden immer günstig, denn sie erschwert das Schlingern, zu welchem sämtliche hier in Frage kommende Radialachsen mehr oder minder Neigung haben. Für die Fahrt in der Kurve ist sie bei kurzem Arm wünschenswert, um ein Abziehen der Achse von der äußeren Schiene zu verhindern, bei langem Arm dagegen kann sie eher entbehrt werden, da alsdann die Achse an sich die Tendenz hat, nach außen zu laufen. Bei den neueren Ausführungen der österreichischen Staatsbahn hat das Weglassen der Rückstellvorrichtung zu keinen Anständen geführt.

Die Rückstellvorrichtung soll womöglich durch die Spannung einer Feder wirken, prinzipiell weniger geeignet, jedoch konstruktiv einfacher und weniger leicht veränderlich, sind Pendelwiegen und geneigte Gleitflächen.

7. Größte Verdrehung einer Bissel- bzw. Adams-Achse. Maßgebend ist die kleinste zu durchfahrende

Krümmung (gewöhnlich $R = 180$ m). Die am Achsmittel gemessene größte Seitenverstellung überschreitet bei regelspurigen Lokomotiven kaum 2×80 mm.

8. Obere Grenze der Seitenverschieblichkeit amerikanischer Drehgestelle: 2×70 mm. Wenn irgend möglich, sollte dieses Maß jedoch nicht über 2×30 bis höchstens 2×40 mm getrieben werden.

c) Die beim Durchfahren von Krümmungen auftretenden Kräfte.

Grundlegend sind nachstehende Veröffentlichungen:

1. Organ 1880, S. 198, Hoffmann, Das Verhalten der Eisenbahnfahrzeuge beim Durchfahren von Kurven.
2. Z. d. V. d. I. 1888, S. 330, 353, v. Helmholtz, Die Ursachen der Abnutzung von Spurkränzen und Schienen in Bahnkrümmungen und die konstruktiven Mittel zu deren Verminderung.
3. Organ 1903, Beilage, Überlacker, Untersuchung über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen.

Die wichtigsten Sätze, welche für die beim Durchfahren von Krümmungen auftretenden Kräfte in Betracht kommen. § 50.

1. Jeder nicht radial stehende Radsatz drängt mit einem gewissen Anteil seiner Reibung nach der Seite, nach welcher er — sich selbst überlassen — von der Bahnkrümmung abweichen würde. Dieser Anteil ist abhängig von der Entfernung der Auflagepunkte der beiden Räder, also von der Spurweite bzw. der Spurerweiterung, von dem augenblicklichen Zustand der Kegelform der Radreifen, von der Lage des Reibungsmittelpunktes, somit im allgemeinen schwer genau angebbbar. Indes ist es für praktische Zwecke genügend genau, wenn man die volle Reibung $f \cdot G^t$ als »statische Seitenkraft« oder »statischen Seitenschub S « einsetzt. Seine Größe ist also angenähert gleich der Reibung des mit G^t die Schienen belastenden Radsatzes: $S^t = f \cdot G^t$. Seine Richtung ergibt sich bei Aufzeichnung der Kurven-einstellung nach dem Roy-Verfahren. Schneidet die vom

Krümmungsmittelpunkt auf die Fahrzeuglängsachse gefällte Senkrechte die genannte Mittellinie $\left\{ \begin{array}{l} \text{hint} \\ \text{vor} \end{array} \right\}$ der in Frage kommenden Achse, so drängt diese nach $\left\{ \begin{array}{l} \text{außen} \\ \text{innen} \end{array} \right\}$.

2. Sind in einem gemeinsamen Rahmen mehrere Achsen festgelagert, so überträgt jede nicht radial stehende Mittelachse ihren statischen Seitenschub nicht auf die Schiene (da sie infolge ihrer unverschieblichen Lagerung nicht zum Anlaufen kommen kann), sondern auf ihre Achskistenführungen, also auf den Rahmen und durch diesen auf die Spurkränze der zum Anlaufen kommenden (das Fahrzeug führenden) Räder.

Bei jedem mehr als zweiachsigen Fahrzeug wird somit bei fester Lagerung der Mittelachsen der Spurkranz der führenden Achse in wagrechtem Sinne zusätzlich belastet, also der Spurkranzdruck erhöht, die Gefahr des Auseinanderpressens der beiden Schienenstränge gesteigert.

Auf Grund der durch das Roy-Verfahren zeichnerisch darstellbaren geometrischen Beziehungen und der am besten rechnerisch zu verfolgenden Kräftewirkungen ergeben sich folgende

§ 51.

d) Gesichtspunkte für den Entwurf.

Alle Mittel sind aufzubieten

1. um den Anschneidewinkel möglichst klein zu machen,
2. um den Druck eines anlaufenden Spurkranzes auf den Schienenkopf möglichst zu verringern.

- I. Der Anschneidewinkel** ist derjenige Winkel, welchen eine Parallele zur Fahrzeugachse mit der im Anschneidepunkt gezogenen Tangente an die Bahnkrümmung bildet, oder kürzer derjenige Winkel, um welchen die geometrische Mittellinie der anschneidenden Achse von der radialen Richtung abweicht, vgl. Abb. 46, S. 181. Er ist bestimmt durch die aus Abb. 41, S. 168 ersichtliche Beziehung

$$\sin \alpha = \frac{s_f}{R}.$$

Bei einem bestimmten Krümmungshalbmesser wächst gemäß vorstehender Gleichung α direkt proportional mit der »Anschneidelänge s_f «, d. h. mit dem Abstand der anschneidenden Achse von einem ihr parallelen Radius.

Die Anschneidelänge ist also zur Erzielung eines kleinen Anschneidewinkels möglichst kurz zu machen. Dies kann geschehen:

1. durch möglichste Einschränkung des festen Achsstandes, am besten auf den Betrag 0 mm,
2. durch Anwendung von Konstruktionen, welche das hintere Fahrzeugende nach außen drängen.

Ein Eisenbahnfahrzeug wird beim Durchfahren einer Krümmung am vorderen Ende durch den äußeren Strang geführt und durch jede Art von Führung nach innen gelenkt, wie dies wünschenswert ist. Das hintere Fahrzeugende dagegen hat an sich die Tendenz, nach innen zu laufen, und zwar so lange, bis die Endachse ihre Gleichgewichtslage, die radiale Stellung, erreicht hat. Bei langachsständigen Fahrzeugen ist dies in engen Kurven nicht möglich, sie laufen vielmehr hinten innen an. Beide Vorgänge (Radiallaufen und Innenanschneiden) sind nicht geeignet, den Anschneidewinkel zu verkleinern. Die Fahrzeug-Mittellinie muß vielmehr möglichst als Sehne in den äußeren der beiden Roynkreise eingestellt werden.

Folgende Konstruktionen bezwecken das erwünschte Hinausdrängen des hinteren Fahrzeugendes:

1. Das amerikanische Drehgestell am hinteren Ende. Dieses hat als selbständiges Fahrzeug das Bestreben nach außen zu laufen.

Geeignete Achsanordnungen mit hinterem amerikanischen Drehgestell sind die oB2 und oC2-Anordnung, für Tenderlokomotiven in Frage kommend und in England und Frankreich verbreitet (vgl. Abb. 108, 112, 113). Dagegen

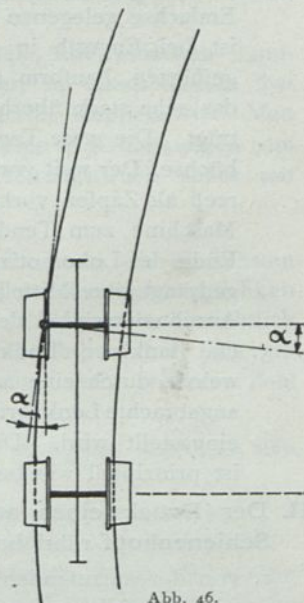


Abb. 46.

sehr vorsichtig zu untersuchen sind die für die Fahrt in der Geraden zwar sehr gut geeigneten, in engen Krümmungen dagegen, also besonders in Weichen ($R=180\text{ m}$; $f = \sigma + e = 10 + 20 = 30\text{ mm}$) bei sehr langem Achsstand zuweilen bedenklichen Anordnungen 2B2 und 2C2. Mißgriffe in dieser Beziehung können eine Lokomotive u. U. geradezu unbrauchbar machen.

2. Der nach dem Engerth-Prinzip angekuppelte Tender, dadurch gekennzeichnet, daß die Tendermittellinie sich um einen in der Längsachse der Lokomotive hinter deren Endachse gelegenen Punkt verdrehen kann. Der Tender ist bei Engerth in der ursprünglichen 1854 zuerst ausgeführten Bauform als Stütztender ausgebildet, welcher das sehr stark überhängende Hinterende der Lokomotive trägt. Die erste Tenderachse liegt hierbei vor der Feuerbüchse. Der weit vor dieser liegende Drehpunkt ist hierbei reell als Zapfen vorhanden, welcher die Zugkraft von der Maschine zum Tender zu übertragen hat¹⁾. Das hintere Ende der Lokomotive wird durch den Tender nach außen gedrängt, ihre Mittellinie also in die Sehne eingestellt, der Anschneidwinkel der führenden Achse verkleinert.
3. Die lenkbare Endkuppelachse, Bauart Klien-Lindner, welche durch eine an einem gewöhnlichen Schlepptender angebrachte Lenkvorrichtung überradial, nach außen laufend, eingestellt wird. Die Wirkungsweise dieser Anordnung ist prinzipiell wie beim Engerth-Tender.

II. Der Druck eines anlaufenden Spurkranzes auf den Schienenkopf rührt her

1. von der anlaufenden Achse selbst,
2. von allenfalls vorhandenen, im nämlichen Fahrzeugrahmen festgelagerten Achsen, welche die radiale Stellung nicht erreichen können.

Der letztgenannte zusätzliche Spurkranzdruck ist grundsätzlich möglichst zu vermeiden. Es sind deshalb tunlichst alle Achsen derart seitlich verschiebbar zu machen, daß sie ihren Seitenschub unmittelbar auf die Schienen übertragen können.

¹⁾ Vgl. Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre III, S. 309.

Bei der Triebachse muß dies allerdings aus baulichen Gründen (leider) regelmäßig unterbleiben.

Anmerkung. Es sei erwähnt, daß auch Lokomotiven mit seitlich verschiebbarer Triebachse mit gutem Erfolg in Betrieb stehen: Bosnisch-Herzegowinische Staatsbahn, 760 mm Spur, $T\frac{1}{4}$ mit Helmholtz-Triebwerk, Endkuppelachsen lenkbar, Mittelachsen beide seitlich verschiebbar (vgl. Z. 1906, S. 1180).

Zur Beseitigung des zusätzlichen Spurkranzdrucks empfiehlt sich die Anwendung folgender Konstruktionen:

1. die der führenden fest gelagerten Achse folgende seitlich frei verschiebbare Kuppelachse,
2. das Krauß-Helmholtz-Drehgestell mit zwischen Lauf- und Gestellkuppelachse liegender, im Hauptrahmen fest oder seitlich verschiebbar gelagerter Kuppelachse. Man kann alsdann die drei Vorderachsen in Krümmungen zum Außenanlaufen bringen, den Führungsdruck somit auf drei Spurkränze verteilen.

Wie aus vorstehender kurz gefaßter, nur die einfachsten § 52. Grundlagen erwähnenden Besprechung der Kurvenbeweglichkeit hervorgeht, erfordert der Entwurf einer Lokomotive hinsichtlich ihrer Achsanordnung, insbesondere hinsichtlich ihrer Kurvenbeweglichkeit die gleichzeitige Beachtung einer größeren Zahl von Gesichtspunkten.

Um keinen derselben außer acht zu lassen, lege man sich folgende Fragen vor:

1. Welche Achse bzw. welche Achsen laufen radial?
2. Welche Achsen laufen nicht radial?
Nach welcher Seite drängen sie? Nach außen oder innen? Dies kann, wie auf S. 179/180 erwähnt, aus der nach dem Roy-Verfahren gezeichneten Figur leicht erkannt werden.
3. Wie laufen die Spurkränze der einzelnen Achsen?
Schneiden sie (außen, innen) an? Unter welchem Winkel? oder laufen sie frei?
4. Welchen nach außen oder innen gerichteten Druck üben die Räder, deren Spurkränze anlaufen, auf die Schienen aus? und zwar

- a) von ihrer eigenen Achse aus?
 - b) von den sonstigen, im Hauptrahmen festgelagerten oder nicht genügend seitlich verschiebbar gelagerten Achsen aus?
 - c) Wird die unter a) genannte Kraft durch die unter b) genannte vermehrt oder vermindert?
5. Wie groß ist die »ideelle Achsbelastung« der anlaufenden Achse?

Hierbei ist unter »ideeller Achsbelastung« nach Z. 1888, S. 333 diejenige Belastung zu verstehen, »welche die Achse haben müßte, um den tatsächlich ausgeübten Spurkrandruck aus ihrer eigenen Reibung zu erzeugen«.

6. Wie groß ist das Produkt: »Ideelle Achsbelastung (G_i in Tonnen) \times tg des Anschneidewinkels (in $\%$)«

Die als zulässig erachtbare oberste Grenze dieses Produktes dürfte bei 16 t höchstem Achsdruck nach v. Helmholtz etwa bei 40 zu suchen sein.

Die Einführung der unter 5. und 6. genannten Größen bezweckt die Schaffung von Vergleichswerten, nach welchen die Sicherheit gegen Entgleisen, die Größe des Kurvenwiderstandes, der zu erwartende Grad der Abnutzung von Radreifen und Schienenköpfen, endlich die Gefahr des Auseinanderpressens der beiden Schienenstränge beurteilt werden kann.

§ 53. 4. Der feste Achsstand der Lokomotive.

Die Größe des festen Achsstandes s_f einer Lokomotive findet ihre obere Begrenzung in der Forderung, daß die engste vorkommende Krümmung ohne »Klemmen« durchfahren werden kann. Unter Klemmen ist hierbei ein Überschneiden der inneren Fahrkante zu verstehen. Bei der Darstellung nach Roy liegt in diesem Falle der das Achsmittel verkörpernde Punkt innerhalb des inneren der beiden im Abstand $f = \sigma + e$ gezogenen Kreise.

In den T. V. § 87 sind für Lokomotiven bestimmte größte feste Achsstände »empfohlen« (nicht vorgeschrieben). Die hier gegebenen Werte sind noch kleiner als die, welche sich aus der Beziehung ergeben (vgl. hierzu Abb. 47):

$$s = s_f = \sqrt{f(2R - f)} = s_f.$$

Dies ist angenähert der Ausdruck der geometrischen Bedingung, daß die Hinterachse eines vierräderigen steifachsigen Fahrzeugs nach dem Krümmungsmittelpunkt gerichtet ist. Es bedeutet hierbei

s_f^m den festen Achsstand des zweiachsigen Fahrzeugs (zusammenfallend mit seiner Anschneidelänge s_i),

R^m den Krümmungshalbmesser,

f^m den Gesamtspielraum zwischen Spurkranz und Schienenköpfen, sich zusammensetzend aus

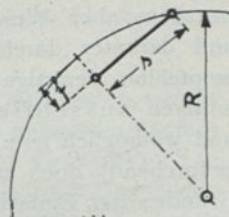


Abb. 47.

1. dem auch in der Geraden vorhandenen regelmäßigen Spurkranzspiel σ (> 10 , aber < 25 mm),

2. der gemäß T. V. § 2,2 in Krümmungen erforderlichen Spurerweiterung e ,

so daß $f^m = \sigma^m + e^m =$ größte mögliche seitliche Verschiebbarkeit eines fest gelagerten, radial stehenden Radsatzes = Abstand der beiden Fahrkanten in der Krümmung.

Beispiel. $R = 180$ m, $\sigma = 10$ mm, $e = 30$ mm.

$$f = \sigma + e = 10 + 30 = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m.}$$

$$s_f = \sqrt{f(2R - f)} = \sqrt{0,04(2 \cdot 180 - 0,04)} = 3,795 \text{ m.}$$

Im § 87 der T. V. wird jedoch für Lokomotiven bei $R = 180$ m nur 3,2 m als größter zulässiger fester Achsstand empfohlen.

Anmerkung. Es sei erwähnt, daß vereinzelt Bahnverwaltungen auf die Spurerweiterung in Krümmungen verzichten, z. B. die Cie. de P. L. M., welche in der Geraden und in Krümmungen mit einem Spurkranzspiel von 25 mm rechnet.

Im Interesse der Sicherheit gegen das Aufsteigen der Räder auf die Schienen und zur Verminderung der Abnutzung der Radreifen und Schienen in Krümmungen sollten die in den T. V. § 87 empfohlenen Werte der festen Achsstände eingehalten werden.

Dies ist jedoch, wie aus den Zahlentafeln 5 und 7 ersichtlich (vgl. die Spalten s_f) bei den Ausführungen nicht immer der

Fall, insbesondere nicht bei manchen langachsständigen Schnellzuglokomotiven mit führendem amerikanischen Drehgestell, welche feste Achsstände von 4,5 m und darüber aufweisen, trotzdem aber Weichenkrümmungen von 200 m Halbmesser und darunter durchfahren müssen. Es würde sich vielmehr empfehlen, derartige langachsständige und schnellfahrende Lokomotiven ausschließlich durch Drehgestelle zu führen und womöglich ganz ohne feste Mittelachsen, oder (der Not gehorchend) doch nur mit einer solchen, nämlich der aus Gründen der Einfachheit festzulagernden Triebachse (also ohne jeden festen Achsstand der Achsen ihres Hauptrahmens), auszubilden.

Auch Lokomotiven mit führenden festen Achsen, das sind hauptsächlich $\frac{3}{8}$ - und $\frac{4}{4}$ -Kuppler, weisen zuweilen unlieb große feste Achsstände auf. Bei ihnen empfiehlt es sich, der zweiten und nach Bedarf auch der vierten Kuppelachse eine derartige Seitenverschieblichkeit zu geben, daß sie in den schärfsten vorkommenden Krümmungen »außen anlaufen«, also sich durch den Spurkranz ihrer äußeren Räder selbst führen und die in der Richtung ihrer geometrischen Längsachse wirkenden Kräfte direkt durch den Spurkranz ihrer äußeren Räder an die Schiene abgeben, nicht aber sie indirekt (durch die Achskistenführungen hindurch auf den Hauptrahmen und durch diesen) auf die Spurkränze der die Lokomotive führenden Räder übertragen. Bei den $\frac{3}{8}$ -Kupplern ergibt sich dann überhaupt kein fester Achsstand, während er bei $\frac{4}{4}$ -Kupplern nur mehr von der ersten bis zur dritten Achse reicht, welche in beiden Fällen Triebachse sein muß.

Lokomotiven mit seitenverschieblichen, im Hauptrahmen festgelagerten Endachsen kommen für höhere Geschwindigkeiten kaum mehr zur Anwendung, wohl aber für geringere, etwa bis zu 50 km/Std. Besonders bemerkenswert ist in dieser Hinsicht der Gölsdorfsche $\frac{5}{6}$ -Kuppler mit seitlich verschiebbarer I., III. und V. Achse, vgl. Abb. 71, S. 203. Der feste Achsstand reicht hier von der II. zur IV. Achse, er führt die Maschine in der Geraden und beträgt bei den üblichen Abmessungen etwa 50% des Gesamtachsstandes, ein bei der großen, mit einfachsten Mitteln erreichten Kurvenbeweglichkeit beträchtlicher Wert.

Bei Lokomotiven mit vorderen Adams-Achsen, Bissel-Gestellen und verwandten Konstruktionen kann der üble Einfluß eines langen, festen Achsstandes durch geeignete Wahl der Deichsellänge gemildert werden, vgl. hierzu § 49, 6b, S. 177.

5. Der Achsstand von Drehgestellen.

§ 54.

Die Drehgestelle sind als Nebenfahrzeuge aufzufassen, welche mit dem Hauptrahmen mittels eines in diesem gelagerten Zapfens drehbar oder drehbar und seitlich verschiebbar verbunden sind. Diese Nebenfahrzeuge — je nach Umständen als Laufgestelle oder Dampfdrehgestelle ausgebildet — haben alle Bedingungen zu erfüllen, welche an Eisenbahnfahrzeuge überhaupt bezüglich ruhigen Laufs in der Geraden und bezüglich zwanglosen Durchfahrens von Kurven gestellt werden.

a) Zweiachsige amerikanische Drehgestelle.

Die Lage der Drehgestell-Endachse ist durch Feststellung des Gesamtachsstandes s bereits bestimmt. Das Drehgestellmittel und damit der Drehgestell-Achsstand ergeben sich aus der angestrebten Lastverteilung, d. h. aus dem Anteil des Lokomotivgewichtes, welchen das Drehgestell tragen soll. Der Achsstand zweiachsiger amerikanischer Gestelle schwankt bei neueren Ausführungen zwischen 1500 und 2700 mm. Über die Art der Übertragung des Lokomotivgewichtes auf das Drehgestell siehe § 66, S. 228. Der Drehzapfen wird meist in der Mitte des Drehgestells, also in seinem Achsstandmittel angeordnet; jedoch bringt eine Verschiebung des Zapfens gegen die Fahrzeugmitte hin (üblich um etwa 100 mm) eine Verminderung des Spurkranzdruckes der anlaufenden Drehgestellachse, somit eine Schonung seiner in erster Linie dem Verschleiß ausgesetzten Spurkränze mit sich.

Die Notwendigkeit einer seitlichen Verschiebbarkeit des Drehzapfens und die Größe derselben ergibt sich mittels des Roy-schen Verfahrens unter Zugrundelegung des engsten vorkommenden Krümmungshalbmessers, der auf freier Bahn gewöhnlich 250 m, 300 m, in Weichen und engsten Kurven auf Schuppengleisen meist 180 m beträgt. Die Seitenverschieblichkeit des Drehzapfens bringt gleichzeitig die Annehmlichkeit mit sich,

daß die Einfahrt in eine Krümmung durch den Übergangsbogen hindurch wegen der elastischen Lagerung des Gestelldrehpunktes mit geringerem Stoß erfolgt als bei fester Lagerung desselben.

b) Dreiachsige amerikanische Drehgestelle.

Dreiachsige Drehgestelle werden bei großem Lokomotivgewicht und beschränktem höchstem zulässigen Achsdruck in selteneren Fällen erforderlich, z. B. bei Tenderlokomotiven mit außergewöhnlich großen Vorratsräumen. Die Mittelachse derartiger Drehgestelle wird zweckmäßig mit freier Seitenverschiebung angeordnet, um in Krümmungen eine Vermehrung des Spurkranzdruckes der vorderen, außen anlaufenden Drehgestellachse zu vermeiden; vgl. hierzu Z. 1888, S. 332, Spalte I: dreiachsiges Fahrzeug.

c) Krauß-Helmholtz-Gestelle Bauarten 1888 und 1908.

Diese Gestelle bestehen aus einer verdrehbaren Laufachse, welche bei der Bauart 1888 in der Deichsel festgelagert ist, bei der Bauart 1908 dagegen eine geringe Verdrehbarkeit gegenüber der Drehgestelldeichsel aufweist, und einer benachbarten oder auch nicht benachbart liegenden im Hauptrahmen gelagerten, seitlich verschiebbaren Kuppelachse. Das Gestell erhält einen möglichst großen, aus den erwünschten Achsbelastungen zu bestimmenden Achsstand. Die erforderliche Seitenverschieblichkeit der Kuppelachse, die Lage des Gestelldrehpunktes, seine eventuelle Seitenverschieblichkeit usw. ergeben sich mittels der Roy-Verfahrens vgl. § 44, S. 168 u. f. Die Verschiebbarkeit der Kuppelachse betrage aus praktischen und konstruktiven Gründen höchstens 2×30 , allenfalls noch 2×35 mm; der Gestelldrehpunkt liege tunlichst gegen das Ende des Fahrzeugs hin, um eine große geführte Länge zu erhalten. Es ist jedoch hierbei zu beachten, daß der Seitendruck der führenden Laufachse um so größer wird, je näher der Gestelldrehpunkt gegen diese hingerückt wird. Am meisten empfiehlt es sich, den Drehpunkt in die Mitte zwischen die Laufachse und den Anlenkungspunkt an der Kuppelachse zu legen. Die Größe der Seitenverschieblichkeit der Kuppelachse sei derart, daß die Lauf- und Kuppelachse in

der engsten, auf freier Bahn mit größerer Geschwindigkeit zu befahrenden Kurve außen anlaufen; jedoch sei bei der stärksten erforderlichen Seitenverschiebung der Kuppelachse zwischen den in Frage kommenden Anschlagflächen noch ein wenig Spiel, damit ihr statischer Seitenschub auf das Gleise, nicht auf den Rahmen übertragen wird.

d) Dampfdrehgestelle.

- a) mit zwischen den Endachsen gelegentlichem Drehpunkt: Bauarten Fairlie, Meyer, du Bousquet u. a.,
- β) mit außerhalb des Drehgestell-Achsstandes angeordnetem Zapfen, Bauart Mallet-Rimrott, prinzipiell ein zwei- oder mehrachsiges Bissel-Gestell mit Triebachsen.

Die Dampfdrehgestelle neigen wegen ihrer verhältnismäßig geringen Masse zum »Drehen« d. h. zum Schwingen in wagrechter Ebene um die senkrechte Schwerpunktsachse, herrührend von den nicht ausgeglichenen Massendrücken der hin und hergehenden Triebwerksteile. Dem kann (bei der Zweizylinderanordnung) nur durch Vergrößerung der Masse des Drehgestells (z. B. durch aufgesetzte Wasserkasten und andere Mittel) und durch möglichst große Bemessung des Achsstandes vorgebeugt werden. Alsdann wird den von den Massendrücken erzeugten Drehmomenten durch die an einem großen Hebelarm wirkende Reibung der Räder auf den Schienen das Übergewicht gehalten.

6. Sonstige konstruktive Gesichtspunkte bei Gruppierung der Achsen innerhalb des Gesamtachsstandes. § 55.

1. Die Ausbildung des Rostes, ob er vorzugsweise in die Länge oder in die Breite entwickelt ist, die Anbringung eines genügend geräumigen Aschenkastens mit ausreichenden Luftklappen beeinflussen die Achsanordnung in hohem Grade, wohl fast in erster Linie. Für die Lage der dem Feuerkasten benachbarten Achsen ist die Rostform maßgebend (vgl. Abb. 1 bis 7, S. 125/126).

2. Bei Bestimmung der Lage der als Triebachse wirkenden Achse achte man auf genügende Triebstangenlänge, auf eine günstige Lage der Zylinder (möglichst in der Nähe des Schwerpunktes der Lokomotive), auf die Möglichkeit einer soliden Befestigung des Gleitbahnträgers.

3. Die Möglichkeit der Anbringung von Bremsklötzen und Bremsgestängen bestimmt in vielen Fällen die geringste Entfernung zweier benachbarter Achsen.

4. Die Naben und Radreifen der Räder unter oder nächst dem Feuerkasten sollen die in den Feuerbüchsecken über dem Bodenring befindlichen Auswaschlöcher des Kessels nicht verdecken.

5. Die Anbringung einer der Betriebsart der Lokomotive angepaßten Federanordnung beeinflusst gleichfalls die Gruppierung der Achsen innerhalb des durch die Baulänge des Rahmens bestimmten Gesamtachsstandes. (Vgl. hierzu § 70, S. 237.)

Damit sind die wesentlichsten, bei Wahl der Achsanordnung in Frage kommenden Gesichtspunkte besprochen. Bei ihrer endgültigen Festlegung in einem bestimmten Falle prüfe man die zu wählende Achsanordnung an Hand der im 5. Abschnitt, S. 193 u. f. gegebenen Zusammenstellung, welche eine Übersicht über die am meisten gebrauchten Achsanordnungen gibt.

III. Die Wahl der Achsdrücke.

Das Kupplungsverhältnis der Lokomotive ist nach § 9, S. 20 bereits bestimmt, die gekuppelten und die Laufachsen sind innerhalb des erforderlichen Gesamtachsstandes s gruppiert; es erübrigt noch, die einzelnen Achsdrücke, welche für die gewählte Achsanordnung geeignet erscheinen, anzunehmen.

Nach Fertigstellung des Gesamtentwurfs der Lokomotive ist nach den im 8. Abschnitt S. 249 u. f. gegebenen Anhaltspunkten das Leer- und Dienstgewicht zu berechnen und zu prüfen, ob die angestrebten Achsdrücke in der Tat verwirklicht werden. Erforderlichenfalls sind bestimmte, in § 85, S. 258 näher bezeichnete konstruktive Änderungen vorzunehmen, um die angestrebten Achsdrücke zu erzielen.

§ 56. Maßgebende Gesichtspunkte bei Wahl der Achsdrücke.

1. Die Achsdrücke sind, wie auf S. 5 bemerkt, bei stillstehendem Fahrzeug gemessen (T. V. § 6).
2. Der höchste zulässige Achsdruck ist in den Angaben zum Entwerfen einer Lokomotive stets vorgeschrieben (vgl. S. 5).

Derselbe beträgt auf den Hauptbahnen des V. D. E. V. gemäß T. V. § 6, 2 zurzeit höchstensfalls $16 t = 2 \times 8 t$.

3. Vorausfahrende Achsen sind geringer zu belasten als die folgenden [T. V. § 90, 2].

Anmerkung 1. Personenzug-Tenderlokomotiven, welche mit größerer Geschwindigkeit vor- und rückwärts verkehren sollen, erhalten zweckmäßig an beiden Enden geringer belastete Laufachsen. Anordnungen, wie $\frac{2}{3}$ 1 B 0, $\frac{3}{4}$ 2 B 0, $\frac{3}{4}$ 1 C 0 oder $\frac{3}{5}$ 2 C 0 sind deshalb in diesem besonderen Fall weniger zu empfehlen.

Anmerkung 2. Die Vorschrift, daß die Vorderachse einen bestimmten Teil des Lokomotivgewichts trage, ist — wie auf S. 21 bereits bemerkt — seit Ende 1900 nicht mehr bindend.

4. Gekuppelte Achsen sind möglichst gleichmäßig zu belasten [T. V. § 90, 1]. Es empfiehlt sich also die Einschaltung von Ausgleichhebeln zwischen die Federn der Kuppelachsen. Dann ist eine gleichmäßige Zugkraftübertragung, gleichmäßige Abnutzung der Radreifen und Erhaltung gleicher Durchmesser der Laufkreise zu erwarten, allerdings unter der Voraussetzung, daß das Material sämtlicher Radreifen von der gleichen Beschaffenheit ist.

Bei Lokomotiven »mit voller Adhäsion«, d. h. bei Lokomotiven ohne Laufachsen, widersprechen sich die Punkte 3 und 4. Man kann in diesem Falle der führenden Kuppelachse $\frac{1}{2}$ bis $1 t$ weniger Achsdruck geben als der folgenden; vielfach ist dies wegen der starken Belastung der ersten Achse durch die (überhängenden) Zylinder nicht möglich.

5. Adams-Achsen sollen, wie auf S. 21 bemerkt, nur mäßig belastet werden, gleichviel ob sie sich am vorderen oder hinteren Ende der Lokomotive befinden.

Als Hinterachse der 2 B 1 (Atlantik-), 1 C 1 (Prärie-) oder 1 C 2 (Pazifik-Anordnung) empfiehlt sich an Stelle der vielfach ausgeführten Adams- usw. Achse die Anwendung einer freien Lenkachse (welche sich als Endachse sehr ruhig einstellt), sofern die geforderte Kurvenbeweglichkeit dies zuläßt. Der Lenkachse ist aus dem weiteren Grunde der Vorzug zu geben, da sie gegenüber der Adams- usw. Achse die

Führungslänge vergrößert, den wagerechten Überhang verkleinert.

Damit sind die Gesichtspunkte für die Festlegung der Achsanordnung und der Achsdrücke gegeben.

Der weitere Entwurf der Lokomotive befaßt sich zweckmäßig mit der Durchbildung des Hauptrahmens und allenfallsiger Drehgestelle, vgl. den 6. Abschnitt, S. 227 u. f.

Der nächste (fünfte) Abschnitt gibt die zu Vergleichszwecken wichtige Zusammenstellung der bei regelspurigen Lokomotiven am meisten gebrauchten Achsanordnungen.

Fünfter Abschnitt.

Übersicht über die vorwiegend gebrauchten Achsanordnungen von Lokomotiven mit Schlepptender und von Tenderlokomotiven.

1. Die nachstehend gegebenen Typenskizzen sollen erkennen lassen:

§ 57.

1. Die Art der Verteilung der schwersten gefederten Lokomotivteile (Kessel mit Rauchkammer, Feuerbüchse, Zylinder, ev. auch von Wasser-, Kohlenkasten usw.) auf der Radbasis.

2. Die Durchbildung der einzelnen Lokomotivbauarten hinsichtlich ihres Fahrzeugs:

ihre Führung in der Geraden, gekennzeichnet durch die geführte Länge GL ,
ihre Kurvenbeweglichkeit, welche durch die im § 42 S. 164 zusammengestellten, sehr mannigfachen Mittel erreicht werden kann.

Die hierauf bezüglichen Zeichen sind:

- ⊙ schwächer gedrehter Spurkanz
- ⊙ spurkranzloser Radreifen
- ⊙ parallel verschiebbare Achse
- ⊙ Lenkachse, nur verdrehbar
- ⊙ » verdrehbar und seitlich verschiebbar
- ⊙ um einen außerhalb ihres geometrischen Mittelpunktes gelegenen Punkt verdrehbare Achse.

Die Verschiebbarkeit, bzw. Verdrehbarkeit von Achsgruppen (Drehstellen) ist ebenso gekennzeichnet.

Die beigesetzten Zahlen lassen die Größe der seitlichen Verschiebbarkeit bzw. Verdrehbarkeit erkennen.

3. Die Anordnung des Triebwerkes.
2. Die gegebene Zusammenstellung macht durchaus keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sie gibt nur die heute am meisten gebrauchten Achsanordnungen, und zwar nicht nur die heute noch gebauten, sondern auch solche, die im Laufe der Zeit als weniger zweckmäßig erkannt wurden. Viele der letztgenannten Bauarten sind allerdings umgebaut worden.
3. Die Zusammenstellung der Typenskizzen umfaßt:
 - I. Lokomotiven mit Schlepptender.
 - II. Tenderlokomotiven.

Beide sind zwecks besserer Übersicht gegliedert in Lokomotiven mit 1. direkter, 2. teilweise indirekter, 3. vollkommen in direkter Führung, wie dies im § 37 S. 157/158 besprochen ist. Innerhalb dieser Unterabteilungen sind die einzelnen Bauarten nach der Zahl der gekuppelten Achsen geordnet.

I. Lokomotiven mit Schlepptender.

§ 58.

1. Mit direkter Führung.

A. Einkuppler.

Steifachsige Einkuppler ($\frac{1}{3}$ 1A1) mit unterstützter BÜchse, von Stephenson herrührend, oder mit überhängendem »long boiler«, im Jahre 1841 gleichfalls von Stephenson geschaffen, ebenso Crampton-Maschinen ($\frac{1}{3}$ 2A0), erstmals erbaut im Jahre 1846, seit 1850 mit Blindwelle und Innenzylindern, kommen als Schlepptenderlokomotiven heute kaum mehr in Betracht.

B. Zweikuppler.

1. Ohne Laufachsen.

$\frac{2}{2}$ 0B0 (vgl. Abb. 48), zuerst von Bury vertreten (seit 1830), später von Krauß (seit 1866), eine für weniger dichten Personenverkehr und leichteren Güterzugdienst unter besonderen Umständen immer noch vorteilhafte Bauart.

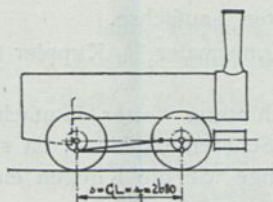


Abb. 48.

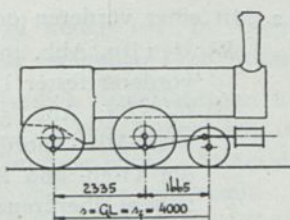


Abb. 49.

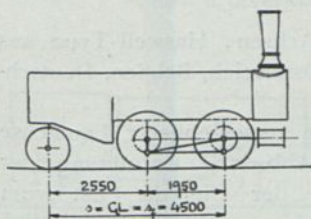


Abb. 50.

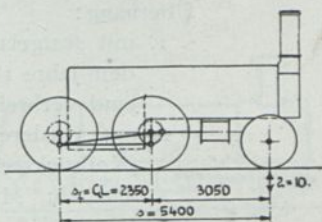


Abb. 51.

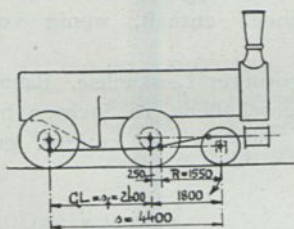


Abb. 52.

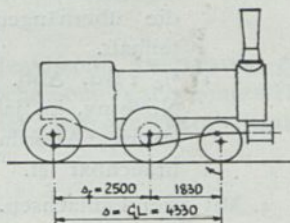


Abb. 53.

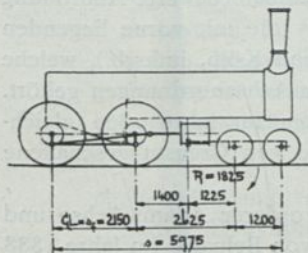


Abb. 54.

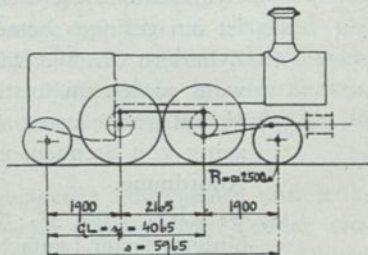


Abb. 55.

2. Mit einer vorderen oder hinteren Laufachse.

- α) $\frac{2}{3}$ 1 B 0, Abb. 49 (S. 195), normaler $\frac{2}{3}$ Kuppler mit vorderer fester Laufachse
- β) $\frac{2}{3}$ 0 B 1, Abb. 50, mit hinterer fester Laufachse, sog. »Mixt-Anordnung«, »Scherenmaschine«, da sich die Trieb- und Kuppelstange wie die Klingen einer Schere überkreuzen.
- γ) $\frac{2}{3}$ 1 B 0 mit gegen die Maschinenmitte hin gelegten Zylindern und hinterer Triebachse, ohne jeden Überhang:
1. mit festgelagerten Achsen, Haswell-Type aus dem Jahre 1857, in Österreich, Belgien, Deutschland verbreitet,
 2. mit vorderer seitlich verschiebbarer Laufachse (Keilrückstellung), Abb. 51, Anordnung der Cie du Midi und der Cie de l'Est vom Jahre 1878.
- δ) $\frac{2}{3}$ 1 B 0, Abb. 52, mit vorderem Bissel-Gestell, wegen des großen wagerechten Überhangs, der noch dazu die überhängenden Zylinder enthält, wenig vorteilhaft.
- ε) $\frac{2}{3}$ 1 B 0, Abb. 53, mit vorderer Lenkachse, Bauart Novotny, im Jahre 1870 geschaffene, in Sachsen bewährte Anordnung, die bis zu 80 km/Std. gut brauchbar ist.

3. Mit zwei Laufachsen.

- α) $\frac{2}{4}$ 2 B 0, Abb. 54, mit vorderem zweiachsigen Bissel-Gestell und gegen die Maschinenmitte hin gelegenen Zylindern. Diese wenig empfehlenswerte Anordnung ist um geringes besser als die mit vorne liegenden Zylindern (Preuß. Staatsbahn Köln, linksrh.), welche wohl zu den ungünstigsten Achsanordnungen gehört.
- β) $\frac{2}{4}$ 1 B 1 mit festen Achsen, im Jahre 1860 gleichzeitig von Stephenson und von Creusot geschaffene Anordnung.
- γ) $\frac{2}{4}$ 1 B 1, Abb. 55, mit vorderer Adams-Achse und hinterer fester Laufachse, von Belpaire im Jahre 1888 geschaffene Anordnung, welche in Belgien, Deutsch-

land, England u. a. O. zu finden ist. In Amerika ist sie unter dem Namen Columbia-Type bekannt.

- d) $\frac{2}{4}$ 1 B 1, Abb. 56, mit seitlich verschiebbaren Endachsen (Keilrückstellung), »Orléans-Type«, seit 1873 in Frankreich vielfach in Anwendung, heute allerdings teilweise in 2 B 0 und 2 B 1 umgebaut. Ihr Gang bei höheren Geschwindigkeiten war unruhig, was bei der geringen geführten Länge $GL : s = 0,37$, selbst 0,34 erklärlich ist.

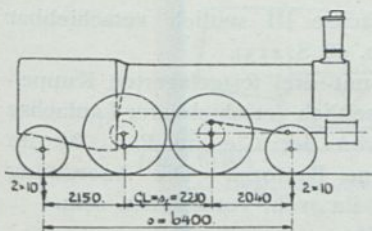


Abb. 56.

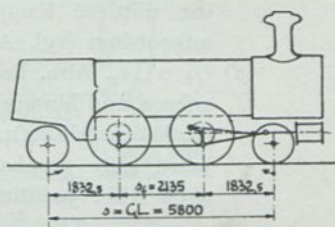


Abb. 57.

- ε) $\frac{2}{4}$ 1 B 1, Abb. 57, mit lenkbaren, zwangläufig gekuppelten Laufachsen, welche vom Tender eingestellt werden, »Klose-Anordnung«, auf der Württ. Staatsbahn u. a. O. wohlbewährt.

C. Dreikuppler.

1. Ohne Laufachsen.

- α) $\frac{3}{3}$ 0 C 0, Abb. 58 (S. 198), steifachsrig, mit kurzem Achsstand, im Gegensatz zu den in England üblichen langachsstandigen $\frac{3}{3}$ Kupplern. Die Feuerbüchse ist unterstützt, während sie bei der älteren, 1846 geschaffenen Bauform überhängt (vgl. Abb. 26 S. 146).
- β) $\frac{3}{3}$ 0 C 0 mit fest gelagerter Mittelachse und lenkbaren Endkuppelachsen, welche vom Tender eingestellt werden, »Klose-Anordnung« der Württ. Staatsbahn (vgl. Org. 1896, S. 112, Taf. XVII).

2. Mit einer vorderen oder hinteren Laufachse.

- α) $\frac{3}{4}$ 1 C 0, Abb. 59, mit drei festgelagerten Kuppelachsen und vorderer Adams-Achse, mit leistungsfähigem Kessel, dabei relativ leicht, in Österreich auch für höhere Geschwindigkeiten angewendet.

Steigen die Anforderungen an Kurvenbeweglichkeit, so wird zweckmäßig der Gesamtachsstand erheblich vermindert, etwa auf 5,5 m, als Triebachse die Endkuppelachse ausgebildet und zur Verminderung des Spurkranzdruckes der führenden Achse II die mittlere Kuppelachse III seitlich verschiebbar angeordnet (vgl. Abb. 98 S. 213).

- β) $\frac{3}{4}$ 0 C 1, Abb. 60, mit drei festgelagerten Kuppelachsen und hinterer seitlich verschiebbarer Laufachse (Keilrückstellung); von der Cie de P. L. M. im Jahre 1881 geschaffene Bauform. Die Anordnung nach Abb. 59 dürfte ihr wohl vorzuziehen sein.

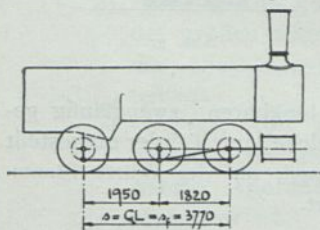


Abb. 58.

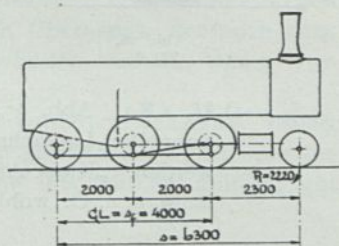


Abb. 59.

3. Mit vorderer und hinterer Laufachse.

$\frac{3}{5}$ 1 C 1, Abb. 61, mit drei fest gelagerten Kuppelachsen und verdrehbaren Endachsen, »Prairie-Type«; ursprünglich nur bei Tenderlokomotiven angewendet in Europa seit 1905 auch auf die Schlepptendermaschine übertragen; ermöglicht die bequeme Verwirklichung großer Heiz- und sehr großer Rostflächen, ist relativ leichter als die 2 C 0-Type und bis zu 80 km/Std. gut brauchbar. Für höhere Geschwindigkeitsanforderungen dürfte sich die Vereinigung der beiden ersten Achsen in einem Krauß-Helmholtz-Drehgestell empfehlen.

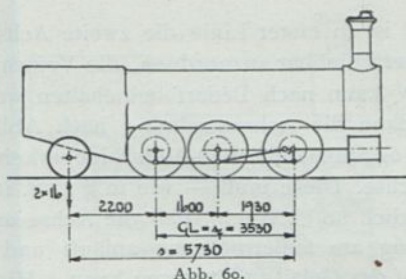


Abb. 60.

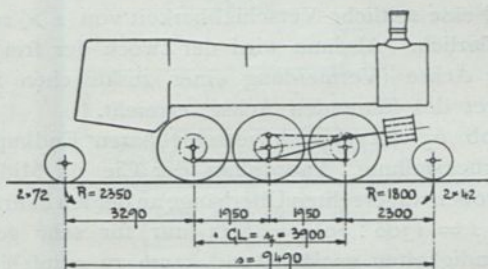


Abb. 61.

D. Vierkuppler.

- i. $\frac{4}{4}$ oDo, Abb. 62 (S. 200), mit festgelagerten Achsen, allenfalls mit Verschwächung oder Weglassung mittlerer Spurkränze, ergibt sehr großen Spurkranzdruck, ist deshalb zu verwerfen. An Stelle dieser Anordnung empfiehlt sich die nach Abb. 64, jedoch mit ausreichender seitlicher Verschiebbarkeit der Achse II.

Abb. 63 mit seitlich verschiebbarer Endkuppelachse, alte von Haswell im Jahre 1855 in der Absicht geschaffene Anordnung, den festen Achsstand, welcher früher für die Kurvenbeweglichkeit eines Fahrzeuges als allein maßgebend betrachtet wurde, zu verkleinern. Nachteilig ist der große wagerechte Überhang am hinteren Ende der Lokomotive. Die Stellung der Maschine in der Kurve wird durch die seitliche Verschiebbarkeit der Endachse nicht beeinflusst; die Endachse steht ungefähr radial (bei stärkerer Belastung der Vorderachsen ist dies bei der Achse III der Fall), der Spurkranzdruck der Achse I ist ebenso groß wie bei fester Lagerung der Endachse. Um ihn zu

mindern, ist in erster Linie die zweite Achse ausreichend seitlich verschiebbar anzuordnen, die Verschiebbarkeit der Achse IV kann nach Bedarf beibehalten werden; es entsteht alldann die Achsanordnung nach Abb. 103, S. 215.

Abb. 64 mit seitlicher Verschiebbarkeit der zweiten Kuppelachse. Diese muß — wie in § 43 S. 165 bemerkt — grundsätzlich so groß sein, daß die Achse auch in engster Krümmung am äußern Strang anläuft und ihren Seitenschub auf das Geleise übertragen kann. Hierzu ist in der Regel eine seitliche Verschiebbarkeit von $2 \times 20 \div 25$ mm erforderlich. Alsdann wird der Zweck der frei verschiebbaren Achse (Vermeidung eines zusätzlichen Spurkranzdruckes der führenden Achse) erreicht.

Abb. 65 mit seitlich verschiebbaren Endkuppelachsen (Keilrückstellung, Anordnung der Cie du Midi¹⁾ wegen der großen wagerechten Überhänge an beiden Fahrzeugenden $GL : s = 1300 : 3900 = 0,33$ nur für sehr geringe Geschwindigkeiten geeignet und kaum zu empfehlen.

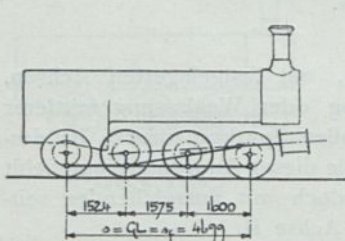


Abb. 62.

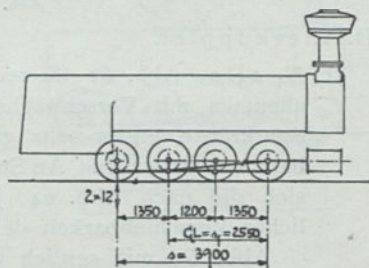


Abb. 63.

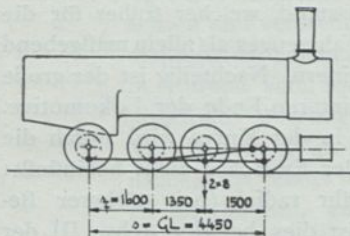


Abb. 64.

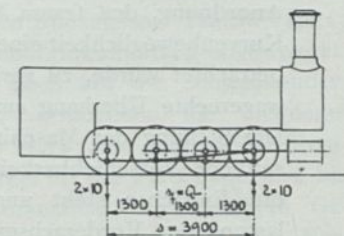


Abb. 65.

¹⁾ Schaltenbrand, S. 26, Taf. VI.

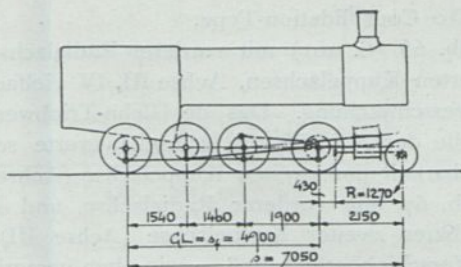


Abb. 66.

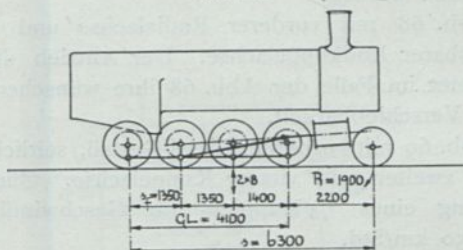


Abb. 67.

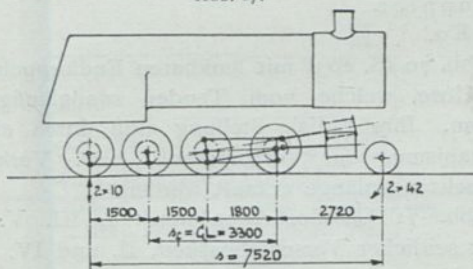


Abb. 68.

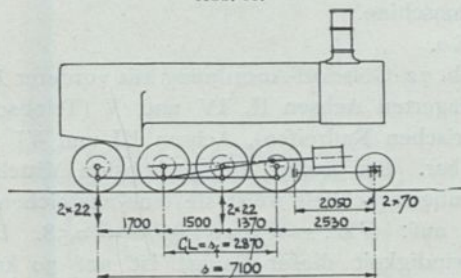


Abb. 69.

2. $\frac{4}{5}$ I D o Consolidation-Type.

Abb. 66 (S. 201) mit vorderer Radialachse und festgelagerten Kuppelachsen, Achse III, IV vielfach mit Spurrkranzverschwächung. Das de Glehn-Triebwerk verbietet im Falle der Abb. 66 die wünschenswerte seitliche Verschiebbarkeit der zweiten Kuppelachse (Achse III).

Abb. 67 mit vorderer Radialachse und seitlich verschiebbarer zweiter Kuppelachse (Achse III). Die seitliche Verschiebbarkeit muß — wie oben bemerkt — größer bemessen werden.

Abb. 68 mit vorderer Radialachse und seitlich verschiebbarer Endkuppelachse. Der Antrieb der Achse III verbietet im Falle der Abb. 68 ihre wünschenswerte seitliche Verschiebbarkeit.

Abb. 69 mit vorderem Bissel-Gestell, seitlich verschiebbarer zweiter und vierter Kuppelachse. Günstigste Anordnung eines $\frac{4}{5}$ Kupplers für Geschwindigkeiten bis etwa 50 km/Std.

E. Fünfkuppler.

1. $\frac{5}{5}$ o E o.

Abb. 70 (S. 203) mit lenkbaren Endkuppelachsen, Bauart Klose, welche vom Tender zwangsläufig eingestellt werden. Ihre radiale Stellung muß durch einen Klose-Mechanismus zur Verlängerung, bzw. Verkürzung der Kuppelstangenlänge erkauft werden.

Abb. 71 Gölsdorf-Anordnung: I. III. V. Achse mit freier seitlicher Verschiebbarkeit, II. und IV. Achse fest. Einfachste, wohl bewährte Anordnung einer $\frac{5}{5}$ gekuppelten Gütermaschine.

2. $\frac{5}{6}$ I E o.

Abb. 72 Gölsdorf-Anordnung mit vorderer Radialachse, festgelagerten Achsen II, IV und V (Triebachse IV mit zylindrischen Radreifen), Achsen III und VI seitlich verschiebbar. Bei großer, mit einfachsten Mitteln erreichter Kurvenbeweglichkeit weist sie eine ausreichende geführte Länge auf: $GL : s = 5010 : 8670 = 0,58$. Die Höchstgeschwindigkeit dieser Bauart ist auf 70 km/Std. festgesetzt.

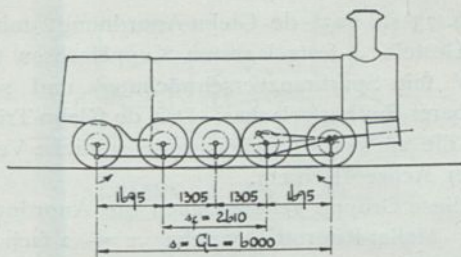


Abb. 70.

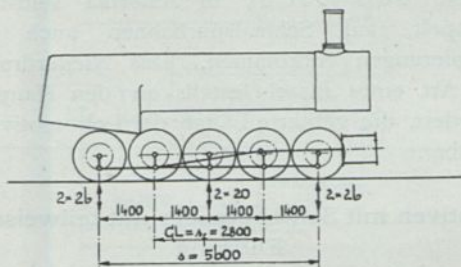


Abb. 71.

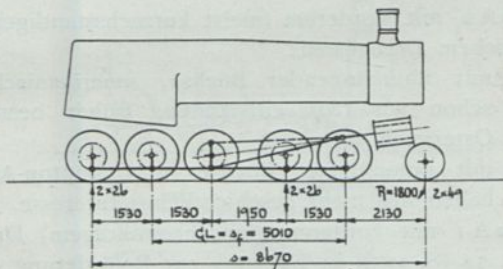


Abb. 72.

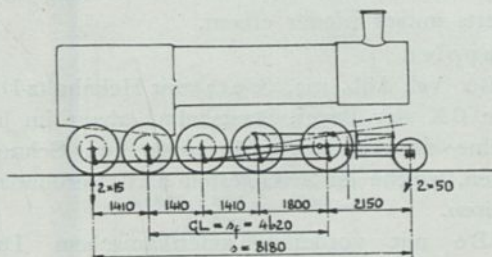


Abb. 73.

Abb. 73 (S. 203) de Glehn-Anordnung: mit vorderem Bissel-Gestell, 4 festgelagerten Kuppelachsen (Achsen III und IV mit Spurkranzverschwächung) und seitlich verschiebbarer-Endkuppelachse. Das de Glehn-Triebwerk gestattet die an sich wünschenswerte seitliche Verschiebbarkeit der Achse III nicht.

In diese Gruppe gehören auch die Anordnungen nach Bauart Mallet-Rimrott, welche $2 + 2$ fach gekuppelt ($\circ B \circ + \circ B \circ$ oder $1 B \circ + \circ B \circ$) oder $3 + 3$ fach gekuppelt ($\circ C \circ + \circ C \circ$), in Amerika selbst $4 + 4$ fach gekuppelt, auf Schmalspurbahnen auch in anderen Gruppierungen vorkommen. Das Niederdruckgestell ist nach Art eines Bissel-Gestells an den Hauptrahmen angegliedert, die geführte Länge der Lokomotive ist schwer angebbar.

§ 59. 2. Lokomotiven mit Schlepptender mit teilweise indirekter Führung.

A. Einkuppler.

1. $\frac{1}{3}$ 2 A 0 mit vorderem (meist kurzachsständigem) amerikanischem Drehgestell:
 - α) mit überhängender Büchse, amerikanische Type, schon vor 1840 entstanden, früher besonders in Osterreich verbreitet
 - β) mit unterstützter Büchse in Crampton-Anordnung haben nur mehr geschichtliches Interesse.
2. $\frac{1}{4}$ 2 A 1 mit vorderem (langachsständigem) Drehgestell, Abb. 74 (S. 205), in England zur Beförderung leichterer Schnellzüge sehr beliebt und bis Anfang dieses Jahrhunderts immer wieder erbaut.

B. Zweikuppler.

1. $\frac{2}{3}$ 1 B 0 (vgl. Abb. 107, S. 217) mit Helmholtz-Drehgestell, Klasse BX der Bayer. Staatsbahn erbaut im Jahre 1889 als eine der ersten Ausführungen von Schnellzuglokomotiven, welche ein Drehgestell und Verbundanordnung aufweisen.
2. $\frac{2}{4}$ 2 B 0 mit vorderem amerikanischem Drehgestell, »American-Type«, schon 1837 geschaffen:

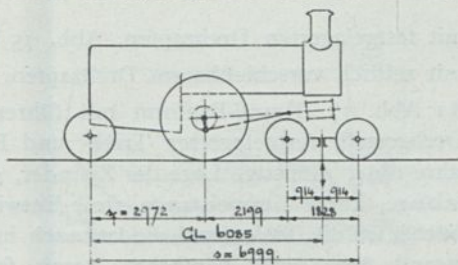


Abb. 74.

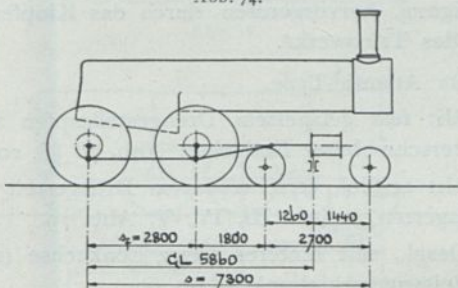


Abb. 75.

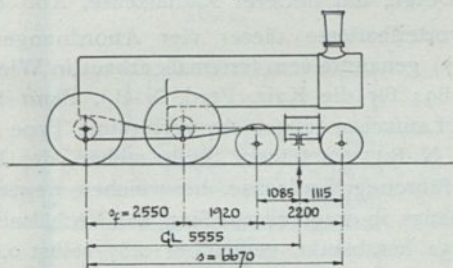


Abb. 76.

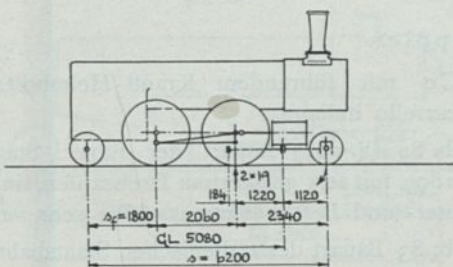


Abb. 77.

α) mit festgelagerten Drehzapfen, Abb. 75 (S. 205),⁴

β) mit seitlich verschiebbarem Drehzapfen, Abb. 76.

3. $\frac{2}{4}$ 1 B 1 Abb. 77, Krauß-Bauform mit führendem Helmholtz-Drehgestell, festgelagerter Trieb- und Endlaufachse vom Jahre 1891. Günstige Lage der Zylinder, große Triebstangenlänge, kurze Kuppelstange, freie Entwicklung der Feuerbüchse in die Tiefe (nach Bedarf auch in die Breite), Führerstand über einer Laufachse, somit frei von der Belästigung, hervorgerufen durch das Klopfen der Achslager des Triebwerks.

4. $\frac{2}{5}$ 2 B 1 Atlantic-Type.

α) Mit fest gelagertem Drehgestellzapfen und seitlich verschiebbarer Endachse, Abb. 78 (S. 207).

β) Mit seitlich verschiebbarem Drehgestell und festgelagerten Achsen III, IV, V, Abb. 79.

γ) Desgl., mit hinterer freier Lenkachse (mit geringer Seitenverschiebung), Abb. 80.

δ) Desgl., mit hinterer Radialachse, Abb. 81.

Die vorteilhafteste dieser vier Anordnungen dürfte die unter γ) genannte sein (erstmalig erbaut in Wiener Neustadt i. J. 1894 für die Kais. Ferd. N.-B.), dann folgt die mit fester Laufachse (allgemein verbreitete Type der französischen N.-B.), an letzter Stelle stehen die Bauarten mit nicht führender Endachse, bei welchen wegen des großen Überhangs in wagrechtem Sinn das Verhältnis $GL : s$ bis auf 0,52 herabsinkt, gegenüber 0,87 selbst 0,90 der unter β) und γ) genannten Anordnungen.

C. Dreikuppler.

1. $\frac{3}{4}$ 1 C 0 mit führendem Krauß-Helmholtz-Drehgestell bzw. *carrello italiano*.

Abb. 82 (S. 208) Bauart der Bayer. Staatsbahn vom Jahre 1899 mit fest gelagertem Drehzapfen, in Deutschland als Güter- und Personenzugmaschine sehr verbreitet.

Abb. 83 Bauart der Italienischen Staatsbahn, neuerdings von den Schweizer Bundesbahnen übernommen.

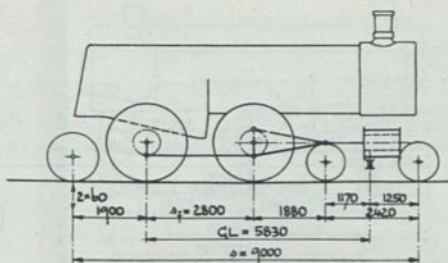


Abb. 78.

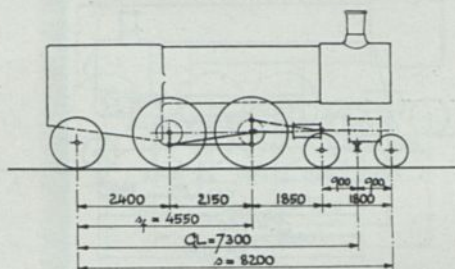


Abb. 79.

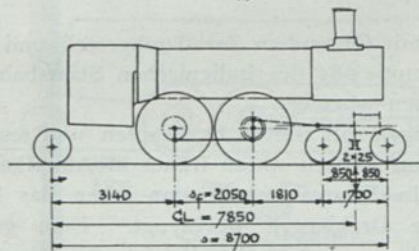


Abb. 80.

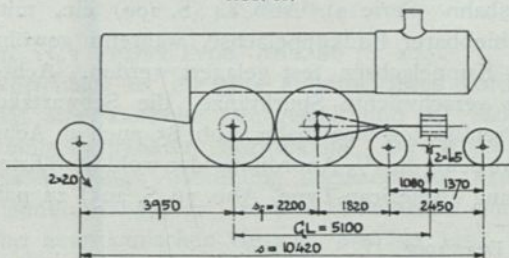


Abb. 81.

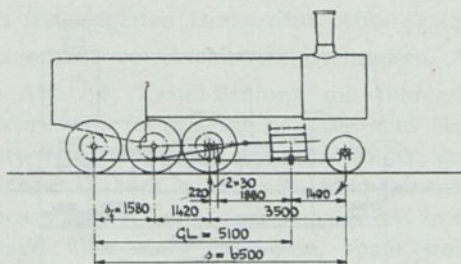


Abb. 82.

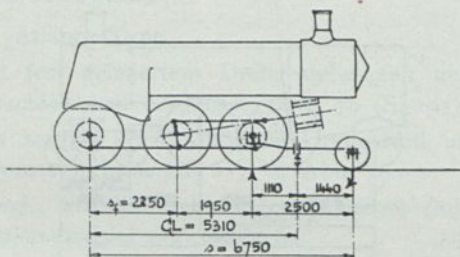


Abb. 83.

2. $\frac{3}{5}$ 1 C 1 mit führendem Zara-Drehgestell und fester Endachse, Gruppe 681 der Italienischen Staatsbahn.¹⁾
3. $\frac{3}{5}$ 2 C o ten wheeler.

Ausführungen mit festem Drehzapfen und fest gelagerten gekuppelten Achsen waren früher in Amerika vielfach zu finden. In Europa wurde von jeher das seitlich verschiebbare Drehgestell bevorzugt. Eine gewisse Ausnahmestellung nimmt die Bauart der Österreichischen Staatsbahn (Serie 9), Abb. 84 (S. 209) ein, mit seitlich verschiebbarer Endkuppelachse, während gewöhnlich die drei Kuppelachsen fest gelagert werden. Achse III hat meist verschwächte Spurkränze, die Schwartzkopff-Type der Preußischen Staatsbahn, Abb. 85 auch an Achse IV, in der Absicht, die $\frac{3}{5}$ Anordnung der wohl bewährten $\frac{2}{4}$ Anordnung (American-Type, Abb. 76 S. 205) zu nähern.²⁾

¹⁾ The Eng. 1908, II, S. 14, 209.

²⁾ Vgl. Z. 1906, S. 1561.

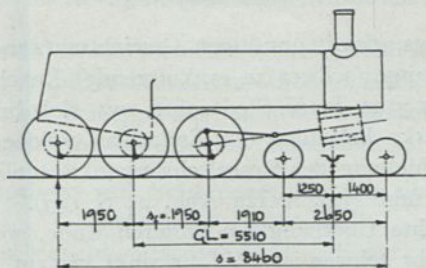


Abb. 84.

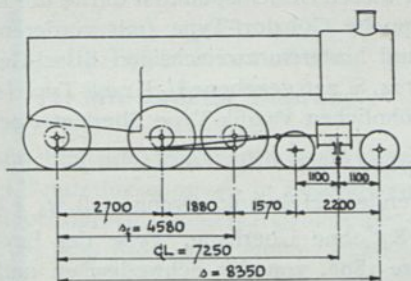


Abb. 85.

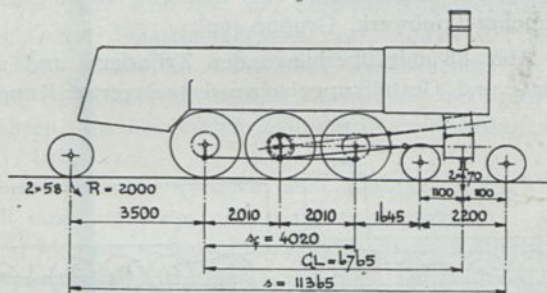


Abb. 86.

4. $\frac{3}{6} 2C1$ Pazifik-Type, Abb. 86 (S. 209).

Vorteilhaft ist die gute Führung ihres Vorderteils durch das amerikanische Drehgestell und die Möglichkeit der uneingeschränkten Entwicklung der Röstfläche. Sonst haften dieser Anordnung nachstehende, kaum zu beseitigende Mängel an: 1. Der Raumbedarf der Hinterachse des amerikanischen Gestells, welcher eine unerwünschte Verlängerung des ohnedies schon sehr langachsständigen

Fahrzeugs, damit unnötigen Gewichts Aufwand, eine übermäßig lange (schwer zu evakuierende) Rauchkammer und ev. über 5 m lange Siederohre mit sich bringt. 2. Die sehr starke Belastung der Endachse, welche durch Nachvorneschiebung des Kesselschwerpunkts tunlichst entlastet werden muß (vgl. hierzu Abb. 25 S. 143). 3. Der große wagerechte Überhang am hinteren Ende, welcher zudem noch sehr schwer ist: $GL:s$ sinkt bis auf 0,59 herab.

Unter diesen Gesichtspunkten dürfte die kürzer bauende $\frac{3}{6}$ gekuppelte Gölsdorf-Type (mit vorderem Krauß-Drehgestell und hinterem zweiachsigen Bissel-Gestell) und die in Abb. 124, S. 226 gegebene $\frac{3}{6}$ Krauß-Type ($GL:s = 0,78$) der gewöhnlichen Pazifik-Type überlegen sein.

D. Vierkuppeler.

1. Mit führendem Helmholz-Drehgestell $\frac{4}{5}$ 1 D 0.

Abb. 87 ohne Überhang, Type der Bayer. Staatsbahn vom Jahre 1896, von der Schwedischen und Italienischen Staatsbahn übernommen (bei letzterer mit vierzylindrigem Plancher-Triebwerk, Gruppe 460).

Abb. 88 mit überhängenden Zylindern und zwischen Lauf- und Gestellkuppelachse festgelagerter Kuppelachse,

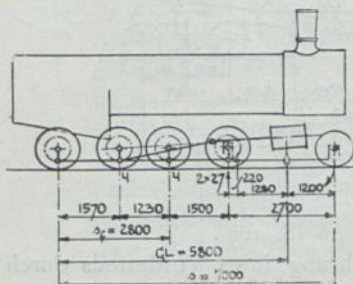


Abb. 87.

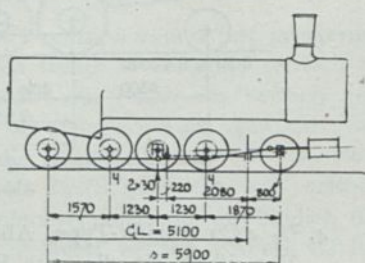


Abb. 88.

Type der Bayer. Staatsbahn vom Jahre 1894, genügt höheren Ansprüchen an Kurvenbeweglichkeit, muß sich jedoch wegen des senkrechten Überhangs mit geringerer Höchstgeschwindigkeit begnügen.

2. Mit führendem amerikanischen Drehgestell $\frac{4}{6}$ 2 D o (Mastodon-Type) mit seitlich verschiebbarer Endkuppelachse, in Europa als Schlepptenderlokomotive bisher nur auf der Giovi-Linie der Italienischen Staatsbahn in Gebrauch.

3. Lokomotiven mit Schlepptender mit vollkommen indirekter Führung § 60.

wurden bisher nur in verschwindend geringer Anzahl gebaut (siehe hierüber § 62 u. f., S. 220).

II. Tenderlokomotiven.

1. Mit direkter Führung.

A. Einkuppler.

Die Maschine mit »freier«, d. h. ungekuppelter Triebachse kann bei Tenderlokomotiven in besonderen Fällen immer wieder berechtigt sein. Neuere Ausführungen dieser Art sind:

$\frac{1}{2}$ 1 A o, Abb. 89, S. 212, leichte Lokomotive der L. A. G. München.

$\frac{1}{3}$ 1 A 1, Abb. 91, mit hinterer Adams-Achse, Bauart der Österr. Staatsbahn (Serie 112), welche der alten englischen, schon im Jahre 1847 geschaffenen 1 A 1-Type, Abb. 90 (rein symmetrische Anordnung mit festgelagerten Achsen, überhängenden Zylindern), vorzuziehen ist.

B. Zweikuppler.

1. Ohne Laufachse $\frac{2}{2}$ o B o nach Abb. 44, S. 195.

2. Mit einer vorderen oder hinteren Laufachse:

α) $\frac{2}{3}$ 1 B o, Abb. 92, S. 212, steifachsige mit überhängenden Zylindern, vielfach auch mit Vermeidung der letzteren, unter Ausbildung der Achse III als Triebachse,

β) $\frac{2}{3}$ o B 1 in Mixt-Anordnung, steifachsige, nach Abb. 50, S. 195.

γ) $\frac{2}{3}$ o B 1 mit vorderer Radialachse, nach Abb. 52, S. 195.

δ) $\frac{2}{3}$ o B 1 mit hinterer Radialachse, Abb. 93, S. 212.

Die Anordnungen mit Adams-Achsen sind wegen ihrer großen wagerechten Überhänge weniger zu empfehlen; den Vorzug verdienen Achsanordnungen mit Lenkachsen oder steifachsige $\frac{2}{3}$ Kuppler (ev. mit seitlich verschiebbarer Mittelachse und hinterer Triebachse).

3. Mit vorderer und hinterer Laufachse.

$\frac{2}{4}$ I B I Columbia-Type nach Abb. 55, S. 195, mit vorderer Radial- und fester Endachse.

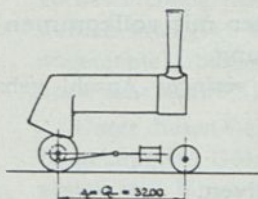


Abb. 89.

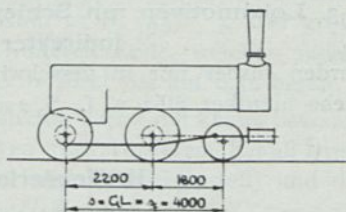


Abb. 92.

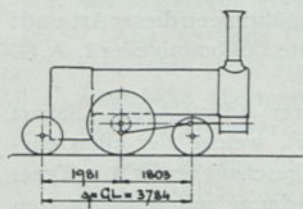


Abb. 90.

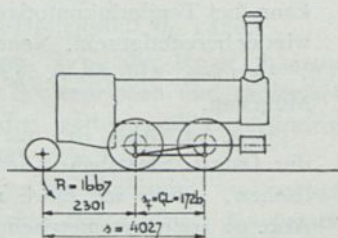


Abb. 93.

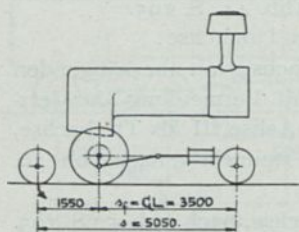


Abb. 91.

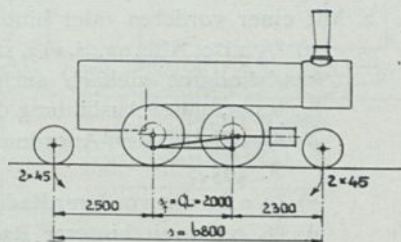


Abb. 94.

Die Bauart mit vorderer und hinterer Adams-Achse, Ab. 94, rein symmetrisch, dürfte für Geschwindigkeiten über 70 km/Std. kaum geeignet sein ($GL : s = 0,29$).

C. Dreikuppler.

1. $\frac{3}{3}$ o C o mit fest gelagerten gekuppelten Achsen, allgemein verbreitete Verschiebe- und Nebenbahnlokomotive, auf der Ital. Staatsbahn selbst für Hauptbahnbetrieb mit höherer Fahrgeschwindigkeit (bis zu 70 km/Std.) versucht, vgl. Abb. 95.

$\frac{3}{3}$ Anordnung, Krauß-Type vom Jahr 1885, Abb. 96, mit frei verschiebbarer Mittelachse, ist bei hohem Achsdruck und scharfen Kurven der Normalbauart mit mittlerer Triebachse vorzuziehen.

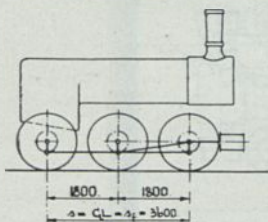


Abb. 95.

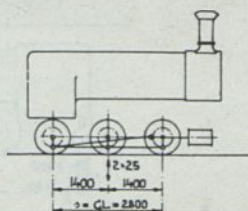


Abb. 96.

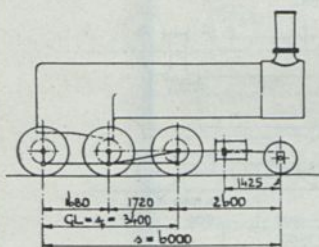


Abb. 97.

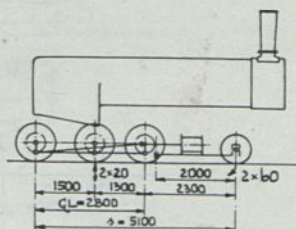


Abb. 98.

2. $\frac{3}{4}$ I C o, Abb. 97, »Mogul«-Type mit vorderem Bissel-Gestell und fest gelagerten Kuppelachsen.

Desgl., Abb. 98, mit seitlich verschiebbarer zweiter Kuppelachse (Achse III).

$\frac{3}{4}$ o C I, Abb. 99, S. 214, mit hinterer seitlich verschiebbarer Laufachse, Type der Französischen Ostbahn vom Jahre 1888; Abb. 100 mit hinterer Radialachse, Langenschwalbacher Type der Preuß. Staatsbahn.

3. $\frac{3}{5}$ I C I, Abb. 101, mit vorderer und hinterer Adams-Achse, rein symmetrische, sehr beliebte Bauart, »Prairie«-Type,

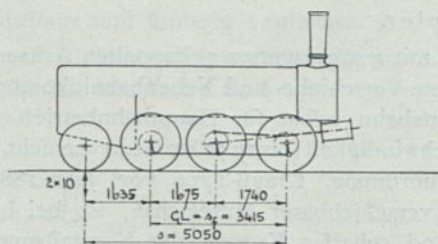


Abb. 99.

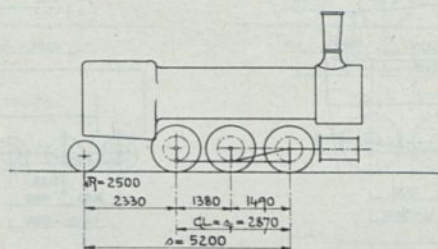


Abb. 100.

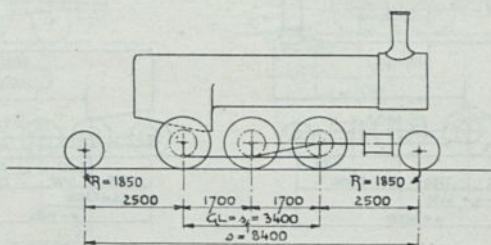


Abb. 101.

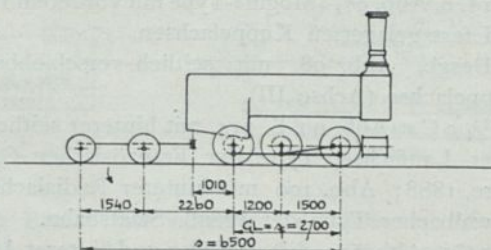


Abb. 102.

welche als Tendermaschine bis zu 80 km/Std. brauchbar ist.

4. $\frac{3}{5} \circ C 2$, Abb. 102, mit hinterem zweiachsigem Bissel-Gestell, großen Ansprüchen an Kurvenbeweglichkeit genügend, Type der Kaiser Ferdinand-Nordbahn vom Jahre 1888.

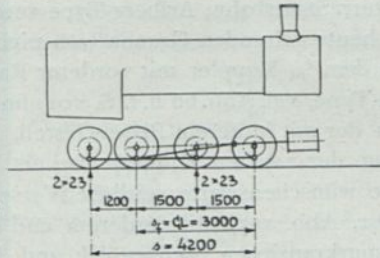


Abb. 103.

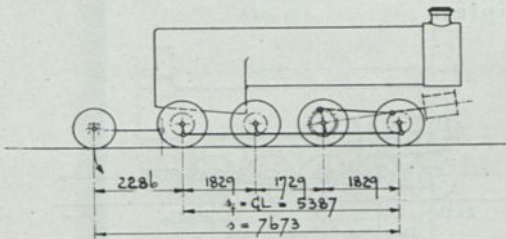


Abb. 104.

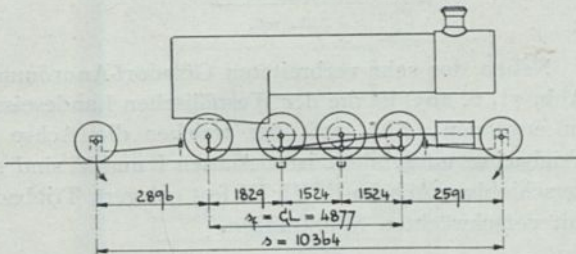


Abb. 105.

D. Vierkuppler

kommen in allen bei Schlepptenderlokomotiven besprochenen Anordnungen vor (vgl. Abb. 62, 63, 64, 65, S. 200). Für kurvenreiche Strecken kommt neuerdings die $\frac{4}{4}$ gek.

Gölsdorf-Type vom Jahre 1897, (vgl. Abb. 103, mit II. und IV. seitlich verschiebbarer Kuppelachse) in Anwendung. Für die Rückwärtsfahrt empfiehlt es sich, die Höchstgeschwindigkeit nicht über 40 km/Std. zu treiben.

Die Achsanordnung mit seitlich verschiebbarer Vorderachse (Österr. Staatsbahn, Arlberg-Type vom Jahre 1884) ist nach den heute geltenden Grundsätzen nicht zu empfehlen.

Neben dem $\frac{4}{4}$ Kuppler mit vorderer Radialachse (Consolidation-Type, vgl. Abb. 66 u. f. S. 201) findet sich in England auch der mit hinterem Bissel-Gestell, Abb. 104. Die Ausbildung der zweiten Kuppelachse als Triebachse verbietet ihre wünschenswerte seitliche Verschiebbarkeit.

$\frac{4}{6}$ I D I, Abb. 105, mit vorderem und hinterem Bissel-Gestell, spurkranzlosen Achsen III und IV, Bauart der Indischen Nordwestbahn.

E. Fünfkuppler.

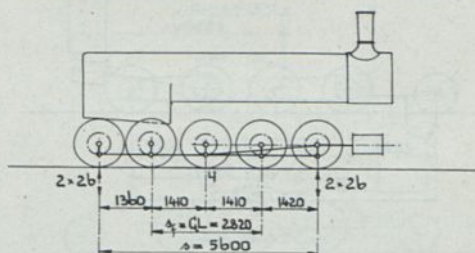


Abb. 106.

Neben der sehr verbreiteten Gölsdorf-Anordnung (vgl. Abb. 71, S. 203) ist die der Westfälischen Landeseisenbahn zu erwähnen, Abb. 106, bei welcher die Achse III als Triebachse ausgebildet ist. Achsen I und V sind seitlich verschiebbar, Achsen II, III, IV fest gelagert, Triebachse III mit verschwächten Spurkränzen.

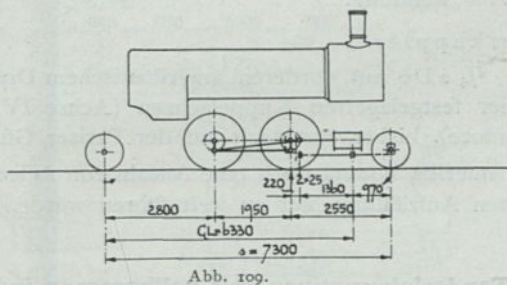
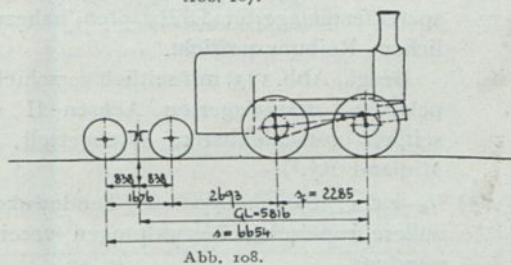
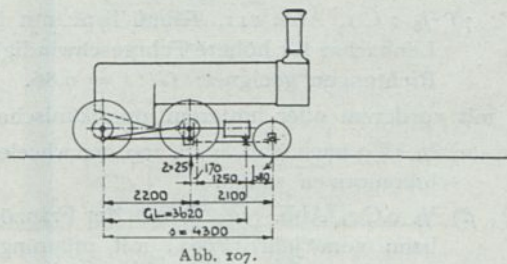
§ 61. 2. Tenderlokomotiven mit teilweise indirekter Führung.

Fast alle bei den Maschinen mit Schlepptender angeführten Anordnungen sind auf die Tenderlokomotive übertragen oder umgekehrt.

A. Einkuppler kommen nicht vor.

B. Zweikuppler.

1. $\frac{2}{3}$ 1 B 0, Abb. 107, Krauß-Type vom Jahre 1888, mit führendem Helmholtz-Drehgestell.
2. $\frac{2}{4}$ a) 2 B 0, American-Type (vgl. Abb. 75, 76, S. 205).
 β) 0 B 2, Fourney-Type, Abb. 108, guter Kurvenläufer in beiden Fahrtrichtungen, in England sehr beliebt, mit ziemlich unveränderlichem Reibungsgewicht.



- γ) 1 B 1, Krauß-Type, Abb. 109, mit vorderem Helmholtz-Drehgestell und hinterer freier Lenkachse, Bauart Klose, Achsanordnung der Bayer. Staatsbahn vom Jahre 1906.

C. Dreikuppler.

1. mit vorderem oder hinterem Krauß-Drehgestell:

- a) $\frac{3}{4}$ 1 C 0, nach Abb. 82 und 83, S. 208, letztere Type von Breda aus dem Jahre 1906.
- β) $\frac{3}{4}$ 0 C 1, Abb. 110, Bauart der Bayer. Staatsbahn vom Jahre 1888, erste Anwendung des Helmholtz-Drehgestells.
- γ) $\frac{3}{5}$ 1 C 1, Abb. 111, Krauß-Type mit hinterer freier Lenkachse für höhere Fahrgeschwindigkeit in beiden Richtungen geeignet: $Gl:s = 0,86$.

2. mit vorderem oder hinterem amerikanischem Gestell:

- a) $\frac{3}{5}$ 2 C 0 nach Abb. 85, S. 209, ten wheeler, bei Tenderlokomotiven selten.
- β) $\frac{3}{5}$ 0 C 2, Abb. 112, Bauart der Französischen Nordbahn vom Jahre 1881, mit ursprünglich elastisch, später festgelagertem Drehzapfen, nahezu unveränderlichem Reibungsgewicht.

Desgl., Abb. 113, mit seitlich verschiebbarer I. Kuppelachse, festgelagerten Achsen II und III und seitlich verschiebbarem Drehgestell, Bauart der Midland Ry.¹⁾

- γ) $\frac{3}{6}$ 2 C 1, Pazifik-Type als Tenderlokomotive, bei außereuropäischen Verwaltungen vereinzelt in Anwendung.

D. Vierkuppler.

$\frac{4}{6}$ 2 D 0 mit vorderem amerikanischem Drehgestell und vier festgelagerten Kuppelachsen (Achse IV ohne Spürkränze), bisher vereinzelt auf der Pariser Gürtelbahn.

In Amerika kommt noch eine Anzahl von Achsanordnungen vor, deren Aufzählung hier zu weit führen würde.

3. Tenderlokomotiven mit vollkommen indirekter Führung.

(Vgl. die folgenden §§ 62-64).

¹⁾ Engg. 1907, I, S. 707, Taf. XLI.

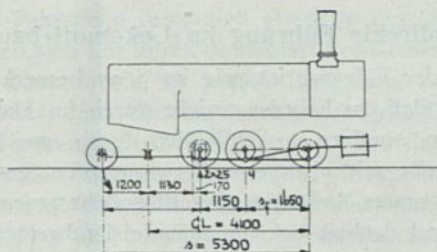


Abb. 110.

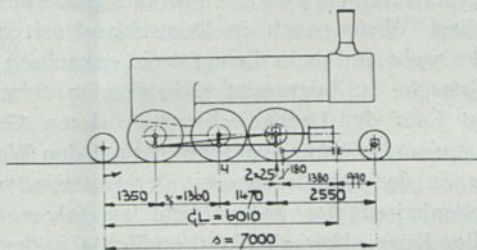


Abb. 111.

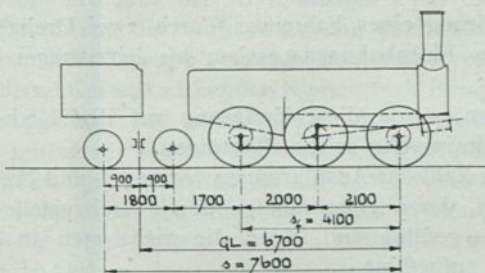


Abb. 112.

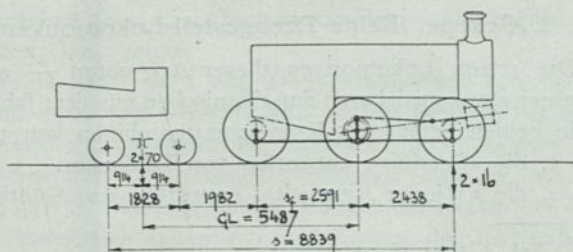


Abb. 113.

§ 62. Die indirekte Führung im Lokomotivbau.

Diese Art der Führung ist, wie im § 37 bemerkt, dadurch gekennzeichnet, daß das Fahrzeug nicht durch im Hauptrahmen gelagerte Achsen, sondern ausschließlich durch zwei Nebenfahrzeuge, Drehgestelle mit mittlerem Führungszapfen, geführt wird. Sie ist seit den ersten Anfängen des Eisenbahnwesens bekannt, wohl bewährt und deshalb bei den auf zwei Drehstellen ruhenden vier- und sechsachsigen Wagen in Amerika von jeher angewendet. Trotz ihres höheren Preises und größeren Gewichtes verdrängen diese Wagen auch in Deutschland seit den letzten zwanzig Jahren mehr und mehr die auf drei Lenkachsen ruhenden.

Diese Tatsache ist begründet 1. in dem sanfteren und geräuschfreieren Lauf der Drehgestellwagen, deren Gestelle die Stöße auffangen und sie nur abgeschwächt auf den Wagenkasten übertragen, 2. in der Schmiegsamkeit der Gestelle, welche den kleinen Unebenheiten der Bahn leicht zu folgen vermögen, 3. in der großen Kurvenbeweglichkeit, endlich 4. in der Schonung von Fahrzeug und Oberbau.

Die Führung eines Fahrzeugs durch zwei Drehgestelle hat sich also im Eisenbahnwagenbau als hervorragend geeignet bewährt.

Trotzdem wurde diese Erfahrung auf den Lokomotivbau unverhältnismäßig selten übertragen.

Aus der Zahl der Ausführungen von regel- und breitspurigen Lokomotiven, deren Hauptrahmen durch Drehgestelle mit mittlerem Zapfen geführt sind, seien die wichtigsten in geschichtlicher Folge aufgeführt.

§ 63. I. Gruppe. Reine Drehgestell-Lokomotiven¹⁾.

Die ersten Lokomotiven dieser Art waren — abgesehen von einer etwas unsicheren amerikanischen aus dem Jahre 1831²⁾ — die beiden Semmering-Konkurrenzmaschinen von 1851:

1. die »Seraing«, entworfen von Laußmann,
2. die »Wiener Neustadt«, entworfen von Günther,

¹⁾ Vgl. Z. 1891, S. 951, 1007.

²⁾ Engg. Bd. XI, S. 253.

welche als Fahrzeuge prinzipiell gleich waren (zwei Dampfdrehgestelle) und sich nur durch die Bauart des Kessels unterschieden. Zunächst konnten sie zu keiner Bedeutung kommen, erst die im Jahre 1865 zum erstenmal erbaute Fairlie-Type gelangte zu größerer Verbreitung, Abb. 114, S. 222. Sie deckt sich mit der Laufmannschen Semmeringmaschine: Doppeldrehgestell-Lokomotive mit 2×2 HD-Zylindern an den Maschinenenden, Doppelkessel mit zwei zusammengestellten Feuerbüchsen und seitlicher Rostbeschickung.

Nebenher baute Fairlie auch Lokomotiven mit nur einem Dampfdrehgestell und hinterem Laufgestell. Eine der ersten Ausführungen dieser Art war die vom Jahre 1869 für die Great Southern & Western Ry of Irland¹⁾, Abb. 115 (Spurweite $5\frac{1}{4}' = 1648$ mm).

Ziemlich gleichzeitig kam es (1868) zur ersten als »Meyer-Maschine« bekannten Anordnung, welche den oben genannten Güntherschen Entwurf zum Vorbild hat: Doppeldrehgestell-Lokomotive mit 2×2 HD-Zylindern in der Maschinenmitte, normalem Kessel. Abb. 116 gibt die 1872 erbaute Type der Cie belge.

Mit Einführung der Verbundwirkung durch Mallet entstand die nicht in diese Gruppe gehörige Bauart mit vorderem, nach Art eines Bissel-Gestells wirkenden Niederdruck-Dampfdrehgestell, erstmals ausgeführt im Jahre 1887. Ihre betriebstechnischen Vorzüge: geringerer Dampfverbrauch, sehr große Kurvenbeweglichkeit, gelenkige Rohrleitungen nur unter Niederdruckdampfspannung sichern ihr von jeher ein weites Wirkungsfeld.

Auch die Meyer-Bauart wurde in Verbundwirkung mehrfach ausgeführt, so im Jahre 1904 von du Bousquet für die Französische Nordbahn, Abb. 117, eine Type, welche auch bei sehr hoher Geschwindigkeit (bei 5,11 Umdrehungen/Sek. = 84 km/Std.) befriedigenden Gang zeigte.

Immerhin sind wohl alle Doppeldrehgestell-Lokomotiven vorwiegend unter dem Gesichtspunkt »große Leistung bei großer Kurvenbeweglichkeit« entworfen, nicht aber in der Absicht, hohe Geschwindigkeiten bei besonders ruhigem Gang zu erreichen. Die im § 54d S. 189 angeführten Mängel der Drehgestell-Lokomotiven lassen sich (allerdings auf Kosten der Kurvenbeweg-

¹⁾ Engg. Bd. IX, S. 180.

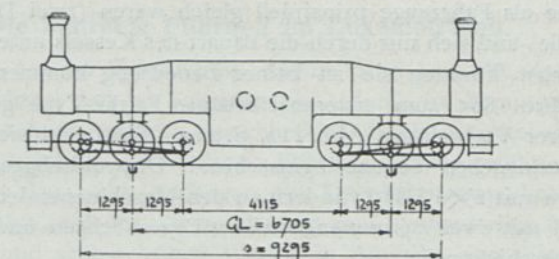


Abb. 114.

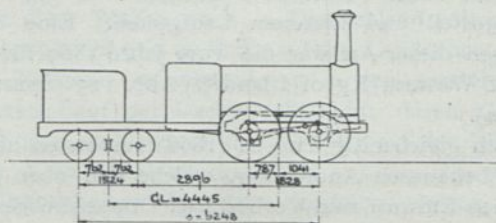


Abb. 115.

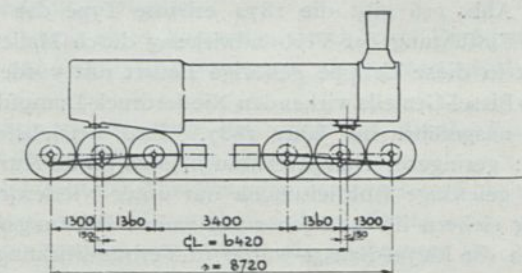


Abb. 116.

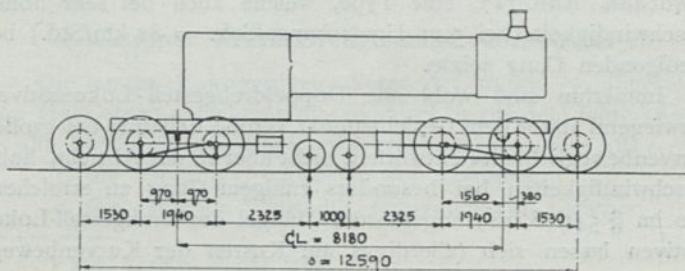


Abb. 117.

lichkeit durch feste Lagerung der Zylinder im Hauptrahmen beseitigen. Die Führung der Lokomotive in der Geraden und in Krümmungen soll hierbei nach wie vor durch die Drehgestelle bewirkt werden.

So entsteht die Lokomotive »mit vollkommen indirekter Führung (durch Drehgestelle) und im Hauptrahmen fest- oder verschiebbar gelagerten Achsen«. Diese letzteren sollen den Rahmen auch in engen Krümmungen grundsätzlich nur durch ihre Reibung zwischen Radreifen und Schiene, nicht aber durch einen Spurkranzdruck beeinflussen.

II. Gruppe. Durch Drehgestelle geführte Lokomotiven § 64. mit sonstigen im Hauptrahmen gelagerten Achsen.

Diese Maschinen zeigen wegen der großen Masse des mit dem Triebwerk verbundenen Rahmens, Kessels usw. keine Neigung zum Drehen und dem vielfach hierdurch weiter hervorgerufenen unruhigen Lauf mehr.

Die ersten Ausführungen dieser Art dürften die im Jahre 1853—62 von Rothwell & Co., Bolton, erbauten $\frac{1}{5}$ gek. 2 A 2 Tenderlokomotiven der Bristol & Exeter Ry sein, Abb. 118 (Spurweite $7' = 2134$ mm). Ihre Führung erfolgt in der Geraden und in Krümmungen durch die beiden festgelagerten Drehgestellzapfen. An den Triebrädern waren (bis z. J. 1876) keine Spurkränze. Die große Geschwindigkeit dieser Type war weltberühmt (offizielle Höchstgeschwindigkeit 80 Miles = 128,7 km/Std. bereits in den sechziger Jahren des vergangenen Jahrhunderts); weniger allgemein bekannt war ihr sanfter Gang, der nicht

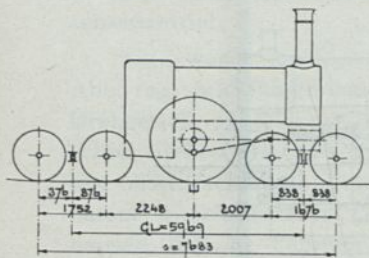


Abb. 118.

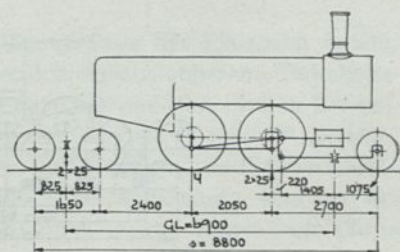


Abb. 119.

wundernehmen kann, da alle Bedingungen hierfür bei dieser Bauart erfüllt sind (vgl. § 41 S. 162). Die letzte Lokomotive dieser Gattung wurde im Jahre 1862 erbaut.

In der Folge fand der an sich sehr gute Gedanke der Führung der Lokomotive durch Drehgestelle bei festgelagerter Triebachse mehrere Jahrzehnte lang keine Anwendung. Er wurde Anfang der neunziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts durch Adolf Brunner wieder aufgegriffen (Entwurf einer $\frac{2}{6}$ gek. Tenderlokomotive, vgl. Engg. 1890, S. 375); zur Ausführung in hiervon abweichender Anordnung kam es erst im Jahre 1896 mit

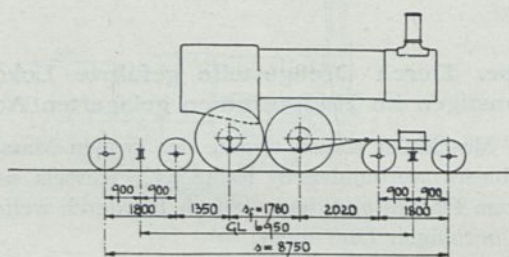


Abb. 120.

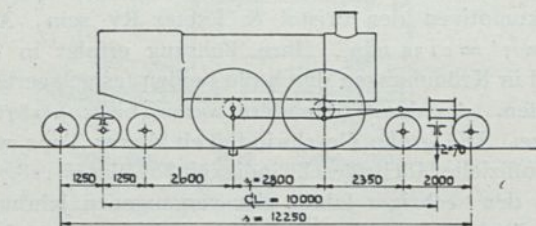


Abb. 121.

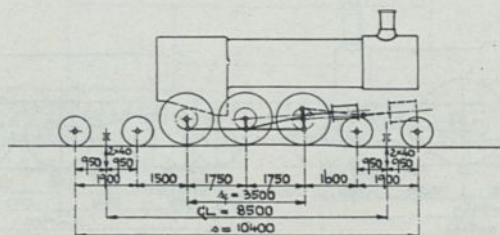


Abb. 122.

der $\frac{2}{5}$ gek. Tenderlokomotive, Klasse DXII der Bayer. Staatsbahn, entworfen von v. Helmholtz, für beide Fahrtrichtungen und Geschwindigkeiten bis 90 km/Std. gleich gut geeignet: Abb. 119, S. 223, Krauß-Type mit vorderem Drehgestell des Konstrukteurs, fest gelagerter Triebachse mit verschwächten Spurkränzen und amerikanischem, seitlich verschiebbarem Drehgestell am hinteren Ende. Die Führung erfolgt in der Geraden und selbst noch in der Krümmung von 180 m Halbmesser durch die beiden Drehgestelle.

1897 folgte die $\frac{2}{6}$ gek. 2 B 2 Tenderlokomotive der Midland & South Western Junction Ry, vollkommen symmetrische Bauart mit vorderem und hinterem amerikanischem Drehgestell, welche im Jahre 1901 von der Französischen Nordbahn übernommen wurde, Abb. 120,

1899 folgte Thuiles $\frac{2}{7}$ gek. 2 B 3 Versuchslokomotive, Abb. 121, mit sehr stark seitlich verschiebbarem vorderem Drehgestell, zwei festgelagerten gekuppelten Achsen (Achse IV ohne Spurkranz) und hinterem dreiachsigem Gestell mit festgelagertem Drehzapfen.

1903 folgte die $\frac{3}{7}$ 2 C 2-Type mit vorderem und hinterem Drehgestell, Abb. 122, in Europa erstmals ausgeführt von Maffei für die Madrid—Zaragoza—Alicantebahn (Spurweite 1672 mm), jetzt auch in Italien, Frankreich und Deutschland verbreitet.

Gleichzeitig wurde die $\frac{2}{6}$ 2 B 2-Type auch auf die Schleppender-Lokomotive übertragen: erste Ausführung 1903 die beiden Wittfeldschen Dreizylinder-Lokomotiven der Preußischen Staatsbahn (Henschel & Sohn), 1906 folgte der Maffeische $\frac{2}{6}$ Kuppler der Bayer. Staatsbahn, Abb. 123, S. 226 mit vierzylindrigem Einachsenantrieb.

1908 wurde die $\frac{3}{6}$ 1 C 2-Krauß-Type der Pfalzbahn erbaut, Abb. 124, mit führendem, seitlich verschiebbarem Helmholtz-Drehgestell, gebildet aus der Laufachse und der zweiten Kuppelachse (Achse III), fest gelagerten Achsen II und IV (letztere mit verschwächten Spurkränzen) und hinterem, seitlich verschiebbarem amerikanischem Gestell. Die Achsstände sind so bemessen, daß die Führung auch noch in der Kurve von 180 m Halbmesser den beiden Drehgestellen verbleibt.

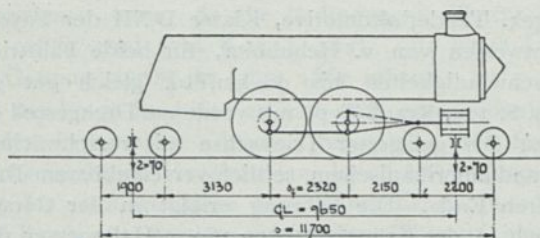


Abb. 123.

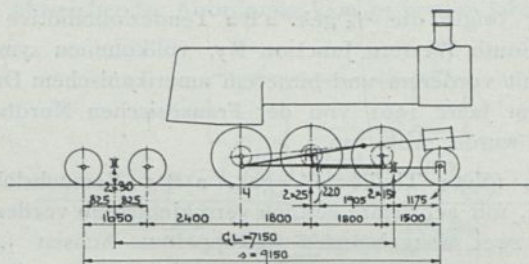


Abb. 124.

Damit ist ein kurzer Überblick über die Entwicklungsgeschichte der Lokomotiven mit vollkommen indirekter Führung gegeben. Die geringe Anzahl ihrer Achsanordnungen ist wohl vorzugsweise in der geschichtlichen Entwicklung des Dampflokotivbaus begründet, welcher in Europa im großen und ganzen — einige süddeutsche und österreichische Ausführungen abgesehen — von der steifachsigen zur Drehgestell-Lokomotive nach amerikanischem Muster führte. Nebenher schreitet, später, mit dem Jahre 1888 beginnend, die Entwicklung der zahlreichen Krauß-Typen mit Helmholz-Drehgestell.

Die eingehende Erörterung der Baugrundsätze der nur durch Drehgestelle geführten Lokomotiven gehört wohl zu den schwierigeren, vielfach zu wenig gewürdigten Kapiteln des Lokomotivbaus. Möglichste Sparsamkeit in der Bemessung des Gesamtachsstandes dieser an sich schon sehr lang bauenden Lokomotiven dürfte wohl in erster Linie anzustreben sein.

Sechster Abschnitt.

Die konstruktive Durchbildung des Hauptrahmens und von Drehgestellen.

Die Lagen der einzelnen Achsen, insbesondere der Triebachse stehen bereits fest, die des Zylinders und des Gleitbahnträgers sind schon früher erwogen. § 65.

Während zur bisherigen Entwicklung der Anordnung der Lokomotive der Maßstab 1 : 50 empfohlen wurde, geht man bei der konstruktiven Durchbildung des Rahmens zweckmäßig zu einem größeren Maßstab, etwa 1 : 20, über.

Sind Drehgestelle vorhanden, so müssen ihre Hauptverhältnisse zuerst wegen der zu überwindenden räumlichen Schwierigkeiten bestimmt werden.

I. Gesichtspunkte beim Entwerfen von Drehgestellen.

Über ihren Achsstand, die Lage des Drehzapfens, seine allenfallsige Seitenverschieblichkeit ist mit Hilfe des Royschen Verfahrens bereits Entscheidung getroffen. Der Ausschlag aller Drehgestelle muß durch am Hauptrahmen angebrachte Anschläge begrenzt sein; auch sind Konstruktionsteile vorzusehen, welche beim Einheben einer entgleisten Maschine das Mitheben des Drehgestells bewirken.

§ 66.

A. Amerikanische Drehgestelle.

1. Feststellung der Art der Übertragung des Hauptrahmengewichts, ob in einem mittleren oder in zwei seitlichen Punkten, ob der Drehzapfen gleichzeitig Stützzapfen oder nur Drehzapfen sein soll. In neuerer Zeit letztere Bauart (mit seitlichen, halbkugelförmigen Stützzapfen) beliebt. Entfernung seitlicher Stützzapfen möglichst groß, $900 \div 1000$ mm und mehr, um eine zu einseitige Belastung des einen der beiden Unterstützungspunkte zu vermeiden.
2. Wahl der Lage des Drehgestellrahmens. Der vorwiegend angewendete Innenrahmen hat den Vorzug geringeren Gewichts und besserer Zugänglichkeit allenfallsiger Bremsrichtungen. Das Drehgestell Grafenstadener Bauart mit Außenrahmen hat besser zugängliche Achslager, Trag- und Rückstellfedern; auch gestattet es größeren Abstand seitlicher Stützzapfen.
3. Federung. Entscheidung, ob das Drehgestell für sich im Gleichgewicht sein soll (durch Unterstützung in vier oder besser in drei Punkten, was durch Querausgleich der führenden Achse erreicht wird), oder ob das Drehgestell in nur zwei (seitlichen oder mittleren) Punkten unterstützt werden, also gewissermaßen »auf einer Schneide« ruhen soll.

In Falle der quer zur Längsachse angeordneten Schneide muß Vorkehrung getroffen sein; daß der Drehgestellrahmen dem Hauptrahmen in der Längsrichtung parallel bleibt.

Typische Beispiele:

- a) Vierpunktunterstützung: Est Serie 11 ($S^{3/5} 2 C 0$) Z. 1907, Taf. 13.
- b) Dreipunktunterstützung: Pfalzbahn P 3b ($S^{2/5} 2 B 1$ »Dr. v. Clemm«) Glasers Ann. 1900, I, S. 238. — Bayerische Staatsbahn D XII ($T^{2/5} 1 B 2$) Org. 1900, S. 274, Taf. XXVIII.
- c) Zweipunktunterstützung:
 1. Zwei seitliche Punkte (»Querschneide«) Preußische Staatsbahn $S^{2/4} 2 B 0$ »Hannoversches Drehgestell« Z. 1902, Taf. XXVII: Belastung der Drehgestellachsen durch Längstraverse und »Mittelfeder«.
 2. Zwei mittlere Punkte (»Längsschneide«) Pfalz-B. P 3a ($S^{2/5} 2 B 1$) Org. 1899, Taf. I, II.

Bei dieser Anordnung wird zwar die Stützlänge gegen Wanken verkleinert, da die Drehgestellachsen zur seitlichen Standfestigkeit der Lokomotive nichts beitragen, indes wird die Schmiegsamkeit des Lokomotiv-Vorderteils gegen Gleisunebenheiten erhöht und die Sicherheit des Laufs gesteigert, da einseitige Entlastungen bei beiden Vorderachsen ausgeschlossen sind.

4. Lagerung des Drehzapfens derart, daß das Gestell nicht nur in wagrechtem Sinn, sondern auch in senkrechter Richtung (zwecks sanfter Überwindung der Gleisunebenheiten) schwingen kann. Demnach zweckmäßig zylindrischer Zapfen in kugelförmiger Lagerschale.
5. Bei Drehgestellen mit Seitenverschiebung: Entscheidung der Bauart der Rückstellvorrichtung.

1. Spiral- oder Blattfedern. Anfangsspannung > 200 kg. Rückstellkraft bei vollkommen verschobenem Gestell ca. $1500 \div 1800$ kg.

2. Geneigte Flächen, weniger geeignet, da ihr Reibungskoeffizient wegen des verschiedenartigen Zustands der aufeinander gleitenden Flächen in weiten Grenzen veränderlich ist. Neigung der unter der Federstütze liegenden »Keilflächen« meist $1 : 8$.

3. Die Pendelwiege, wegen ihrer konstruktiven Einfachheit vielfach ausgeführt. Bauform und Abmessungen nach bewährten Ausführungen, da die ganze Vorrichtung stark den Charakter des »Empirischen« trägt.

Wirkungsweise, vgl. Abb. 125, S. 230: Bei der Einfahrt in eine Krümmung wird ein führendes Drehgestell nach dem Krümmungsmittelpunkt hin verschoben, die Hauptmasse der Lokomotive dagegen drängt vom Mittelpunkt weg. Die Verschiebung des Drehgestells nach innen bewirkt eine Verschiebung des ideellen Aufhängepunktes *A* der Wiege und gleichzeitig eine Hebung des Lokomotiv-Vorderteils. Die nach außen drängende Belastung des Drehgestells erhöht den Raddruck der äußeren, verringert den der inneren Gestellräder, wodurch die Sicherheit beim Befahren der Krümmung gesteigert wird. Bei der Ausfahrt aus der Krümmung bewirkt die aufgespeicherte »Energie der Lage« die Rückstellung der Wiege in ihre Gleichgewichtslage, d. h. in die Mittellage.

Der Punkt *A* liegt vielfach »als Stützpunkt« auch unterhalb der Drehgestellräder. Welcher der beiden Anordnungen der Vorzug zu geben ist, ist schwer zu entscheiden.

Typische Beispiele:

Italienische Südbahn . . .	$S^{\frac{2}{4}} 2 B 0$, Z. 1889, Taf. XLV.
Italienische Mittelmeerbahn	$S^{\frac{2}{4}} 2 B 0$, Z. 1889, Taf. XLVI.
„ „	$S^{\frac{2}{6}} 2 C 0$, Z. 1889, Taf. XLVII.

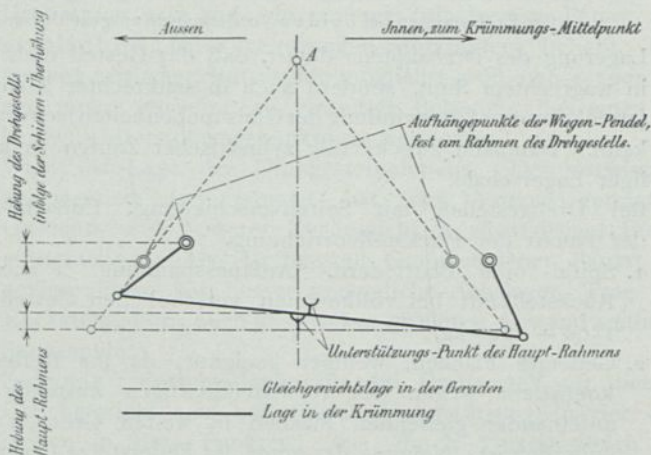


Abb. 125.

§ 67.

B. Kraufs-Helmholtz-Drehgestelle.

(Bauarten 1888 und 1908.)¹⁾

Die Achskisten der seitlich verschiebbaren Kuppelachse sind miteinander fest verbunden (meist durch eine Blechkonstruktion und im Haupttrahmen seitlich verschiebbar gelagert). Die Drehgestelldeichsel ruht auf beiden Achsen und führt den Haupttrahmen regelmäßig mittels eines (fest oder nach Bedarf elastisch gelagerten) Kugelzapfens, kann also in wagrechtem und senkrechtem Sinne schwingen. Der Haupttrahmen wird durch Druckpendel oder besser durch Gleitpfannen getragen.

Typische Beispiele:

Bayerische Staatsbahn D VIII ($T^{\frac{3}{4}} 0 C 1$). Org. 1889, Taf. 5: Rahmenstützung durch Druckpendel.

¹⁾ Der Unterschied der Bauarten 1888 und 1908 ist im § 39, 6 angegeben (vgl. S. 160).

Bayerische Staatsbahn EI ($G^{4/5}$ 1 D 0). Z. 1897, Taf. 5:
Rahmenstützung durch Druckpendel.

Bayerische Staatsbahn Pt $^{2/4}$ ($T^{2/4}$ 1 B 1). Z. 1906, Taf. 19:
Rahmenstützung durch Gleitpfannen.

Pfalz-Bahn ($T^{3/6}$ 1 C 2): Rahmenstützung durch Gleitpfannen.

II. Gesichtspunkte beim Entwerfen des Hauptrahmens.

A. Zu treffende Entscheidungen.

§ 68.

1. Entscheidung, ob Barren-, Platten- oder Kraußscher Kastenrahmen. Vorhandene Fabrikationseinrichtungen, Bewertung der Vorzüge der einzelnen Bauarten sind für die Wahl der Rahmenkonstruktion entscheidend.

a) Barrenrahmen, gegossen oder geschmiedet oder aus vollen, panzerplattenartigen Blechen gestoßen, auf jeder Maschinen-seite aus einem oder mehreren Barrenstücken bestehend.

Z. B. Bayerische Staatsbahn $S^{2/5}$ (2 B 1) zweibarrig, Z. 1905, Taf. 4. — Pfalz-Bahn P $_4$ ($S^{2/5}$ 2 B 1) dreibarrig, D. Lok. 1906, S. 57. Badische Staatsbahn IV f ($S^{3/6}$ 2 C 1) einbarrig, Z. 1908, Taf. 5. — Barreneisen, vielfach Rechteckquerschnitt 76×102 mm, oder quadratischer Querschnitt 100×100 mm und darüber.

b) Plattenrahmen aus einfachen oder Doppelblechen. Dem einfachen Blech wird heute allgemein der Vorzug gegeben. Blechstärke je nach beabsichtigtem Gewicht: $40 \div 32 \div 28 \div 22 \div 18$ mm und bei richtig vorzunehmender Quer- und Diagonalversteifung noch weniger. Bei Doppelrahmen vielfach zwei $8 \div 10$ mm Bleche in 52 mm lichtem Abstand.

c) Krausscher Kastenrahmen: Geringstes Gewicht bei großer Steifigkeit in jeder Richtung. Tiefe Schwerpunktslage, welche bei rasch fahrenden Lokomotiven mit hoher (durch die Feuerraumtiefe und den über den Rahmen erbreiterten Rost bedingter) Kessellage zur Erhöhung der Standfestigkeit beiträgt.

Typisches Beispiel: Pfalz-Bahn $T^{3/6}$ (1 C 2) mit kombiniertem Platten- und Kastenrahmen, Kesselmittel 2850 mm über S. O.

Übliche Blechstärken: $8 \div 15$ mm, zuweilen $18 \div 20$ mm und mehr.

2. Im Falle die Wahl auf Plattenrahmen gefallen ist: Entscheidung, ob Innen-, Außen-, vierfacher oder »kombinierter Innen- und Außenrahmen« ausgeführt werden soll.

Anmerkung. Barrenrahmen liegen bei regelspurigen Lokomotiven wohl ausnahmslos innerhalb der Radebene.

- a) Innenrahmen ist in erster Linie anzustreben, da bessere Quer- und Diagonalversteifung, geringeres Gewicht und einfachere Kessellagerung als bei Außenrahmen möglich ist. Bei Tenderlokomotiven wird der Innenrahmen vielfach zum Teil als Krausscher Kastenrahmen ausgebildet, z. B. Bayerische Staatsbahn DXII ($T^{2/5}$ 1 B 2), Z. 1906, S. 2054. — Bayerische Staatsbahn Pt $2/4$ ($T^{2/4}$ 1 B 1), Z. 1906, Taf. 19.
- b) Reiner Außenrahmen kommt heute bei Regelspur nur ausnahmsweise zur Anwendung. Eine der letzten deutschen Ausführungen ist Badische Staatsbahn IIa, IIb ($S^{2/4}$ 2 B 0), vgl. Org. 1891, Taf. 25, 26.
- c) Vierfacher oder dreifacher Rahmen bezweckt eine mehr als zweimalige Lagerung einer gekröpften Triebachse, kommt also nur für Innenzylinder- (und Vierzylinder-) Maschinen in Betracht.

Beispiel: Österreichische Staatsbahn Serie 9 ($S^{3/5}$ 2 Co), Barb. & Godf., Taf. XX.

- d) Kombiniertes Innen- und Außenrahmen ermöglicht starke Verbreiterung des Rostes bei mäßig hoher Kessellage unter Ausnutzung der Vorzüge des Innenrahmens. Besonders geeignet für Lokomotiven mit hinterer Laufachse.

Typisches Beispiel: Pfalz-Bahn P 3 ($S^{2/5}$ 2 B 1), Org. 1899 Taf. I, II.

3. Entscheidung der Zylinderanordnung.

a) Bei zwei Zylindern.

Innenzylinder sind bei rascher fahrenden, schwereren Maschinen vorteilhaft und anzustreben. (Besserer Wärmeschutz, geringeres Drehen, leichtere Gegengewichte und demnach geringeres Gewicht der ungefederten Teile.) Der vor den 90er Jahren des vergangenen Jahrhunderts fühlbare Nachteil geringer Zugänglichkeit zum Innentriebwerk (von oben her) ist bei der heute üblichen hohen Kesselage nicht mehr von Bedeutung. Die Steuerung liegt zweckmäßig außen, Zylinder nach Grafenstadener Bauart (ohne durchschnittenen Rahmenblech, Schieberkasten nach außen gezogen). Die Ableitung der Schieberbewegung von der Triebstange nach Joy u. a. empfiehlt sich wegen des ungünstigen Einflusses des Federspiels und der Schwächung der Triebstange weniger.

Beispiele:

Badische Staatsbahn II c ($S^{\frac{3}{4}}$ 2 B 0): Zyl. und Schieberkasten Grafenstadener Bauart, Innensteuerung mit besonderem innen liegendem Exzenter. Org. 1896, Taf. VIII.

Schweizer Nordostbahn ($S^{\frac{3}{4}}$ 2 B 0): Zyl. und Schieberkasten Grafenstadener Bauart, Innensteuerung mit außen angeordneter Exzenterstange. Z. 1902, S. 670.

Ouest ($S^{\frac{2}{3}}$ 1 B 0 umgebaut in $S^{\frac{3}{4}}$ 2 B 0): Außen liegende Schieberkasten, Außensteuerung. Z. 1890, S. 248.

Pfalz-Bahn P 3 ($S^{\frac{2}{5}}$ 2 B 1): Zyl. und Schieberkasten Grafenstadener Bauart, Innensteuerung nach Walschaert-Heusinger mit Joy-Antrieb der Kulisse. Org. 1899, Taf. I, II.

Österreichische Staatsbahn Serie 9 ($S^{\frac{3}{8}}$ 2 C 0): Außen liegende Schieberkasten, Außensteuerung. Antrieb des unteren Punktes des Voreilhebels der Walschaert-Heusinger-Steuerung nicht vom Kreuzkopf der Innenmaschine sondern durch einen besonderen Kurbeltrieb (Gegenkurbel). Barb. & Godf. 1898, Taf. XX.

Außenzylinder empfehlen sich bei allen anderen Lokomotivgattungen wegen besserer Zugänglichkeit des Triebwerks im Betrieb und bei Reparaturen. Außensteuerung ist hierbei unbedingt anzustreben.

Anmerkung. Walschaert-Heusinger-Steuerung mit Inneneinströmung bereitet (besonders bei geringem Triebraddurchmesser)

Plancher: Italienische Staatsbahn Gruppe 690 ($S^3/5 \circ C 2$),
Z. 1907, Taf. 14.

Sind die unter A genannten Entscheidungen getroffen,
so erfolgt zweckmäßig

B. Die Aufzeichnung von Querschnitten.

§ 69.

Empfehlenswerte Maßstäbe: 1 : 20, 1 : 10.

1. Schnitt durch die Triebachse.

a) Festlegung der Lagermitten (Achsabmessungen,
siehe S. 243).

Lagerentfernung bei Innenrahmen: $1080 + 1180 + 1200$ mm,
bei Außenrahmen

α) bei Aufsteck- oder Hallschen Exzenter-
kurbeln: $1760 + 1820$ mm,

β) bei Hallschen Kurbeln: $1790 + 1800$ mm.

b) Wahl der Radsternabmessungen:

Länge des Nabensitzes: $140 + 170 + 200$ mm. Vielfach
wird die Nabenlänge gleich dem Durchmesser der Achse
im Radstern gemacht.

c) Kuppelstangenentfernung:

bei Innenrahmen bei innen angeordneten Kuppelstangen:

$1740 + 1800$ mm,

bei außen angeordneten Kuppelstangen:

$2030 + 2120$ mm,

bei Außenrahmen bei innen angeordneten Kuppelstangen:

$2100 + 2200$ mm,

bei außen angeordneten Kuppelstangen:

$2100 + 2600$ mm.

Kuppel- und Triebzapfenabmessungen siehe S. 244.

Die Kuppelstangenebene liegt nur bei zweifach ge-
kuppelten Maschinen bei geringem Zylinderdurchmesser
außerhalb der Triebstangenebene, bei mehr als zwei-
fach gekuppelten Lokomotiven überhaupt nie außerhalb
derselben.

d) Triebzapfenentfernung, gleichzeitig Zylinder-
entfernung:

bei Innenrahmen bei innen angeordneten Kuppelstangen:

$2000 + 2120$ mm,

bei außen angeordneten Kuppelstangen:
1830 ÷ 1850 ÷ 1880 ÷ 1920 mm;

bei Außenrahmen bei innen angeordneten Kuppelstangen:
2350 ÷ 2450 ÷ 2532 mm;

bei außen angeordneten Kuppelstangen:
2340 ÷ 2440 mm.

e) Wahl der lichten Rahmenbreite.

Bei Plattenrahmen überlege man, ob die Rahmenbleche in einem Stück durchlaufen sollen, oder ob zwei Bleche zu überlappen sind. Man sehe genügend Raum für den Ausschlag verschiebbarer oder verdrehbarer Achsen vor. Spiel zwischen ausgelenktem Radstern — man beachte die Breite des Gegengewichts — und den Nietköpfen des Rahmens: 10 mm, wenn möglich mehr.

Übliche lichte Rahmenbreiten:

bei Innenrahmen: 1220 ÷ 1240 ÷ 1300 mm, bei seitenverschieblichen Achsen 1190 mm und weniger. Soll die Federung zwecks besserer Zugänglichkeit der Federn, Ausgleichhebel usw. zwischen Rad und Rahmenblech angebracht werden (vgl. z. B. die leichte Lokomotive der Bayerischen Staatsbahn, Bauform Krauß, Z. 1906, Tat. 20), so wird die lichte Rahmenbreite entsprechend kleiner, etwa 1070 ÷ 1040 mm und darunter. Die Ersparnis an Rahmengewicht durch die kürzeren Querwände, Bodenversteifungen usw. wird durch das erforderliche Mehrgewicht des Zylinders und des Gleitbahnträgers aufgewogen. Auch wird die dauerhafte Befestigung der Bremsklotzhängeisen wegen ihres größeren Abstandes vom Rahmenblech schwieriger;

bei Außenrahmen: 1684 ÷ 1735 ÷ 1840 mm,

bei Barrenrahmen: 1060 ÷ 1078 mm.

Es ergibt sich demnach eine Außenbreite der Rahmen-tragwände:

bei Innenplattenrahmen: normal 1290 ÷ 1300 mm, ev. noch 1320 mm bei festgelagerten Achsen,

bei Barrenrahmen: 1260 ÷ 1282 mm.

2. Schnitt durch die Zylindermitte.

Konstruktion des Zylinderquerschnitts.

Großer Zylinderdurchmesser erfordert bei niederen Triebrädern ein geneigtes Triebwerk, um die Umgrenzungslinie einzuhalten; auch die Nachbarschaft von Laufrädern nächst dem Zylinder oder der Raumbedarf der über der vorderen Kuppelachse angeordneten Triebstangen kann bei Innenzylindern zu einer unter Umständen sehr starken Neigung des Triebwerks gegen die Wagerechte führen.

Typische Beispiele: Österreichische Staatsbahn Serie 110 ($S^{3/5}$ 1 C 1, Prärie-Type) vgl. Org. 1906, Taf. 1; Z. 1907, S. 1346. Badische Staatsbahn IVf ($S^{3/6}$ 2 C 1, Pazifik-Type) vgl. Z. 1908, S. 567.

3. Schnitt durch die Feuerbüchse.

Unterstützung der Feuerbüchse tunlichst unmittelbar unter dem Bodenring durch Gleitlager oder Pendelträger. Kesselträger an den Feuerkasten-Seitenwänden vermeide man nach Möglichkeit. Durchbildung des Aschkastens. Man achte auf Geräumigkeit und ausreichende Luftzufuhr durch genügend große, ev. auch seitlich anzubringende Klappen.

Gleichzeitig mit der Aufzeichnung der genannten Querschnitte, denen je nach Bedarf noch andere zu folgen haben, muß die Federung und die weitere konstruktive Durchbildung des Hauptrahmens überlegt werden.

C. Die Federung.

§ 70.

I. Die Federn werden fast ausschließlich als Biegungsfedern ausgebildet. Torsionsfedern, welche bei gleichem Volumen und gleicher Materialausnutzung die etwa 3,5 fache Federungsarbeit aufnehmen können, werden bei Lokomotiven nur notgedrungen angewendet, da sie die Schwingungen nicht dämpfen. Bei amerikanischen Drehgestellen sind sie aus Raumgründen allerdings zuweilen nicht zu umgehen (vgl. z. B. Gotthardbah'n $S^{3/5}$, 2 C o, Barbey, Taf. 67, 68).

1. Übliche Abmessungen der Biegungsfedern.

a) Spannweite, je nach Raddurchmesser und beabsichtigter Fahrgeschwindigkeit: 800, 900, 1000 ÷ 1200 mm und mehr,

- b) Krümmung der Federn vielfach derart, daß die Durchbiegung der belasteten Feder etwa 15 mm beträgt. Raummangel zwingt zuweilen zu Federn, welche im unbelasteten Zustand gerade, im belasteten an den Enden stark nach unten gekrümmt sind. Derartige Federn gelten vielfach als weniger weich als die erstgenannten.

Beispiele: Die Belpaire-Lokomotiven der Belgischen Staatsbahn, vgl. z. B. Z. 1890, Taf. XVI, XVII.

Bad. Staatsbahn IV f (S^{3/6} 2 C 1), Z. 1908, S. 567.

- c) Federblattbreite: meist 90 oder 100 mm, bis 130 mm.
 d) Federblattstärke: meist 8 ÷ 13 mm, wobei die dünneren Blätter vorzuziehen sind, wenn genügend Raum in der Höhe vorhanden.

Biegungsinsanspruchnahme k_b unter der ruhenden Federbelastung:

1. von Federn: bei gewöhnlichem Federstahl

$$k_b = 4500 \text{ bis } 5000 \text{ kg/cm}^2$$

bei Kruppschem Spezialfederstahl

$$k_b = 6000 \text{ kg/cm}^2$$

2. von Ausgleichhebeln aus gutem Flußeisen

$$k_b = 1000 \text{ bis } 1200 \text{ bis } 1300 \text{ kg/cm}^2.$$

2. Federanordnung.

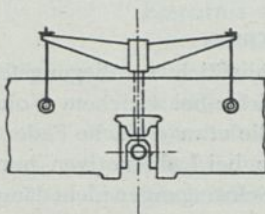


Abb. 128.

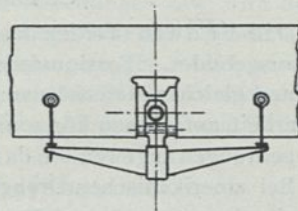


Abb. 129.

Die Federspanner sind entweder gezogen (vgl. Abb. 128) (»Hängestangen« [$k_z = 300 \text{ bis } 350 \text{ kg/cm}^2$]) oder gedrückt (vgl. Abb. 129) »Druckstangen«. Entfernung der Federmitten in der Quere, wenn möglich gleich der der Lager

mitten. Ist dies mit Rücksicht auf die Nähe des Feuerbüchsmantels oder des Langkessels nicht zugänglich, so ist ein Querträger (»Quertraverse«) einzuschalten (vgl.

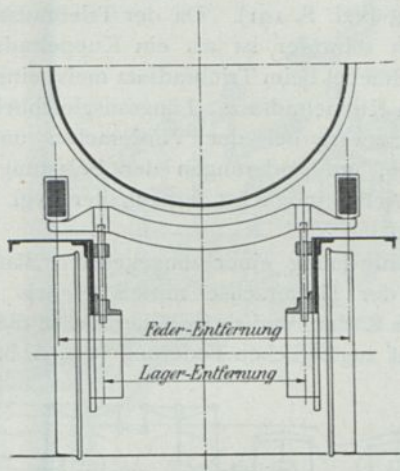


Abb. 130.

Abb. 130), welcher die Achse nach wie vor in zwei seitlichen, nicht etwa (wie ein Querhebel) in einem mittleren Punkt belastet. Dieser Querträger zählt im Gegensatz zum Querhebel mit mittlerem Drehpunkt zur ungedeferten, »direkten« Last; ist also bei Lokomotiven mit hoher Fahrgeschwindigkeit weniger erwünscht. Er verbreitert jedoch die Federbasis und erhöht die seitliche Standfestigkeit des Fahrzeugs. Bei der in Abb. 130 gezeichneten und anderen Anordnungen kommen die Federn sehr nahe an den Kessel heran. Man achte auf das Federspiel und die Möglichkeit bequemen Aufbringens der Muttern über die Federspanner bei ungespannter Feder.

Das Federspiel wird zu 25 bis 35 mm, bis höchstens 40 mm, festgesetzt. Die Anschläge der gefederten gegen die nicht gefederten Teile (zwischen Rahmen und Achskisten, zwischen Rahmen und Teilen des Federgehäuses usw.) sind dementsprechend zu bemessen.

II. Anwendung von Ausgleichhebeln.

1. Längsausgleichhebel werden vielfach angewendet bei gekuppelten Achsen zur Erzielung gleicher Achsbelastung (vgl. S. 191). Da der Triebradsatz in der Regel erheblich schwerer ist als ein Kuppelradsatz, erhält der Ausgleichhebel beim Triebradsatz meist eine größere Länge als beim Kuppelradsatz. Längsausgleichhebel sind weiter empfehlenswert bei der Vorderachse und der nächstfolgenden, um Änderungen der Belastung von der führenden Achse möglichst fernzuhalten (vgl. z. B. Abb. 131 und 132).

Die Anordnung einer umgekehrten Blattfeder und Belastung der Hinterachse mittels Hebels ermöglicht bei niedrigen Rädern und tiefer Feuerbüchse die Unterbringung einer gut zugänglichen Federung (vgl. Abb. 131).

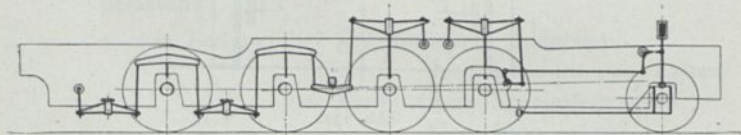


Abb. 131.

$\frac{4}{5}$ (1 D o) : Dreipunktaufhängung.

Typische Beispiele:

Bayer.Staatsbahn G $\frac{4}{5}$ (1 D o), Z. 1906, Taf. 18, (Abb. 131).

Lokalbahn A.-G. München T. $\frac{4}{4}$ (o D o), D. Lok. 1905, S. 129.

2. Querausgleichhebel bzw. Querfedern finden häufig Anwendung bei führenden Achsen, um einseitige Belastungen dieser Achse auszuschließen (vgl. Abb. 131 und 132). Die Belastung der führenden Achse in einem mittleren Punkt empfiehlt sich

- a) bei Maschinen, welche auf einem weniger sorgfältig verlegten Oberbau verkehren müssen,
- b) bei höheren Fahrgeschwindigkeiten, insbesondere bei Tenderlokomotiven, welche gleich gut und gleich rasch vor- und rückwärts verkehren sollen.

Typische Beispiele: Bayer. Staatsbahn D XII ($T\frac{2}{3}$ I B2), Pfalz-Bahn $T\frac{3}{6}$ (I C 2), bei welchen die führende Achse für die Vor- und Rückwärtsfahrt in einem mittleren Punkt belastet ist.

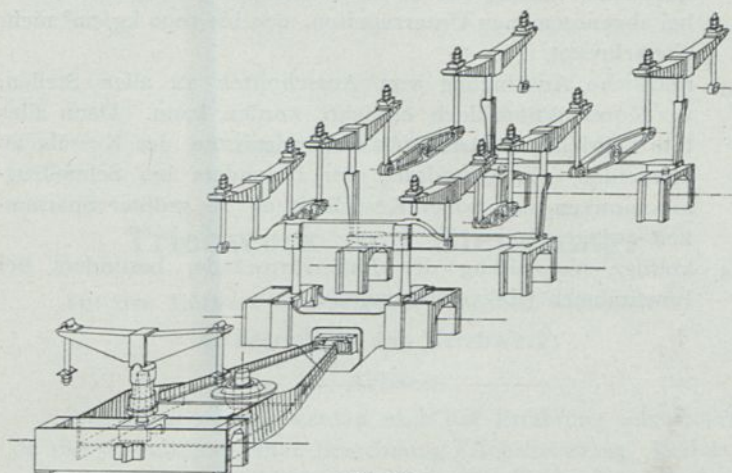


Abb. 132.

$\frac{3}{4}$ (C 10) : Dreipunktaufhängung.

Querfedern werden gewöhnlich quer, d. h. senkrecht zur Längsachse des Fahrzeugs angebracht; sie können jedoch bei Raummangel ebenso gut in der Längsrichtung (in der Maschinenmitte) angeordnet werden.

Es ist hierbei zu beachten, daß Resonanz nicht eintritt, d. h. daß die natürliche Schwingungszahl der Hauptmasse der Lokomotive, soweit sie auf seitlichen Stützpunkten ruht, mit der Umdrehungszahl der Maschine oder ihrem Vielfachen nicht zusammenfällt.

Die Unterstützung des Hauptrahmens in drei Punkten ist auch heute noch vielfach sehr beliebt.

D. Die konstruktive Durchbildung des Hauptrahmens. § 71.

Man achte auf

1. ausreichende Quer- und Diagonalversteifung der beiden Tragwände, insbesondere zwischen den Zylindern und Triebachs-lagern,

2. ausreichenden Querschnitt über den Achsausschnitten, sowie zwischen Zylinder, Gleitbahnträger und Triebachse; Blechquerschnitt derart, daß k_b bei hochgehobener Maschine, also bei abgenommenen Unterzügen, 900 bis 1000 kg/cm² nicht überschreitet,
3. reichliche Anbringung von Ausschnitten an allen Stellen, wo Konstruktionsblech entbehrt werden kann. Denn alles tote Gewicht im Rahmenbau ist zugunsten des Kessels zu vermeiden, ein Grundsatz, der besonders bei Schnellzuglokomotiven mit hoher Kesselleistung zu größter Sparsamkeit zwingt,
4. kräftige Versteifung der Bufferstirnwände, besonders bei Innenrahmen (Eckversteifungen).

Siebenter Abschnitt.

Triebwerk und Steuerung.

Für den Entwurf sind folgende Angaben wissenswert:

A. betreffend das Triebwerk.

I. Achsen.

§ 72.

Ihre Abmessungen werden nach der Erfahrung ausgeführt, da die Grundlagen einer Berechnung [(Achselbelastung, Reibung zwischen Rad und Schiene, Flanschenstöße, Schleudern, Kolbenkraft) zu unsicher sind. Die Biegungsinanspruchnahme im Achslager, hervorgerufen durch die größte Kolbenkraft, erreicht und übersteigt bei schweren Gütermaschinen häufig 2000 kg/cm^2 .

v. Borries empfiehlt für Stahlachsen folgende Abmessungen:

a) Trieb- und Kuppelachsen.

Achsdurchmesser im Schenkel:

$$d \text{ mm} = 6 \cdot \sqrt[3]{P^t (D \text{ mm} + 500)},$$

wobei P^t die Belastung der Achse, d. h. Achsdruck minus (Gewicht des Radsatzes + sonstiger die Achsläger nicht belastender Teile: Kuppelstangen, Triebstangenanteil usw.), D mm der Trieb- und Kuppelraddurchmesser.

Lagerlänge derart, daß der Auflagedruck $12 \div 16 \text{ kg/cm}^2$ nicht überschreitet. Vereinzelt vorkommende Flächendrucke von 20 kg/cm^2 und darüber haben sich nicht immer bewährt.

b) Laufachsen.

Achsdurchmesser im Schenkel:

$$d \text{ mm} = 65 \sqrt[3]{P^t},$$

wobei P^l die Belastung der Achse, d. h. Achsdruck minus Σ der die Achslager nicht belastenden Teile.

Lagerlänge derart, daß der Auflagedruck 12 kg/cm^2 nicht überschreitet.

§ 73.

II. Die Zapfen des Triebwerks.

a) Kreuzkopf- und Triebzapfen werden durch die größte Kolbenkraft bei höchstem Dampfdruck gleichmäßig belastet vorausgesetzt. Kolbenstangenquerschnitt, Gegendruck auf der anderen Zylinderseite, Beschleunigungskraft werden nicht berücksichtigt, da sie die Festigkeitsrechnung in günstigem Sinne beeinflussen. Für die genannten Zapfen sei

$$k_b < 1000 \div 1200 \text{ kg/cm}^2,$$

Werte bis $1400 \div 1500 \text{ kg/cm}^2$ seien nur ausnahmsweise bei Nickelstahlzapfen zugelassen. Flächendruck unter dem größten (nicht unter dem mittleren) Kolbendruck: $p < 150 \text{ kg/cm}^2$.

Übliche Lagerlängen für Kreuzkopfszapfen: $60 \div 85 \div 100 \text{ mm}$,

» » » Triebzapfen: $90 \div 100 \div 130 \text{ mm}$.

Triebzapfendurchmesser nach v. Borries:

$$d \text{ mm} = 0,675 \cdot \sqrt{P \text{ kg}} = l; \text{ d. h. } \frac{l}{d} = 1.$$

b) Kuppelzapfen werden durch den aus der Reibung zwischen Rad und Schiene bestimmten Widerstand belastet gedacht, und zwar soll ein Kuppelzapfen imstande sein, die der Reibung des ganzen Radsatzes entsprechende Umfangskraft aufzunehmen. f wird hierbei sehr hoch, etwa zu $\frac{1}{3}$ angenommen.

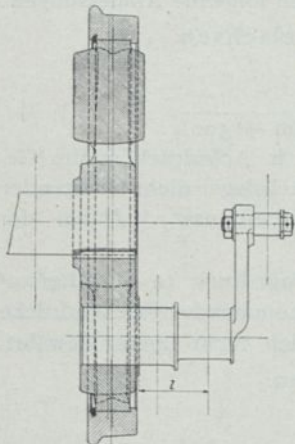


Abb. 133.

Der Kuppelzapfen der Triebachse wird durch die für den Triebzapfen bedingten Abmessungen stark genug. Der Hebelarm l der biegenden Kolbenkraft wird hierbei bis zur Einspannstelle im Radstern gemessen (vgl. Abb. 133).

Die Kuppelachsen erhalten demnach bei gleichen Achsdrücken

gleiche Zapfen, können also unter Umständen mit vollkommen gleichen Radsätzen versehen werden.

k_b und p wie bei Triebzapfen.

Übliche Lagerlängen für Kuppelzapfen: $70 \div 90 \div 100$ mm.

Anmerkung. Der im allgemeinen Maschinenbau selten angewendete Kuppelzapfen hat sich bei Kuppelzapfen wohl bewährt.

III. Die Gelenkigkeit der Kuppelstangen.

§ 74.

Die Kuppelstangen müssen

1. in senkrechter Richtung nachgiebig sein, sofern mehr als zwei Achsen zu kuppeln sind,
2. in besonderen, durch die Kurvenbeweglichkeit bedingten Fällen nach Bedarf in wagrechtem Sinn nachgiebig sein.

Die günstigste Anordnung der hierzu erforderlichen Gelenke muß von Fall zu Fall gesucht und reiflich überlegt werden. Man achte besonders auf gute Führung der Kuppelstangen in wagrechtem Sinne.

IV. Trieb- und Kuppelstangen.

§ 75.

Die Formgebung der Stangenschäfte ist besonders bei schweren Maschinen vorwiegend durch die Form der Stangenköpfe bestimmt. Schroffe Übergänge sind peinlich zu vermeiden. I-Querschnitt ist bei schwereren Ausführungen dem Rechtecksquerschnitt vorzuziehen.

Die Triebstange wird durch den größten Kolbendruck belastet. Die Belastung der Kuppelstangen aus der Reibung zwischen Rad und Schiene möge aus dem Beispiel eines Fünfkupplers ersehen werden (vgl. Abb. 134).

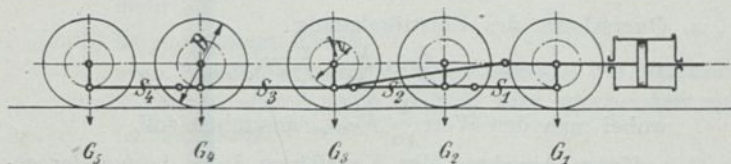


Abb. 134.

Belastung der Stange I—II: $S_1 = f G_1 \cdot \frac{h}{D}$

» » » II—III: $S_2 = f (G_1 + G_2) \cdot \frac{h}{D}$

$$\text{Belastung der Stange III—IV: } S_3 = f (G_4 + G_5) \cdot \frac{h}{D}$$

$$\text{» » » IV—V: } S_4 = f G_5 \cdot \frac{h}{D}$$

wobei $f = \frac{1}{3}$, $G_1, G_2 \dots G_5$ die Achsdrücke der Achsen I, II, III, IV, V, D der Triebraddurchmesser, h der Kolbenhub.

Nach Gölsdorf empfiehlt sich bei Trieb- und Kuppelstangen die Einhaltung folgender Werte:

	bei Trieb- stangen	bei Kuppel- stangen
Zugbeanspruchung in den Stangenköpfen		
im vollen, ungeschwächten Querschnitt	400 ÷ 500 kg/cm ²	
in dem durch Löcher verschwächten Querschnitt	300 ÷ 400 »	
Zugbeanspruchung im Schaft (durch die Stangen- kraft)	400 ÷ 500 »	
Biegebungsbeanspruchung im Schaft (durch die Flieh- kraft)	1000 ÷ 1500 »	
Knicksicherheit des Schaftes in senkrechter Richtung	4 ÷ 6 fach	6 ÷ 8 fach
» » » » wagrechter Richtung		
(gegen die »Peitschwirkung«)	2 ÷ 3 fach	3 ÷ 5 fach

B. betreffend die Steuerung.

Die Durchbildung der Steuerung ist Sache der Detailkonstruktion. Indes können nachstehende Angaben unter Umständen schon beim Entwurf einer Lokomotive von Nutzen sein.

§. 76.

I. Die innere Steuerung.

1. Querschnitt des Einströmkanals

$$f_{\text{Kanal}} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{12} \div \frac{1}{15} F_{\text{Kolben}},$$

wobei man den Wert $\frac{1}{10} F_{\text{Kolben}}$ anstreben soll.

Unter Annahme der Kanallänge b (= Länge der gesteuerten Kante) ergibt sich die Kanalbreite $a = \frac{f_{\text{Kanal}}}{b}$.

Kanallänge $b = (0,7 \div 0,95) \times \text{Zylinderdurchmesser}$
 oder $6 \div 4$ mm für 1 l Hubraum bei Hochdruckzylindern,
 $3 \div 2,5$ mm für 1 l Hubraum bei Niederdruckzylindern

2. Schieberbauart. Bei regelmäßigem Gebrauch von großen Füllungen (Verschiebemaschinen usw.) genügt ein Schieber mit einfachem Ein- und Auslaß. Wird dagegen vorwiegend mit Füllungen unter 40% gefahren (Eilgüterzug-, Schnellzugdienst), so empfiehlt sich doppelter Einlaß bei einfachem Auslaß: Trick-Schieber, Wilhelm Schmidt-Schieber. Doppelter Ein- und Auslaß nach Penn wird nur bei großen Niederdruckzylindern zur Vermeidung zu großer Schieberabmessungen notwendig. Die Vorzüge des Kolbenschiebers führen trotz der gelegentlich nicht unbeträchtlichen Dampfverluste zu dessen immer größerer Verbreitung.
3. Größte anzustrebende Füllung: $76 \div 78\%$, besser 80% , bei Zweizylinderverbundwirkung allenfalls noch größer. Unbequeme Abmessungen der äußeren Steuerung, herrührend von sehr hohem größtem Füllungsgrade, lassen sich vielfach durch Gölsdorf-Schlitze, d. h. durch örtliche Verminderung der Einlaßdeckung, vermeiden.
4. Die größte Schieberauslenkung sei derart, daß bei größter Füllung der Kanal beim Einlaß etwas überschliffen oder ganz oder wenigstens zu $75 \div 80\%$ eröffnet wird. Übliche Werte für $\xi_{\max \text{ Füllung}}$: $45 \div 50 \div 65$ mm, zuweilen noch mehr.
5. Schieberspiegel derart, daß der Auspuffkanal bei größter Füllung überschliffen wird.
6. Lineares Veröffnen
 - a) bei einfachem Einlaß:
 - bei Verschiebe- und Gütermaschinen: $2 \div 3$ mm,
 - bei regelmäßig höheren Umlaufzahlen: $3,5 \div 5$ mm und mehr;
 - b) bei doppeltem Einlaß:
 - etwa $\frac{3}{4}$ der genannten Werte, so daß das wirksame Veröffnen etwa 1,5 mal so groß wird wie bei dem einfachen Einlaß.

Die höheren Werte sind bei Niederdruckzylindern empfehlenswert.

Anmerkung. Bei der Stephenson- und Allan-Steuerung mit offenen Stangen nimmt das lineare Veröffnen zweckmäßig bis zum Werte 0 mm bei größter Füllung ab.

7. Die Auslaßdeckung ist um so kleiner auszuführen, je höher die Umlaufzahl im regelmäßigen Betrieb steigt. Verschiebemaschinen und Güterlokomotiven für ausgesprochenen Gebirgsdienst erhalten möglichst große positive Auslaßdeckung, etwa bis zu 6 mm. Bei Maschinen mit hoher Umlaufzahl geht man bei Zwillingswirkung etwa bis — 4 mm, selbst bis — 6 mm herab. Hochdruckzylinder von Verbundlokomotiven erhalten große negative Auslaßdeckung, vielfach bei absichtlich vergrößertem schädlichen Raum des Hochdruckzylinders, um bei kleinen Füllungen zu hohen Kompressionsenddruck zu vermeiden.

§ 77.

II. Die äußere Steuerung.

Anzustreben ist Walschaert-Heusinger-Steuerung, welche zurzeit für Lokomotiven am geeignetsten ist. Eigenschaften: In einem festen Lager schwingende Kulisse, demnach Widerstandsfähigkeit der Steuerung in der Querrichtung; Möglichkeit großer Schieberauslenkungen; genauere Dampfverteilung als bei allen anderen Umsteuerungen; kein Einfluß des Federspiels bei richtiger Lage des Angriffspunktes der Exzenterstange am Kulissenhorn (Mittellage des angetriebenen Kulissenpunktes in der Wagrechten durch das Triebachsmittel); Aufbau der Steuerung in einer Ebene; in der Regel Ersatz der zu Heißlaufen neigenden Exzenterstange durch einen Gegenkurbelzapfen.

An zweiter Stelle empfiehlt sich die Stephenson-Steuerung mit offenen Stangen, weiter bei genügendem Raum in der Längsrichtung die Allan-Steuerung, weniger die Gooch-Steuerung.

Die Joy-Steuerung wird aus Raum- (und wohl auch aus nationalen) Gründen in England vielfach ausgeführt. Eigenschaften: Aufbau in einer Ebene, großer Raumbedarf in senkrechter Richtung, starker Einfluß des Federspiels, starker Verschleiß des Kulissensteins, gefährliche Biegungs-Inanspruchnahme der Triebstange.

Achter Abschnitt.

Die Bestimmung des Leer- und Dienstgewichts. Die Verwirklichung der angestrebten Achsdrücke.

1. Die Berechnung des Leer- und Dienstgewichts. § 78.

Die Gewichts Berechnung bezweckt die ungefähre Feststellung

1. des Leergewichts L_l , des Dienstgewichts L ,
2. der zu erwartenden Achsdrücke $G_1, G_2 \dots G_n$.

Das Leergewicht L_l ist das Gewicht der leeren Lokomotive, ohne Wasser im Kessel, ohne Brennstoff auf dem Rost, ohne Sand in den Kästen, ohne Mannschaft auf dem Führerstand, ohne Vorräte in den allenfalls vorhandenen Wasser- und Brennstoffbehältern. Gewöhnlich wird die »Ausrüstung« (Werkzeuge, Laternen, Signalscheiben, Winden, Fackeln usw.) nicht in das Leergewicht einbezogen.

Das Dienstgewicht $L =$ Leergewicht + Kesselwasser bei mittlerem Wasserstand und der dem höchsten Dampfdruck entsprechenden Temperatur + Rostbeschickung + Sandkastenfüllung + Mannschaft + Ausrüstung, wozu bei Tenderlokomotiven noch die (vollen) Wasser- und Brennstoffvorräte kommen.

Anhaltspunkte zur Gewichts Berechnung. § 79.

Das Lokomotivgewicht gliedert sich in die nicht gefederte »direkte« Last, umfassend die Radsätze, die Kuppelstangen, die sich drehenden Triebstangen-

anteile, die Achskisten und allenfalls mit diesen verbundene Teile, Federstützen, allenfallsige Quertraversen, die Federn, Drehgestelldeichseln usw.

und in die gefederte »indirekte« Last, welche alle Teile umfaßt, die von den Federhänge- oder Stützstangen getragen werden.

Nachstehend sind Anhaltspunkte für die Gewichte vielfach vorkommender Einzelteile gegeben, und zwar entweder durch Erfahrungsformeln oder durch Zahlenwerte, welche Mittelwerte leichter, mäßig schwerer und schwerer Ausführungen regelspuriger Maschinen sind.

Nicht genannte Teile müssen von Fall zu Fall gerechnet werden.

Die etwas ausführlicheren Angaben über Lokomotiv-Ausrüstungsteile sollen einen Überblick über die Vielgestaltigkeit des Zubehörs einer neuzeitlichen Maschine und die recht beträchtlichen Gewichtsansprüche dieser Teile geben.

§ 80.

I. Teile des Rahmens.

1. Radsätze.

Radsatzgewicht von Vollbahnlokomotiven mit $10 \div 14$ t Achsdruck nach v. Borries

bei Triebrädern ($D + 1600$) kg, bei Kropfachsen noch etwa $400 \div 600$ kg Zuschlag,

bei Kuppelrädern ($1,4 D + 350$) kg,

bei Laufrädern ($1,2 D$) kg,

wobei D der Laufkreisdurchmesser in mm der mit 65 mm Reifenstärke auszuführenden Räder.

2. Achskisten, komplett mit Lagerschalen, Unterteilen usw.

a) Laufradachskisten.

1. Lokomotivbauart α) bei $8 \div 10$ t Achsdruck, bei 135 mm Schenkeldurchmesser und 150 mm Lagerlänge für 1 Radsatz: $2 \times (39 \div 46) = 78 \div 92$ kg;

β) bei $12 \div 13$ t Achsdruck, bei 160 mm Schenkeldurchmesser und 200 mm Lagerlänge für 1 Radsatz: $2 \times 75 = 150$ kg.

2. Geschlossene Wagenbauart, bei Drehgestellen mit Außenrahmen in Anwendung, bei $10 \div 12$ t Achsdruck, bei 105 mm Schenkeldurchmesser und 190 mm Lagerlänge, für 1 Radsatz: $2 \times 73 = 146$ kg.

b) Trieb- und Kuppelrad-Achskisten.

Bei ca. $10 \div 12$ t Achsdruck, bei 120 mm Schenkeldurchm. und 140 mm Lagerlänge für 1 Radsatz $2 \times 31 = 62$ kg.

Bei ca. $12 \div 14$ t Achsdruck, bei 170 mm Schenkeldurchm. und 180 mm Lagerlänge für 1 Radsatz $2 \times 65 = 130$ kg.

Bei ca. $14 \div 16$ t Achsdruck, bei 185 mm Schenkeldurchm. und 220 mm Lagerlänge für 1 Radsatz $2 \times 95 = 190$ kg.

3. Achskistenführungen.

a) Geteilte »Schleifbacken«

1. für Laufachsen mit Unterzugeisen usw. komplett:

bei ca. 11 t Achsdruck für 1 Radsatz: $2 \times 28 = 56$ kg.

2. für Trieb- und Kuppelachsen,

α) leichte Ausführung bei $10 \div 14$ t Achsdruck, ohne Nachstellung, mit Unterzugeisen für 1 Radsatz:
 $2 \times (30 \div 42) = 60 \div 84$ kg,

β) schwere Ausführung bei $14 \div 16$ t Achsdruck, mit Keilnachstellung, Unterzugeisen: $2 \times (60 \div 70) = 120 \div 140$ kg.

b) Geschlossene »Achsgabel«

1. für Laufachsen mit Unterzugeisen usw. komplett:

bei ca. 11 t Achsdruck für 1 Radsatz: $2 \times 65 = 130$ kg,

2. für Trieb- und Kuppelachsen, mit Keilnachstellung, Unterzugeisen usw.:

bei ca. 10 t Achsdruck für 1 Radsatz: $2 \times 70 = 140$ kg

» » 12 t » » 1 » : $2 \times 85 = 170$ »

» 14 u. mehr t » » 1 » : $2 \times (100 \div 140) = 200 \div 280$ kg.

Die Achskistenführung ist einer der wenigen Konstruktionsteile, bei welchen durch sparsame Bemessung der Abmessungen eine erhebliche Gewichtsersparnis möglich ist.

4. Die Rahmentragwände (Bleche, Barreneisen) sind von Fall zu Fall unter Berücksichtigung der Ausschnitte usw. zu berechnen. Die gewählte Stärke der Tragwände beeinflusst das Lokomotivgewicht sehr.

5. Die Quer- und Diagonalversteifung des Rahmens durch Querwände und wagerechte Längsbleche (Bodenbleche, Deckbleche) kann einschließlich der zu ihrer Verbindung erforderlichen Rahmenwinkel geschätzt werden:

beim Kraußschen Kastenrahmen		} für den laufenden m Rahmenkonstruktion (gemessen von der vorderen bis zur hinteren Stirnwand).
leichte Durchbildung	360 ÷ 410 kg	
schwerere »	410 ÷ 480 »	
		und mehr
beim Innenrahmen		}
leichte Durchbildung	350 kg	
mittelschwere »	420 »	
		»
		500 »
beim Außenrahmen etwa das 1,1 ÷ 1,3fache der beim Innenrahmen angegebenen Werte		

Außergewöhnlich leicht durchgebildete regelspurige Lokomotiven weisen selbst nur 300 kg/m auf.

Anmerkung. Es sei ausdrücklich betont, daß bei vorstehenden Angaben die Hauptrahmenbleche nicht eingeschlossen sind. Das geringe Gewicht des Kraußschen Kastenrahmens ist vorwiegend in der geringen Blechstärke seiner Längswände begründet, kommt also in den angegebenen Zahlen nicht sehr zur Geltung.

Zur Gewichtsermittlung einzelner Bleche und Rahmenwinkel bediene man sich der Zahlentafeln 10 und 11.

6. Sonstige Teile des Rahmens, wie die Federn ($\gamma = 7,85 \text{ kg/l}$ Federstahl), Federstützen, ihre Führungen, Federspanner, Ausgleichhebel, Traversen usw., allenfallsige Wasser- und Kohlenkästen u. dgl. müssen von Fall zu Fall gerechnet bzw. geschätzt werden.
7. Kupplungsteile.
- 1 Paar Puffer, je nach Bauart 120 ÷ 170 kg.
 - 1 Zughaken, je nach Länge der Zugstange ohne Zubehör 16 ÷ 48 kg.
 - 1 Zughakenfeder von 5 t Tragkraft (Kegelfeder mit Rechteckquerschnitt) 15,5 kg.
 - 1 einfache Zughakenführung (Gußkörper) 40 kg.
 - 2 Zughakenfedern mit Traverse für 10 t Tragkraft, Federführungen und sonstigem Zubehör 69 kg.

Zahlentafel Nr. 10.

Gewichte von Flusseisenblechen in kg für 1 m² Blech.

1	2	3	4	5	6	mm Blechstärke
7,85	15,70	23,55	31,40	39,25	47,10	kg/m ²
7	8	9	10	11	12	mm Blechstärke
54,95	62,80	70,65	78,50	86,35	94,20	kg/m ²
13	14	15	16	17	18	mm Blechstärke
102,05	109,90	117,75	125,60	133,45	141,30	kg/m ²
19	20	21	22	23	24	mm Blechstärke
149,15	157,00	164,85	172,70	180,55	188,40	kg/m ²
25	26	27	28	29	30	mm Blechstärke
196,25	204,10	211,95	219,80	227,65	235,50	kg/m ²

Zahlentafel Nr. 11.

Gewichte gebräuchlicher gleichschenkeliger Rahmenwinkel für den laufenden Meter.

120/16	90/14	75/14	65/13	60/9	45/6,5	35/5	mm
28,5	18,3	15,0	12,3	7,8	4,4	2,6	kg/m
120/15	90/13	75/12	65/11	60/8	45/5	35/4	mm
26,5	17,0	13,0	10,3	7,04	3,36	2,08	kg/m

- 1 Schraubenkupplung + 1 Sicherheitskupplung: $20 + 22 = 42$ kg.
 1 Zugkasten der Tenderkupplung in Eisen- oder Stahlguß je nach erforderlichem Gewicht: $60 \div 200$ kg und mehr.
 1 normale Tenderkupplung, bestehend aus 1 Haupt- und 2 Notkuppelleisen, den zugehörigen »Kuppelnägeln«, 2 Stoßpuffern mit Führungen, jedoch ohne Zugkasten, ohne Tenderfeder: ca. $250 \div 300$ kg.

§ 81.

II. Teile des Kessels.

1. Die Kesselschale mit eingesetzter Feuerbüchse, einschließlich der Verankerungen, jedoch ohne Siederohre, ohne Armatur, ohne Verkleidung kann nach Kramář in folgender Weise überschlägig bestimmt werden (vgl. Org. 1906, S. 12):

Bezeichnet h_1 m² die wasserberührte Heizfläche der Feuerbüchse (= feuerberührte Heizfläche der Büchse $H_{B_1} + 0,03 H_B$),

h_2 m² die wasserberührte Heizfläche der Siederohre = $d_a^2 \pi \cdot l \cdot i$,

p^{atm} die höchste zulässige Dampfspannung,

so ist das Kesselgewicht

$$G_K = G_{St-K} + G_{L-K}$$

= Stehkesselgewicht (Feuerbüchse mit Feuerbüchsmantel) + Langkesselgewicht.

Hierbei ist

$$G_{St-K} = 250 + 435,6 h_1.$$

$$G_{L-K} = G_Z + G_R + G_{R-R} + G_D.$$

= Zylindrische Schüsse + Rauchkammer + Rauchkammerrohrwand + Dom.

$$G_Z = 0,0255 \cdot p \cdot h_2 \cdot [8,33 - 0,016 h_2] \cdot \sqrt{h_2}.$$

$$G_R = 29,5 \sqrt{h_2}.$$

$$G_{R-R} = 0,2 \cdot [12,1 h_2 - 37,2 \sqrt{h_2}].$$

$$G_D = 265.$$

Die genaue Bestimmung des Kesselgewichts erfordert die Abwicklung aller Bleche und getrennte Gewichtsbestimmung der einzelnen Blechtafeln und sonstigen Kesselteile.

2. Gewicht der Siederohre für den laufenden Meter.

a) Glatte Eisenrohre:

39,5/44	40/44	40/45	43/47,5	45/50	46/50	47/52 mm.
2,302	2,058	2,603	2,49	2,90	2,368	3,032 kg/m.

b) Glatte Messingrohre:

40/44	45/50	46/50 mm.
2,24	3,17	2,58 kg/mm ²

c) Serve-Rippenrohre:

45/50	55/60	65/70 mm.
4,20	5,24	6,31 kg/m.

3. Gewicht der Rauchrohre des Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzers für den laufenden Meter:

100,5/108	118/127	123/133 mm.
9,56	13,48	14,17 kg/m.

4. Gewicht von Überhitzerrohren für den laufenden Meter:

23/30	26/33	28/35 mm.
2,287	2,55	2,70 kg/m.

5. Kesselarmatur:

Sicherheitsventile.

Ramsbottom-Doppelventil für Kessel bis ca. 120 m² Heizfläche: 26 kg.

Ramsbottom-Wöhler-Ventil für Kessel bis ca. 120 m² Heizfläche: 48 kg, über 120 m² Heizfläche 100 kg.

Sicherheitsventil mit Federwage 1 Stück ca. 30 kg.

1 Hochhub-Sicherheitsventil, Bauart Pop, 5 ÷ 15 kg, je nach Größe.

Wasserstandszeiger: 1 Stück 8 ÷ 10 kg.

Probierhahn: 1 Stück 1,3 kg.

Probierventil: 1 Stück 2 ÷ 2,3 kg.

Manometer (Druckmesser): 1 Stück 2,1 ÷ 3,2 kg.

Dampfentnahmeventil: 1 Stück 5 ÷ 6 kg.

Armaturstutzen mit kompletter Armatur: 1 Stück 20 ÷ 30[±] 60 kg.

Pfeife mit Hebel und einfacher Zugstange: 1 Stück ca. 8 kg.

Kesselablaßhahn: 1 Stück 6 ÷ 10 ÷ 12 kg.

Injektoren (Strahlpumpen), Bauart Friedmann, Klasse SZ, mit 6 mm Düsenweite und ca. 88 l/min: 1 Stück 18,5 kg.

7	»	»	»	»	117	»	»	21	»
---	---	---	---	---	-----	---	---	----	---

8	»	»	»	»	152	»	»	25	»
---	---	---	---	---	-----	---	---	----	---

9	»	»	»	»	190	»	»	28,5 ÷ 30	kg.
---	---	---	---	---	-----	---	---	-----------	-----

10	»	»	»	»	230	»	»	30 ÷ 35	»
----	---	---	---	---	-----	---	---	---------	---

Kesselspeiseventil (»Speiskopf«) mit Absperrhahn und Rückschlagventil: 6 ÷ 16 ÷ 30 kg.

6. Sonstige Kesselteile.

Feuertüre mit Schutzring bei 350 mm Schürlochdurchmesser:
40 kg; bei ovalem Schürloch (350 × 280 mm): 39 kg.

Roststäbe mit Roststabträger pro 1 m² Rostfläche:

a) bei 100 ÷ 110 mm hohen einfachen Stäben: 380 ÷ 470 kg/m²
Rostfläche,

b) bei 90 mm hohen, gußeisernen Doppelstäben: 260 ÷ 320 kg/m²
Rostfläche,

Aschkasten, je nach Geräumigkeit und Zahl der Luftklappen:
170 ÷ 260 ÷ 450 kg/m² Rostfläche.

Regler komplett mit Reglerkopf, Gestänge usw. 120 ÷ 230 kg.

Der vordere Kesselträger (»Rauchkammersattel«), die Rauchkammertüre, der Kamin können in wirksamer Weise zur Regelung der Lastverteilung des Lokomotivvorderteils herangezogen werden.

§ 82.

III. Teile des Triebwerks.

Dampfzylinder samt Schieberkasten und Deckeln pro 1 l Hubraum:

a) bei innen oder außen liegenden Hochdruckzylindern:
12 ÷ 14 ÷ 20 kg/l,

b) bei leicht konstruierten Niederdruckzylindern: 8 kg/l und weniger, je nach Größe der Ausladung des Zylinders.

Die übrigen Teile des Triebwerks müssen von Fall zu Fall überschlagen *werden.

§ 83.

IV. Die Ausrüstung.

Kesselverkleidung, Führerstand, Sandkasten, allenfallsige Wasser- und Kohlenkasten, Bremseinrichtungen mit Hand-, Dampf- oder Luftbetrieb, die Ausrüstung im engeren Sinn (Werkzeuge, Laternen, Signalscheiben, Schilder, Winden usw.) beanspruchen je nach Größe der Maschine 1,2 ÷ 6 t.

Kesselverkleidung: 300 ÷ 800 kg.

Führerstand: 300 ÷ 500 bis 1200 ÷ 1400 kg.

Westinghouse-Bremseinrichtung mit Dampf- und Luftpumpe, Hauptbehälter und Zubehör: 400 ÷ 500 kg; hierzu Rohrleitungen: 100 ÷ 200 kg.

Exter-Bremshebel mit Lager, Winkelhebel und Zugstange:
ca. 70 kg.

1 Paar Bremsklötze: $40 \div 50$ kg.

Ausrüstung: Werkzeuge: $12 \div 50$ kg,

1 Laterne: $15 \div 22,5$ kg,

1 Winde bei 10 t Tragkraft: $50 \div 70$ kg,

1 Winde bei 15 t Tragkraft: 82 kg.

Nach Feststellung des Leer- und Dienstgewichts und gleichzeitiger Ermittlung der Schwerpunktlage der wesentlichen Teile erfolgt die Verwirklichung der angestrebten Achsdrücke.

Angaben der ungefähren Schwerpunktlage einzelner Lokomotivteile, wenn deren genaue Ermittlung umgangen werden soll. § 84.

1. Der Schwerpunkt des Rahmens kann ohne Berücksichtigung der über die Pufferstirnwand hinausragenden Teile (Puffer, Kuhfänger etc.) genügend genau in der Längsmittle des Rahmens angenommen werden.

Anmerkung. Bei genauer rechnerischer oder zeichnerischer Bestimmung des Rahmenschwerpunkts wird die Form des Rahmenblechs bzw. der Barrenstücke in Karton ausgeschnitten und die Schwerpunktlage durch mehrmalige Bestimmung der Schwerlinie mittels Aufhängung an einem Faden gesucht.

2. Der Schwerpunkt des Kessels mit Wasserfüllung liegt unter normalen Verhältnissen bei zylindrischen Kesselschüssen und nicht allzu langer Rauchkammer beiläufig in

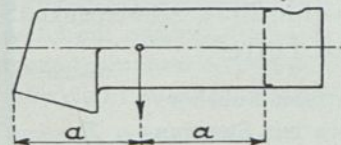


Abb. 135.

der Mitte des Abstandes der Rauchkammerrohrwand von der durch das hintere Kesselende gezogenen Senkrechten (vgl. Abb. 135).

II. Die Verwirklichung der angestrebten Achsdrücke.

Die Achsdrücke, welche sich für die zu entwerfende Lokomotive empfehlen und die Achsstände, also die Lage der einzelnen Achsen sind bereits festgelegt. Es ist nunmehr festzustellen, ob und wie die angestrebten Achsdrücke bei den angenommenen Achsständen verwirklicht werden können.

Ein rechnerischer Weg, der zum Ziele führt, sei allgemein kurz gekennzeichnet und an einem Beispiel erläutert.

§ 85. Allgemeines Verfahren zur Verwirklichung angenommener Achsdrücke.

1. Wahl einer beliebigen Momentenlinie, auf welche sämtliche nachstehend aufzustellenden Momente bezogen werden sollen. Diese Linie wird vielfach in die Ebene der hinteren Pufferkante verlegt (vgl. Abb. 136, S. 260).
2. Aufstellung des vom Dienstgewicht der Lokomotive erzeugten Gesamtmomentes M .

$$M = \Sigma Gg = G_1g_1 + G_2g_2 + \dots + G_n g_n,$$

wobei $G_1 G_2 \dots G_n$ die angestrebten Achsdrücke der einzelnen Achsen,

$g_1 g_2 \dots g_n$ ihre Abstände von der gewählten Momentenlinie sind.

3. Zusammenstellung der Gewichte der ungefederten und der gefederten Teile der Lokomotive und ihrer Schwerpunktsabstände, zweckmäßig zusammengefaßt in

I. Ungefederte Teile: Radsätze mit Achskisten, Federn mit Stützen, Kuppelstangen, Triebstangenanteile, etwa vorhandene Drehstelldeichseln usw.

Gesamtgewicht ΣU t, Schwerpunktsabstand u m.

II. Gefederte Teile:

	Gewicht:	Schwerpunktsabstand:
a) Rahmen samt Zubehör	R t	r m
b) Triebwerk mit Steuerung	T »	t »
c) Kessel im Dienst	K »	k »
d) Gesamtausrüstung im Dienst	A »	a »

4. Das unter 2. gefundene Gesamtmoment M wird verwirklicht, wenn

$$M = U \cdot u + R \cdot r + T \cdot t + K \cdot k + A \cdot a \text{ ist.}$$

In dieser Gleichung ist über sämtliche Größen, insbesondere über die Schwerpunktsabstände u , r , t , k , a durch den Entwurf bereits verfügt. Um die Erfüllung der Gleichung zu prüfen, empfiehlt es sich, *keinen der Schwerpunktsabstände als Unbekannte einzuführen und alsdann zu untersuchen, wie weit sich der rechnerisch gefundene Wert desselben mit dem konstruktiv bereits angenommenen Werte deckt.*

Hierzu eignet sich vorzugsweise der Abstand k des Kesselschwerpunkts, da der sich ergebende Unterschied der Rechnung und Konstruktion beim Kessel am leichtesten ausgeglichen werden kann. Denn 1. ist der (mit Wasser gefüllte) Kessel relativ schwer, hat also auf die Lastverteilung starken Einfluß, 2. kann eine Verschiebung des Kessels in engen Grenzen (etwa bis 0,5 m), je nach Bauart der Lokomotive meist ohne erhebliche weitere konstruktive Änderungen vorgenommen werden.

5. Untersuchung, ob der neuen, durch Rechnung bestimmten Kessellage keine baulichen Hindernisse im Wege stehen. Die im § 55, S. 189 angeführten Gesichtspunkte sind hierbei wohl zu beachten.

Kann die rechnerisch bestimmte Lage des Kessels aus konstruktiven Gründen nicht verwirklicht werden, so müssen Änderungen in der Annahme der Achsstände oder der Schwerpunktslagen des Rahmens, des Kessels, der Gesamtausrüstung (bei Tendermaschinen der Vorräte), so lange vorgenommen werden, bis sich die angestrebten Achsdrücke ergeben.

Beispiel zur Erläuterung des im § 85 gegebenen allgemeinen § 86. Verfahrens, in welchem untersucht wird, ob die ursprünglich in Aussicht genommenen Achsdrücke tatsächlich verwirklicht werden können.

1. Der Entwurf einer $\frac{3}{4}$ gekuppelten (1 C o) Tenderlokomotive sei nach der bisher gegebenen Anleitung durchgeführt und in einer im Maßstab 1 : 50 angefertigten Skizze aufgezeichnet (vgl. Abb. 136, S. 260). Nachstehende Gewichte und Schwerpunktsabstände der in der Ebene der hinteren Pufferkante angenommenen Momentenlinie sind ermittelt:

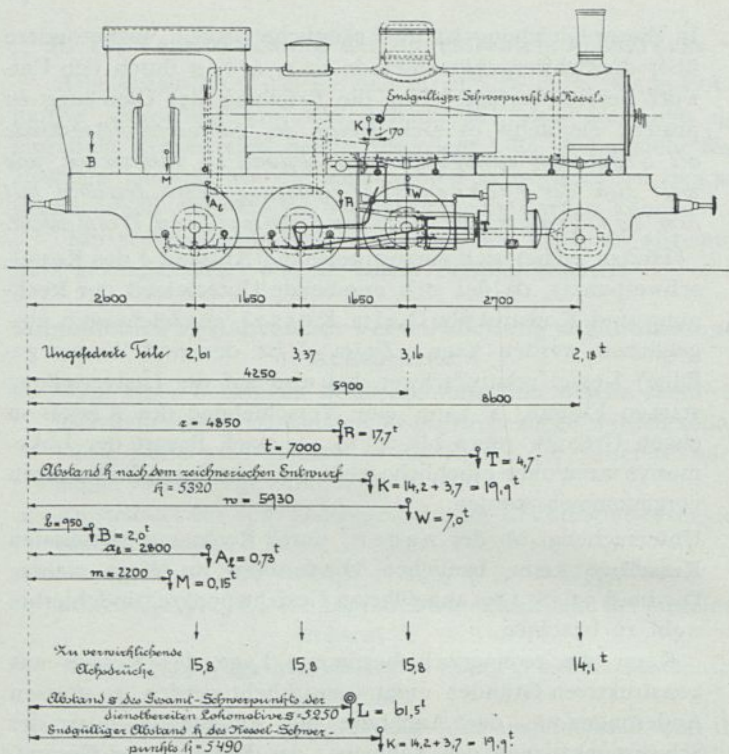


Abb. 136.

I. Ungefederte Teile:

	Gewicht t	Schwer- punkts- abstand m	Er- zeugtes Moment mt
1. Radsatz: Laufachse ¹⁾	$U_1 = 2,18$	$u_1 = 8,6$	18,75
2. Radsatz: Vordere Kuppelachse ²⁾ $U_2 = 3,16$	$u_2 = 5,9$	18,62	
3. Radsatz: Triebachse ³⁾	$U_3 = 3,37$	$u_3 = 4,25$	14,32
4. Radsatz: Hintere Kuppelachse ⁴⁾ $U_4 = 2,61$	$u_4 = 2,6$	6,77	

1) Mit Achskisten, Federn und Deichselanteil des Krauß-Helmholtz-Drehgestells. 2) Mit Achskisten, Federn, Deichselanteil des Drehgestells und Kuppelstangenanteil. 3) Mit Achskisten, Federn, Trieb- und Kuppelstangenanteil. 4) Mit Achskisten, Federn und Kuppelstangenanteil.

$$\Sigma Uu = 18,75 + 18,62 + 14,32 + 6,77 = 58,46 \text{ m/t.}$$

II. Gefederte Teile:

	Gewicht t	Schwer- punkts- abstand m	Er- zeugtes Moment mt
a) Rahmen. Bleche, Winkel, Achskisten- führungen, Federung, Zug- und Stoßvorrichtung, Bahnräumer, Gleitbahnträger, Bremseinrich- tungen: 15,0 t. Wasser- und Kohlenkasten, Führerstand: 2,7 t.	$R = 17,7$	$r = 4,85$	86,6
b) Triebwerk. Zylinder, Kolben, Kreuzköpfe, Triebstangenanteile, innere u. äußere Steuerung, Umsteue- rungsvorrichtung.	$T = 4,7$	$t = 7,0$	32,9
c) Kessel. Leer: Kesselschale mit ein- gesetzter Feuerbüchse, Siede- rohrbündel; komplette Arma- tur, Ein- und Ausströmrohre, Blasrohr, Rost, Aschkasten, Rauchkammertüre, Kamin, Kesselverkleidung. Hierzu zur Dienstbereit- schaft: Wasser im Kessel bei mittlerem Wasserstand, Rost- beschickung.	14,2	$\left. \begin{array}{c} k. \\ \text{Ent-} \\ \text{worfen} \\ (k = 5,32) \end{array} \right\}$	$14,2 \cdot k$
	3,7	$k + 0,22^1)$	$3,7 \times (k + 0,22)$
d) Gesamtausrüstung. Vorräte an Speisewasser . . . $W = 7$		$w = 5,93$	41,51
Vorräte an Brennstoff . . . $B = 2$		$b = 0,95$	1,90
Besondere Ausrüstung (Werk- zeuge, Winden, Laternen usw.) $A_b = 0,73$		$a_b = 2,8$	2,04
Lokomotivmannschaft . . . $M = 0,15$		$m = 2,2$	0,33

¹⁾ Der Schwerpunkt der Wasserfüllung usw. liegt bei den gewählten Kesselabmessungen um 0,22 m vor dem Schwerpunkt des leeren Kessels.

2. Die vorstehend zusammengefaßten Gewichte erzeugen in bezug auf die gewählte Momentenlinie folgende Momente:

I. Ungefederte Teile:

$$\Sigma Uu = 18,75 + 18,62 + 14,32 + 6,77 = 58,46 \text{ mt.}$$

II. Gefederte Teile:

a) Rahmen $Rr = 86,6 \text{ mt,}$

b) Triebwerk $Tt = 32,9 \text{ mt,}$

c) Kessel im Dienst $Kk = 14,2 k + 3,7 (k + 0,22) \text{ mt,}$

d) Gesamtausrüstung $Aa = 41,51 + 1,9 + 2,04 + 0,33 = 45,78 \text{ mt.}$

3. Die entworfene Lokomotive soll bei den in Abb. 136 gegebenen Achsständen nachstehende Achsdrücke haben:

	Achsdruck G	Schwerpunktsabstand g	Erzeugtes Moment
	t	m	mt
1. Achse (Laufachse)	14,1	8,6	121,2
2. » (Vordere Kuppelachse)	15,8 ¹⁾	5,9	93,2
3. » (Triebachse)	15,8 ¹⁾	4,25	67,1
4. » (Hintere Kuppelachse)	15,8 ¹⁾	2,6	41,1
	$L = 61,5$		322,6

¹⁾ 15,8 t sind gegenüber dem höchsten zulässigen Achsdruck von 16 t gewählt, um bei der Ausführung noch eine Sicherheit gegen Überschreitung des gerechneten Gewichtes zu haben.

Die angestrebten Achsdrücke erzeugen ein Gesamtmoment M :

$$M = \Sigma Gg = 121,2 + 93,2 + 67,1 + 41,1 = 322,6 \text{ mt.}$$

Der zu verwirklichende Gesamtschwerpunkt liegt somit in einem Abstand $s = \frac{\Sigma Gg}{L} = \frac{322,6 \text{ mt}}{61,5 \text{ t}} = 5,25 \text{ m}$ von der gewählten Momentenlinie.

4. Das gewünschte Moment M wird verwirklicht, wenn:

$$M = \Sigma Uu + Rr + Tt + Kk + Aa$$

oder unter Einsetzung der unter I. und II. zusammengestellten Werte

$$M = 322,6 = 58,46 + 17,7 \cdot 4,85 + 4,7 \cdot 7,0 + \{14,2 \cdot k + 3,7 \cdot (k + 0,22)\} + \{7 \cdot 5,93 + 2 \cdot 0,95 + 0,73 \cdot 2,8 + 0,15 \cdot 2,2\}.$$

Hieraus errechnet sich der Schwerpunktsabstand k des dienstbereiten Kessels (mit Wasserfüllung):

$$k = 5,49 \text{ m.}$$

Der zeichnerische Entwurf weist $k = 5,32 \text{ m}$ auf. *Der Kessel ist somit zwecks Verwirklichung der angestrebten Achsdrücke um $5,49 - 5,32 = 0,17 \text{ m} = 170 \text{ mm}$ nach vorwärts zu verschieben.*

Diese Verschiebung auf dem Rahmen kann in diesem Falle ohne einschneidende konstruktive Änderungen vorgenommen werden.

Das allgemein und durch ein Beispiel erläuterte Verfahren zur Verwirklichung der beabsichtigten Achsdrücke ist für den vorläufigen Entwurf einer Lokomotive genau genug. Etwaige Änderungen der Achsbelastungen, welche sich nach Durchbildung sämtlicher Einzelteile ergeben können nach einer genauen, alle Einzelteile berücksichtigenden Gewichtsrechnung durch eine weitere, kleine, in der Regel ohne erhebliche konstruktive Änderungen vornehmbare Verschiebung des Kessels auf dem Rahmen ausgeglichen werden. § 87.

Zeigt die ausgeführte Lokomotive bei der Wägung noch Abweichungen der Achsbelastungen von den beabsichtigten Werten, so werden diese entweder durch Veränderung der Spannung der Tragfedern, oder — wenn dies nicht zugänglich ist — durch nachträglichen Einbau eines besonderen Belastungsgewichtes behoben.

Damit sind die wesentlichen, beim Entwurf einer Lokomotive Beachtung verdienenden Gesichtspunkte gegeben.

Weiter auf die Durchbildung der Einzelheiten, insbesondere der Federung, des Kessels, des Massenausgleichs, der Steuerung und der Bremsrichtungen einzugehen, liegt nicht im Rahmen dieser »Anleitung«. Denn diese ist lediglich dazu bestimmt, Studierende und angehende Lokomotivgenieure anzuregen, ihnen aus der Fülle des Lesens- und Wissenswerten Wesentliches in kurzen Zügen zu geben und ihre Aufmerksamkeit auf wichtige Punkte zu lenken, die ab und zu weniger gewürdigt werden.

- S Schnellzug.
 P Personenzug.
 G Güterzug.
 V Verschiebe.

VI. Angaben über Literatur.

- Org. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens.
 Z. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.
 D. Lok. Die Lokomotive, Wien.
 Rev. gén. Revue générale des chemins de fer.
 Engg. Engineering.
 The Eng. The Engineer.
 E. d. G. Eisenbahntechnik der Gegenwart, Erster Abschnitt, Erster Teil:
 Die Lokomotiven.
 Garbe Die Dampflokomotiven der Gegenwart.
 Barbey. Barbey, Les locomotives suisses.
 Barb. & } Barbier et Godfernaux, les locomotives à l'exposition de Paris 1900.
 Godf. }



Verlagsbuchhandlung R. Oldenbourg, München und Berlin

Handbuch über Triebwagen für Eisenbahnen

Im Auftrage des Vereins
Deutscher Maschinen-Ingenieure

verfaßt von

C. GUILLERY

Kgl. Baurat in München

Mit 93 Textabbildungen. In Leinwand geb. M. 7.50

Das im Auftrage und mit Unterstützung des Vereins Deutscher Maschineningenieure herausgegebene Werk behandelt die geschichtliche Entwicklung der Eisenbahntriebwagen von dem ersten Auftreten an, die Bauart der neueren Triebwagen in ausführlicher Darstellung, ihre Verbreitung in den verschiedenen Ländern, die über ihre technische Verwendbarkeit und die Betriebskosten gemachten Erfahrungen und die wirtschaftlichen Ergebnisse des Betriebes, soweit solche bereits vorliegen. Es stellt so im wesentlichen, wie beabsichtigt war, eine Sammlung des in technischen Zeitschriften weitverstreuten Materials dar. Um möglichste Zuverlässigkeit der Angaben zu sichern, hat der Verfasser, soweit irgend zugänglich, die verschiedenen Betriebe an Ort und Stelle studiert und dadurch Gelegenheit gehabt, das Material nachzuprüfen, zu sichten und zu ergänzen. Dieser Umstand macht das Buch besonders wertvoll und seinem Zweck dienlich, über den derzeitigen Stand der Triebwagenfrage schnell und sicher zu unterrichten und die weitere Entwicklung der Triebwagen und ihre Verwendung zu fördern.

Zeitschrift für Kleinbahnen.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Verlagsbuchhandlung R. Oldenbourg, München und Berlin

Die Dampfmaschine und ihre Steuerung

Leitfaden zur Einführung in das Studium des
Dampfmaschinenbaues auf Grund der Diagramme von
Zeuner, Müller und der Schieberellipse

Von

Dipl.-Ing. **Ad. Dannenbaum**

Ingenieur bei Blohm & Voß

214 Seiten gr. 8°. Mit 234 Textabbild. und 11 lithogr. Tafeln
In Leinwand geb. Preis M. 4.50

Das vorliegende Werk ist ein Lehrbuch für Studierende und will sie die Grundgedanken der Dampfmaschine beherrschen lehren, insbesondere die so wichtige Dampfmaschinensteuerung. Indem die allgemeinen Grundlagen der Steuerungen und ihre geometrischen Darstellungsarten vorgeführt werden in bezug auf den einfachen Muschelschieber, wird weiter der Einfluß der endlichen Stangenlängen, die Abänderungen des einfachen Muschelschiebers, des Trickschen Kanalschiebers gezeigt. Die Schiebersteuerungen mit veränderlicher Expansion, wie auch die Steuerungen mit getrennten Ein- und Auslaßorganen erfahren eine klare und umfassende Darstellung. Das Buch kann Interessenten nur empfohlen werden, umso mehr als Ausstattung und Druck als mustergültig anzusprechen ist.

(Deutsche Maschinen- und Heizerzeitschrift.)

Die Dampfturbine

Ein Lehr- und Handbuch für Konstrukteure und
Studierende

Von

Wilh. H. Eyer mann

Ingenieur

220 Seiten gr. 8°. Mit 153 Textabbildungen [sowie 6 Tafeln und
einem Patentverzeichnis. In Leinwand geb. Preis M. 9.—

... Ich glaube, daß das Eyer mann'sche Buch berufen ist, in dieser Beziehung (in gedrängter und anschaulicher, aber doch auf wissenschaftlicher Grundlage beruhender Darstellung das immerhin schwierige Gebiet zu erschließen) eine Lücke anzufüllen, da seine einfache und klare Sprache es sowohl dem Studierenden als auch dem vielbeschäftigten Ingenieur der Praxis, der sich mit dem Dampfturbinenbau beschäftigen will, ermöglicht, sich die Grundlagen des letzteren anzueignen.

(Prof. Josse in der Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen.)

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Verlagsbuchhandlung R. Oldenbourg, München und Berlin

Elektrische Kraftbetriebe u. Bahnen

Zeitschrift für das
gesamte Anwendungsgebiet Elektrischer Triebkraft

Herausgegeben unter Mitwirkung von

G. Wittfeld

Geh. Oberbaurat, Votr. Rat i. Minist. f. öffentl. Arbeiten

Prof. Dr.-Ing. **W. Reichel**

Direktor
der Siemens-Schuckertwerke

K. Wilkens

Direktor
der Berliner Elektrizitäts-Werke

Schriftleitung: **Eugen Eichel**, Beratender Ingenieur
BERLIN S.W. 68, Alte Jakobstraße Nr. 106/1

Das Programm der Zeitschrift »Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen« gilt der Förderung des gesamten Anwendungsgebietes elektrischer Triebkraft. Das ständig wachsende Interesse, welches man gerade jetzt allseits den Fragen der Elektrifizierung der Gruben- und Hüttenwerke, besonders aber auch derjenigen der Eisenbahnen und ihrer Reparatur und Betriebswerkstätten, kurz der Elektrotechnik im modernen Maschinen- und Eisenbahnbau entgegenbringt, macht für den weitsichtigen Fachmann eine Zeitschrift, die ihn durch einschlägige Originalartikel und Referate regelmäßig auf dem Laufenden erhält, geradezu unentbehrlich.

In den maßgebenden Staatskreisen, bei den städtischen Behörden und in privatindustriellen Kreisen haben die Elektrischen Kraftbetriebe und Bahnen daher seit längerem bereits die gebührende Beachtung und Anerkennung gefunden.

Als Beweis dessen mag auch auf den Umstand Bezug genommen werden, daß die Einflußsphäre und Verbreitung der Zeitschrift kürzlich eine bedeutende Erweiterung erfahren hat, indem zufolge Abmachung mit dem »Verein Deutscher Maschineningenieure« die Elektrischen Kraftbetriebe und Bahnen für die sämtlichen Mitglieder des Vereins bezogen werden.

Probehefte stehen auf gefl. Anfrage kostenlos und portofrei zur Verfügung.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Verlagsbuchhandlung R. Oldenbourg, München und Berlin

ILLUSTRIERTE
TECHNISCHE WORTERBÜCHER
IN SECHS SPRACHEN

Deutsch — Englisch — Französisch — Russisch — Italienisch — Spanisch
Nach der besonderen Methode Deinhardt-Schlomann bearb. von A. Schlomann

Band III:

Dampfkessel, Dampfmaschinen, Dampfturbinen

Unter redaktioneller Mitwirkung von Ingenieur WILHELM WAGNER

XI u. 1322 Seiten In Leinwand gebunden Preis M. 14.—

7300 Worte in jeder der sechs Sprachen enthaltend mit nahezu 3500 Abbildungen und zahlreichen Formeln

INHALTSÜBERSICHT.

A. DAMPFKESSEL.

Brennstoffe. Feste Brennstoffe, Flüssige Brennstoffe, Gasförmige Brennstoffe. — **Wärmeerzeugung.** Verbrennung, Heizwertbestimmung, Zug, Gasanalyse, Temperaturmessung. — **Feuerungsanlagen.** Feuerung, Rost, Feuerungsteile, Feuerungstypen, Feuerzüge, Schornsteine. — **Wärmeübertragung.** — **Arbeitsvorgang im Kessel.** Wasserumlauf und Dampfbildung, Theorie des Wasserdampfes. — **Materialien und Materialprüfung.** Kesselbaumaterial, Materialprüfung, Mechanische Untersuchung, Technologische Proben. — **Kesselbau.** Bearbeitung der Materialien, Vernichtung, Kesselteile und ihre Verbindung. — **Kesselsysteme.** — **Kesselarmatur.** Dampf- absperrorgane, Sicherheitsventile, Speiseventile und Warnapparate, Wasserstandapparate, Manometer. — **Kesselaufstellung.** Lagerung, Einmauerung, Kesselanlage. — **Speisevorrichtungen.** Wasserbehälter, Speisepumpen, Injektoren, Wasserleitung, Wasserreinigung, Mechanische Wasserreinigung, Chemische Wasserreinigung, Speisewasservorwärmer. — **Dampfüberhitzer.** — **Wartung der Dampfkessel.** Kesselbedienung, Kesselreinigung, Beschädigung und Ausbesserung. — **Kesselexplosion.** — **Untersuchung von Dampfkesselanlagen.** Kesselkontrolle, Kesselleistung und Wärmebilanz. — **Dampfrohrleitung.** Rohrverbindung, Rohrverlegung.

B. DAMPFMASCHINEN.

Theorie der Dampfmaschine. Wärmetheorie, Kondensation, Getriebe, Dampfverteilung, Steuerwirkung, Regelung. — **Dampfmaschinenteile.** Zylinder, Kolben und Kolbenstange, Stopfbüchse, Kreuzkopf und Gleitbahn, Maschinenrahmen, Schubstange, Kurbelwelle und Kurbelwellenlager, Schwungrad, Riemen- und Seiltrieb, Exzenter, Steuerungen, Regler, Dampfzu- und Ableitung. — **Kondensator.** — **Maschinentypen.** — **Aufstellung der Maschine.** — **Maschinenbetrieb.** Wartung der Maschine, Schmierung, Leistungsbestimmung.

C. DAMPFTURBINEN.

Theorie der Dampfturbine. Strömende Bewegung des Dampfes, Arbeitsvorgang in der Turbine, Arbeitsstufen, Turbinenverluste. — **Dampfturbinenteile.** Leitapparat, Laufrad, Turbinenlagerung, Turbinenregelung. **Turbinenanlagen.**

Alphabetisch geordnetes Wortregister mit Angabe der Seite und Spalte, in denen jedes einzelne Wort zu finden ist: a) deutsch, englisch, französisch, italienisch, spanisch in einem Alphabet — b) russisch

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

