



Hinnenthal, Eisenbahnfahrzeuge I

Sammlung Göschen

Eisenbahnfahrzeuge

Von

H. Hinnenthal

I

Die Dampflokomotiven

Mit 95 Abbildungen im Text und 2 Tafeln



107

Sammlung Götschen

Unser heutiges Wissen
in kurzen, klaren, allgemeinverständlichen
Einzeldarstellungen

Bereinigung wissenschaftlicher Verleger

Walter de Gruyter & Co.

vormals G. J. Götschen'sche Verlagsbuchhandlung / J. Guttentag, Verlagsbuchhandlung / Georg Reimer / Karl J. Trübner / Veit & Comp.

Berlin W. 10 und Leipzig

Zweck und Ziel der „Sammlung Götschen“ ist, in Einzeldarstellungen eine klare, leichtverständliche und übersichtliche Einführung in sämtliche Gebiete der Wissenschaft und Technik zu geben; in engem Rahmen, auf streng wissenschaftlicher Grundlage und unter Berücksichtigung des neuesten Standes der Forschung bearbeitet, soll jedes Bändchen zuverlässige Belehrung bieten. Jedes einzelne Gebiet ist in sich geschlossen dargestellt, aber dennoch stehen alle Bändchen in innerem Zusammenhang miteinander, so daß das Ganze, wenn es vollendet vorliegt, eine einheitliche, systematische Darstellung unseres gesamten Wissens bilden dürfte.

Ausführliche Verzeichnisse
der bisher erschienenen Bände umsonst und postfrei

Maschinenbautechnische Bibliothek

aus der Sammlung Götschen

- Praktisches Maschinenzeichnen** von Ing. R. Schiffner.
I. Grundbegriffe, Einfache Maschinenteile bis zu den Kuppelungen. Mit 60 Tafeln Nr. 589
II. Lager, Riemen- und Seilscheiben, Zahnräder, Kolbenpumpe. Mit 51 Tafeln Nr. 590
- Die Maschinenelemente.** Kurzgefaßtes Lehrbuch mit Beispielen für das Selbststudium und den praktischen Gebrauch von Oberingenieur Friedrich Barth. Mit 86 Fig. Nr. 3
- Metallurgie** von Dr. August Geitz. 2 Bände. Mit 21 Fig. Nr. 313, 314
- Technische Wärmelehre (Thermodynamik)** von K. Walther und M. Rößlinger, Diplom-Ingenieuren. Mit 54 Figuren Nr. 242
- Mechanische Technologie** von Geh. Hofrat Professor A. Lüdicke. 2 Bände Nr. 340, 341
- Die thermodynamischen Grundlagen der Wärme- Kraft- u. Kältemaschinen** v. Dipl.-Ing. M. Rößlinger. Mit 73 Figuren Nr. 2
- Die Kalkulation im Maschinenbau** von Ingenieur H. Bethmann. Mit 61 Figuren Nr. 486
- Die Baustoffe des Maschinenbaues und der Elektrotechnik** von Ing. Prof. Hermann Wilda. Mit 13 Figuren. Nr. 476
- Die Geschwindigkeitsregler der Kraftmaschinen** von Dr.-Ing. H. Kröner. Mit 33 Figuren Nr. 604
- Die Dampfmaschinen.** Kurzgefaßtes Lehrbuch mit Beispielen für das Selbststudium und den praktischen Gebrauch von Oberingenieur Friedrich Barth.
I. Wärmethoretische und dampftechnische Grundlagen. Mit 64 Figuren Nr. 8
II. Bau und Betrieb der Dampfmaschinen. Mit 109 Fig. Nr. 572
- Die Dampfkessel.** Kurzgefaßtes Lehrbuch mit Beispielen für das Selbststudium und den praktischen Gebrauch von Oberingenieur Friedrich Barth.
I. Kesselsysteme und Feuerungen. Mit 43 Figuren Nr. 9
II. Bau und Betrieb der Dampfkessel. Mit 57 Figuren. Nr. 571
- Die Gasmaschinen und Ölmaschinen.** Kurzgefaßte Darstellung der wichtigsten Gasmaschinen-Bauarten von Ing. A. Kirschke. 2 Bände. Mit vielen Figuren Nr. 316, 651
- Die Wasserturbinen** von Dipl.-Ing. P. Holl.
I. Allgemeines. Die Freistrahlurbinen. Mit 113 Figuren. Nr. 541
II. Die Überdruckturbinen. Die Wasserkraftanlagen. Mit 102 Figuren Nr. 542

Eisenbahnfahrzeuge

Von

H. Hinnenthal

Regierungsbaumeister a. D. in Hannover

I

Die Dampflokomotiven

Mit 95 Abbildungen im Text und 2 Tafeln

Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage



Berlin und Leipzig

Vereinigung wissenschaftlicher Verleger

Walter de Gruyter & Co.

vormals G. J. Göschen'sche Verlagshandlung — J. Guttentag, Verlagsbuchhandlung — Georg Reimer — Karl J. Trübner — Veit & Comp.

1921

- Die Dampfturbinen**, ihre Wirkungsweise und Konstruktion von Ingenieur Prof. Hermann Wilda. 3 Bände. Mit zahlreichen Figuren Nr. 274, 715, 716
- Die zweckmäßigste Betriebskraft** von Ob.-Ingenieur Friedrich Barth.
- I. Einleitung, Dampfkraftanlagen. Verschiedene Kraftmaschinen. Mit 27 Figuren Nr. 224
- II. Gas-, Wasser- und Windkraft-Anlagen. Mit 31 Figuren. Nr. 225
- III. Elektromotoren, Betriebskostentabellen, Graphische Darstellungen. Wahl der Betriebskraft. Mit 27 Figuren Nr. 474
- Eisenbahnfahrzeuge** von Oberingenieur H. Hinnenthal.
- I. Die Dampflokomotiven. Mit 89 Figuren im Text und 2 Tafeln Nr. 107
- II. Die Eisenbahnwagen und Bremsen. Mit 56 Figuren im Text und 3 Tafeln Nr. 108
- Luftschiffahrt** von Professor Dipl.-Ing. C. Eberhardt. Mit 38 Figuren Nr. 842
- Flugtechnik** von Prof. Dipl.-Ing. C. Eberhardt. Mit 62 Fig. Nr. 841
- Die Hebezeuge**, ihre Konstruktion und Berechnung von Ingenieur Prof. Hermann Wilda. Mit 399 Figuren Nr. 414
- Pumpen, Druckwasser- und Druckluft-Anlagen**. Ein kurzer Überblick von Dipl.-Ing. Rudolf Vogdt. Mit 87 Figuren Nr. 290
- Die landwirtschaftlichen Maschinen** von Dipl.-Ing. Karl Waltherr. 3 Bände. Mit vielen Figuren Nr. 407—409
- Die Werkzeugmaschinen für Holzbearbeitung** von Ingenieur Prof. Hermann Wilda. Mit 125 Figuren Nr. 582
- Die Werkzeugmaschinen für Metallbearbeitung** von Ingenieur Professor Hermann Wilda.
- I. Die Mechanismen der Werkzeugmaschinen. Die Drehbänke. Die Fräsmaschinen. Mit 319 Figuren. Nr. 561
- II. Die Bohr- und Schleifmaschinen. Die Herstellung von Zahnrädern auf Werkzeugmaschinen. Mit 128 Figuren Nr. 562
- III. Hobelmaschinen. Sägen und Scheren. Antrieb u. Kraftbedarf. Mit vielen Figuren Nr. 821
- Gießereimaschinen** von Dipl.-Ing. Emil Treiber. Mit 51 Figuren Nr. 548
- Die Gleichstrommaschine** von Ing. Dr. C. Kinzbrunner. Mit 81 Figuren Nr. 257
- Elektrische Förderanlagen** von Dr.-Ing. A. Schwalger. Mit 30 Figuren Nr. 678
- Die Preßluftwerkzeuge** von Dipl.-Ingenieur P. Ilf. Mit 82 Figuren Nr. 493
- Die Baumaschinen** von Ingenieur Joh. Körling. Mit 130 Figuren Nr. 702
- Technisches Wörterbuch**, enthaltend die wichtigsten Ausdrücke des Maschinenbaues, Schiffbaues und der Elektrotechnik von Ing. Erich Krebs.
- Deutsch-Französisch Nr. 453
- Französisch-Deutsch Nr. 454

Weitere Bände sind in Vorbereitung

Alle Rechte, insbesondere das Übersetzungsrecht,
von der Verlagshandlung vorbehalten.

Druck von
C. G. Röder G. m. b. H., Leipzig.
807521.

Inhaltsübersicht.

Erster Teil.

Einleitung	Seite 7
----------------------	------------

Die Dampflokomotiven.

I. Grundbegriffe, Aufbau und Bezeichnung	12
II. Geschichtliche Entwicklung	18
1. Lokomotiv-Fahrgestell	18
2. Lokomotiv-Dampfmaschine	22
3. Lokomotiv-Kessel	23
III. Das Lokomotiv-Fahrgestell	27
1. Achsen und Räder	27
2. Achslager	29
3. Rahmen	31
4. Kurvenbeweglichkeit	32
A. Kurveneinstellung von Einzelachsen	38
a) Seitliche Achsenverschiebung	38
b) Freie radiale Achseneinstellung	39
c) Zwangsläufige seitliche Verschiebung und radiale Einstellung	40
α) Deichselführung	41
β) Gelenkführung	42
γ) Kurvenführung	42
B. Kurveneinstellung von Achsengruppen	43
a) Laufachsgruppen	43
b) Lauf- und Kuppelachsgruppen	46
c) Treib- und Kuppelachsgruppen	46
5. Nebenbewegungen der Lokomotive	49
A. Nebenbewegungen der Gesamtmasse	49
B. Nebenbewegungen der abgefederten Masse	51

	Seite
IV. Die Lokomotiv-Dampfmaschine	52
1. Einstufige und zweistufige Dampfdehnung (Verbundwirkung)	52
2. Allgemeine Anordnung der Zylinder	58
a) Zwei Zylinder	58
b) Drei Zylinder	59
c) Vier Zylinder	61
3. Die Steuerung.	62
V. Der Lokomotiv-Kessel	69
1. Naßdampf und Heißdampf	69
2. Die Hauptteile des Kessels	74
a) Feuerbüchse und Stehkessel	76
b) Langkessel	81
c) Rauchkammer	82
d) Überhitzer	85
e) Speisewasser-Vorwärmer	89
3. Brennstoffe und Wärmeübertragung	90
VI. Die Tender	94
VII. Die wichtigsten Grundlagen für die Berechnung der Lokomotiven	95
1. Der Zugwiderstand	96
2. Die Zugkraft	100
a) Zugkraft aus der Reibung	101
b) Zugkraft aus der Dampfmaschinenleistung.	103
c) Zugkraft aus der Kesselleistung	108
3. Die Charakteristik	116
4. Das Anfahren und Bremsen	117
5. Geschwindigkeitsdiagramm und Fahrplan	120
6. Berechnungsbeispiel	122
Anhang: Beispiele neuerer Lokomotiv-Bauarten	126

Literatur.

- A. Haarmann, Das Eisenbahngleis. Engelmann, Leipzig 1891.
 L. Troske, Allgemeine Eisenbahnkunde. Spamer, Leipzig 1907.
 Eisenbahntechnik der Gegenwart. (F. T. d. G.) Bd. I, 1: Die Eisenbahnfahrzeuge. Kreidel, Wiesbaden 1912. 2. Aufl., 1920. 3. Aufl.
 Stockert, Handbuch des Eisenbahn-Maschinenwesens. Bd. I. Springer, Berlin 1908.
 Garbe, Die Dampflokotiven der Gegenwart. Springer, Berlin 1920. 2. Aufl.
 Gaiser, Die Crampton-Lokomotive. Pfälzische Verlagsanstalt, Neustadt 1909.
 F. Leitzmann und v. Borries, Theoretisches Lehrbuch des Lokomotivbaues. Springer, Berlin 1911.
 Georg Lotter, Handbuch zum Entwerfen regelspuriger Dampf-Lokotiven. R. Oldenbourg, München 1909.
 Technische Vereinbarungen (T.V.) des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. Kreidels Kommissionsverlag in Wiesbaden, Berlin 1909.

Zeitschriften.

(Jahrgänge der letzten 15 Jahre.)

- a) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (Z. d. V. d. I.).
- b) Annalen für Gewerbe und Bauwesen (Glaser).
- c) Organ für Fortschritte des Eisenbahnwesens.
- d) Die Lokomotive, Wien.
- e) Zeitschrift des Österreichischen Ingenieur- und Architekten Vereins.
- f) Revue générale, Paris.
- g) Génie Civile, Paris.
- h) The Locomotive, London.
- i) Locomotive-Magazine-New-York.
- k) Hanomag-Nachrichten.

Hieraus besonders die Veröffentlichungen von:

Hammer b) 1912/13/14/15/16/20.

Lihotzky e) 1915.

Metzeltin a) 1906/09/12.

Nordmann b) 1911/12/16.

Preußisches Eisenbahn-Zentralamt b) 1917/18.

Strahl a) 1905/10/13/17.

b) 1913/15.

c) 1908.

Velte b) 1911/20.

Drucksachen der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft, Cassel-
Wilhelmshöhe.

Einleitung.

Eisenbahnfahrzeuge in weiterem Sinne sind alle Fahrzeuge, die sich auf oder an einer eisernen Bahn bewegen. Die Geschichte dieser Last- und Kulturträger ist so alt wie die unserer Technik.

England, das Geburtsland der Eisenbahnen, war anfangs jahrzehntelang von bestimmendem Einfluß auf den Bau der Fahrzeuge. Auf die Dauer genügte jedoch die Nachahmung der englischen Vorbilder nicht, weil in jedem Lande andere Bedingungen und Voraussetzungen für den Fahrzeugbau maßgebend wurden: Bodengestaltung und Klima, Bevölkerungsdichtigkeit und Verkehrsbedürfnis, politische, finanzielle und strategische Verhältnisse, die Leistungsfähigkeit und Erzeugnisse der eigenen Industrie und Landwirtschaft. So ist der Eisenbahnfahrzeugbau ein ungemein vielseitiger geworden. Die preußischen Staatsbahnen beispielsweise haben zur Zeit etwa 50 verschiedene Lokomotivtypen in Betrieb.

Einteilung. Allgemein kann man die Fahrzeuge in drei Gruppen teilen: 1. nur der Bewegungserzeugung dienende, 2. nur der Aufnahme von Beförderungsgut dienende und 3. solche Fahrzeuge, welche eine Vereinigung dieser beiden darstellen. Zur ersten Gruppe gehören die mit Dampf, Elektrizität, Luft oder Gas betriebenen Lokomotiven, zur zweiten die Fahrzeuge zur Beförderung von Personen, Tieren und Gütern und zur dritten Gruppe z. B. die Triebwagen, Straßenbahnmotorwagen usw.

Die Verschiedenartigkeit ist mit dieser Einteilung noch nicht erschöpft. Wir unterscheiden noch nach Art der Gleisbahn: Fahrzeuge für Breitspur, Normalspur und Schmalspur, für Hängebahnen und Seilbahnen, nach Art der Bewegungsübertragung: Fahrzeuge für Reibungsbahnen und Zahnradbahnen. Für die folgenden Darlegungen sei der zu behandelnde Stoff auf die Fahrzeuge für Reibungsbahnen großer Bahnbetriebe von 1000 mm Spur und darüber beschränkt. Ausgenommen seien außerdem die mit Luft oder Gas betriebenen Lokomotiven, die wegen ihres verhältnismäßig seltenen Vorkommens weniger wichtig sind, und die elektrischen Lokomotiven. Diese finden, ebenso wie die Fahrzeuge für elektrische Bahnen, Kleinbahnen, Straßenbahnen, Hänge- und Seilbahnen ihre Behandlung in besonderen Bänden der Sammlung Göschen¹⁾.

Das Gleis. So verschieden in Zweck und Gestaltung die Fahrzeuge auch sein mögen, gewissen Bedingungen sind sie ohne Ausnahme unterworfen. Das sind die, die ihnen ihr Lebenselement — die Fahrbahn — durch das Gleis und bestimmte ein für allemal festgelegte Höhen- und Breitenmaße vorschreibt. Gleis und Fahrzeuge stehen in Wechselbeziehung zueinander. Die Tragfähigkeit des Gleises bestimmt die höchst zulässige Achsbelastung und umgekehrt. In der geschichtlichen Entwicklung des Eisenbahnbaus hat sich meist der Gleisbau nachträglich dem mit höheren Leistungsanforderungen wachsenden Gewicht der Fahrzeuge anpassen müssen.

In England verwendet man Stuhlschienen (Abb. 1), auf dem europäischen Kontinent und in Amerika fast ausschließlich die Breitfuß-Schiene, die auf hölzernen oder eisernen Querschwellen mit einer Neigung nach der Gleismitte von etwa 1:20 befestigt wird (Abb. 2).

¹⁾ Siehe Sammlung Göschen Nr. 524, 559, 816, 817. Weitere Bände sind in Vorbereitung.

Das Fahrzeug läuft hierdurch auf den beiden Schienen mit den entsprechend geneigten Laufflächen der Räder wie in einer Keilnute, die gegen seitliche Bewegungen des Fahrzeuges als Führung dient.

Die Spur. Das Spurmaß ist die lichte Entfernung zwischen den Innenkanten der beiden Schienenköpfe. Es beträgt heute in den meisten Ländern nach englischem Vorbild 1435 mm (4 Fuß 8,5"). Die in England und Baden Mitte des vorigen Jahrhunderts

auf einigen Bahnen gemachten Versuche mit größerer Spur scheiterten an den Umständlichkeiten bei der Überführung der Fahrzeuge auf die Spur der Nachbarbahnen. Wir nennen die Spur von 1435 mm Normal-, Regel- oder Vollspur, größere Spuren heißen Breitspur, kleinere Schmalspur.

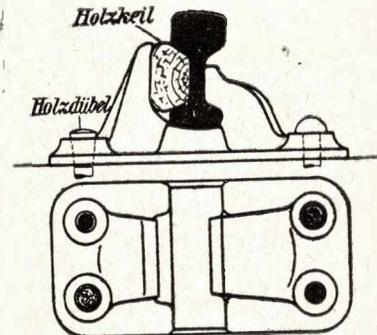


Abb. 1. Stuhlschiene.

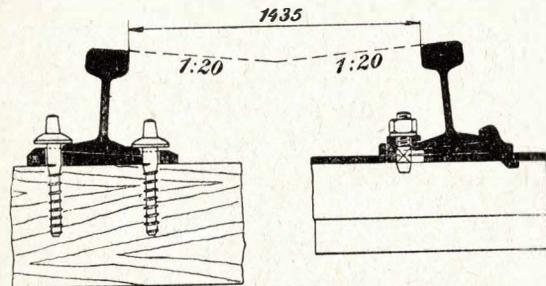


Abb. 2. Schienenbefestigung für Holz- und Eisenschwelle.

Die am häufigsten vorkommenden Spurweiten (in mm) sind in:

Deutschland	<u>1435</u>	
Spanien, Portugal	1676	
Irland	1600	
Rußland	1524	
Sonstige Länder des europäischen Kontinents	<u>1435</u>	
Kleinasien	<u>1435</u>	u. 1050
Ägypten	<u>1435</u>	
Ostindien, engl.	1676	u. 1000
Nordamerika	<u>1435</u>	
Argentinien	1676	u. 1000
Brasilien	1600	u. 1000
Chile	1676	u. 1000
Australien	1600, <u>1435</u>	u. 1067
China	<u>1435</u>	
Südafrika	1067	(Kapspur)
Holländische Kolonien	1067	
Japan	1067.	

Das Spurmaß ist von einer außerordentlichen Bedeutung in dreifacher Beziehung: Aus Gründen des internationalen Verkehrs ist die Übereinstimmung der Spur für alle Bahnen zusammenhängender Länder erwünscht. In strategischer Beziehung erschwert eine abweichende Spur den Übergang in Feindesland. Im Fahrzeugbau endlich ist das Spurmaß grundlegend für die Leistungsfähigkeit der Lokomotiven und das Fassungsvermögen der Wagen.

Profile. Nicht nur durch Gleis und Spurmaß, sondern auch durch Brücken, Tunnels und Wegeübergänge sind dem Bau der Fahrzeuge Schranken gezogen, die wir als Durchgangsprofile bezeichnen (Abb. 3). Das Profil des lichten Raumes muß von allen bahnbaulichen Anlagen freigehalten,

dasjenige der Umgrenzungslinien der Fahrzeuge darf von keinem ihrer Konstruktionsteile überschritten werden.

In den folgenden Abhandlungen mußte bei dem beschränkten Raum im allgemeinen die Wiedergabe von Konstruktionszeichnungen unterbleiben. Dagegen ist versucht

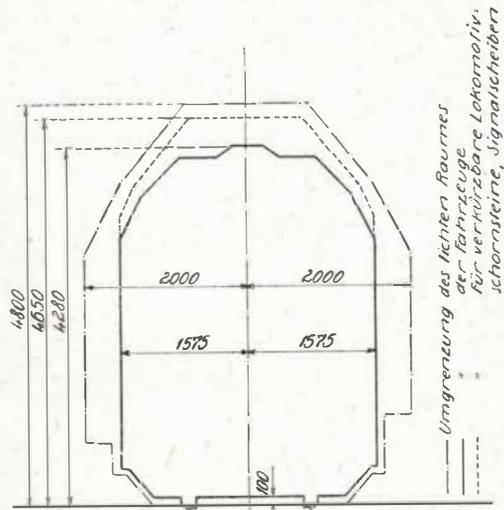


Abb. 3.

worden, durch schematische Skizzen den Zusammenhang von Ursache und Wirkung klarzulegen, wobei manchmal der Wunsch nach größter Deutlichkeit die eine oder andere Nebensächlichkeit unbeachtet lassen mußte oder maßstäbliche Übertreibungen empfehlenswert erscheinen ließ. Das, was dem reisenden Publikum als allgemeinbekannt vorausgesetzt werden kann (insbesondere im Bd. II, die innere Ausstattung der Wagen), ist nur gestreift.

Die Dampflokomotiven.

I. Grundbegriffe, Aufbau und Bezeichnung¹⁾.

Es bedeutet:

Dienstgewicht: das Gewicht einer Lokomotive oder eines Tenders in fahrbereitem Zustande mit vollen Wasser- und Brennstoffvorräten.

Leergewicht: Dienstgewicht nach Abzug der Gewichte von Speisewasser, Brennstoffvorräten und Kesselwasser.

Raddruck: den auf ein bestimmtes Rad im Stillstand entfallenden Gewichtsanteil einer Lokomotive oder eines Tenders, gemessen als Druck auf die Schiene.

Achsdruck: doppelter Betrag des Radruckes.

Achsstand: Abstand zwischen zwei oder mehreren Achsen im geraden Gleis, **Gesamtachsstand:** Abstand der Endachsen, **fester Achsstand:** Abstand der ersten festgelagerten von der letzten festgelagerten Achse.

Reibungsgewicht: Summe der Achsdrücke der gekuppelten Achsen.

Rostfläche: die Oberfläche des Rostes, unabhängig davon, ob dieser geneigt oder wagerecht angeordnet ist.

Heizfläche: die Summe aller auf das Kesselwasser Wärme übertragenden Feuerbüchsen- oder Rohrflächen, und zwar feuerberührt, wenn sie an der von den Heizgasen berührten inneren Seite, wasserberührt, wenn sie an der vom Kesselwasser berührten äußeren Seite der Feuerbüchse und Rohre gemessen wird. Direkte Heizfläche ist die Feuerbüchsenheizfläche, indirekte Heizfläche ist die Rohrheizfläche.

¹⁾ Die Benennung der Lokomotivteile ist in den „Deutschen Lokomotiv-Normen, Lo Norm 1, Einheitliche Benennung der Lokomotivteile“, 2. Aufl. festgelegt.

„Vorn“: bei einer Lokomotive stets das Rauchkammerende.
„Hinten“: das Feuerbüchsende.

Der vierteilige Aufbau einer Lokomotive läßt sich in folgende vier Hauptgruppen zerlegen:

1. Das Fahrgestell:

Achsen (Treib-, Kuppel-, Laufachsen),

Radsatz = 1 Achswelle mit 2 Rädern,

Radsatzgruppe = sämtliche Radsätze einer Lokomotive oder eines Tenders,

Achslager mit Achslagerführungen,

Rahmen (Blech- oder Barrenrahmen, Innen- oder Außenrahmen),

Tragfedern mit den die Rahmenlast übertragenden Federgehängen oder Federstützen und den Ausgleichhebeln,

Zug- und Stoßvorrichtungen (Hauptkuppelung mit Notkuppelung, sowie Stoßpuffer zwischen Lokomotive und Tender bzw. Zughaken, Schrauben- und Sicherheitskuppelung vorn an der Lokomotive und hinten am Tender, bei Tenderlokomotive vorn und hinten an der Lokomotive).

2. Die Dampfmaschine und das Triebwerk:

Zylinder (2, 3 oder 4 — dementsprechend „Zwilling“,

„Drilling“, „Vierling“ bei einstufiger Dampfdehnung, Hochdruck- und Niederdruck-Zylinder¹⁾ bei zweistufiger Dampfdehnung [Verbundwirkung] — Innen- bzw. Außenzylinder) mit Kolben und Kolbenstange,

Steuerung (Schieber als Flach- oder Kolbenschieber und Steuerungsgestänge mit Steuerhändel oder Steuerschraube),

Triebwerk (Kreuzkopf, an der am Rahmen befestigten Gleitbahn sich bewegend, Treibstangen, Kuppelstangen).

¹⁾ In folgenden mit Ho.- Zyl bzw. Ni.-Zyl bezeichnet.

3. Der Kessel:

Hinterkessel (außen: Stehkessel, innen: Feuerbüchse mit Rost und Aschkasten),

Langkessel mit den Heizrohren im Inneren und den Aufbauten wie Dom (darin der Regler), Sandkasten usw.,

Rauchkammer mit den Dampf-Ein- und -Ausströmrohren, Blasrohr, Funkenfänger und Schornstein, Grobausrüstung, wie z. B. Türen, Feuerschirm, Rostbalken, Luken,

Feinausrüstung, wie z. B. Dampfstrahlpumpen, Ventile, Wasserstandsanzeiger, Hähne, Manometer.

Bei zahlreichen Lokomotiven ferner:

Überhitzer,

Vorwärmer,

Schlammabscheider.

4. Die Behälter für Brennstoff und Wasser: entweder auf einem besonderen Fahrzeug — Tender (Schlepp-tender) — oder auf der Lokomotive selbst untergebracht — dann heißt diese Tenderlokomotive.

Die Benennung der Lokomotiven geschieht in erster Linie nach der Achsenanordnung, die vor allen anderen Eigentümlichkeiten für die Bauart charakteristisch ist.

Ältere, in Deutschland übliche Bezeichnung: Bruch, dessen Zähler die Zahl der gekuppelten, dessen Nenner die Zahl aller Achsen angibt, z. B. $\frac{2}{4}$ -Lokomotive, $\frac{4}{6}$ -Lokomotive usw. Diese Bezeichnung gibt nur Aufschluß über die Zahl, nicht aber über die Anordnung der Achsen. So ist z. B. eine Lokomotive mit vorderer und hinterer Laufachse und 4 gekuppelten Achsen bei der Bezeichnung $\frac{4}{6}$ nicht von einer Lokomotive mit 2 Laufachsen vor oder hinter den 4 Kuppelachsen zu unterscheiden.

Diese Bezeichnungsweise ist daher in Europa durch die vom Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen eingeführte stark verdrängt: die Laufachsen werden mit Zahlen, die gekuppelten Achsen mit Buchstaben bezeichnet, deren 1., 2., 3. . . Stelle im Alphabet der Zahl der gekuppelten Achsen entspricht. — Liegen die Laufachsen vor bzw. hinter den gekuppelten Achsen, so wird auch die Laufachszahl vor bzw. hinter den Buchstaben der Kuppelachsen gesetzt.

In Amerika ist eine ähnliche Bezeichnungsart üblich, jedoch werden nicht die Achsen, sondern die Räder mit Zahlen bezeichnet, und zwar nicht nur die Laufräder, sondern auch die gekuppelten Räder. Die mittlere Zahl kennzeichnet die gekuppelten Räder, die davor bzw. dahinter stehende Zahl die der Laufräder. Sind vor oder hinter den gekuppelten Rädern keine Laufräder, so wird dies an der betreffenden Stelle durch eine 0 angedeutet.

Außerdem sind in Amerika für die meisten Typen Namen üblich, die auch von zahlreichen anderen Ländern aufgenommen und namentlich bei telegraphischen Mitteilungen besonders praktisch sind.

Bei Lokomotiven, die zwei Triebgestelle haben (vgl. hierzu III, 4), werden die Achsanordnungen jedes Triebgestells für sich bezeichnet und durch ein + verbunden.

In der Tabelle 1 sind die am häufigsten vorkommenden Lokomotiv-Bauarten zusammengestellt.

Neben diesen allgemeinen Bezeichnungen haben die einzelnen Bahnverwaltungen noch ihre besonderen Benennungen.

So kennzeichnet die preußische Staatsbahn ihre

Schnellzug-Lok. mit	S_1	S_2	S_3	S_4
Personenzug-Lok. „	P_1	P_2	P_3	P_4
Güterzug-Lok. „	G_1	G_2	G_3	G_4
Tender-Lok. „	T_1	T_2	T_3	T_4

Jede neue Bauart erhält die nächsthöhere Kennziffer. Abarten der gleichen Typen erhalten eine zweite obere Zusatzziffer. In Tabelle 2 sind die Typen der preußischen Staatsbahn zusammengestellt. Der Buchstabe *v* hinter der Zylinderzahl bedeutet, daß die Dampfmaschine mit „Verbundwirkung“ arbeitet (vgl. hierzu IV, 1). *N* bedeutet „Naßdampf“, *H* „Heißdampf“, Jahr, das Jahr der ersten Beschaffung.

Andere Bahnen z. B. die österreichischen und belgischen Staatsbahnen bezeichnen ihre verschiedenen Bauarten mit Seriennummern.

Oft fügt man der allgemeinen Typenbezeichnung noch bestimmte Buchstaben und Zahlen hinzu, wie z. B.

2 C 1 H S⁴ v-Lokomotive,

was bedeutet:

2 C 1-Heißdampf-Schnellzugslokomotive mit 4 Zylindern, die in Verbundwirkung arbeiten. — Naßdampf und einstufige Dampfdehnung werden nicht besonders gekennzeichnet.

II. Geschichtliche Entwicklung.

Ein kurzer Rückblick auf die geschichtliche Entwicklung der Lokomotiv-Konstruktionselemente, insbesondere auch auf die Irrwege, die ihr Gang genommen hat, wird das Verständnis ihres Wesens erleichtern.

1. Lokomotiv-Fahrgestell. Die Entstehung der Lokomotive hat sich fast ganz in England vollzogen. Richard Trevithik baute im Jahre 1803/04 die erste auf einer Eisenbahn fahrende Lokomotive (Abb. 4). Das Fahrzeug dieser Maschine lief auf glatten Rädern, die von einem Zahnradgetriebe angetrieben wurden. Es war nur ein in den Kessel eingezogener Zylinder vorhanden, der zur Überwindung der Totlagen des Kurbelgetriebes auf eine Kurbel-

welle mit Schwungrad arbeitete. Daß sie keine genügende Leistung abgeben konnte, lag teils an der mangelhaften Beschaffenheit der damaligen Gleise, hauptsächlich aber an ihrem zu geringen Eigengewicht. Da die physikalischen Gesetze der Reibung noch unbekannt waren, so führte das Versagen dieser Maschine zu der Anschauung, daß ohne künstliche Erhöhung der Reibung zwischen Rad und Schiene die Beförderung einer Wagenlast überhaupt unmöglich sei. Man bildete daher die Schienen mit seitlichen Zahnstangen aus, in die die Antriebsräder eingriffen

(Blenkinsop 1811). Gleis- und Lokomotivbau wurden hierdurch unnötig kompliziert. Etwa zehn Jahre lang hat diese falsche Ansicht die Entwick-

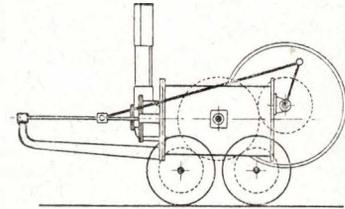


Abb. 4. Trevithik.

lung der Lokomotive gehemmt und vergebliches Mühen verursacht. Im Jahre 1813 wurde der Irrtum von William Hedley durch eine brauchbare Maschine auf glatten Rädern praktisch widerlegt. Eine Lokomotive dieser Art, Puffing Billy genannt, steht im Original im Kensington-Museum in London, eine getreue Nachbildung im Deutschen Museum in München (Abb. 5).

Nächst der Reibungsfrage hat besonders Antrieb und Kuppelung der Achsen Schwierigkeiten gemacht. Alle älteren Lokomotiven verwenden hierzu nach Art der „Puffing Billy“ ein Zahnradgetriebe, das zu vielen Unzuträglichkeiten führte. Abgesehen von dem Geräusch, das dieser Antrieb verursachte, verlangte er, daß die Achsen der Zahnrad- und Wellenmitten festen, unveränderlichen Abstand voneinander hatten, um einen richtigen Zahneingriff zu gewährleisten. Das ganze Fahrzeug mußte infolgedessen starr

sein und beanspruchte das Gleis durch Stoß aufs äußerste. (George Stephenson¹⁾, dem gemeinhin die Erfindung der Lokomotive zugeschrieben wird, in Wirklichkeit einer der hervorragendsten der an diesem Werk beteiligten, zahlreichen Ingenieure, hat im Jahre 1815 zum ersten Male an der zweiten Lokomotive, die er erbaute, das Zahngetriebe

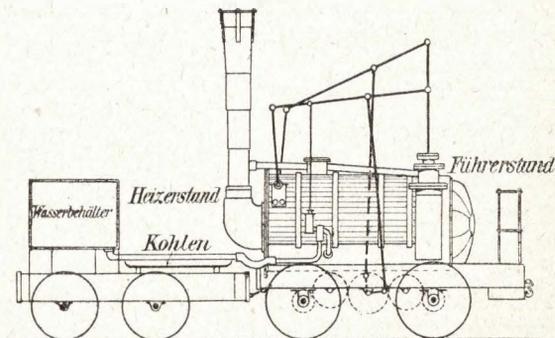


Abb. 5. Puffing Billy.

durch ein Kurbelstangengetriebe ersetzt und gewann hierdurch die Möglichkeit, die Maschine und den Kessel federnd auf den Achsen zu lagern — für die damaligen Zeiten ein gewaltiger Fortschritt —, der die Unebenheiten des Gleises ausglich und die Räder gleichmäßiger zum Tragen und Treiben kommen ließ. Die Federung geschah anfänglich durch sogenannte Dampffedern, bei denen das Fahrzeug auf den beweglichen Kolben kleiner Dampfzylinder und somit

¹⁾ George Stephenson, geb. 1787, gest. 1848, war ursprünglich Maschinenwärter auf den Kohlenwerken von Killingworth, deren Grubenbahnen ihm die erste Anregung zu seinem Lebenswerk gaben. 1829 errang er mit seiner Lokomotive „Rocket“ in einem von der Stockton-Darlington-Bahn ausgeschriebenem Wettbewerb den Preis und damit Weltruhm. Unterstützung von seinem Sohn Robert Stephenson wurde er der Inhaber der ersten Lokomotivfabrik der Welt, die seinerzeit alle Länder mit ihren Erzeugnissen versorgte.

auf einem Dampfpolster ruhte. An Stelle dieser umständlichen Einrichtung traten bald geschmiedete Stahlfedern.

Durch den Fortfall des Zahnradgetriebes, das zugleich die Treibachsen zwangläufig verband, mußte man sich nach einem anderen Mittel zu ihrer Kuppelung umsehen und Stephenson glaubte dies — zum erstenmal 1815 verwandt — in einer endlosen Kette gefunden zu haben (Abb. 6). Sie bewährte sich aber nicht, weil bei ihrer Dehnung im Betriebe das gleichzeitige Anfahren und gleichmäßige Antreiben der Achsen nicht erreicht wurde. 1825 ist die Kette von Stephenson durch eine starre Kuppelstange ersetzt worden.

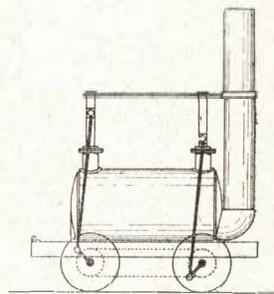


Abb. 6. Stephenson.

Die ersten englischen Lokomotiven hatten nur zwei Achsen, von denen entweder nur eine Treibachse war oder die auf eine der vorerwähnten Arten zu Treibachsen gekuppelt waren. Das Bedürfnis nach einer größeren Achsenzahl machte sich besonders in Amerika durch den dort vorhandenen minderwertigen Oberbau geltend und hiermit entstand von selbst die Notwendigkeit der Kurvenbeweglichkeit. Insbesondere ist die Einführung und Ausbildung des Drehgestells diesen Verhältnissen zuzuschreiben, das zuerst für amerikanische Bahnen von englischen Lokomotivfabriken gebaut wurde, die damals für viele Länder Aufträge hatten. In den vierziger Jahren schon hatte das Drehgestell nach eigenen Konstruktionen der einzelnen Länder allgemeine Verwendung gefunden.

Das Fahrgestell der Lokomotiven wies also etwa um das Jahr 1835 schon die auch heute noch wichtigsten Eigentümlichkeiten auf: glatte Räder, Vermeidung von Zahnrad-

getrieben, Rahmenfederung, Kuppelung durch Stangen, Kurvenbeweglichkeit.

2. Die Lokomotiv-Dampfmaschine hatte anfangs (Abb. 4, Trevithik) nur einen Zylinder, der vorn in den Kessel eingebaut war, und dessen Kolbenstange mit einem Umföhrungsgestänge auf die hinten liegende Antriebskurbel ar-

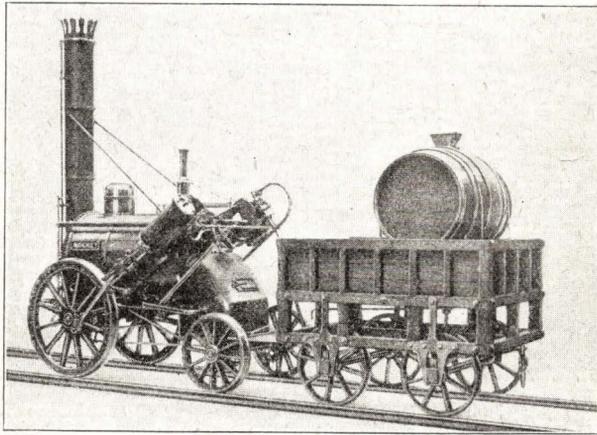


Abb. 7. „Rocket“ Stephenson.

beitete. Man erkannte bald, daß ein Zylinder für Lokomotiven wegen des Anfahrens bei der Kurbelstellung im toten Punkt unzureichend ist und seit 1811/12 werden zwei Zylinder mit Kurbelversetzung verwandt. Charakteristisch für die weitere Entwicklung ist die Lage der Zylinder, mit denen man so ziemlich auf dem ganzen Lokomotivgestell herumgewandert ist. Meist waren sie stehend angeordnet und in den Kessel hineingebaut oder hinten in der Mitte oder seitlich an ihm angeordnet (siehe Puffing Billy, Abb. 5). Diese Lage führte zu sehr umständlichen Hebelübersetzungen

für die Kraftübertragung, besonders auch deshalb, weil die beiden Treibachsen getrennt von je einem Zylinder angetrieben wurden und die Kuppelung dieser Achsen nur dazu diente, die Gleichmäßigkeit des Antriebs zu gewährleisten. Durch Hackworth wurde 1827 zum erstenmal die Arbeit beider Zylinder durch ein einfaches Kurbelgetriebe einer Achse zugeführt und durch eine Kuppelstange auf die übrigen Kuppelachsen verteilt. Dadurch kam das Hebelwerk in Fortfall und die Maschinen sehen seit dieser Zeit wesentlich einfacher aus. Stephenson machte hiervon Gebrauch bei seinen Lokomotiven „Amerika“ 1828 und „Rocket“ (Rakete) 1829 (Abb. 7).

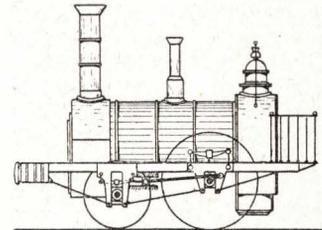


Abb 8. „Planet“ Stephenson.

An diesen Maschinen war die Dampfzuföhrung bei der hinteren, schrägen Lage der Zylinder umständlich und machte konstruktive Schwierigkeiten. Schon im folgenden Jahre 1830 erhielt dann die Dampfmaschine die auch heute noch allgemeinübliche wagerechte Lage „vorn“, wie sie zum erstenmal an Stephenson's „Planet“ 1830 verwandt wurde (Abb. 8). Das führte zugleich gegenüber der Rocket zu einer Vertauschung der Lauf- und Treibachsenlage. Auch heute liegen die Laufachsen meist vorn und übernehmen die Föhrung. Die Zylinder des Planet lagen innen zwischen den Rädern.

3. Der Lokomotivkessel. Der liegende Kessel war für ein Fahrzeug der natürlich gegebene. Stehende Kessel sind nur selten verwandt worden. Die wichtigste Aufgabe war, trotz der beschränkten Raumverhältnisse eine möglichst große Dampferzeugung zu erzielen, ohne das Gewicht der Lokomotive übermäßig zu steigern. Ihrer Lösung standen Hinder-

nisse aller Art entgegen. Ebenso wie man anfangs für die Schienen ganz auf Gußeisen angewiesen war, mußten auch die Kessel gegossen werden und das führte entweder zu sehr kleinen Kesseln oder bedingte niedrigen Dampfdruck. Beides war nachteilig. Erst im Jahre 1813 wurde der erste Lokomotivkessel aus Schmiedeisen hergestellt und noch im Jahre 1829 bei dem berühmten Wettfahren von Rainhill betrug der höchstzulassene Dampfdruck nur $3\frac{1}{2}$ at, während heute unsere Lokomotiven bis zu 16 at Kessel-

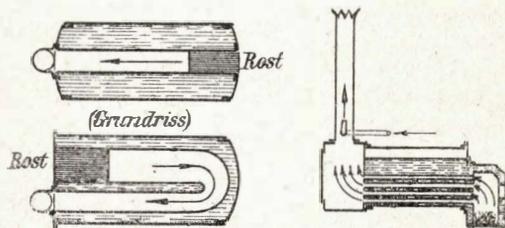


Abb. 9 und 10.

Abb. 11.

spannung haben. — Vor allem aber lag die Schwierigkeit in der Schaffung einer genügend großen Heizfläche, welche die Wärme an das zu verdampfende Wasser übertrug und in der Erzeugung einer kräftigen Feueranfachung. Die Vergrößerung der Heizfläche suchte man in dem Ersatz des einfachen Flammrohres durch ein U-förmig gebogenes (Abb. 9 und 10) zu erreichen, das den Weg der Heizgase verdoppelte. Obgleich ein solches Doppelrohr schon 1804 durch Trevithik zum erstenmal und auch später 1813 von Hedley bei den Maschinen nach Art der „Puffing Billy“ (Abb. 5) mit Erfolg angewandt wurde, haben noch Stephenson'sche Lokomotiven aus dem Jahre 1825 einfache Flammrohre. Der jetzt all-gemeingebräuchliche Lokomotivkessel entstand im Jahre 1829 durch den französischen Ingenieur Séguin, welcher an einer von Stephenson gelieferten Lokomotive das Flamm-

rohr durch ein Bündel von Rohren geringen Durchmessers ersetzt, deren Gesamtoberfläche und Wärmeübertragung wesentlich größer war. In demselben Jahre konstruierte auch Stephenson für seine Preislokomotive „Rocket“ einen ähnlichen Röhrenkessel und fügte hinten den Verbrennungsraum in Form einer Feuerbüchse an (Abb. 11). Der Erfolg war der beste Fürsprecher dieser Lösung, nach deren Prinzip noch heute die Kessel der Lokomotiven gebaut werden.

Mit der Erhöhung der Feueranfachung ging es ähnlich wie mit der Heizflächenvergrößerung. Schon 1804 war zu diesem Zweck bei Trevithik's Lokomotive der Abdampf in den Schornstein geleitet, desgleichen bei der „Puffing Billy“. Aber man kam von diesem einfachen Mittel wieder ab, verwandte zur künstlichen Zugerzeugung Blasebälge und Gebläse, die von der Lokomotive angetrieben wurden, oder glaubte allein mit einem sehr hohen Schornstein, der sich bei den ersten Lokomotiven allgemein findet, auskommen zu können. Durch die bereits mehrfach erwähnte bedeutungsvolle Wettfahrt von Rainhill 1829 kam auch diese wichtige Frage zur Entscheidung. Eine der beteiligten Lokomotiven, die „Sanspareil“, besaß ein den Abdampf in den Kamin ausstoßendes Rohr — das Blasrohr —, dessen Bedeutung Stephenson erkannte, obgleich die „Sanspareil“ selbst in dem Wettbewerb versagte. Er übernahm diese Art der Feueranfachung mit großem Erfolg auf seine „Rocket“, welche damit alle wesentlichen Bestandteile unseres heutigen Lokomotivkessels aufwies.

Durch die Erfolge von Stephenson war England führend auf dem Gebiete des Eisenbahnwesens geworden. Es lieferte den meisten Bahnen die ersten Lokomotiven, die für den Bau im eigenen Lande als Muster dienten. So stammte auch die erste Lokomotive auf deutschem Boden 1835 (Nürnberg-

Fürth) aus der Stephenson'schen Fabrik; sie hieß „Adler“ und unterschied sich von dem „Planet“ (Abb. 8) im wesentlichen nur dadurch, daß sie auch eine hintere Laufachse besaß. Der eigentliche deutsche Lokomotivbau setzt erst im nächsten Jahrzehnt ein und ging unter Führung von Borsig (erste Lokomotive 1841), Eggestorff (1846), Hartmann (1848), Henschel (1848) im Norden und Maffei (1841), Keßler (1842) im Süden bald ebenso wie der amerikanische unter Baldwin seine eigenen Wege.

Nach Versuchen mit verschiedenen Typen wie 1 A 1, 2 A (Crampton-Lokomotive s. S. 75) hatten sich für deutsche Bahnen etwa ab Beginn der 60er Jahre die Bauarten

1 B für den Personenzugdienst,

C „ „ Güterzugdienst

als vorherrschend mit Leistungen von etwa 300—600 PS herausgebildet. Ende der 80er Jahre begann die 2 B bzw. die D-Lokomotive sie zu verdrängen.

Heute haben die neueren europäischen Lokomotiven bei Leistungen bis 2500 PS und darüber für den Personenzugdienst 3—4 gekuppelte Achsen (1 C 1, 2 C, 2 C 1, 2 D, 1 D 1) und für den Güterzugdienst 4—5 gekuppelte Achsen (D, 1 D, 2 D, E, 1 E). In Amerika kommen bei geteiltem Triebwerk Lokomotiven mit weit größeren Achszahlen vor, z. B. 1 E + E 1 = 12 Achsen (vgl. Anhang Nr. 8).

Aus der weiteren Geschichte des Lokomotivbaues seien besonders hervorgehoben:

1. Ausbildung der Kurvenbeweglichkeit.
Wettbewerb der Semmeringbahn 1851 (s. S. 48).
2. Einführung der Verbundwirkung,
erste Verbundlokomotive 1876, Mallet (Frankreich).
Einführung in Deutschland durch v. Borries 1880.
3. Einführung des Mehr- (als 2) Zylindersystems.
Wettbewerb der Semmeringbahn 1851, je 2 Zylinder wirken auf getrennte Triebwerke.

Erste Vierzylinder-Lokomotive, die auf eine Achsengruppe arbeitet, 1885 (franz. Nordbahn).

Erste Dreizylinder-Lokomotive 1882 — England (Zweiachsenantrieb, ungekuppelte 1 A A-Verbundwirkung).

Desgl. 1896, Weyermann-Schweiz (gekuppelte Achsen, 1 C-Verbundwirkung, Kurbelversetzung 120°).

Desgl. 1909, Amerika, Philadelphia and Reading-Rd. (Drilling, 120°).

4. Einführung der Überhitzung des Kessel-dampfes.

Erste Heißdampflokomotive 1898, Wilhelm Schmidt, Garbe (Preuß. St.-B.).

5. Einführung der Vorwärmung des Speisewassers.

1906 Trevithik — ägyptische St.-B., 1910—13 preuß. St.-B.

III. Das Lokomotivfahrgestell.

(Siehe hierzu auch I, 1 und II, 1.)

1. Achsen und Räder. In Abb. 12 ist ein Treibradsatz für G.-Lok. mit Innensteuerung und ein solcher für eine Vierzyl.-S.-Lok. mit zwei außen- und zwei innenliegenden Zylindern dargestellt. Bei der ersten wird die Steuerung von zwei auf der Achse aufgekeilten Exzentern (*a*) angetrieben, bei der letzteren von einer mit der Außenkurbel verbundenen Gegenkurbel. Gerade Achsen werden aus Flußstahl von mindestens 50 kg Festigkeit und 20% Dehnung, gekröpfte Achsen aus Nickelstahl von 60 kg Festigkeit bei 18% Dehnung hergestellt (preußische Bedingungen). Sie werden in die Radnaben mit etwa 100—150 t Druck eingepreßt. In gleicher Weise werden die außen sitzenden Kuppelstangen-

zapfen befestigt. Der Radstern wird in einem Stück mit den Gegengewichten aus Flußeisenformguß hergestellt. Der Schwerpunkt der sichelförmigen Gegengewichte liegt auf dem Durchmesser, der durch die Mitte der Treib- und Kuppelzapfen geht, diesen entgegengesetzt.

Die Gegengewichte dienen zum Ausgleich der hin- und hergehenden und der rotierenden Triebwerksmassen. Die bei der Umdrehung der Räder durch die Gegengewichte entstehenden Fliehkräfte ergeben zusätzliche periodische Be-

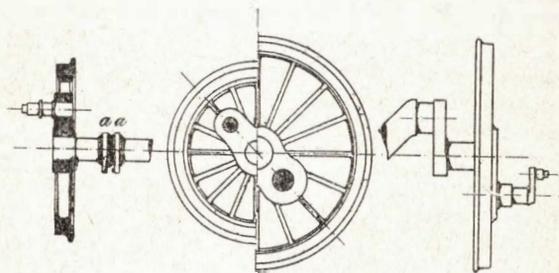


Abb. 12.

und Entlastungen zum Raddruck, die mit dem Quadrat der Geschwindigkeit anwachsen. Abgesehen von der zusätzlichen Beanspruchung der Schienen, die hierdurch entsteht, können die Entlastungen zu einer Entgleisungsgefahr werden.

Daher darf nach den T. V.¹⁾ die Fliehkraft der Gegengewichte bei neuen Lokomotiven 15% der ruhenden Radlast nicht überschreiten. Man ist deshalb bei Lokomotiven für große Geschwindigkeiten gezwungen, sich auf den Ausgleich der rotierenden Massen zu beschränken und die hin- und hergehenden Massen nicht oder nur teilweise durch Gegengewichte auszugleichen.

¹⁾ Siehe Literaturverzeichnis

Auf dem Radstern wird der aus zähem Flußstahl von mindestens 70 kg Festigkeit in einem Stück gewalzte Radreifen (Abb. 13) warm aufgezogen, der wegen seiner Abnutzung von Zeit zu Zeit erneuert werden muß. Er ist deshalb auswechselbar, damit der eigentliche Radkörper dauernd erhalten bleiben kann. Durch einen eingelegten und dann mit Hammerschlägen umgebördelten Sprengring (s) wird er nach deutschen

Vorschriften schwalbenschwanzförmig auf dem Radstern befestigt. Dieses Verfahren hat vor anderen den Vorteil, daß der Radreifen an seinem ganzen Umfang auch noch in gesprungenem Zustand auf dem Radkörper gehalten und eine Schwächung des Reifens durch Schrauben u. dgl. vermieden wird. Es gestattet durch Sprengen des Ringes bequeme Auswechslung. Die Radreifenstärke darf nach den T. V. bis auf höchstens 25 mm abgenutzt werden und die Spurkranzhöhe muß mindestens 25 bei neuen und darf höchstens 36 mm bei alten Radreifen betragen. Die Neigung der Lauffläche entspricht der Schienenneigung (vgl. S. 8). Die Spurkränze dürfen nach den T. V. höchstens 25 und müssen mindestens 10 mm zwischen den Schienen Spiel haben. Die im Abstand von 750 mm von der Achsmittle durch das Rad gedachte Ebene nennt man Laufkreisebene (Abb. 14).

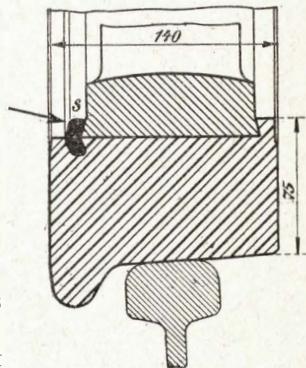


Abb. 13.

2. Achslager. Auf die Lagerstellen der Achsen — Achschenkeln — werden die Lokomotivlasten durch Achslager übertragen. Ein solches Lager in der Ausführung für Treib-

achsen der preuß. Staatsbahnen ist in Abb. 15 dargestellt. Die Achslager besitzen sämtlich entsprechend ihrer Belastung nureine obere Lagerschale. Der untere Lagerkasten dient als Ölbehälter für die Schmierung. Das Lager ist durch Stellkeil in der am Rahmen befestigten Achslagerführung

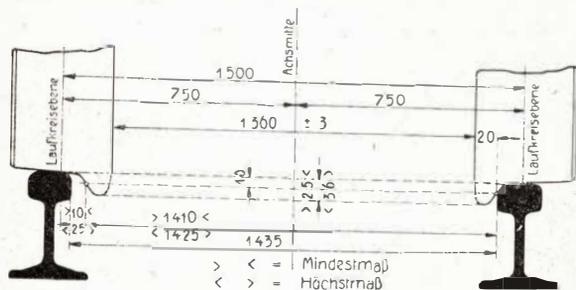


Abb. 14.

nachstellbar. Der Rahmen bewegt sich, dem Spiel der Federn folgend, mit den Gleitflächen der Achslagerführungen an den Gleitflächen des Achslagergehäuses auf und ab.

Die für die Aufnahme der Achslagerführungen erforderlichen Rahmensegmente werden durch Achsgabelstege geschlossen, die die Verbindung an der unteren Rahmenkante wiederherstellen und den Rahmen gegen Biegungskräfte widerstandsfähiger machen. Dem gleichen Zweck dient auch die lappenartige Verbreiterung der Achslagerführungen in den Beugen. Nach Abnahme der Achsgabelstege kann die Lokomotive von den Achsen gehoben werden.

Die Lokomotivlasten werden entweder durch die Tragfeder und einen Bolzen angehängt (Abb. 15) oder wie punktiert eingezeichnet durch einen Druckbolzen von oben auf die Lagerschale übertragen.

3. Rahmen. Die Rahmenplatten werden aus Flußeisenblech¹⁾ von 20—35 mm Stärke, hergestellt, aus dem die nötigen Aussparungen für Lager usw. ausgestoßen oder ausgefräst werden. Man spricht dann von Plattenrahmen. Die beiden Rahmenplatten sind durch mehrere Quer versteifungen verbunden, die zum Teil die Auflagen für den Kessel bilden. In Abb. 16 ist eine Rahmenplatte für eine 2B 1-S.-Lok. dargestellt. Die ausgleichende Verteilung der Achslasten geschieht durch Hebel mit Zugstangen. Die Lokomotive ruht mit diesem Rahmen in vier festen Punkten auf den Achsen, nämlich in den beiden Tragflächen des Drehgestells und den beiden resultierenden Stützpunkten, die sich aus der Hebelverbindung der Tragfedern an den drei hinteren Achsen ergeben.

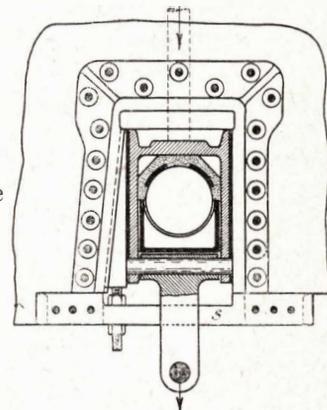


Abb. 15.

In Abb. 17 ist ein in Amerika durchweg gebräuchlicher „Barren“ rahmen dargestellt. Ein derartiger Rahmen besteht aus Stahlbarren von balkenartigen rechteckigen Querschnitten. Sie werden teils gegossen (Stahlguß), teils in einem Stück oder in mehreren Teilen geschmiedet, teils aus vollen Platten ausgearbeitet.

Der Hauptvorteil des Barrenrahmens liegt in der geringen Bauhöhe und in der größeren Zugänglichkeit, die er zu innenliegenden Teilen ermöglicht. Er wird neuerdings be-

¹⁾ Bezüglich der vorkommenden Materialbezeichnungen siehe Sammlung Götschen „Eisenhüttenkunde“, Nr. 152 u. 153.

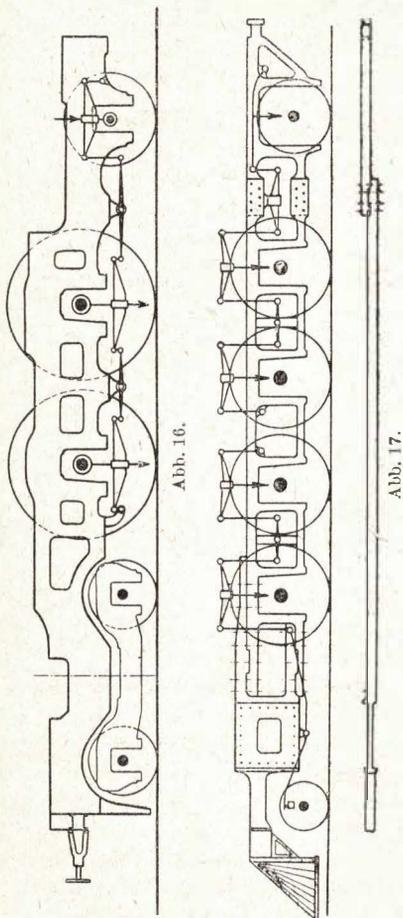


Abb. 16.

Abb. 17.

sonders für Schnellzugsmaschinen auch auf europäischen Bahnen. manchmal in Verbindung mit Plattenrahmen angewandt.

Der Rahmen trägt vorn die Pufferbohle mit den beiden Puffern und hinten den Zugkasten für die Kuppelung mit dem Tender. Die Bahnräumer werden bei europäischen Lokomotiven meist durch einfache Abstreifer aus Blech dicht vor der ersten Achse gebildet. Auf zahlreichen anderen Bahnen, besonders in Nord- und Südamerika, sind sogenannte Kuhfänger (Cowcatcher) zur Beseitigung von Hindernissen auf den Schienen üblich.

4. Kurvenbeweglichkeit. Ob ein Fahrzeug mit „fest“ gelagerten Achsen eine

Gleiskrümmung durchfahren kann, hängt von dem Halbmesser der Krümmung, dem Radstand des Fahrzeugs, dem Abnutzungsgrad der Spurkränze und der Spurerweiterung ab, die zur Erleichterung der Durchfahrt vorgeschrieben ist. Auf den preuß. Staatsbahnen z. B., die als kleinsten Kurvenhalbmesser auf freier Strecke bei Hauptbahnen 300 m und ausnahmsweise 180 m zulassen, beträgt die Erweiterung e :

für $R =$	800	700	600	500	400	325	250	200 m
$e =$	3	6	9	12	15	18	21	24 mm.

In Kurven beträgt somit unter Bezugnahme auf Abb. 14 der Spielraum zwischen Spurkränzen und Innenkanten-Schienenkopf

$$1435 - \begin{matrix} > 1410 < \\ < 1425 > \end{matrix} + e = \begin{matrix} < 25 + e > \\ > 10 + e < \end{matrix} \text{ mm}$$

je nach dem Grade der Spurkranzabnutzung.

In Abb. 18 ist in verzerrem Maßstab ein zweiachsiges Fahrzeug vom festen Radstand A in einer Kurve vom Radius R eingezeichnet und zwar so, daß es mit dem linken vorderen Spurkranz gegen die äußere Schiene anläuft und mit der hinteren Achse sich radial einstellt. Es sei v die Abweichung, die die Fahrzeugachse in Höhe der vorderen Achse I von der Gleismitte hat, und entsprechend h für die hintere Achse II.

Eine Parallele im Abstand v zur Fahrzeugachse ergibt 2 Schnittpunkte mit den Radachsen P_1 und P_2 . Der radiale

Abstand P_2 — Gleismitte ist $v + h$. Denkt man sich — ohne Rücksicht auf praktische Ausführbarkeit — am Fahrzeug 2 Führungsstifte in P_1 und P_2 befestigt, die an 2 gedachten Führungsschienen gleiten. von denen die äußere die Gleismittellinie, die innere ein im Abstände $h + v$ dazu konzentrisch laufender Bogen ist, so würde die hierdurch geschaffene Führung des Fahrzeuges völligen Ersatz für die in Wirklichkeit bestehende Führung durch die Spurkränze bieten.

Diese Vorstellung, bei der also spurkranzlose Räder die vertikalen Achslasten und die Führungsstifte die horizontalen Führungskräfte aufnehmend gedacht werden, ermöglicht eine sehr anschauliche Darstellung, wie sich ein Fahrzeug in Kurven einstellen kann.

Die Länge $P_1 P_2$ nennt man geführte Länge des Fahrzeuges, die gedachten Führungsschienen Fahrkanten. Es ergibt sich ohne weiteres aus Abb. 14, daß

$$h + v = \begin{matrix} > 10 < \\ < 25 > \end{matrix} + e$$

ist, je nachdem es sich um neue oder abgenutzte Spurkränze handelt.

Berührt in der zeichnerischen Darstellung ein Führungsstift die äußere oder innere Fahrkante, so ist dies gleichbedeutend damit, daß der Spurkranz der betreffenden Achse an der äußeren oder inneren Schiene anläuft. — Wie sich ein Fahrzeug tatsächlich einstellen wird, läßt sich weder rechnerisch noch zeichnerisch ermitteln, da die einwirkenden Kräfte nicht genügend genau erfaßt werden können. Die Untersuchungen müssen sich vielmehr darauf beschränken, ob ein Fahrzeug eine Kurve durchfahren kann.

Ein zweiachsiges Fahrzeug kann z. B. die Stellungen (Abb. 19)

- 1—1 vordere Achse läuft außen an
hintere „ „ innen „
2—2 umgekehrter Fall
und alle Zwischenstellungen, bei denen nur eine Achse anläuft, einnehmen. Es kann sich aber auch nach
3—3 beide Achsen laufen außen an
4—4 „ „ „ innen „
bzw. in allen Zwischenstellungen etwa nach 5—5 einstellen.

Eine E-Lok. wird sich, wenn alle 5 Achsen fest im Rahmen gelagert sind, gerade noch durch eine Kurve „zwängen“ können, wenn nach Abb. 20, Fall 1, Punkt I und V die

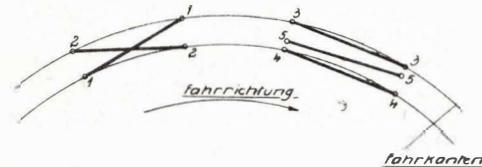


Abb. 19.

äußere und Punkt III die innere Fahrkante berührt. — Man kann sich (nach Helmholtz) das Bild in vertikaler Ebene auch so vorstellen, als ob ein Wiegebalken von der Länge I—V auf der inneren Fahrkante in III auflage und mit seinen Endpunkten an die äußere Fahrkante anstieße. — Ein Ausschlag, ein Wiegen ist nicht möglich. Die Lokomotive würde daher die Kurve nur mit größtem Widerstande durchfahren, der dadurch verkleinert werden könnte, daß man entweder der Achse V oder III seitliches Spiel geben würde, obgleich alle Achsenpunkte zwischen den Fahrkanten liegen.

Im Falle 2 (Kurve mit kleinerem Radius) ist bei Führung durch I und V ein Seitenspiel für Achse III unbedingt erforderlich, und zwar mindestens um etwas mehr, als der Achsenpunkt III innerhalb der inneren Fahrkante liegt.

A. Kurveneinstellung von Einzelachsen.

a) Seitliche Achsenverschiebung.

In der Wirkung kommt es der seitlichen Verschiebbarkeit einer Achse gleich, wenn man die Spurkränze dieser Achse schwächer hält oder sie ganz fortfallen läßt. Das erstere ist in Deutschland für diesen besonderen Fall bis zu 40 mm Gesamtspiel erlaubt und gebräuchlich, während Mittelräder ohne Spurkränze bei uns seltener, dagegen in Amerika und England häufig vorkommen. Der Vorteil ist jedoch zweifelhaft, da sich durch die Abnutzung sehr bald in den glatten

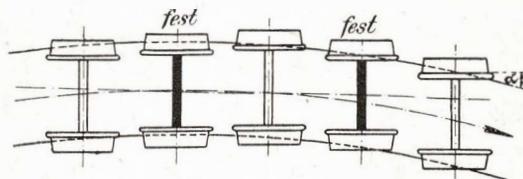


Abb. 23.

Laufflächen Rinnen bilden, die spurkranzähnliche Wirkung haben.

Sicherer wird die Kurvenbeweglichkeit eines Fahrzeuges durch axiale Verschiebbarkeit erreicht, indem man entweder die Achsschenkel um die Größe der Verschiebung länger macht als die sie umfassenden Lager oder den Lagern in den Achslagerführungen entsprechendes Gleitspiel gibt. Ist die verschiebbare Achse zugleich Kuppelachse, so müssen auch die Kuppelzapfen des Gestänges um dasselbe Maß länger sein, als die zugehörigen Stangenlager. Auf Treibachsen ist das Verfahren (Gölsdorf) nicht anwendbar. In dieser Weise werden z. B. nach Abb. 23 besonders Güterzug-Lokomotiven von größerer Achsenzahl kurvenbeweglich gemacht. — Eine der beiden festen Achsen, meist die 4. ist Treibachse (vgl. Nr. 6, 7, 10 des Anhangs).

b) Freie radiale Achseneinstellung.

Die Abnutzung von Rad und Schiene hängt von der Größe des „Anlaufwinkels“ α ab (siehe Abb. 23), dessen Größe durch die Verschiebbarkeit der Achsen unverändert bleibt.

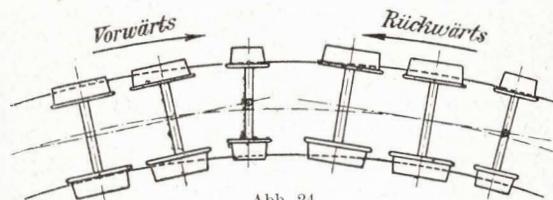


Abb. 24.

Je größer α , desto größer das Bestreben des Spurkranzes, die Schiene zu übersteigen und das Fahrzeug zum Entgleisen zu bringen, desto größer auch die Reibungsabnutzung zwischen Rad und Schiene. α wird, wenn die vordere Achse durch Drehbarkeit sich radial einstellen kann, für diese = 0. Für die übrigen Achsen behält α dieselbe Größe wie vorher.

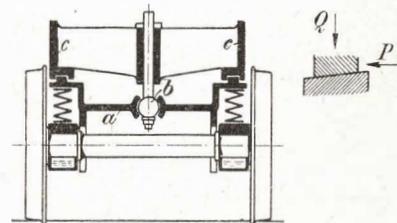


Abb. 25.

Eine solche Achsenanordnung (Abb. 24) ist auch sehr günstig beim Rückwärtsgang, da die innere Schiene von Spurkranzdrücken ganz freibleibt. Sie eignet sich daher für in beiden Richtungen fahrende Tendermaschinen. Eine Ausführungsform, das Novotny-Gestell der sächs. St.-B. gibt Abb. 25 schematisch wieder. Auf die Achslager stützt sich federnd (in Wirklichkeit Blattfedern) ein Rahmen a , der in der Mittelachse mit einem Lager den kugelförmigen im Haupt-

rahmen c gelagerten Drehzapfen b umfaßt. Der Hauptrahmen stützt sich auf den Rahmen a in besonderen Gleitflächen, die in der Drehrichtung der Achse als schiefe Ebenen ausgebildet sind. Sie erzeugen nach der Fahrt durch die Krümmung aus dem Druck des Hauptrahmens A eine Rückstellkraft P , die die Achse in die Mittelstellung zurückdrückt.

c) Zwangsläufige seitliche Verschiebung und radiale Einstellung.

Die für die Schonung des Oberbaus sehr schätzenswerte freie Einstellbarkeit der vorderen Achse bietet für die Führung des Fahrzeuges besonders bei größeren Geschwindigkeiten wegen der zunehmenden Massenwirkungen nur wenig Sicherheit. Denn der im Hauptrahmen befestigte Achsendrehzapfen nimmt an den unter diesen Wirkungen entstehenden Schlingerbewegungen¹⁾ teil. Die ihnen leicht folgende Achse stellt sich dabei in Lagen ein, die von der radialen Richtung mehr oder weniger abweichen. Die Führung wird also der zweiten Achse zufallen und die Laufachse vielmehr geführt werden anstatt zu führen. Für Schnellzugmaschine ist sie daher wenig brauchbar.

Die zwangsläufig eingestellten Laufachsen suchen diesen Nachteil zu vermeiden. Bei ihnen wird axiale Verschiebbarkeit mit radialer Einstellung dadurch vereinigt, daß ihr Drehpunkt nicht in der Achsenebene, sondern vor oder hinter der Achse im Rahmen gelagert ist, so daß die Einstellung nicht mehr frei erfolgen kann, sondern von der Lage des Drehpunktes und der Länge des Drehhalbmessers abhängig wird. Der Drehhalbmesser r ergibt sich rechnerisch unter Vernachlässigung der kleinen Größen zweiter Ordnung aus Abb. 26 für einen verlangten Ausschlag l zu

$$r = \frac{R \cdot l}{A + K}$$

¹⁾ Siehe III, 5A.

Die sichere Führung des Fahrzeuges wird aber auch durch zwangsläufig eingestellte Achsen nur bedingungsweise erreicht. Durch die unvermeidbaren Schlingerbewegungen, die der Drehpunkt in um so stärkerem Maße mitmacht, je größer die Länge $k - r$ ist, wird die Einstellung der Laufachse ungünstig beeinflusst. Es kann sogar bei starkem Schlingern des Drehpunktes nach innen der Anlaufwinkel

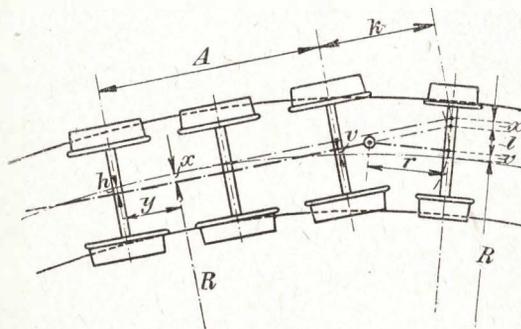


Abb. 26.

der vorderen Achse, der theoretisch = 0 sein sollte, eine solche augenblickliche Größe erhalten, daß Entgleisungsgefahr vorliegt. Es sind daher auch diese Achsen für hohe Geschwindigkeiten zur Führung wenig geeignet. Meist sind sie, um die Folgen der Schlingerbewegungen zu dämpfen, mit einer Rückstellvorrichtung in die Mittelstellung versehen.

Bezüglich ihrer praktischen Ausbildung unterscheidet man drei Formen:

α) Deichselführung. Eine Ausführungsform ist das in Abb. 27 schematisch dargestellte Bissel-Gestell der sächsischen St.-B. Der Hauptrahmen R belastet federnd die Achslager (in Wirklichkeit Blattfedern) durch einen Doppelhebel B und einen Deichselrahmen d . Die Deichsel dreht

sich um einen im Hauptrahmen befestigten Bolzen. Die Rückstellkraft wird durch schiefe Ebenen der Gleitflächen G gewonnen, deren Neigung in der Einstellrichtung der Achse liegt (vgl. Anhang Nr. 4, 6, 7).

β) Gelenkführung. Als Vertreter dieser Gruppe sei das Drehgestell der dänischen Staatsbahnen von Busse (Abb. 28) genannt. Die Deichsel ist hier durch eine Gelenkführung in zwei am Hauptrahmen festen Drehpunkten a ersetzt. Dieser

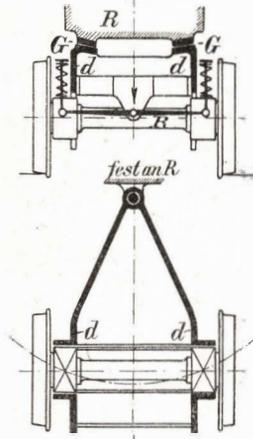


Abb. 27.

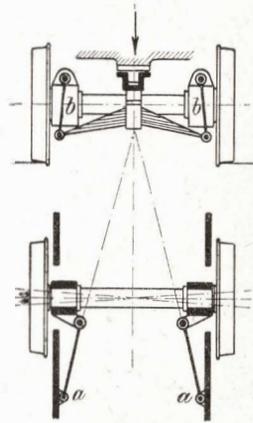


Abb. 28.

belastet die Achse durch Tragfedern, die mit Pendeln b den Druck auf die Achslager übertragen und deren einseitige Spannung beim Ausschlagen der Achse als Rückstellkraft dient.

γ) Kurvenführung. Verbreitete Ausführungen sind die von Adams, Webb und Worsdell (Abb. 29).

Die Deichsel wird durch eine entsprechende Kurvenführung der Achslager in Gleitflächen des Rahmens ersetzt.

Der Drehpunkt ist imaginär. Die Rückstellkraft wird durch die Spannung von zwei über der Achse liegenden Blattfedern gewonnen. Ein um einen Zapfen des Lagerkastenverbindungsstückes drehbares und in zwei am Hauptrahmen befestigten Führungen a verschiebbares Druckstück b überträgt die Bewegung der Achse auf eine Blattfeder und durch zwei Zugstangen c auf eine zweite. Bei anderen Konstruktionen sind die Blattfedern durch Spiralfedern ersetzt (Worsdell). Der Hauptrahmen ruht federnd in Gleitflächen unmittelbar auf den Lagern. Die Abb. 29 stellt die Anordnung bei den preuß. St.-B. dar (vgl. Anhang Nr. 2, 3, 4, 10).

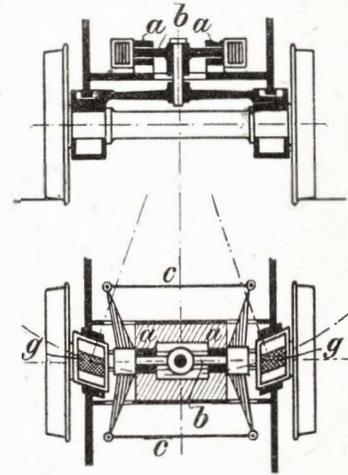


Abb. 29.

B. KurvenEinstellung von Achsengruppen.

a) Laufachsgruppen.

Die Fehler der frei und zwangsläufig sich einstellenden Einzelachsen werden bei dem zweiachsigen Drehgestell vermieden. Man nennt es auch, da seine Ausbildung auf amerikanischen Einfluß zurückzuführen ist, das amerikanische Drehgestell. Der Drehzapfen, der meist in der Mitte des Gestells liegt, ist im Hauptrahmen festgelagert. Im Drehgestell ist er entweder ebenfalls fest oder mit seitlichem Spiel gelagert (Abb. 30 und 31).

Aus Abb. 30 ergibt sich, daß im ersteren Fall bei starken Krümmungen große Spurkranzdrücke auf die äußeren Schienen auftreten müssen, die durch einen möglichst großen Radstand im Drehgestell gemildert werden können. Wesentlich wirksamer wird das jedoch durch die Verschiebbarkeit des Zapfens um l erreicht und zugleich wird dabei noch

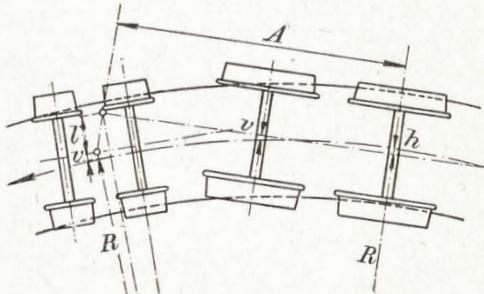


Abb. 30.

ein anderer, wichtigerer Vorteil gewonnen. Während nämlich die durch feste Zapfen mit dem Hauptrahmen verbundenen ein- oder mehrachsigen Gestelle an den Schlingerbewegungen teilnehmen müssen, bleiben die mit verschiebbaren Zapfen hiervon frei. Ihre Masse allein ist zu gering, um für sich selbst schlingernde Bewegungen auszuführen. Der Lauf dieser Drehgestelle ist daher ruhig und die Führung sicher, so daß sie vorzugsweise für S.-Lok. geeignet sind.

Die Verschiebbarkeit des Zapfens ergibt sich für die gezeichnete Stellung angenähert mit Vernachlässigung der kleinen Größen zweiter Ordnung:

$$(R - h)^2 + A^2 = (R + v + l)^2,$$

wird $v = h$ gesetzt, so ist

$$l = \frac{A^2}{2R} - 2v.$$

Bei der praktischen Ausführung solcher Drehgestelle geschieht die Lastübertragung des Hauptrahmens entweder durch den Drehzapfen, der dann zugleich als Tragzapfen in einer Pfanne ruht, oder durch besondere seitliche Tragflächen.

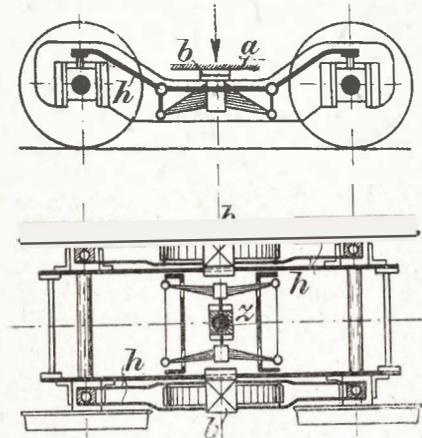


Abb. 31.

Für den letzteren Fall sei als Beispiel das Drehgestell der preuß. S.-Lok. angeführt (Abb. 31). Die Last des Hauptrahmens a ruht auf zwei seitlichen Gleitflächen b und wird durch Pendelfedern und Hebel h auf die Achslager übertragen. Der nur zur Führung dienende Drehzapfen ist verschiebbar in einer die beiden Hälften des Gestellrahmens verbindenden Platte gelagert. Die Rückstellung geschieht in derselben Weise durch Federn wie bei der vorher beschriebenen Adams-Achse (vgl. Anhang Nr. 1, 2, 5, 9).

b) Lauf- und Kuppelachsgruppen.

Bei einem Drehgestell mit Laufachsen gehen deren Achslasten für die Zugkraft verloren. Ein verbreitetes dem amerikanischen Drehgestell gleichwertiges ist das von Helmholtz(-Krauß) (Abb. 32), welches durch Verbindung einer verschiebbaren Kuppelachse mit einer Laufachse wenigstens

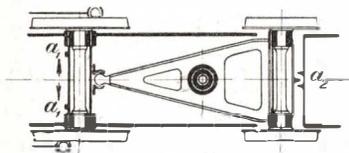
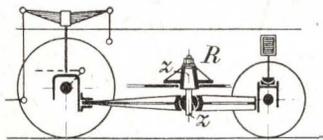


Abb 32.

eine Achse für die Zugkraft auszunutzen sucht. Der Hauptrahmen R überträgt die Lasten federnd auf jede Achse. Die Achslager jeder Achse sind in je einem Rahmen gefaßt, der an der Laufachse mit einer Deichsel verbunden ist. Das freie Ende der Deichsel, die um einen im Hauptrahmen festgelegten Zapfen z drehbar ist, faßt mit einem Kugel-

c) Treib- und Kuppelachsgruppen.

Das Bestreben, die Achslasten für die Zugkraft bei größter Kurvenbeweglichkeit möglichst auszunutzen, ist in noch höherem Maße bei schweren G.-Lok. von Hagans, die besonders auf den preuß. Staatsbahnen Verwendung gefunden haben, zum Ausdruck gekommen. Ein Beispiel stellt Abb. 33 dar. Alle fünf Achsen dieser Maschine, von denen drei vordere fest im Hauptrahmen, zwei hintere in einem deichselartigen Gestell mit vor den Achsen gelegenen Drehpunkt z gelagert sind, sind durch besondere Hebelvorrichtungen in

einem Triebwerk miteinander gekuppelt. Für die vordere Achsgruppe erfolgt die Kraftübertragung normal, für die hintere Gruppe durch das Gestänge $cbadej$. In Krümmungen verstellt die hintere Gruppe den Hebel $h-d$ um g

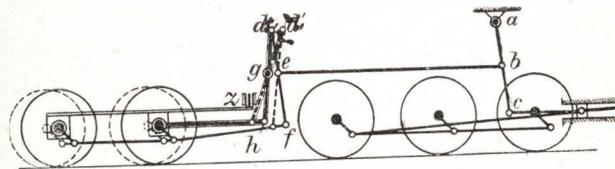


Abb. 33.

nach $g d'$ und läßt so für jede Maschinenseite entsprechend das Gestänge der Gleiskrümmung folgen. Für den gezeichneten Fall der Abb. 34 ist:

$$\left(\frac{a}{2} + c\right)^2 + e^2 = \left(\frac{b}{2} + d\right)^2 + f^2,$$

$$\left(\frac{a}{2}\right)^2 + c^2 = \left(\frac{b}{2}\right)^2 + f^2.$$

Durch Subtraktion ergibt sich:

$$\frac{a + c}{b + d} = \frac{d}{c}.$$

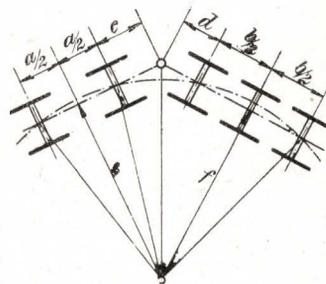


Abb. 34

Das Bestreben, die Einheitlichkeit des Triebwerkes der Lokomotiven nach Systemen von Hagans und anderen (Klose-Württemberg, Klien-Lindner-Sachsen, Helmholtz, Köchy) zu wahren, macht das Triebwerk vielteilig und kompliziert. Dies wird vermieden, wenn zur Erzielung der Kurvenbeweglichkeit eine Teilung des Triebwerkes in

einzelne Triebgestelle vorgenommen wird. — Jedes Triebgestell hat seine besondere Dampfmaschine und wird in sich einfach, dafür aber erfordert die Dampfzuführung vom Kessel zu den Zylindern der unter ihm beweglichen Gestelle besondere Vorrichtungen: Zuführung durch den Gestelldrehpunkt, nachgiebige Stopfbüchsen u. dgl., die besonders bei hohem Dampfdruck Schwierigkeiten machen.

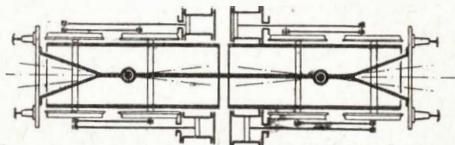


Abb. 35.

Die Maschinen dieser Art, meist schwere Güterzugs-Gebirgslokomotiven, verdanken ihr Entstehen einem Preis-ausschreiben der Semmeringbahn im Jahre 1851, ebenso bedeutungsvoll für den Lokomotivbau wie das der Stockton-Darlington-Bahn, das 22 Jahre vorher mit dem Sieg der „Rocket“ endete.

Von den Wettbewerbslokomotiven hat allerdings nur eine Konstruktion für vollspurige Bahnen dauernden Erfolg gewonnen: die „Wiener Neustadt“ von Günther-Wien. Sie wurde später von Meyer in Mülhausen verbessert und entspricht etwa der Prinzipskizze in Abb. 35. Zwei Triebgestelle mit einander zugekehrten Zylindern arbeiten auf die äußeren Treibachsen. Der Kessel ruht auf einem die Drehzapfen der beiden Gestelle haltenden Blechträger, der an seinen Enden die Pufferbohlen aufnimmt (T.-Lok.). Die Dampfzuführung erfolgt durch gelenkartige Rohre. Sie wird sowohl für einstufige Dampfdehnung als auch Verbundwirkung gebaut. Im letzteren Fall erhält das eine Gestell die Ho.- und das andere die Ni.-Zyl. Die Lokomotive wird als Günther-Meyer-Lokomotive bezeichnet.

Weitverbreiteter ist ein System geworden mit ebenfalls zwei Triebgestellen, von denen aber nur eins unter dem Kessel drehbar ist. Es stammt von Mallet (Frankreich) und Rimrott (Deutschland), Abb. 36. Der Kessel liegt fest auf dem hintern Gestell, das mit dem vorderen durch ein Gelenk drehbar verbunden ist. Vorn stützt sich der Kessel auf eine Gleitführung des vorderen Gestells. Die Maschine wird meist als Verbundlokomotive gebaut, und zwar derart, daß die

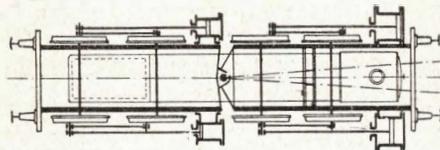


Abb. 36.

Ho.-Zyl. am hinteren festen Gestell, die Ni.-Zyl. am vorderen beweglichen Gestell liegen, damit die Stopfbüchsen der Dampfleitungen mit möglichst geringem Dampfdruck beansprucht werden. In der festen Verbindung, wenigstens der Ho.-Zyl. mit dem Kessel, liegt der Vorteil der Mallet-Maschine vor der Günther-Meyer-Lokomotive.

Besonders in Amerika hat die Mallettype eine große Verbreitung in Ausführungen von ungeheuren Abmessungen genommen (vgl. Anhang Nr. 8).

5. Die Nebenbewegungen der Lokomotive. Außer der nach der Gleismittellinie verlaufenden Hauptbewegung führt jede Lokomotive noch einige Nebenbewegungen aus, die sich danach unterscheiden lassen, ob die ganze Lokomotivmasse oder nur der abgefederte Teil (Rahmen mit Kessel) daran teilnimmt.

A. Nebenbewegungen der Gesamtmasse.

a) Das Schlingern. Unter Schlingern versteht man wiederkehrende störende Drehbewegungen eines Fahrzeuges

um senkrechte Achsen in der Nähe der Schwerpunktsachse, verursacht durch das Anlaufen eines Spurkranzes gegen die Schienenkante und den hierdurch hervorgerufenen Gegenstoß (Abb. 37). Diese Ablenkungen aus der Mittellage des

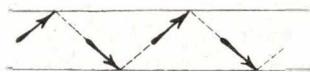


Abb. 37.

Fahrzeuges entstehen durch Unebenheiten des Gleises, die Radreifenform und andere Zufälligkeiten. Sie sind begrenzt durch den Spielraum, den die Spurkranze zwischen den Schienenkanten haben (mindestens 10 mm, höchstens 25 mm im geraden Gleis). Die Schlingerbewegungen werden durch die der Ablenkung entgegenwirkende Reibung zwischen Rad



Abb. 38.

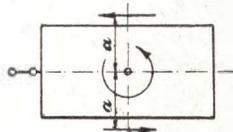


Abb. 39.

und Schiene gedämpft. Das beste Gegenmittel gegen das Schlingern ist eine möglichst große „geführte Länge“, weil dann die der Bewegung widerstehenden Spurkranzreaktionen an großen Hebelarmen angreifen. Seitlich verschiebbare Drehgestelle nehmen ihrer geringen Masse wegen an den Schlingerbewegungen nicht teil, geben daher der Lokomotive ruhigen Gang. Das Schlingern tritt erst bei einer gewissen, jeder Lokomotive eigentümlichen, nur durch Erfahrung bestimmbar Geschwindigkeit auf.

b) Das Zucken (Abb. 38) entsteht durch die Verlegung der hin- und hergehenden Massen des Triebwerks (Kreuzkopf, Kolben, Gestänge). Jede Bewegung dieser Massen ändert die

Schwerpunktslage des ganzen Systems, d. h. die Lokomotive zuckt hin und her. Man kann dies mildern durch möglichst kleine Triebwerksmassen, durch stramme Tenderkuppelung, die die Tendermasse an den zuckenden Bewegungen teilnehmen läßt und das Verhältnis der Gesamtmasse zu den hin- und hergehenden günstiger gestaltet, und durch Ausgleich der letzteren durch gegenläufige Massen bzw. Gegengewichte.

c) Das Drehen ist eine ähnliche Bewegung wie das Schlingern, hat aber ganz andere Ursachen. Dieselben Kräfte, die das Zucken hervorrufen, haben auch die Möglichkeit, ein hin- und herdrehendes Moment um eine vertikale Achse des Lokomotivkörpers zu erzeugen (Abb. 39), das um so größer ist, je größer der wirksame Hebelarm a ist. Außenzylinder sind in dieser Beziehung ungünstiger als Innenzylinder. Ein ähnliches Drehmoment um den Zugstaken als Drehpunkt kommt auch durch den resultierenden Kolbendruck zustande. Bei zwei Zylindern ist dies Moment am größten, bei vier Zylindern mit versetzten Pleueln geringer und bei Dreizylinderanordnung mit Pleueln unter 120° versetzt ganz aufgehoben.

B. Nebenbewegungen der abgefederten Masse.

a) Das Wanken (Abb. 40a) ist eine Drehbewegung um eine Längsachse, die durch die in ihrer Richtung wechselnden

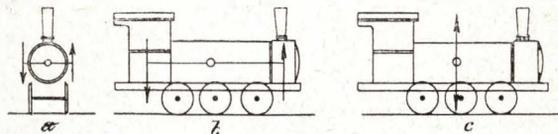


Abb. 40.

Kreuzkopfdrucke auf die Gleitbahnen entsteht und durch die Federn aufgenommen wird.

b) Das Nicken oder Stampfen (Abb. 40b) ist eine Drehbewegung um eine horizontale Querachse, durch dieselben Kräfte verursacht.

c) Das Wogen (Abb. 40c) sind vertikale Hebungen und Senkungen des gefederten Teils.

Die Bewegungen unter B sind von untergeordneter Bedeutung.

IV. Die Lokomotivdampfmaschine.

(Vgl. hierzu auch I, 2 und II, 2.)

1. Einstufige und zweistufige Dampfdehnung (Verbundwirkung).

Die Größe einer mechanischen Leistung wird bestimmt durch den Ausdruck:

$$A = P \cdot v.$$

Im ortsfesten Maschinenbau geht das Bestreben dahin, durch hohe Geschwindigkeiten v die Kräfte P und damit die bewegten Massen klein zu halten (Dampfturbinen, schnelllaufende Dampfmaschinen, Elektromotoren). Bei Verkehrsmaschinen sind den Geschwindigkeiten aus Betriebsgründen bestimmte Grenzen gezogen. Die Dampfspannungen, durch die die Größe von P , abgesehen von Zahl und Größe der Zylinder (Profil!), in erster Linie bestimmt wird, liegen daher bei Lokomotiven mit 12—16 at wesentlich höher als bei ortsfesten Dampfmaschinen, die etwa mit 8—10 at betrieben werden.

Das Arbeitsvermögen einer bestimmten Dampfmenge in einem Dampfmaschinenzylinder hängt von dem Druckunterschied des ein- und austretenden Dampfes und von der Zylindergröße ab. Je höher die Eintritts- und je niedriger die Austrittsspannung, je größer also das Druckgefälle und das ihm entsprechende Wärmegefälle ist, desto größer ist die auf

den Kolben übertragene Arbeit. Je höher die Eintrittsspannung, desto wichtiger ist es, daß das Zylindervolumen die Erreichung einer möglichst niedrigen Austrittsspannung auch zuläßt, d. h. mit anderen Worten, daß die Arbeit möglichst auf Kosten der Expansion des Dampfes und nicht durch große schlecht ausgenutzte Füllungen geleistet wird. In einem kleinen Zylinder vom Volumen V (Abb. 41) gehört zu

der der Diagrammfläche¹⁾ entsprechenden Arbeitsleistung eine Füllung $= s_1$, bei einem größeren Zylinder vom Volumen V wird dieselbe Arbeit A bei kleinerer Füllung s'_1 durch die größere Expansionsmöglichkeit erzielt. Die theoretisch der Wirtschaftlichkeit dienende Zylindervergrößerung findet

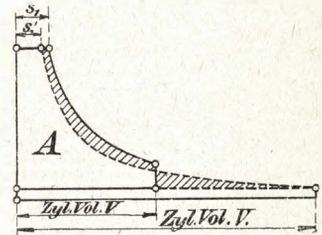


Abb. 41.

jedoch praktisch an der Unausführbarkeit solcher Zylinder und der Verteuerung der Anlage ihre Grenzen. Denn die nur wenig Diagrammfläche mehr einbringende rechte äußerste Spitze der Abb. 41 steht zu den Kosten des entsprechenden Zylinders und Triebwerks in keinem Verhältnis mehr.

Bei der Verbundwirkung beruht die größere Wirtschaftlichkeit darauf, daß die durch eine Füllung von $2 \times s_1$ in zwei gleichen Zylindern erreichte Leistung $= 2 A$ durch eine Füllung $= s'_1$, die größer als s_1 , aber kleiner als $2 s_1$ ist, in einem größeren Expansion gestattenden Raum erzielt wird, der aus mehreren miteinander verbundenen Zylindern besteht (Abb. 42). Die Teilung des Zylinderraumes in zwei oder mehrere zusammenhängende Einzelzylinder (Ho-, Mi- oder

¹⁾ Über Dampfmaschinen-Diagramme usw. vgl. Sammlung Götschen „Die Dampfmaschine“, Nr. 8.

Ni.-Zyl.) ergibt praktisch ausführbare Abmessungen. Während man bei ortsfesten und Schiffsmaschinen bis zur Viertelteilung geht, hat sich für Lokomotiven nur Zweiteilung in Ho.- und Ni.-Zyl. bewährt. Vierzylinder-Verbund-Lokomotiven haben zwei Ho.- und zwei Ni.-Zyl. Auch Dreizylinder-Lokomotiven für Zweiteilung kommen vor; bei diesen liegt der Ho.-Zyl. innerhalb des Rahmens. Die beiden Außenzylinder bilden den Ni.-Zyl., dessen Zerlegung in zwei

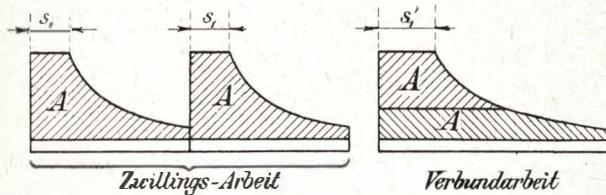


Abb 42

Hälften nicht mit der Dehnungsstufung verwechselt werden darf.

Die Ausnutzung der Dampfdehnung bei Lokomotiven läßt sich jedoch nicht in dem Maße verwirklichen wie bei ortsfesten Dampfmaschinen. Während man bei diesen Zylinderraumverhältnisse bis zu 1 : 4 erreicht, kann man bei jenen mit Rücksicht auf die bauliche Einschränkung durch das Normalprofil meist nur 1 : 2 bis 1 : 3 anwenden. Eine weitergehende Ausnutzung würde auch durch die Einbuße an Veränderungsfähigkeit der Leistung und durch die Gewichts- und Kostenerhöhung keine Vorteile mehr bieten. Aus gleichem Grunde kann auch bei Lokomotiven die Verteilung der Diagrammfläche auf die beiden Zylinder nicht unter dem Gesichtspunkt erfolgen, daß jeder gleiche Arbeit leistet, was im Interesse des günstigsten Kräfteausgleichs wünschenswert wäre. Bei Zweizylinder-Verbund-Lokomotiven ist die Ungleichförmigkeit der Kräfte am größten. Bei Vierzylinder-

Lokomotiven, die nur innerhalb jeder Maschinenseite Unterschiede aufweisen, ist die Gleichheit der Zylinderleistungen von geringerem Wert als die Änderungsmöglichkeit der Leistungen durch verhältnismäßig große Ho.-Zyl.

Außer der besseren Ausnutzung der Dampfdehnung hat die Verbundwirkung noch einige andere Vorteile, die sich an einem wirklichen Diagramm erkennen lassen, das von dem theoretischen wesentlich abweicht (Abb. 43). Die Abweichungen stellen Arbeitsverluste dar, die auf Abkühlung, Undichtigkeiten und Drosselung zurückzuführen sind. Die Wärmeverluste, die sich in der Kondensation von Dampf äußern, müssen bei Verbundwirkung geringer sein, als bei einstufiger Dampfdehnung, weil jeder Zylinder ein kleineres Temperaturgefälle hat. Druck und Temperatur fallen bei Naßdampf im Ho.-Zyl. von etwa 15 at und 200° auf etwa 4 at mit $\sim 145^\circ$, im Ni.-Zyl. von 3 at mit 142° auf $\sim 0,3$ at Überdruck mit $\sim 113^\circ$. Sind Wärme- und Druckgefälle kleiner, so sind auch die Wärme- und Undichtigkeitsverluste entsprechend kleiner.

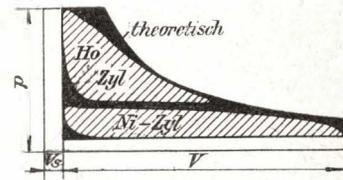


Abb. 43.

Da der Ho.-Zyl. einer Verbundmaschine, wie erwähnt, größere Füllung haben muß, als der einer gleichwertigen Zwillingsmaschine, so hat er auch größeren Durchmesser und gestattet somit größere Einstromungsquerschnitte für den Dampf. Das trifft erst recht für den Ni.-Zyl. zu. Die Drosselungsverluste, die besonders an diesen Stellen auftreten, sind darum geringer.

Die Ersparnisse an Dampf und Kohle durch Verbundwirkung betragen etwa 15%.

Organe *b* und *c* voneinander abhängig und die ganze Einrichtung durch den Druckunterschied zwischen austretendem Ho.-Zyl.-Dampf und Hilfsfrischdampf für den Ni.-Zyl. selbsttätig ein- und ausschaltbar machen (v. Borries, Schichau). Wird aber die Ein- und Ausschaltung durch besondere Hebel u. dgl. dem Führer von Hand oder durch Dampf zugewiesen, so entsteht eine „Wechselvorrichtung“, die beliebig lange und zu jeder Zeit gestattet, auf Verbund- oder einstufige Dampfwerkung umzuschalten (Mallet, v. Borries, Dultz, Grafenstaden, Vaucrain). Es wird jedoch im allgemeinen von dem Wechsel während der Fahrt kein Gebrauch gemacht, sondern die Umschaltung auf einstufige Dampfdehnung nur während der ersten Radumdrehungen des Anfahrens vorgenommen.

2. Allgemeine Anordnung der Zylinder.

a) Zwei Zylinder. In Deutschland sind Außenzylinder, in England, besonders bis Ausgang des letzten Jahrhunderts, Innenzylinder üblich. In anderen Ländern kommt beides vor. Einstufige Dampfdehnung — Zwilling — vorherrschend.

Bei Verbundwirkung liegt auf deutschen Bahnen der Ho.-Zyl. auf der rechten Seite und seine Kurbel eilt dem des Ni.-Zyl. voraus. Es kommen wegen des Anfahrens nur Kurbelversetzungen von 90° vor. Zweck der Versetzung ist die Überwindung der Totlagen des Kurbelgetriebes im gewünschten Drehsinn der Räder (Fahrtrichtung). Durch die Versetzung wird zugleich ein Ausgleich der Leistungen erreicht, indem der eine Zylinder etwa seine Höchstleistung abgibt, wenn die des anderen am Ende oder Anfang des Hubes = 0 ist. Abb. 45 stellt eine Anordnung für Außenzylinder mit der zweiten Achse als Treibachse dar. Bei Innenzylindern (Abb. 46) macht es oft Schwierigkeit, besonders bei Innenrahmen, den Ni.-Zyl. noch unterzubringen. Beide An-

ordnungen der Abbildung kommen auch für Außenrahmen vor (vgl. Anhang Nr. 9, 10).

b) Drei Zylinder. Dreizylindermaschinen mit Verbundwirkung findet man in England noch bei einigen Bahnen, in Österreich und der Schweiz nur vereinzelt. In anderen Ländern sind sie ausgestorben. Aus historischen Rücksichten sei kurz erwähnt, daß sie meist innenliegende Ho.-Zyl. und außenliegende Ni.-Zyl. hatten, die zusammen das erforderliche Ni.-Hubvolumen ausmachen. Sie wurden nach Abb. 47 und 48 mit Ein- und Zweiachsen-Antrieb und Kurbelversetzungen nach Abb. 49 gebaut, aus der sich die Vor- und Nachteile für den Massenausgleich und die Feueranfuchung ohne weiteres ergeben.

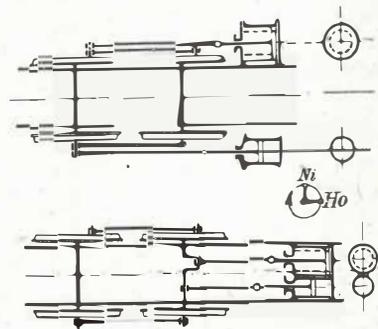


Abb. 45, 46

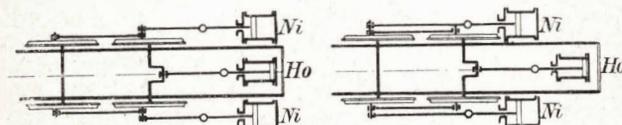


Abb. 47.

Abb. 48.

Die wesentlichsten Vorzüge der Dreizylinder-Anordnung sind gegenüber Maschinen mit zwei Innenzylindern die bruchsicilere, einfach gekröpfte Kurbelwelle, und gegenüber allen anderen Anordnungen der gute Ausgleich der hin- und hergehenden Massen bei 120° Kurbelversetzung. Bei Aus-

führung mit 3 gleichen Zylindern — also einstufiger Dampfdehnung — als Drilling kommen als weitere Vorteile hinzu: sicheres Anfahren und gleichmäßige Feueranfuehung, da die $2 \times 3 = 6$ Auspuffstöße während einer Umdrehung in gleichen Abständen von 60° erfolgen.

In Deutschland ist daher diese Bauart, und zwar für Einachsenantrieb, zu neuem Ansehen gelangt. Die Schieberbewegung für den Innenzylinder kann aus den zusammen-

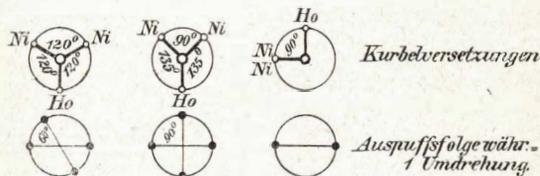


Abb. 49.

gesetzten Bewegungen der beiden Außenschieber abgeleitet werden, wodurch eine besondere Innensteuerung erübrigt wird. Allerdings ergeben sich hierdurch infolge der endlichen Triebstangenlängen mehr oder weniger große Fehler in der Dampfverteilung des Innenschiebers, weshalb einige Bahnen eine unabhängige Steuerung für den inneren Zylinder vorziehen. — Ein Ausgleich der beiden äußeren Triebwerksmassen durch Gegengewichte an den Rädern ist erforderlich. In den meisten Fällen muß der Innenzylinder geneigt angeordnet werden, damit die Treibstange über die vordere Kuppelachse hinwegkommt. Dadurch ändert sich die Kurbelversetzung um wenige Grade, während der Winkel von 120° für die Außentriebwerke bestehen bleibt, wenn die Bewegung des Innenschiebers von der der Außenschieber abgeleitet wird (vgl. Nr. 6 des Anhangs).

e) Vier Zylinder. Es ist zu unterscheiden:

Vierzylinder-Anordnung für 2 getrennte Triebwerke nach Bauart Günther-Meyer oder Mallet-Rimott (vgl. S. 48), bei denen selbständige Triebwerke mit je 2 Zylindern, und zwar Ho.-Zyl. an einem Triebgestell, Ni.-Zyl. am anderen ihre Leistungen addieren. Die Bezeichnung solcher Lokomotiven ist daher z. B. 1 D + D 1. Hauptzweck der Anordnung ist bei verhältnismäßig kleinen Geschwindigkeiten Erzielung großer Kurvenbeweglichkeit und Zugkraft.

Vierzylinder-Anordnung für ungetrenntes Triebwerk, bei dem alle Zylinder auf eine Achsengruppe arbeiten. Hauptzweck ist Vergrößerung des Gesamtzylinderraums, Ausgleich der bewegten Massen und Möglichkeit hoher Geschwindigkeiten. Bis zur Einführung des Heißdampfes wurden derartige Lokomotiven nahezu ausschließlich für Verbundwirkung gebaut, seitdem auch unter Führung der preußischen und belgischen Staatsbahnen (Flamme) als Vierlingslokomotiven mit 4 gleichen Zylindern.

Die große Variationsfähigkeit der Zylinderlagen und der Antriebsanordnung (Außen- und Innenzylinder für Hoch- und Niederdruck, Zylinder neben-, über- und hintereinander, Zylinder in einer oder zwei Querebenen, Kurbelversetzungen, ein oder zwei Treibachsen, gemeinsame oder getrennte Steuerorgane) hat eine große Zahl verschiedener Konstruktionen für diese Maschinen entstehen lassen. Bezüglich der Zylinderlage ist zu erwähnen, daß äußere Ni.-Zyl., die wegen ihrer Größe innerhalb der Rahmen schwer unterzubringen sind, die drehenden und zuckenden Nebenbewegungen durch ihren größeren Seitenabstand und die größeren Massen der hin- und hergehenden Teile erhöhen:

Für die Antriebsanordnung I der Abb. 50 (v. Borries), bei der alle Zylinder in einer Querebene liegen und auf eine gemeinsame Triebachse arbeiten, werden besonders die kürzeren Dampfleitungen und die Unmittelbarkeit des

Massenausgleich als Vorteil angeführt, während die Anordnung II (de Glehn) geringere Beanspruchung der Kropf-achse, Verteilung der Radreifenabnutzung auf 2 Treibachsen und häufig den Vorteil längerer Pleuelstangen mit sich bringt.

Baulich einfacher ist der Einachsenantrieb, besonders wenn bei Durchbildung der äußeren und inneren Steuerung von den im Bereich der Möglichkeit liegenden Vereinfachungen

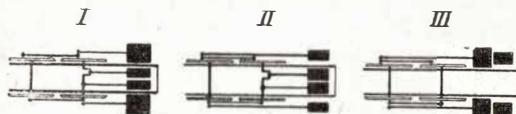


Abb. 50

Gebrauch gemacht wird (nur eine Steuerung für Ho.- und Ni.-Zyl., allenfalls sogar mit Ho.- und Ni.-Schieber auf einer Stange).

Neuerdings wird, abgesehen von Frankreich, wo de Glehns Anordnung grundsätzlich ausgeführt wird, bei den meisten Bahnen der Einachsenantrieb vorgezogen.

Die Tandem-Anordnung (III der Abb. 50) wurde nur in Amerika und Rußland angewandt (vgl. Anhang Nr. 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8).

3. Die Steuerung.

An die Steuerung einer Lokomotive müssen zwei Hauptforderungen gestellt werden: Veränderung der Füllung in möglichst weiten Grenzen und Umsteuerung für beide Fahrrichtungen. Beides wird heute meistens durch Einschaltung einer „Schwinge“ (Kulisse) in das Triebwerk einer hier als bekannt vorausgesetzten einfachen Schiebersteuerung¹⁾ erreicht. Bei den bis 1890 allgemeinüblichen Zweizexentersteuerungen wirken auf die Endpunkte der

Kulisse, die schwingend an einem festen Punkt der Lokomotive aufgehängt ist, die Stangen zweier auf die Treibachse aufgekeilter Exzenter oder Kurbeln (Abb. 51). Die Lagen der Schwinge für verschiedene Exzenterstellungen sind in dünnen Linien angedeutet. In der Schwinge führt sich das Schieberstangenende in einem gelenkig mit ihm verbundenen Gleitklotz, dem Schwingenstein. In der Lage *a* ist der entstehende Schieberweg entsprechend der Länge *a'—a'* so gering, daß gar keine oder nur sehr geringe Ein-

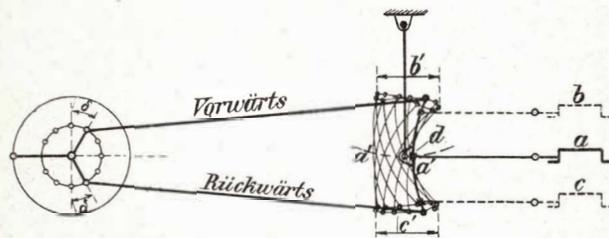


Abb. 51.

strömung in die Schieberöffnungen stattfindet. Verlegt man jedoch den Schieber mit seiner Stange in die Lage *b*, so wächst der Schieberweg auf die Länge *b'* und der Schieber steht fast ganz unter dem Einfluß der auf das obere Schwingenende wirkenden Exzenterstange. Dasselbe ist entsprechend der Fall für die andere Stange und die Lage *c*. Die Exzenter sind unter solchen Winkeln δ gegen die Hauptkurbel aufgekeilt, daß die zugehörige Schieberstellung in Lage *b* immer eine Dampfverteilung im Zylinder entsprechend einer Vorwärtsbewegung der Lokomotive erzeugt und in Lage *c* desgl. für die Rückwärtsbewegung der Lokomotive. Man bezeichnet danach die betreffenden Exzenter mit Vorwärts- und Rückwärtsexzenter. Beide vorher genannten Forderungen sind hiermit erfüllt: Die Lagen des Schwingensteins zwischen *a* und *b* erzeugen die eine und die zwischen *a* und *c*

¹⁾ Vgl. Sammlung Gösechen, Nr. 8.

die andere Fahrtrichtung; dabei werden die Füllungen um so größer, je mehr sich der Stein den Endlagen nähert, je mehr die Steuerung „ausliegt“. In der Mittellage, auf die jede Steuerung während des Halts eingestellt sein soll, ist der Schieberweg so klein, daß sich nur geringe Kanalöffnungen,

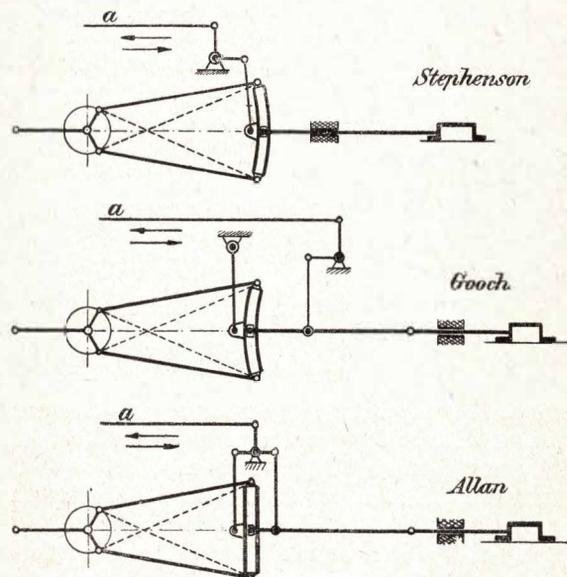


Abb. 52.

also sehr kleine Füllungsgrade ergeben. Diese sind nicht ausreichend, um mit der Lokomotive anzufahren, genügen aber bei kleinen Leistungen, um eine fahrende Lokomotive in Bewegung zu erhalten.

Die allgemeine Anordnung der Abb. 52 umfaßt drei ältere Ausführungsarten, die sich nach der relativen Verschiebung von der Schwinge gegen das Schieberstangenende (Stein)

unterscheiden. Bei der Stephenson'schen Steuerung wird die Schwinge, bei der Gooch'schen Steuerung die Schieberstange und bei der Allan-Trickschen Steuerung beides gleichzeitig vom Führer der Fahrtrichtung und den einzelnen Füllungsgraden entsprechend gehoben oder gesenkt (Abb. 52). Die drei Steuerungen weisen Unterschiede in der Dampfverteilung (Veränderlichkeit des „Voreilens“), Bauhöhe und -länge, Bauart der Schwinge (bei Trick gerade, daher einfach

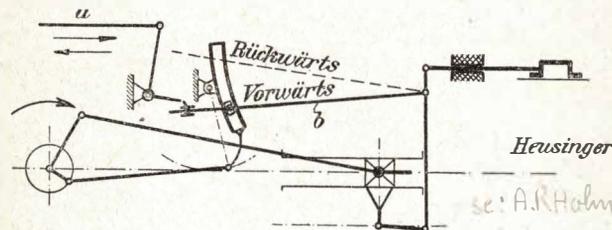


Abb. 53.

herzustellen) auf, es verdient aber keine vor der anderen allgemeinen den Vorzug. Sie kommen alle drei mit offenen und gekreuzten Stangen (punktiert gezeichnet) vor.

Die Bewegung der Umsteuerungsvorrichtung wird mit der Fahrtbewegung sympathisch gemacht, d. h. wenn der Führer die Steuerstange *a* durch einen Hebel oder eine Steuerschraube nach vorn verlegt, so fährt die Lokomotive vorwärts und umgekehrt.

Die heute am meisten verbreitete Steuerung ist die von Walschaerts (Belgien) 1848 und davon unabhängig von Heusinger (Deutschland) 1851 erdachte. Die Kulisse schwingt durch ein Exzenter bewegt, um einen festen Drehpunkt (Abb. 53), die zweite Exzenterbewegung wird von dem Kreuzkopf abgeleitet und durch einen langen Hebel entsprechend verkleinert. Dieser erzwingt das lineare Voröffnen des Schiebers und wird deshalb häufig „Voreilhebel“ ge-

nannt. Umsteuerung erfolgt durch Heben und Senken der Schieberschubstange b . Die Vorteile dieser Steuerung sind vorwiegend baulicher Art, vor allem sichert die solide Lagerung der Kulisse das Steuerungsgestänge in der Längs- und Querrichtung gegen Erzitterungen und vorzeitigen Verschleiß. Ein wesentlicher Vorteil ist weiter die Möglichkeit großer Schieberauslenkungen und reichlicher Kanalöffnungen.

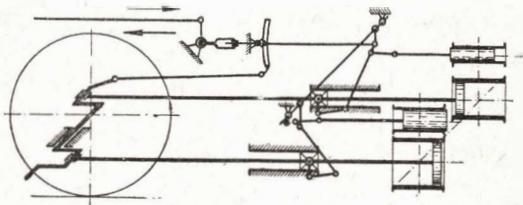


Abb. 54.

Als Beispiel der Steuerung einer Vierzylindermaschine sei die von v. Borries angeführt (Abb. 54 perspektivisch gezeichnet). Jede Maschinenseite hat eine Schwinde, von der aus in Verbindung mit den beiden um 180° versetzten Kreuzköpfen die Steuerorgane für den Ho.- und Ni.-Zyl. bewegt werden. Erwähnt sei hier noch, daß auch Schwingensteuerungen in Anwendung stehen, die ohne Exzenter arbeiten. Eine der bekanntesten ist die in England sehr verbreitete von Joy, bei der die Schieberbewegung von der Pleuelstange durch einen in der Schwinde geführten Ellipsenlenker abgenommen und die Veränderung der Drehrichtung und des Füllungsgrades durch Verstellung der Schwingenneigung erzielt wird.

Als Steuerorgane waren früher ganz allgemein einfache Muschelschieber in Gebrauch. Ihre Bewegung durch Exzenter oder Kurbelgetriebe hat zur Folge, daß bei kleineren Füllungsgraden der Schieberweg in den Totlagen, also

gerade während der Füllung „schleichend“ ist, daher hohe Einströmungsgeschwindigkeiten und Drosselungsverluste¹⁾. Eine wesentliche Verbesserung bedeutete in dieser Beziehung der Trickschieber oder Kanalschieber¹⁾ mit doppelter Einströmung, der auch heute noch weitverbreitet ist und bei Lokomotiven, die häufig mit Füllungen unter 40% fahren müssen, mit Vorteil angewandt wird.

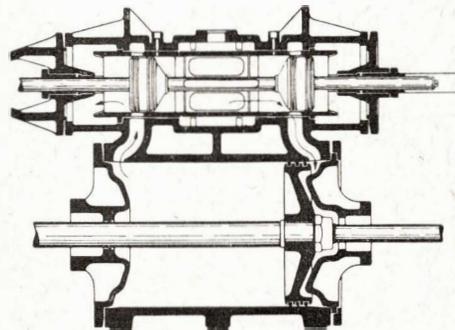


Abb. 55.

Bei den heutigen hohen Dampfspannungen mit ihren entsprechend höheren Temperaturen, besonders aber seit Einführung des Heißdampfes machte sich ein anderer Nachteil der Flachschieber geltend, nämlich daß sie sich in den hohen Temperaturen leicht verziehen und dann sowohl undicht werden, als auch sich selbst und den Schieberspiegel stark abnutzen. Als Gegenmittel erhielten sie deshalb häufig besondere Entlastungsvorrichtungen, die die Größe der dem Dampfdruck ausgesetzten Schieberfläche bis etwa auf die Hälfte zu verkleinern vermögen.

Die Nachteile der Flachschieber und die Schwierigkeit, Entlastungsvorrichtungen auf die Dauer in guter Wirksam-

¹⁾ Näheres siehe Sammlung Göschel, Nr. 8 „Die Dampfmaschine“.

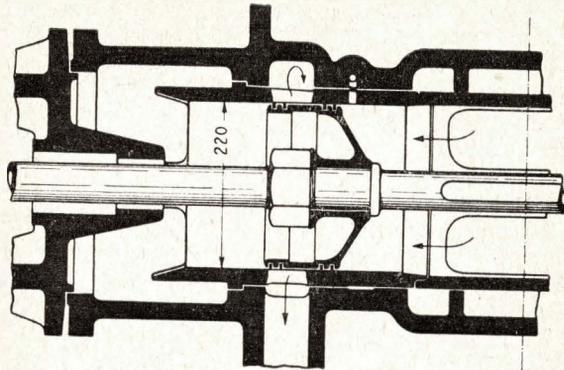


Abb. 56.

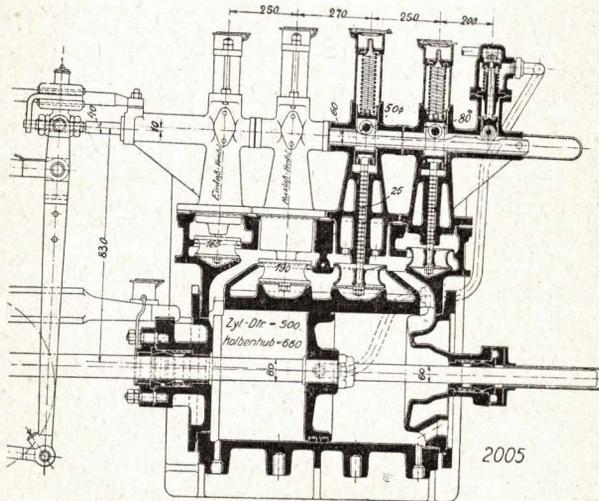


Abb. 57.

keit zu erhalten, zwangen zur Einführung des im ortsfesten Dampfmaschinenbau längst bewährten, in sich entlasteten, Kolbenschiebers. In Abb. 55 ist ein solcher Schieber mit dem Zylinder und in Abb. 56 eine Schieberseite in der derzeitigen Ausführung der preußischen Staatsbahnen dargestellt. Der Schieber hat einfache innere Einströmung und einfache Ausströmung, so daß die Stopfbüchsen der Schieberstange nur dem Ausströmungsdruck standzuhalten brauchen. Schieber mit doppelter innerer Einströmung (Kammerschieber) sind nach mehrjährigen Versuchen bei der preußischen Staatsbahn wieder aufgegeben worden.

Der in Abb. 55 und 56 dargestellte Schieber wird durch eine Anzahl schmaler federnder Ringe ähnlich wie beim Dampfkolben (Abb. 55) gegen die Schieberbüchse abgedichtet.

Bei einigen Bahnen sind auch Ventilsteuerungen für Lokomotiven verwandt worden (System Lentz), Abb. 57. Die Ventile werden durch eine Hubkurvenstange betätigt. Sie schließen und öffnen dichter und schneller als Schieber.

V. Der Lokomotivkessel.

(Vgl. hierzu auch I, 3 und II, 3.)

1. Naßdampf und Heißdampf¹⁾.

Verdampft man in einem geschlossenen Gefäß (Dampfkessel) Wasser, so entsteht oberhalb des Wasserspiegels ein Gemisch von Dampf- und Wasserteilchen, das in der Wärmelehre als gesättigter Dampf oder Naßdampf bezeichnet wird. Dehnt man den Verdampfungsprozess so weit aus, daß auch der letzte Wassertropfen verdampft wird, so entsteht

¹⁾ Hierzu wird auf Sammlung Götschen, Bd. 242, „Technische Wärmelehre“ von K. Walther und M. Röttlinger verwiesen.

weitere Wärmezufuhr bei gleichgehaltenem Druck, daß die Temperatur des Dampfes und in gewissem Verhältnis dazu sein spezifisches Volumen wächst. Der Zustand 1 geht in den Zustand 3 über, dessen Entfernung von 1 um so größer ist, je größer die Überhitzung ist. Der überhitzte oder Heißdampf nähert sich dem Zustand der Gase, der dadurch gekennzeichnet wird, daß seine Entfernung vom Kondensationspunkte mit Bezug auf Abb. 58 groß ist. In einer Gasmaschine gibt es keine Kondensationsverluste.

Wenn auch der Gewinn der Überhitzung auf dem Wege zum Zylinder durch Abkühlung vermindert wird, so bleibt doch bei genügender Überhitzung entsprechend der Gefällhöhe 3—1 ein solcher Wärmeüberschuß, daß selbst bei großen Zylindern die Verluste durch äußere und innere Abkühlungsflächen im Zylinder gedeckt werden und Niederschläge nur in geringem Maße auftreten. Hierin und in der Vergrößerung des Volumens liegt der Hauptvorteil des Heißdampfes vor dem Naßdampf. — Die Überhitzung beträgt im Lokomotivbetriebe etwa 100—160°, womit sich Dampftemperaturen im Einströmungskanal des Schiebers von etwa 300—350° ergeben.

	Druck	Temp.	Spez. Vol.	Spez. Gewicht
Naßdampf	12 at	187°	0,1556 cbm/kg	6,425 kg/cbm
Heißdampf	12 at	250°	0,1811 cbm/kg	5,522 kg/cbm
		300°	0,2016 „	4,960 „
		350°	0,2214 „	4,517 „

Tabelle 3.

Aus vorstehenden Zahlen ergibt sich, daß die Volumenvergrößerung des Heißdampfes für die drei angeführten Überhitzungsgrade gegenüber Naßdampf 16,4 bzw. 29,5 bzw. 42,4% beträgt. Dementsprechend würde auch die Arbeits-

leistung größer sein, wenn der Heißdampf in gleicher Weise expandieren würde wie der Naßdampf. Sein Druck nimmt jedoch schneller ab, als der des Naßdampfes, so daß die Diagrammfläche bei Heißdampf bei gleicher Füllung nach Abb. 59 kleiner ausfällt.

Für die gleiche Leistung braucht man daher bei Heißdampf eine etwas größere Füllung, aber wegen des größeren spezifischen Volumens ein wesentlich kleineres Dampf-gewicht. — Aus diesen Gründen wählt man die Zylinderdurchmesser der Heißdampf-lokomotive etwas größer als bei gleichwertigen Naßdampf-lokomotiven.

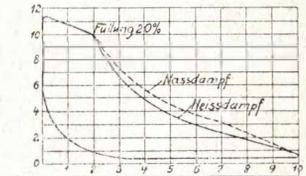


Abb. 59.

Heißdampf ist ein schlechterer Wärmeleiter als Naßdampf. Er ist daher unempfindlicher gegen die abkühlende Wirkung der Rohr- und Zylinderwandungen, aber auch unempfindlicher gegen Wärmeübertragung durch die Überhitzerrohre.

Wie sich aus Abb. 58 ergibt, ist die Wärmemenge, die für die Überhitzung aufgewandt werden muß, im Verhältnis zur Flüssigkeits- und Verdampfungswärme klein. Man erzielt durch Überhitzung eine Ersparnis

bei Zwillingslokomotiven von etwa 30% Wasser u. 20% Kohle
 „ Verbundlokomotiven „ „ 20% „ „ 12% „

Bei der Einführung des Heißdampfes waren im Lokomotivbau verschiedene Schwierigkeiten zu überwinden. Das um mehr als 100° heißere Treibmittel erfordert für die Zylinderschmierung besonderes Öl (Heißdampföl) von hohem Flammpunkt, das sich bei den hohen Temperaturen nicht zersetzt und seine Schmierfähigkeit im Heißdampf bewahrt. Ferner macht der Heißdampf besondere Bauweisen für die

Stopfbüchsen, Zylinder, Kolben, Schieber, Hähne usw. erforderlich.

Zahlreiche Bahnen vereinigen die Verbundwirkung mit der Überhitzung, besonders bei Vierzylinderanordnung.

Die erste Heißdampflokomotive nach den Entwürfen von Wilhelm Schmidt wurde 1898 bei der preußischen Staatsbahn (Robert Garbe) in Betrieb genommen. Mit Überhitzern nach dem Schmidtschen System (Schmidtsche Heißdampfgesellschaft) sind seitdem bis 60 000 Lokomotiven für fast alle Bahnen der Welt ausgerüstet worden.

2. Die Hauptteile des Kessels¹⁾.

(Siehe Abb. 64—66.)

Die Höhenlage des Kessels ist besonders wichtig. Unter dem Zwang, den Langkesseldurchmesser zur Gewinnung größerer Heizfläche unabhängig von dem seitlichen Abstand der Räder zu vergrößern, ist die seit Crampton fest eingewurzelte irrige Ansicht (zum ersten Male in Amerika) überwunden worden, daß ruhiger Gang einer Lokomotive nur bei tiefer Kessellage zu erreichen sei. — Der Engländer Crampton (1816—88) wollte im Gegensatz zu der früher 7'spurigen (2134 mm) englischen Westbahn den Nachweis erbringen, daß sich auch mit der Regelpurlokomotive hohe Fahrgeschwindigkeiten erzielen ließen. Tiefe Schwerpunktslage erschien ihm hierbei unerlässlich. Er legte deshalb die Treibachse nicht unter, sondern hinter den Kessel (Abb. 60), und verwirklichte so Treibraddurchmesser bis zu 2440 mm, womit Fahrgeschwindigkeiten bis zu 100 km/St. und darüber erreicht und fahrplanmäßig gehalten werden konnten. Die Kesselmitte lag bei der in Abb. 60 skizzierten Lokomotive „Loewe“ der Main-Neckarbahn z. B. nur 1398 mm über S.O. — Die Bauart der im Jahre 1846 geschaffenen Crampton-

¹⁾ Hierzu wird auf Sammlung Göschel, Nr. 9, „Die Dampfkessel“ verwiesen.

Lokomotive spielte mehrere Jahrzehnte lang im „Expreßzugdienst“ eine bedeutende Rolle, besonders auf der französischen Nordbahn, in England und auf vielen deutschen Bahnen, bis sie Anfang der 70er Jahre wegen des unzulänglichen Reibungsgewichtes der zweifach gekuppelten Personen-

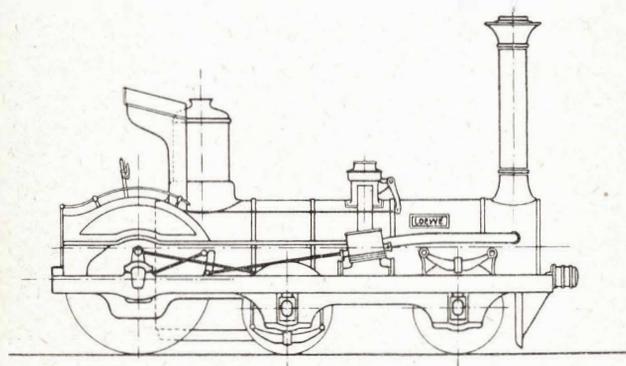


Abb. 60.

zuglokomotive weichen mußte. Erst viel später (Anfang der 90er Jahre) hat die Praxis bewiesen, daß die konstruktive Grundlage dieser interessanten Bauart — die tiefe Schwerpunktslage — auf einem Irrtum beruhte. Bis etwa 1890 überschritt die Kesselmittehöhe über S.O. bei Schnellzuglokomotiven im allgemeinen nicht 2000 mm. Der größtmögliche Kesseldurchmesser war somit durch den Seitenabstand der Räder gegeben. Bei neuzeitlichen großen Lokomotiven liegt die Kesselmitte etwa bei 3 m über S.O., womit der Kessel in seinem Durchmesser vom Räderabstand unabhängig wird (Abb. 61). Die höhere Kessellage gibt auch in mancher anderen Beziehung der Konstruktion der größere Freiheit.

Der Kessel wird, abgesehen von Sonderbauarten der Lokomotiven, mit dem Rauchkammerende mit dem vorderen Kesselträger — bei Drei- und Vierzylinderlokomotiven meist durch die Zylinder selbst gebildet — und damit mit dem Rahmen fest verbunden. Das Feuerbüchsende ruht gleitend auf dem Stehkesselträger, so daß der Kessel seinen Wärmeausdehnungen nachgeben kann.

a) **Feuerbüchse und Stehkessel.** Die Feuerbüchse besteht in Europa vorwiegend und zweckmäßig aus Kupfer und bildet

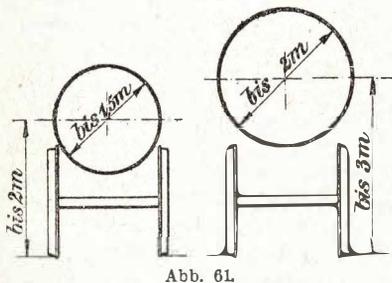


Abb. 61.

schon deshalb den wertvollsten Bestandteil der Lokomotive. In Amerika verwendet man allgemein nur flußeisernerne Feuerbüchsen. Sie sind spezifisch leichter und billiger, haben sich aber auf europäischen Bahnen, wenigstens bei Steinkohle, nicht immer bewährt, da sie zu Rissebildungen neigen, die teils auf andere Kohlen- und Wasserbeschaffenheit, teils auf andere Betriebsweise (häufigeres Erkalten und Anheizen) zurückgeführt werden. Ein Nachteil des Kupfers ist seine Festigkeitsabnahme bei zunehmender Erwärmung, ein Vorteil seine Zähigkeit und sein gutes, gegenüber Eisen fast sechsfach größeres Wärmeleitungsvermögen.

Die Feuerbüchsenform kennt sehr viele Spielarten (die älteste vgl. S. 25). Sie wird bestimmt durch die Beschaffenheit des Heizstoffes (lang- oder kurzflammige Kohle, Holz oder flüssiger Brennstoff, große oder kleine Brenngeschwindigkeit), wodurch ihre Feuerraumtiefe und die Größe der erforderlichen Rostfläche bedingt wird, durch die Höhenlage

des Kessels, die Lage des Rahmens, der Achsen und die Durchmesser der hinteren Räder. Im wesentlichen lassen sich drei Hauptformen unterscheiden (Abb. 62). Die lange schmale zwischen den Rahmen (I), die breitere kürzere über den Rahmen liegende (II) und die breite amerikanische, niedrigere Form (III).

Mit zunehmenden Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Lokomotiven und der entsprechend zunehmenden

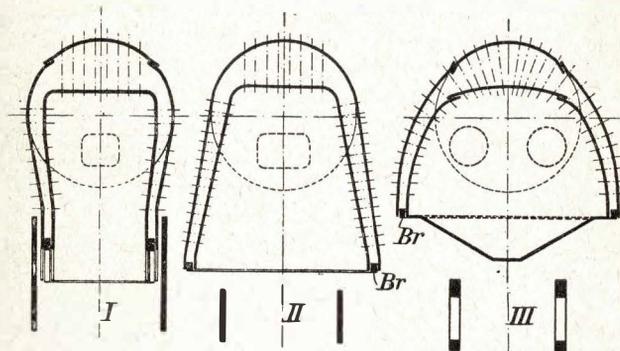


Abb. 62.

Rostfläche wurde die vom Heizer noch beschickbare Länge der Feuerbüchse bei Form I überschritten. Es bildete sich daher die breite Form II bzw. III aus, die häufig zur Erleichterung der Beschickung des Rostes 2 Feuertüren hat. — Die Erwärmung der Feuerbüchse weicht an verschiedenen Stellen wesentlich voneinander ab. Infolgedessen tritt Neigung zu Verziehungen und Verspannungen auf, gegen die diejenige Form am widerstandsfähigsten ist, die sich am meisten der einfachen Würfelform nähert.

Die Decke der Feuerbüchse wird flach oder gewölbt ausgeführt. Erstere vergrößert den Dampfraum, letztere ist steifer.

Bei einigen älteren Güterzugslokomotiven lag die letzte Achse noch vor der Feuerbüchse und diese „hing frei über“. Heute werden überhängende Feuerbüchsen möglichst vermieden, weil sie den Gang der Maschine zum Schaden des Gleises unruhig machen. Man strebt daher allgemein, besonders für schnelllaufende Maschinen unter oder hinter der Feuerbüchse noch eine Achse an.

Die Verbindung der „inneren“ Feuerbüchse mit der „äußeren“, dem „Stehkessel“, geschieht an der Decke durch flußeiserner Deckenanker, an allen übrigen Wänden durch

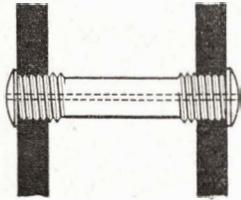


Abb. 63.

kupferne Stehholzen. Die Stehholzen werden auf besonderen Maschinen in Massen hergestellt und mit Gewinde eingesetzt (Abb. 63). Sie sind entweder auf die ganze Länge oder an den Enden bis auf Gewindelänge $\pm \sim 10$ mm durchbohrt, damit bei einem Bruch das austretende Wasser den Schaden

anzeigen kann. An seinem unteren Rand ist der Stehkessel durch den Bodenring *Br* abgeschlossen (Abb. 62).

Der Rost wird aus einzelnen nebeneinander gelegten gußeisernen Stäben gebildet. Ein Teil des Rostes ist häufig kippbar gemacht — Kipprost —, um das Ausschlacken zu erleichtern. Der Aschkasten erhält vorn und hinten Klappen, die zur Regelung des Lufteintritts vom Führerstand aus verstellt werden können.

Die meisten neueren Lokomotiven werden mit einer Einrichtung zur Rauchverminderung ausgestattet. Die gebräuchlichste ist die von Marcotty. Der Rauch wird durch einen schräg nach unten geblasenen Dampf- oder Luftschleier verhindert, auf dem kürzesten Wege in die Heizrohre zur Rauchkammer zu strömen (Abb. 67). Auf dem erzwungenen längeren Weg bis zum Eintritt in die Heizrohre sollen unter

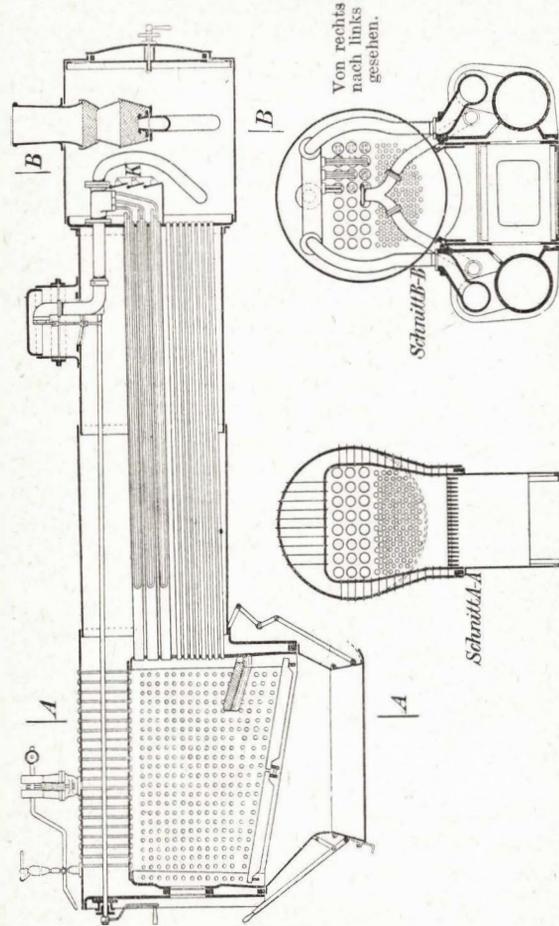


Abb. 66.

Abb. 65.

Abb. 64.

gleichzeitiger Luftzufuhr die den Rauch und Ruß bildenden unverbrannten Kohleteilchen verbrennen.

Die Versteifung der Feuerbüchsen- und Stehkesselwände durch Stehbolzen und Deckenanker hat den Vorteil großer Festigkeit. Auch ist die Herstellung der Bolzen, Anker und

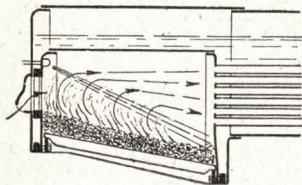


Abb. 67.

Borungen in den Wandungen verhältnismäßig einfach, da es sich hierbei um eine Massenfabrication handelt (~ 1200 bis 1600 Stehbolzen und ~ 250—300 Deckenanker für eine Lokomotive).

Im Betriebe entstehen durch die Unterschiede in der Erwärmung der Stehkessel- und Feuerbüchsenwände, die Wärmeschwankungen und das häufige Anheizen und Erkalten des Kessels Spannungen und Dehnungen, die nicht selten zu Stehbolzenbrüchen, Undichtwerden der Heizrohre (Lecken) und (besonders bei

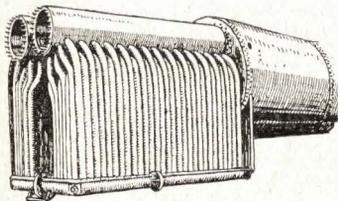


Abb. 68.

flußeisernen Feuerkisten) zu Rissen in den Wänden führen. Es sind daher zahlreiche Konstruktionen von Feuerbüchsen entstanden und versucht worden, die bezweckten, Stehbolzen und

Deckenanker entweder der Zahl nach wesentlich einzuschränken oder sie ganz zu vermeiden. Von den letzteren sind die beiden wichtigsten und erfolgreichsten der Brotankessel (Abb. 68) und die Jacobs-Shupert-Feuerbüchse (Abb. 69).

dieht nebeneinander liegenden und entsprechend gebogenen wassergefüllten Stahlrohren gebildet, die oben in einen Dampfsammler münden. — Zahlreiche Brotankessel sind im Heimatlande des Erfinders, Österreich, und in Ungarn in Betrieb.

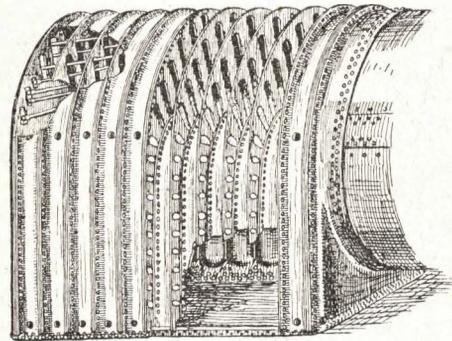


Abb. 69.

Die Jacobs-Shupert-Feuerbüchse (Amerika) besteht aus Blechsegmenten von U-förmigem Querschnitt, deren durchbrochene Stege mit der Stehkesseldecke verbunden sind. Die Verbindung der flußeisernen Bleche geschieht durch nicht im Feuer liegende Niete.

b) Langkessel (vgl. Abb. 64). Die Längsnähte der Kesselschüsse (je nach Länge des Kessels 2—3) erhalten doppelte Laschennietung, die Quernähte doppelte Überlappungsnietung. Neuerdings werden auch nahtlos gewalzte Kesselschüsse verwandt.

Die Höhe des Dampfraumes beträgt etwa $\frac{1}{6}$ — $\frac{1}{7}$ des Kesseldurchmessers. Der niedrigste Wasserstand muß mindestens 100 mm über der höchsten wasserbenetzten Stelle der Feuerbüchse liegen, auch wenn der Kessel im Gefälle der Strecke eine geneigte Lage erhält.

Den Wasserraum durchziehen die Heizrohre, welche in der vorderen und hinteren Rohrwand fest eingewalzt werden. Die überstehenden Rohrenden an der Feuerbüchsenrohrrand werden außerdem umgebörtelt. Die Heizrohre sind im allgemeinen aus Flußeisen, bei Bahnen, die ungeeignetes Speisewasser verwenden, müssen (z. B. Küstenländer — Einfluß des Meerwassers), aus Messing.



Abb. 70.

Der innere Durchmesser beträgt bei 2—3 mm Wandstärke 40—50 mm (bei der preußischen Staatsbahn 46/41 und 50/45 mm). Länge bei mittelgroßen Kesseln 4—4,5 m, bei großen Kesseln 5—6 m und darüber (Amerika). Anzahl der Heizrohre für europäische Lokomotiven je nach Größe der erforderlichen Heizfläche 150—280, in Amerika bis etwa doppelt soviel. In Frankreich sind Rohre mit inneren Rippen, sogenannte Serverohre (Abb. 70), weitverbreitet. Durch die Rippen wird ohne wesentliche Gewichtserhöhung

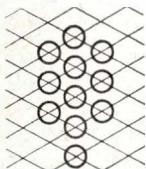


Abb. 71.

eine Vergrößerung der Heizfläche erzielt. Nachteil: schwierige Reinigung, hoher Preis.

Die Rohrteilung erfolgt meist nach Abb. 71, bei der sich die größte Rohrzahl auf einem gegebenen Raum unterbringen läßt und gleichzeitig den aufsteigenden Dampfblasen zwischen den übereinander liegenden Rohren freie Bahn geschaffen wird.

c) Rauchkammer (vgl. Abb. 64 u. 66). Bei der beschränkten Bauhöhe der Lokomotiven muß statt der natürlichen Zugerzeugung ortsfester Kesselanlagen durch hohe Schornsteine eine — bei den verlangten Kesselleistungen sehr kräftige — künstliche Feueranfachung angewandt werden.

Die Abdampfrohre der Zylinder vereinigen sich zu dem

unterhalb des Schornsteins in dessen Achse stehenden Blasrohr. Durch die Dampfauspuffstöße wird in der Rauchkammer gegenüber dem Aschkasten, der Feuerbüchse und der Außenluft ein Unterdruck erzeugt, der

im Aschkasten . . .	etwa 10—30	mm W.-S.
in der Feuerbüchse . . .	40—70	„ „
in der Rauchkammer . . .	80—180	„ „

bei mittleren Füllungen von 20—40% während der Fahrt beträgt. Dementsprechend tritt einerseits Verbrennungsluft durch die Rostspalten in die Feuerbüchse ein (Regelung durch die Aschkastenluftklappen), andererseits strömen die Rauchgase nach der Rauchkammer, aus der sie mit dem Auspuffdampf ausgestoßen werden.

Die Luftverdünnung in der Rauchkammer ist nicht gleichmäßig, sondern schwankt mit jedem Auspuffstoß auf und ab. Je dichter, je gleichmäßiger in bezug auf zeitlichen Abstand und Dampfmenge die Stöße einander folgen, desto gleichmäßiger ist auch die Luftverdünnung und die Feueranfachung. Diese hängt somit wesentlich von der Füllung, d. h. von der verlangten Leistung der Lokomotive ab, derart, daß bei größerer Leistung selbsttätig auch eine größere Menge Verbrennungsluft angesaugt wird und umgekehrt.

Bei richtiger Bemessung von Blasrohr und Schornstein sind daher im allgemeinen besondere Regelvorrichtungen für die Veränderung des Blasrohrquerschnittes und damit der Zugwirkung nicht erforderlich, vorausgesetzt, daß die Lokomotive stets mit der gleichen Kohlensorte in etwa gleicher Beschickungshöhe gefeuert wird, und die Rostspalten durch Schlackenbildung im Laufe der Fahrt nicht außergewöhnlich verstopft werden. Bei zu geringer Zugwirkung sinkt die Kesselleistung, bei zu großer werden außer den Abgasen auch noch brennbare Heizgase mitgerissen.

In Deutschland sind Blasrohre mit verstellbarem Quer-

schnitt wenig in Gebrauch. Von den zahlreichen Bauarten, die in anderen Ländern angewandt werden, ist in Abb. 72 eine Verstellung durch Kegel dargestellt.

Von besonderer Wichtigkeit ist die richtige Höhenlage des Blasrohres zum Schornstein und zu den Heizrohrmündungen. Liegt das Blasrohr zu tief, so brennt das Feuer auf dem hinteren Teil des Rostes stärker als auf dem vorderen und umgekehrt. Bei großen Rauchkammern, bei denen das Blasrohr von der Rohrwand einen verhältnismäßig großen Ab-

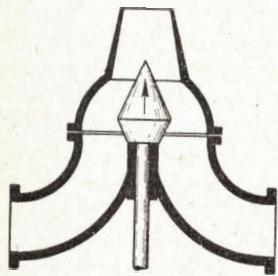


Abb. 72.

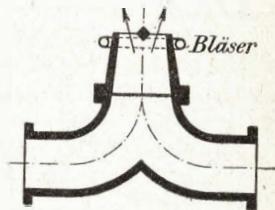


Abb. 73.

stand hat, ist eine tiefere Lage möglich. Die richtige Einstellung des Blasrohres ist nur durch Versuch zu erreichen. Hierbei leistet oft die Einlage eines Quersteges (Abb. 73) in die Mündung gute Dienste. Die Heizgasteilchen werden besonders von den äußeren Schichten des Auspuffstrahls mitgerissen. Der Quersteg breitet diesen aus. Auch kann hierdurch ein besseres Anschmiegen des Dampfstrahls an die Schornsteinwandungen herbeigeführt werden.

Um auch bei stillstehender Lokomotive eine Zugwirkung auf das Feuer ausüben zu können, ist ein sogenannter Bläser oder Hilfsbläser angebracht. Er besteht aus einem um das Blasrohr herumgelegten Rohr, das durch einen vom Führerstande aus zu betätigenden Hahn vom Kessel Dampf erhält.

Das Rohr hat nach der Schornsteinmündung hin kleine Austrittsöffnungen. Die hieraus mit großer Geschwindigkeit — nicht stoßweise wie beim Blasrohr — austretenden Dampfstrahlen erzeugen die erforderliche Luftverdünnung in der Rauchkammer.

Diese wird von einer Tür verschlossen, die die vordere Rohrwand zum Reinigen und Auswechseln der Heizrohre genügend zugänglich macht. Der dichte Verschluss dieser Tür — außer Schraubenverschluss in der Mitte meist noch Riegel am Türumfang — ist betriebstechnisch von größter Wichtigkeit, weil durch Eindringen von „falscher Luft“ die Luftverdünnung in der Rauchkammer und damit die Feueranfischung beeinträchtigt wird.

Auf dem Boden der Rauchkammer sammelt sich die Flugasche oder Lösche, die manchmal durch einen ebenfalls dicht verschließbaren Löschenfall abgeführt wird.

Meist erfordert der Brennstoff, daß in der Rauchkammer Funken- und Flugaschenfänger eingebaut werden, die aus Sieben (Abb. 64), Gittern, Prell- und Ablenkplatten bestehen. Sie haben den Zweck, glühende und heiße Aschenteile zurückzuhalten, was aber meist nur unvollkommen erreicht wird. Dagegen beeinträchtigen Verstopfung der Siebe und Ablenkung der Ausströmung nicht selten die Feueranfischung.

d) **Überhitzer.** Die zahlreichen Überhitzer- und Dampftrocknerkonstruktionen lassen sich wie folgt einteilen:

Die Überhitzung geschieht (vgl. hierzu Abb. 74):

I. in einem Rohrüberhitzer, dessen Dampfrohre (Dampf im Innern der Rohre)

1. a) in einem Kesselflammrohr (Langkesselüberhitzer Schmidt),

b) in mehreren Kesselrauchröhren (Rauchrohrüberhitzer Schmidt, Cole, Emerson, Farmakowsky, Mestre, Robinson, Hughes u. a.),

e) in nahezu allen Kleinrauchröhren (Kleinrauchröhrenüberhitzer für volle Besetzung Schmidt) von den Heizgasen des Kessels umspült werden;

2. in der Kesselrauchkammer eine besondere Heizkammer bilden, welcher die Kesselheizgase durch ein Flammrohr zugeführt werden (Rauchkammerüberhitzer Schmidt);

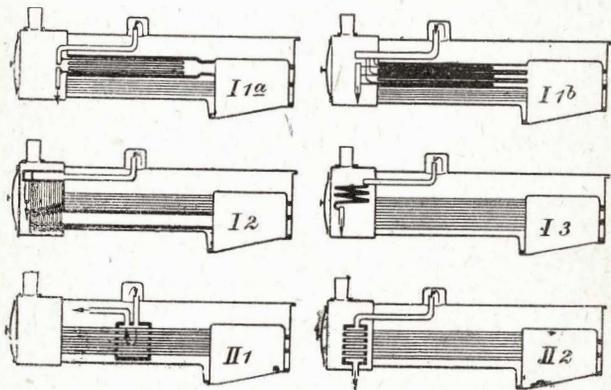


Abb. 74.

3. in der Kesselrauchkammer ein Rohrsystem bilden, das durch die den Kesselheizrohren entströmenden Gase (Abgase) geheizt wird (Dampftrockner Ranafier);
II. in einer Dampfkammer (der Dampf umspült die Rohre),

1. die von den Kesselheizrohren im Langkessel (Pie-lock-Überhitzer),
2. die, in der Rauchkammer eingebaut, von besonderen Heizrohren (Dampftrockner Clench-Gölsdorf, Klose u. a.) durchzogen wird.

Die meisten Überhitzer der vorstehenden Übersicht, in der die genannten Namen als Beispiele anzusehen sind, haben heute nur noch historische Bedeutung. Mit großem internationalen Erfolg haben sich nur die Konstruktionen nach I 1 b und I 1 c durchgesetzt.

Der Schmidtsche Rauchröhrenüberhitzer (I, 1 b) ist in seiner allgemeinen Anordnung in den Abbildungen 64, 66 und 75 veranschaulicht.

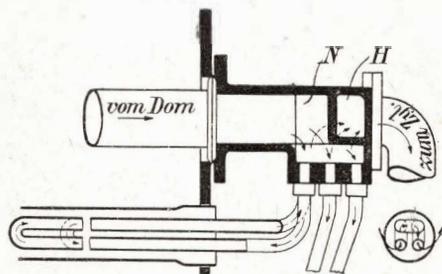


Abb. 75.

Der aus dem Dorn entnommene Dampf wird in die Naßdampfkammer *N* eines in der Rauchkammer vor der vorderen Rohrwand angebrachten Gußkörpers geführt (Abb. 75). Aus dieser Kammer strömt der Dampf in die aus vier U-förmig verbundenen Rohren von etwa 30—38 mm Durchmesser bestehenden Überhitzerelemente, die bis nah an die Feuerbüchse in Rauchröhren von ~ 125—133 mm Durchmesser eingefügt sind. Die Verbindung der Rohre ist derart, daß der Dampf sie zweimal im Gegenstrom und zweimal im Gleichstrom mit den Heizgasen im Rauchrohr durchströmt und dann in die Heißdampfkammer *H* des Gußkörpers tritt. Neuere Lokomotiven haben bis zu 4 wagerechte Rauchrohr-Reihen, von denen jede bis zu 8 Rauchrohre zählt. Die Zahl der Überhitzerelemente schwankt zwischen etwa 20 und 32.

Aus der Heißdampfkammer gelangt der überhitzte Dampf in die Schieberkästen. Um zu verhindern, daß die während des Stillstandes der Lokomotive nicht mit Dampf gefüllten Elemente verbrennen, können sie durch Klappen *k* in der Rauchkammer gegen das Durchströmen der Gase verschlossen werden. Diese Vorrichtung gestattet auch, den Grad der Überhitzung während der Fahrt zu verändern (Abb. 64).

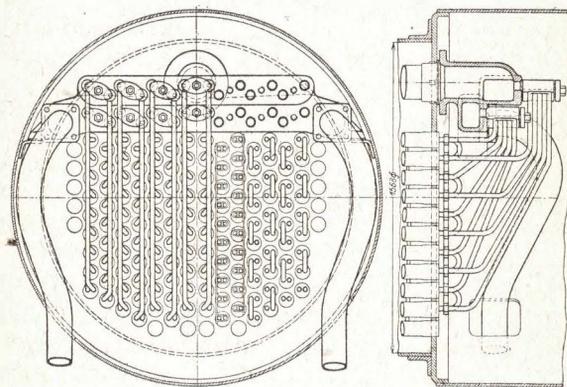


Abb. 76.

Der Schmidtsche Kleinrauchröhrenüberhitzer für volle Besetzung (I 1 c) unterscheidet sich von I 1 b nur dadurch, daß alle Heizrohre Rauchrohre ($\sim 50\text{--}70$ mm Durchmesser) und sämtlich oder nahezu sämtlich mit Überhitzerelementen besetzt sind. Jedoch steckt in jedem Rauchrohr nur ein Überhitzer-U-Rohr (Abb. 76). — Dieser Überhitzer eignet sich besonders für Klein-, Nebenbahn- und Verschiebelokomotiven, weil er auch bei kurzen Fahrtstrecken und häufigem Anhalten schnell wieder hohe Dampftemperaturen ergibt.

e) Speisewasservorwärmer beruhen entweder auf Ausnutzung der Abgas- oder der Abdampfwärme. Die bis in die 50er Jahre des vorigen Jahrhunderts zurückreichenden Versuche führten erst 1906 (ägyptische Staatsbahn) und 1910 (preußische Staatsbahn) zur Anwendung der Vorwärmung in größerem Umfange.

Die (seit 1858) bei Lokomotiven übliche Kesselspeisung durch Dampfstrahlpumpen (Injektoren) gibt dem Speisewasser durch die Mischung mit Frischdampf bereits eine Vorwärmung auf etwa 70°C , so daß die weitere Steigerung der Vorwärmung auf etwa $90\text{--}100^\circ$ angesichts der Komplizierung der Konstruktion und der Gewichtsvermehrung lange Zeit wenig Nutzen versprach. Der Einbau von Vorwärmern in die Rauchkammer unter Ausnutzung der Abgaswärme versperrt den Zugang zu wichtigen Kesselteilen. Die an sich einfache Vorwärmung im Wasserbehälter des Tenders ist dadurch begrenzt, daß die Dampfstrahlpumpen Wasser von mehr als 40° nicht mehr ansaugen.

Bei dem am meisten verbreiteten, auf Abdampfverwertung beruhenden System der preußischen Staatsbahn liegt der eigentliche Vorwärmer außerhalb des Kessels und die Speisung erfolgt durch eine Kolbenpumpe. Die gesetzlich vorgeschriebene zweite Speisevorrichtung, die nur im Notfalle gebraucht wird, ist die übliche Dampfstrahlpumpe. — Kurz vor dem Blasrohr wird etwa $\frac{1}{6}$ des Maschinenabampfes zum Vorwärmer abgeleitet (Abb. 77). Dieser besteht aus einem meist zylindrischen Behälter, der von U-förmigen Messingrohren durchzogen wird. Der Abdampf umspült diese Rohre, durch die die Speisepumpe das aus dem Tender angesaugte Speisewasser in den Kessel hindurchdrückt. Der Abdampf der Speisepumpe wird ebenfalls in den Vorwärmer geleitet. Das Kondenswasser des Abdampfes fließt aus dem Vorwärmer auf den Bahnkörper ab.

Der Nutzen der Vorwärmung liegt einerseits in der Rück-

gewinnung eines Teils der auf dem Rost erzeugten Wärmeinheiten ($\sim 12\%$), die sonst mit dem Abdampf verlorengehen würden, anderseits in der Entlastung der Kesselheizfläche.

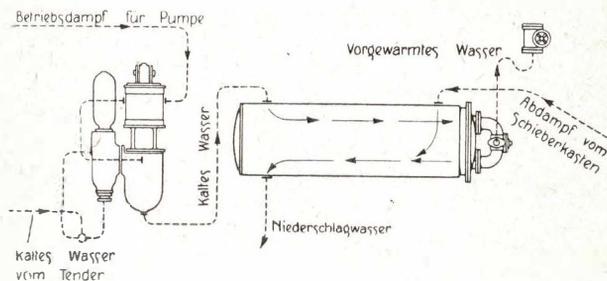


Abb. 77.

Durch die Vorwärmung können etwa 15% Kohlenersparnis erzielt werden. Die preußischen Staatsbahnen rüsten alle Lokomotiven mit ihrem Vorwärmer aus, der in gleicher oder ähnlicher Bauart auch bei zahlreichen anderen Bahnen Anwendung gefunden hat.

3. Die Brennstoffe und die Wärmeübertragung.

Allgemeine Angaben über die zu erwartende Ausbeute von Brennstoffen sind unzuverlässig. Von wesentlicher Bedeutung für die Beurteilung der Brennstoffe sind der Gehalt an Asche, Wasser und brennbaren Substanzen und der Luftbedarf, für deren Feststellung besondere Untersuchungen erforderlich sind. Die nachfolgende Zusammenstellung von Heizwerten in Wärmeinheiten und Verdampfungsziffern (die von 1 kg Brennstoff im Kessel bei einem Kesselwirkungsgrade von $\sim 0,60$ — $0,70$ erzeugte Dampfmenge in Kilogramm) einiger wichtiger Lokomotivbrennstoffe bietet nur einen An-

halt. — Der Brennstoffverbrauch läßt sich aus den Verdampfungswerten und den Dampfverbrauchsziffern auf S. 112 überschlägig berechnen.

Tabelle 4.

	Mittl. Heizwert in W.-E.	Verdampfung in kg
Ruhr-Flammkohle	7600	} 7—8
Oberschlesische Kohle	7000	
Cardiff-Kohle	8000	
Böhmische Braunkohle	5500	5,0
Mitteldeutsche Braunkohle	3000	2,5
Gaskoks	6900	7,5
Holz, trocken	3500	3,4
Torf	3000	3,0
Petroleum	11000	} 10—12
Rohöl	10000	
Masut	10500	

Steinkohle. Stark schlackende oder backende Kohlen sind selbst bei hohem Heizwert für Lokomotivenfeuerung ungeeignet, weil der Luftertritt durch die Rostspalten zu sehr beeinträchtigt wird. Wichtig ist möglichst gleichmäßige Korngröße. Staubkohle ist nur bei besonderen Vorrichtungen oder in Brikettform verwendbar. Auf 1 qm Rostfläche können 300—600 kg Kohle in der Stunde verbrannt werden. Rostfläche = $\sim 1/50$ — $1/80$ der Heizfläche. — Bei Kohle von 7500 W.-E. beansprucht 1 PS/St bei

Naßdampf-Zwillingslokomotiven	etwa 1,7 kg Kohle
„ -Verbundlokomotiven	„ 1,4 „ „
Heißdampf-Zwillingslokomotiven	„ 1,2 „ „
„ -Verbundlokomotiven	„ 1,0 „ „

Braunkohle wird als Rohkohle und in Briketts (~ 5000 W.-E.) verfeuert. Nachteile: Funkenbildung, geringer Heizwert, hoher Aschen- und Wassergehalt (beson-

ders bei Rohkohle). Rostgröße wesentlich größer als bei Steinkohle = $\sim \frac{1}{50} H$.

Koks meist in Mischung mit Kohle oder Torf verwandt.

Holz besonders in waldreichen Ländern, wie Rußland, Finnland, Schweden, Südamerika. Scheite bis zu 1 m Länge, daher bei tiefen Feuerbüchsen lange Roste, $R = \sim \frac{1}{80} H$.

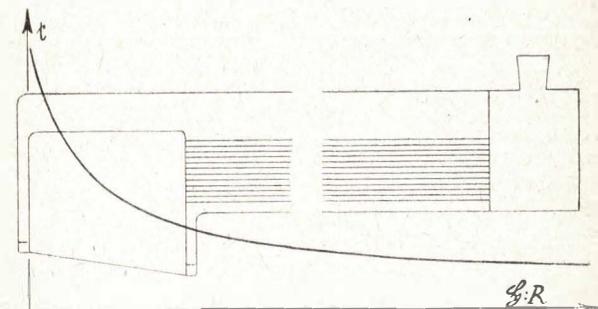


Abb. 78.

Torf muß wegen großen Raumspruchs oft auf besonderem Wagen mitgeführt werden. Der Heizwert sinkt stark mit dem Feuchtigkeitsgehalt, der Torf muß daher vor Nässe geschützt werden. Rostfläche etwa $\frac{1}{60} - \frac{1}{70} H$.

Flüssige Brennstoffe. Besonders wichtig (Rußland, Rumänien, Amerika) sind in ölreichen Ländern die aus der Destillation der Rohöle zu Petroleum gewonnenen Rückstände, Masute genannt. Sie werden durch Düsen in die mit feuerfesten Steinen ausgekleidete Feuerbüchse eingespritzt und verbrennen bei genügender Luftzufuhr rauchfrei.

Die Übertragung der Wärme der Heizgase auf das Kesselwasser ist in der Feuerbüchse (direkte Heizfläche) am stärksten, weil hier das Temperaturgefälle am größten ist.

Man kann nach Strahl die Heizfläche H , die in ihren verschiedenen Teilen (Feuerbüchse, Rohre, Überhitzer) in bezug auf die Wärmeübertragung nicht gleichwertig ist, in eine gedachte sogenannte „äquivalente“ Heizfläche \mathfrak{H} umwandeln, die an jeder Stelle gleiche Wertigkeit hat. Die direkte Heizfläche H_d ist dabei mit etwa 170%, die Rohrfläche H_r mit 100% und die Überhitzerfläche $H_{ü}$ mit 81% der wirklichen Größe einzusetzen. Bei Rohr- und Überhitzerfläche ist außerdem durch eine besondere Wertziffer ψ^1) die Strömungsgeschwindigkeit der Gase in den Heizrohren zu berücksichtigen. Die Umwandlungsformel lautet somit für einen bestimmten Anstrengungsgrad $A = 3$ (vgl. hierzu S. 110)

$$\text{für Heißdampf } \mathfrak{H} : R = \left[1,7 \cdot \frac{H_d}{R} + \psi \cdot \left(\frac{H_r}{R} + 0,81 \cdot \frac{H_{ü}}{R} \right) \right] \cdot \sqrt{\frac{A}{3}}$$

$$\text{„ Naßdampf } \mathfrak{H} : R = \left[1,7 \cdot \frac{H_d}{R} + \psi \cdot \frac{H_r}{R} \right] \cdot \sqrt{\frac{A}{3}}$$

Für andere Anstrengungsgrade, z. B. $A = 4$, ergibt sich dann die Umrechnung ohne weiteres.

Für die äquivalente Heizfläche läßt sich nach Abb. 78 die zugehörige Temperaturkurve als eine logarithmische Linie auftragen, die für jede Stelle von $\mathfrak{H} : R$ und nach Reduktion auf $H : R$ auch für den wirklichen Kessel die Temperaturen bei einer bestimmten Anstrengung angibt.

Die Temperatur in der Feuerkiste beträgt bei Steinkohlen von 6700 W.-E. und einem Anstrengungsgrad $A = 3$ etwa 1530°, und bei einem Rost von 2,6—3,0 qm und Rohrlängen von 4500—4900 mm bei Heißdampflokomotiven etwa 320° in der Rauchkammer.

¹ Vergl. hierzu die Veröffentlichungen von Strahl in Z. d. V. d. J. 1917 S. 257 f.

VI. Die Tender.

Man unterscheidet Lokomotiven mit besonderem Schleppender für Kohlen- und Wasservorräte und Tenderlokomotiven. Bei letzteren befinden sich die Kohlen- und Wasserbehälter mit auf dem Lokomotivfahrzeug, und zwar die Kohlenbehälter meist hinter dem Führerstand, die

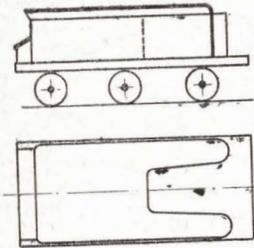


Abb. 79.

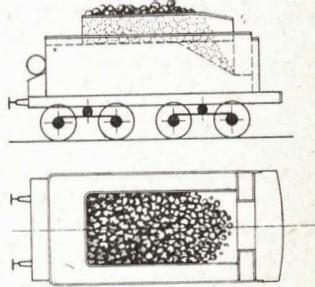


Abb. 80.

Wasserbehälter entweder zu beiden Seiten des Langkessels, oder unter dem Kessel zwischen den Rahmenblechen, oder sattelartig auf dem Kessel (saddle-tank locomotive, in England und Amerika verbreitet).

Die Größe der Behälter ist durch den zulässigen Raddruck und den verfügbaren Raum beschränkt, der nur in besonderen Fällen 10 cbm für Wasser und 5 cbm für Kohle übersteigt. Tenderlokomotiven dienen daher in erster Linie für kurze Streckenförderung und den Verschiebedienst.

Schleppender, die das tote Gewicht in Vergleich zu Tenderlokomotiven erheblich vergrößern, weisen ein Fassungsvermögen bis zu 32 cbm Wasser und bis zu 12 t Kohle auf.

Bei älteren Bauarten umfassen die Wasserbehälter hufeisenartig den tiefliegenden Kohlenraum nach Abb. 79. Der

Heizer hat dann die Kohlen jeweils bis zur Feuertürhöhe zu heben. Bei neueren Tendern liegen die Kohlen auf der nach dem Heizerstande zu abgeschrägten Wasserkastendecke, die etwa in Feuertürhöhe abschließt. Entweder nimmt der Kohlenraum die ganze Breite des Wasserkastens ein, oder er ist durch einen besonderen Aufbau in der Breite eingeschränkt, um dem Personal Aussicht nach rückwärts zu ermöglichen (Abb. 80).

In Abb. 81 ist ein Tender dargestellt, dessen Wasserbehälter nach Art eines Schiffstrogas ausgebildet ist, wodurch zwei Nietnähte gespart und größere Sicherheit gegen Undichtigkeiten erzielt wird.

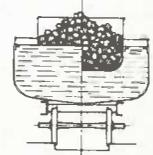


Abb. 81.

Die bei Geschwindigkeitsänderungen des Zuges entstehenden Trägheitsbewegungen der Wassermassen, die die Wände des Behälters durch Schläge unzulässig hoch beanspruchen könnten, werden durch Versteifungen aufgefangen.

Die Tender werden je nach ihrer Größe zwei-, drei- oder vierachsrig (meist 2 Drehgestelle) gebaut. Mit der Lokomotive werden sie durch eine besondere Kuppelung verbunden, welche eine Einstellung beider Fahrzeuge in Kurven etwa nach Abb. 34 gestattet.

VII. Die wichtigsten Grundlagen für die Berechnung der Lokomotiven.

Wird der Fahrwiderstand eines Zuges (einschl. des Fahrwiderstandes der Lokomotive) von der Lokomotivzugkraft überwunden, so entsteht Bewegung des Zuges. Widerstand und Zugkraft können als am Umfang der Treibräder angreifend gedacht werden und bilden ein Kräftepaar (Abb. 82). Für die Erhaltung der Bewegung muß sein:

$$Z = W.$$

1. Der Zugwiderstand. Der Widerstand von 1 t Zuggewicht in Kilogramm heißt die Widerstandsziffer = w . Der Gesamtzugwiderstand ist dann:

$$W_{\text{kg,t}} = w_{\text{kg}} \cdot Q_{\text{t}},$$

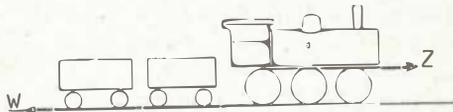


Abb. 82.

worin Q = Zuggewicht (einschl. Lokomotiv- und Tendergewicht) in Tonnen. Die Widerstandsziffer ist von folgenden Einflüssen abhängig:

- | | | | |
|-------------------|---|---|--------------------|
| Laufwiderstand | { | 1. Reibungswiderstand abhängig von: | |
| | | a) Reibung von Fahrzeugteilen wie Lager, Stangen, Schieber (gleitende Reibung), | |
| | | b) Reibung zwischen Rad und Schiene (rollende Reibung); | |
| Laufwiderstand | { | 2. Stoßwiderstand abhängig von: | |
| | | a) Beschaffenheit des Oberbaus, | |
| | | b) Beschaffenheit des Fahrzeugs (Schwingungen); | |
| Laufwiderstand | { | 3. Luftwiderstand abhängig von: | |
| | | a) Zuggeschwindigkeit, | |
| | | b) Windstärke und -richtung, | |
| Zusatzwiderstände | { | 4. Krümmungswiderstand | } der Bahnstrecke. |
| | | 5. Steigungswiderstand | |
| | | | |

Die Widerstände 1—3 nennt man Laufwiderstand, d. i. der Widerstand auf ebener gerader Strecke. 4 und 5 sind Zusatzwiderstände.

Die Übersicht ergibt, daß ein Teil der Einflüsse sich rechnerisch nur für bestimmte, nicht ohne weiteres übertragbare Verhältnisse fassen läßt (Stoßwiderstand, Windwiderstand, Zugformwiderstand). Den auf Grund von Messungen und Versuchen aufgestellten Annäherungsformeln liegt die Anschauung zugrunde, daß einige Teilwiderstände konstant und von der Geschwindigkeit unabhängig seien. Das gilt besonders von der rollenden Reibung zwischen Rad und Schiene. Von der Lagerreibung und den Stoßwiderständen wurde früher angenommen, daß sie sich mit der Geschwindigkeit wesentlich ändern, neuerdings, daß sie am besten durch bestimmte, von der Bauart der Fahrzeuge abhängige Werte erfaßt werden. Der Luftwiderstand wird, abgesehen von den Windeinflüssen, vom Quadrat der Geschwindigkeit v abhängig gehalten. Ältere Laufwiderstandsformeln haben die Form:

$$w = C + m \cdot v + n \cdot v^2$$

oder

$$w = C + n \cdot v^2,$$

worin C , m u. n Erfahrungswerte für den ganzen Zug oder Lokomotive und Wagen getrennt sind. Hierin war jedoch die Zahl und die Form der Fahrzeuge nicht berücksichtigt, so daß bei der Beziehung

$$W_{\text{kg,t}} = w_{\text{kg}} \cdot Q_{\text{t}}$$

der Widerstand nur vom Gewicht des Zuges abhängig erschien.

Auf Grund der Arbeiten von Frank ist die jetzt gebräuchlichste Formel von Strahl entstanden:

$$W_{\text{Lokomotive}} = 2,5 G_o + c \cdot G_r + 0,6 \cdot F \cdot \frac{V^2}{100}$$

$$W_{\text{Wagen}} = \left(2,5 + \frac{V^2}{K} \right) \cdot Q.$$

Hierin bedeutet:

G_o = Gewicht von Lokomotive + Tender, soweit es auf nicht gekuppelten Achsen ruht,

G_r = Reibungsgewicht,

F = Angriffsfläche des Luftwiderstandes = Projektion der Lokomotive auf eine Ebene, senkrecht zur Fahrtrichtung in Quadratmeter ($\sim 10 \text{ m}^2$),

C = Bauartwert, und zwar:

5,8 für 2 gekuppelte Achsen und 2 Zylinder

6,0 „ 2 „ „ 4 „

7,3 „ 3 „ „ 2 „

7,4 „ 3 „ „ 3 „

7,5 „ 3 „ „ 4 „

8,4 „ 4 „ „ 2 „

8,6 „ 4 „ „ 4 „

9,3 „ 5 „ „ 2 „

9,5 „ 5 „ „ 4 „

10,2 „ 6 „ „ 2 „

K = 4000 für D- und Schnellzüge,

= 3000 „ Personenzüge,

= 2500 „ Eilgüterzüge,

= 2000 „ Güterzüge (beladene und leere Wagen aller Art gemischt),

= 1000 „ Güterzüge (leere Wagen),

Q = Wagengewicht.

Nicht immer ist dem entwerfenden Lokomotivkonstrukteur die Zusammensetzung der zu befördernden Züge genau bekannt. In solchen Fällen muß er sich mit einfacheren Formeln behelfen. Als ausreichend für Überschlagsrechnungen gilt:

$$w = 2,4 + \frac{V^2}{1300} \text{ (Clark-Erfurter Formel)}$$

für den ganzen Zug, wobei zu berücksichtigen ist, daß sie für hohe Geschwindigkeiten zu große Werte ergibt.

Einen Vergleich der verschiedenen Widerstandsformeln gibt Abb. 83.

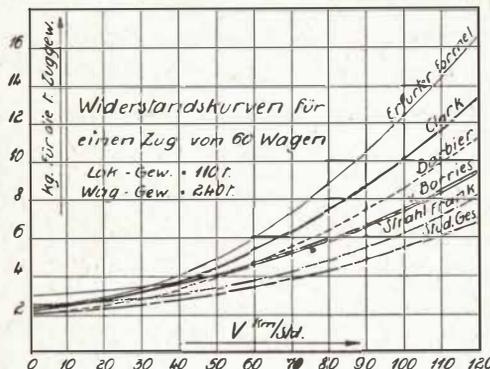


Abb. 83.

Der Krümmungswiderstand berechnet sich nach einer Erfahrungsformel von Röckl genügend genau mit:

$$w_r \text{ kg/t} = \frac{650}{R - 60}$$

worin R = Krümmungsradius in Metern.

Der Steigungswiderstand ergibt sich je nach der Fahrtrichtung positiv oder negativ für die Gewichtseinheit (Kilogramm) zu (Abb. 84):

$$w_{st} = 1 \text{ kg} \cdot \sin \alpha = 1000 \text{ t} \cdot \sin \alpha$$

$$\sin \alpha = \frac{s_{\text{mm}}}{1000 \text{ mm}}$$

wenn s die auf 1 m entfallende Steigung in Millimetern ist, und damit

$$w_{st}^{\text{kg}} = \frac{1000 \text{ t} \cdot s_{\text{mm}}}{1000} = s_{\text{mm}} \text{ für 1 t Zuggewicht.}$$

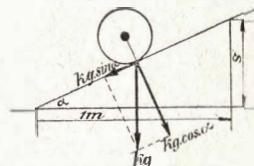


Abb. 84.

Fallen auf einer Strecke Krümmungen und Steigungen zusammen, so beträgt die Widerstandsziffer:

$$w = w_{\text{Laufwiderstand}} + w_{\text{Krümmung}} + w_{\text{Steilung}}$$

$$W = w \cdot Q_t = Z.$$

2. Die Zugkraft. Die Leistung einer Lokomotive beträgt allgemein:

Leistung = Zugkraft \times Geschwindigkeit,

$$L_{\text{m kg}} = Z_{\text{kg}} \times v_{\text{m/sec.}}$$

$$N_{\text{Ps}} = \frac{Z \cdot v}{75}; \text{ mit } v = \frac{V_{\text{km/st}}}{3,6} \text{ wird}$$

$$N = \frac{Z \cdot V}{270} \text{ oder } Z = 270 \cdot \frac{N}{V}.$$

Jeder der 3 Werte N , Z und V ist zwischen 0 und einem jeder Lokomotive eigentümlichen Höchstwert veränderlich.

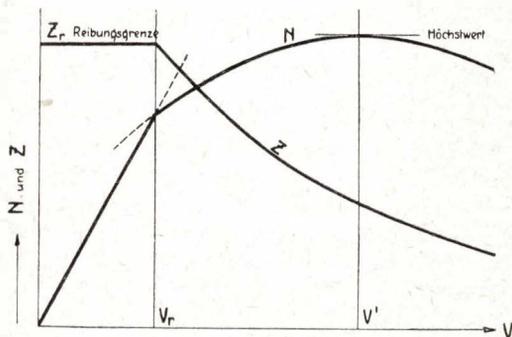


Abb. 85.

Die Leistung nimmt bis zu einer bestimmten Geschwindigkeit zu, und von da ab bei weiter steigender Geschwindigkeit ab (Abb. 85).

Die Zugkraft kann höchstens die Größe der rollenden Reibung des Reibungsgewichtes (Reibungsgrenze) betragen, und nimmt mit zunehmender Geschwindigkeit ab. Von der Geschwindigkeit 0 bis zu der Geschwindigkeit, bei der die Zugkraft kleiner als die Reibungsgrenze wird, V_r ist die Darstellung der Leistung, eine gerade Linie entsprechend ($Z \cdot V$): 270.

Die Geschwindigkeit wird durch die Massenkräfte der Triebwerksteile und die Fliehkräfte der Gegengewichte an den Rädern begrenzt. Fahrplanmäßige Höchstgeschwindigkeit für Schnellzüge etwa 120 km in der Stunde.

Die Größenbestimmung der Zugkräfte einer Lokomotive, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, ist unter 3 verschiedenen Gesichtspunkten vorzunehmen:

- Zugkraft aus der Reibung,
- Zugkraft aus der Dampfmaschinenleistung,
- Zugkraft aus der Kesselleistung.

a) Zugkraft aus der Reibung.

$$Z_r = j \cdot L_r,$$

worin j = Reibungsziffer der rollenden Reibung, L_r das Reibungsgewicht der Lokomotive. Die mit der Beschaffenheit des Oberbaus und mit der Witterung wechselnde Reibungsziffer beträgt etwa

$$j = \frac{1}{6}.$$

Die zulässige Radlast ist auf deutschen Hauptbahnen mit 7 t, und bei hinreichend starkem Oberbau auf 8 t festgesetzt. In Frankreich und Belgien kommen auf bestimmten Strecken zulässige Radlasten bis zu 9,5, in England bis zu 10 und in Nordamerika bis zu 15 t vor.

Eine Lokomotive mit 2 gekuppelten Achsen würde somit auf deutschen Bahnen eine Zugkraft am Radumfang

$$Z = \frac{1}{6} \cdot 4 \cdot 8000 = \sim 5350 \text{ kg}$$

abgeben können. — Wie aus Abb. 85 hervorgeht, ist die Zugkraft beim Anfahren am größten und beträgt unter Umständen ein Mehrfaches der Zugkraft, die für die Dauerfahrt nötig ist. — Im vorstehenden Beispiel würde für $Z_r = 2 \cdot Z = 10750$ kg nur eine Reibungsziffer von

$$10750 : (4 \cdot 8000) = \frac{1}{3}$$

bestehen. Es würde daher wahrscheinlich keine rollende Reibung mehr zustande kommen, sondern nur gleitende Reibung, deren Reibungsziffer geringer ist, d. h. die Räder

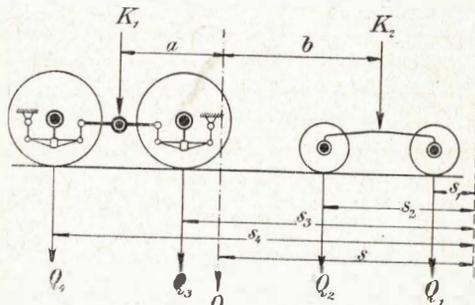


Abb. 86.

würden sich auf derselben Schienenstelle drehen, ohne daß die Lokomotive fährt, — die Räder schleudern. Dieses Schleudern wird noch begünstigt, wenn die Schienen mit Eis, Feuchtigkeit, Öl, Blättern oder dgl. bedeckt sind. Es bleibt dann nur noch übrig, entweder das Reibungsgewicht durch besondere Vorrichtungen (Veränderung der Lastverteilung, Vorspannachsen u. dgl.) zeitweilig während des Anfahrens zu erhöhen oder, was die Regel ist, die Reibung zwischen Rad und Schiene durch Bestreuen der Schienen mit Sand zu vergrößern. Jede Lokomotive ist daher mit einer Sandstreu-
vorrichtung ausgerüstet.

Von großer Wichtigkeit ist die richtige Verteilung des Lokomotivgewichts auf die einzelnen Achsen. Beim Entwurf kann man das Gewicht nach ähnlichen Ausführungen annehmen oder schätzen und nach Schwerpunktsberechnungen verteilen. Dabei muß eine möglichst gleiche Belastung der Treibachsen angestrebt werden. Führende Laufachsen sollen geringer belastet sein als die Kuppelachsen.

Die rechnerische Bestimmung der Schwerpunktslage und die Lastverteilung auf die Achsen ergibt sich z. B. für eine 2 B-Lokomotive (Abb. 86) wie folgt: In bezug auf eine beliebige Achse ist:

$$\frac{Q_1 \cdot s_1 + Q_2 \cdot s_2 + Q_3 \cdot s_3 + Q_4 \cdot s_4}{Q} = s.$$

Auf die Ausgleichsachse der Treibachsen entfällt K_1 , auf das Drehgestell K_2 :

$$K_1 + K_2 = Q;$$

$$K_1 \cdot a = K_2 \cdot b;$$

$$Q_1 = Q_2; \quad Q_3 = Q_4.$$

b) Zugkraft aus der Dampfmaschinenleistung¹⁾.

Das Produkt aus der am Kolben gemessenen Zugkraft und dem Hub ist die Dampfarbeit im Zylinder. Sie heißt, da sie aus dem Indikatorgramm ermittelt wird, die indizierte Leistung N_i , dementsprechend heißt die auf den Radumfang bezogene Kolbenkraft indizierte Zugkraft $= Z_i$. Von der indizierten Leistung bzw. Zugkraft gehen auf dem Wege vom Zylinder bis zum Radumfang durch Reibung im Schieber, in den Stopfbüchsen und im Gestänge etwa 10—20% verloren. Die Leistung bzw. die Zugkraft am Radumfang heißt effektiv $= N_e$ bzw. Z_e . Das Verhältnis

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} = \frac{Z_e}{Z_i} = \sim 0,80 \text{ bis } 0,90$$

heißt der Wirkungsgrad der Maschine.

¹⁾ Näheres hierzu siehe Samml. Göschen Nr. 8 „Die Dampfmaschine“

Es werde zunächst Zwillingswirkung vorausgesetzt. Ist D der Treibrad-, d der Zylinderdurchmesser in Zentimetern, p_{im} der mittlere indizierte Dampfdruck in Atmosphären, s der Kolbenhub in Zentimetern, so ist:

$$Z_e \cdot D \cdot \pi = 2 \cdot \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_{im} \cdot 2s \cdot \eta \right);$$

d. h. die während einer Umdrehung am Umfang des Treibrades geleistete Widerstandsarbeit ist gleich der in beiden Zylindern während eines Doppelhubes geleisteten Dampfarbeit.

$$Z_e = \frac{d^2 \cdot s \cdot p_i \cdot \eta}{D} = j \cdot L_T.$$

Der Hub wird meist mit etwa 60—72 cm nach Erfahrungswerten angenommen. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$u = \frac{2s n}{60} = \frac{s \cdot n}{30} \quad (n = \text{Minuten-Umdrehungen})$$

überschreitet einen Höchstwert von etwa 8 m/sek im allgemeinen nicht.

Der Treibraddurchmesser kann nach der Formel

$$D_{cm} = 100 + V_{km/st}$$

angenommen werden. Doch soll auch hier die aus der Beziehung

$$V = \frac{D \cdot \pi \cdot n \cdot 3,6}{100 \cdot 60}$$

sich ergebende Umdrehungszahl in der Minute

$$n_{min} = \frac{100 \cdot 60}{3,6 \cdot 3,14} \cdot \frac{V}{D} = 531 \frac{V}{D},$$

die von den T. V.¹⁾ empfohlenen Höchst-Umdrehungszahlen von $n = 360$ bis 180, je nach der Bauart der Lokomotiven, nicht überschreiten.

¹⁾ T. V. = Technische Vereinbarungen, siehe Literaturverzeichnis.

Die Umdrehungszahl in der Sekunde beträgt

$$n_{sec} = \frac{531 V}{60 \cdot D} = 8,85 \cdot \frac{V_{km/st}}{D_{cm}}.$$

Die mittlere indizierte Spannung p_{im} wird entweder aus einem mit dem Indikator aufgenommenen oder einem entworfenen Diagramm ermittelt oder nach Erfahrungswerten angenommen. In Abb. 87 bedeutet s_1 die der Füllung, s_2 die der Vorausströmung und s_3 die der Kompression entsprechende Kolbenweglänge, s' den schädlichen Raum in Prozenten des Zylindervolumens und p den Eintrittsdruck.

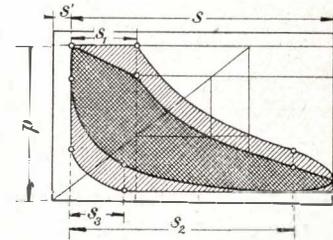


Abb. 87.

Bei Verbundlokomotiven berechnet man den Ni.-Zyl. so, als ob er allein die Arbeit zu leisten habe, und nimmt das Volumen des Ho.-Zyl. in einem durch die Erfahrung gegebenen Verhältnis $\approx \frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{3}$ dazu an.

Bei Vier-Zyl.-Verb. gibt man jedem der beiden Ni.-Zyl. $0,70 d_n$ der gleichwertigen Zwei-Zyl.-Verb.-Lok.

Die Heißdampfzylinder werden wegen des größeren spez. Volumens des Heißdampfes etwa 20—30% größer gewählt als entsprechende Naßdampfzylinder.

Wenn $d_n = \varnothing$ des Ni.-Zyl., so ist

$$Z_e \cdot D \cdot \pi = \frac{d_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_i \cdot 2s \cdot \eta,$$

somit ist:

$$Z_e = \frac{d_n^2 \cdot s \cdot p_{im} \cdot \eta}{D} \quad \text{für Zwillings-Lok.}$$

und sinngemäß:

$$= 1,5 \cdot \frac{d^2 \cdot s \cdot p_{im} \cdot \eta}{D} \text{ für Drillings-Lok.}$$

$$= 2 \cdot \frac{d^2 \cdot s \cdot p_{im} \cdot \eta}{D} \text{ für Vierlings-Lok.}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{d_n^2 \cdot s \cdot p_{im} \cdot \eta}{D} \text{ für Zwei-Zyl.-Verb.-Lok.}$$

$$= \frac{d_n^2 \cdot s \cdot p_{im} \cdot \eta}{D} \text{ für Vier-Zyl.-Verb.-Lok.}$$

Der mittlere nutzbare Dampfdruck p_{im} , d. h. der Mittelwert aus dem Diagramm für Hin- und Rückgang, ist abhängig vom Kesseldruck p , von der Zylindergröße, der Füllung und den Verlusten durch Niederschlag und Drosselung, die der Dampf auf dem Wege vom Kessel durch die Steuerungsorgane zum Zylinder erleidet. Drosselung tritt besonders an den Öffnungen des Dampfschiebers ein, so daß die Dampfspannung beim Einströmen in den Zylinder besonders bei kleinen Füllungen wesentlich kleiner ist als die Kesselspannung. Außerdem ist p_{im} abhängig von der Umdrehungszahl der Treibräder, d. h. von der Geschwindigkeit, mit der die Einströmung des Dampfes und seine Entspannung erfolgt. Diese Einflüsse sind aus Abb. 88 ersichtlich, in der die p_{im} -Werte aus einer größeren Anzahl von Diagrammen aufgetragen sind. Sie sind als ungefähre Werte für mittlere Verhältnisse anzusehen. Besonderheiten der Steuerung, außergewöhnlich große oder kleine Zylinder und Schieberöffnungen müssen entsprechend berücksichtigt werden.

Die p_{im} -Werte für Naßdampf sind aus dem auf S. 73 angegebenen Grunde etwas höher als die für Heißdampf. Die Unterschiede sind am größten bei kleinen Füllungen und niedrigen Umdrehungszahlen in der Sekunde. Bei großen Füllungen und niedrigen Umdrehungszahlen, bei denen der

Einfluß des Expansionsverlaufs auf den Flächeninhalt des Diagramms verhältnismäßig klein ist, ist der Unterschied gering.

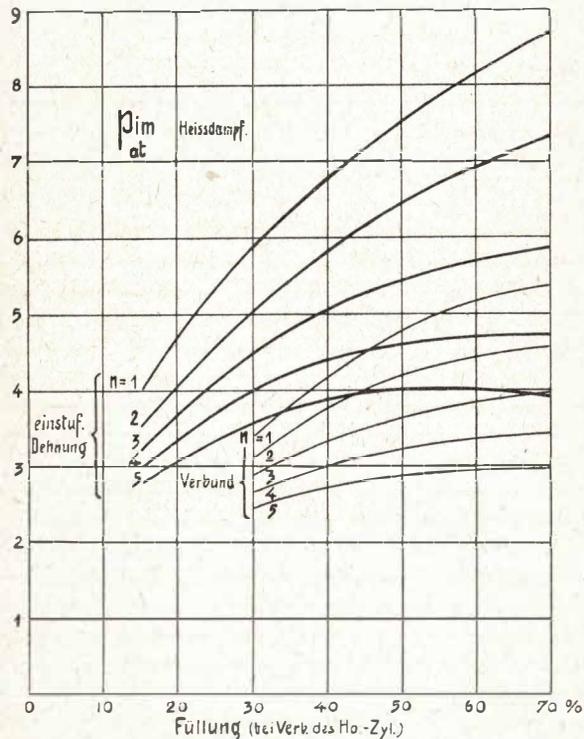


Abb. 88. Mittlere nutzbare Dampfdrücke p_{im} at für 12 at abs. Kesseldruck, für jede at höheren Kesseldruck erhöhen sich die Werte um 3%. Die Werte für Verbundwirkung sind auf den N1-Zyl bezogen und gelten für ein Raumverhältnis Ho.-Zyl.: N1-Zyl. = 1:2,5, für andere Nenner x des Raumverhältnisses ist $p_{imx} = (p_{im} \cdot 2,5) : x$. Alle Werte gelten für ein Verhältnis Einströmöffnung im Schieber: Kolbenfläche = 1:12 bis 1:15. Wegen Füllungen unter 15% siehe S. 64.

Für $n = 1$ und Füllungen von 20—40% ist p_{im} -Naßdampf etwa 10—5% größer als nach Abb. 88 für Heißdampf. Bei $n = 5$ betragen die Unterschiede etwa nur noch die Hälfte.

Die üblichsten Füllungen sind

- 20—30% für einstufige Dehnung,
- 30—60% „ Verbundwirkung,

wobei die kleineren Werte Lokomotiven für vorzugsweise hohe Fahrgeschwindigkeiten (P.- und S.-Lok.), die höheren solchen mit vorzugsweise niedrigen Fahrgeschwindigkeiten (G.-Lok.) entsprechen.

c) Zugkraft aus der Kesselleistung.

Bei einer Lokomotive ist die Dampfmaschine infolge der Verwendung des Auspuffdampfes zur Feueranfachung nicht nur (wie bei ortsfesten) Verbraucher des Kesseldampfes, sondern auch zugleich Regler der Dampferzeugung des Kessels. Höherer Dampfverbrauch der Maschine bewirkt — im allgemeinen ohne irgendwelche besondere Regelvorrichtung — stärkere Feueranfachung und größere Kesselleistung und umgekehrt.

Der Lokomotivenführer stellt die Leistung der Lokomotive = Zugkraft \times Geschwindigkeit ausschließlich durch die Veränderung der Füllung ein, wenn von den Einflüssen der Kesselspeisung und der Verstellung der Luftklappen am Aschkasten abgesehen wird, und der Heizer hat die Aufgabe, den Rost mit der für die betreffende Leistung und die Haltung des Kesseldrucks erforderlichen Brennstoffmenge zu beschicken.

Der Dampfverbrauch, gemessen durch Größe der Füllung (Zugkraft) und Zahl der Füllungen in der Zeiteinheit (Geschwindigkeit) einerseits und die Dampferzeugung, abhängig von der auf dem Rost in der Zeiteinheit verbrannten Brennstoffmenge (Energiequelle), ergeben die

Leistung = Dampferzeugung kg/St : Dampfverbrauch kg/PS.

Füllung und Rostanstregung sind somit für die Leistung einer gegebenen Lokomotive maßgebend.

Bei dem Entwurf einer Lokomotive ist die Wahl des Größenverhältnisses

$$\frac{H}{R} = \frac{\text{wärmeübertragende Heizfläche}}{\text{für Wärmeerzeugung maßgebende Rostfläche}}$$

und die Aufteilung der Heizfläche in Feuerbüchfläche, Rohrfläche und Überhitzerfläche von besonderer Wichtigkeit.

Die Verbrennungsvorgänge bei verschiedenen Brennstoffen, die erzeugten Wärmemengen, der Bedarf an Verbrennungsluft, die Wärmeverluste, die Wärmedurchgangswerte bei den vorkommenden Baustoffen und Bauteilen und die Verdampfungsziffern der einzelnen Kesselteile lassen sich durch praktische Versuche feststellen. Bei genügend großer Zahl solcher Versuche¹⁾ ergeben sich für die verschiedenen Füllungen, Geschwindigkeiten, Rostanstregungen und Kesselabmessungen zuverlässige Wertreihen für Dampfverbrauch und -erzeugung, aus denen auch bei anderen wie den Versuchsverhältnissen die zu erwartenden Leistungen bestimmt werden können.

Nach dem von Strahl²⁾ angegebenen Verfahren wird die Leistung für eine bestimmte Geschwindigkeit — die „vorteilhafteste“ — berechnet und die Leistung bei jeder anderen Geschwindigkeit in einem bestimmten Abhängigkeitsverhältnis dazu bestimmt.

Nach Strahl ist in Abb. 89 die Dampferzeugung Q für 1 qm Rostfläche und Stunde in Abhängigkeit von dem Verhältnis $H_w : R$ dargestellt. H_w bedeutet die wasserverdampfende Heizfläche, bei Heißdampf also ohne Überhitzerfläche. Jedoch ist der Überhitzer, in dem ohne Zweifel noch eine Nachverdampfung der Wasserteilchen des Naßdampfes statt-

¹⁾ E. T. d. G. 3. Aufl.

²⁾ Siehe Literaturverzeichnis

findet, bei Berechnung der Q -Werte durch die Bestimmung der Rauchkammertemperaturen durch Einführung einer sogenannten „äquivalenten“ Heizfläche berücksichtigt (vgl. hierzu S. 93).

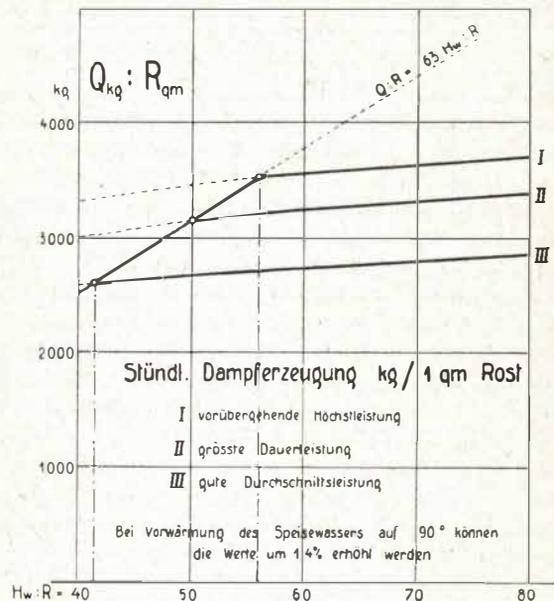


Abb. 89.

Die Werte der Abb. 89 gelten für Naßdampf und Heißdampf, und zwar für drei verschiedene „Anstrebungsgrade“ der Feuerung, d. h. für solche Blasrohrwirkungen, daß bei

- I = vorübergehende Höchstleistung . . . ~ 750 kg Kohle
II = größte Dauerleistung ~ 600 „ „
III = gute Durchschnittsleistung ~ 450 „ „

von etwa 6700 W.-E. auf 1 qm Rost in der Stunde verbrannt werden. Die hierfür erforderliche Verbrennungsluft muß vom Blasrohr durch die Rostspalten angesaugt werden. — Die gleichwertige Brennstoffmenge für Brennstoffe mit anderen Heizwerten ergibt sich aus

$$B_{kg} = (A \cdot 10^6) : h,$$

worin $A = 5$ bzw. 4 bzw. 3 für die Anstrebungsgrade I bzw. II bzw. III ist.

Die Anwendung der Q -Werte auf Heißdampflokomotiven setzt voraus, daß eine Überhitzung auf $\sim 320^\circ$ (III) bis 350° (I) erreicht wird und die Überhitzerheizfläche etwa 35—40% der wasserverdampfenden Heizfläche H_w beträgt.

Der größte Kesselverlust entsteht durch die mit den Abgasen unausgenutzt in die Rauchkammer abströmende Wärme. Je höher der Anstrebungsgrad und je kürzer die Rohrlänge (kleines $H_w : R$), desto höher ist die Temperatur der Abgabe in der Rauchkammer. Sie soll, um die Abgasverluste in erträglichen Grenzen zu halten und ein Ausglühen der Rauchkammer zu vermeiden, $\sim 400^\circ$ nicht überschreiten. Diese Forderung wird erfüllt, wenn man als Höchstleistung $\sim 63 \text{ kg}/1 \text{ qm } H_w$ zuläßt. Die Gleichung $Q : R = 63 H_w : R$ wird durch eine gerade Grenzlinie dargestellt. Oberhalb von ihr liegende Q -Werte sind unwirtschaftlich.

Bei Anwendung von Abdampfvorwärmern können die Q -Werte um $\sim 14\%$ erhöht werden, und zwar auch über die Grenzlinie hinaus. Denn diesen Erhöhungen entspricht keine höhere Rostanstrengung, sondern lediglich die in der Vorwärmung des Speisewassers auf 90° enthaltene Entlastung der Heizfläche.

Die in einer bestimmten vom Kessel erzeugten Dampfmenge Q enthaltene Energie wird in der Dampfmaschine in eine bestimmte mechanische Leistung umgesetzt, die wiederum

= Zugkraft \times Geschwindigkeit ist. Diese Leistung beträgt nach S. 100

$$N = \frac{Z \cdot V}{270} \text{ PS.}$$

Die gleiche Leistung kann sein

$$N = \frac{1}{270} \cdot Z_1 V_1 \dots Z_2 V_2 \dots Z_3 V_3 \dots Z_4 V_4.$$

Bei einem Wert $Z \cdot V$ ist die für die Leistung N benötigte Dampfmenge am kleinsten. Die ihm zugehörige Geschwindigkeit heißt die „vorteilhafteste Geschwindigkeit“, V' , die ihm zugehörige Zugkraft die „vorteilhafteste Zugkraft“, Z_i' . Die vorteilhafteste Zugkraft ergibt sich bei den „vorteilhaftesten Füllungen“, d. h. beim kleinsten Dampfverbrauch. Vorteilhafteste Füllungen sind die mit einem

$p_{im}' = 4,0-4,2$	at für Naßdampf einstuf. Dehnung
$= 3,8-4,0$	„ „ „ -Verbund,
$= 3,6-3,8$	„ „ „ Heißdampf einstuf. Dehnung
$= 3,4-3,6$	„ „ „ -Verbund.

Hiermit ergeben sich die vorteilhaftesten indizierten Zugkräfte gemäß S. 105.

$$Z_i' = 2 \left. \begin{array}{l} 1 \\ 1,5 \\ 0,5 \\ 1 \end{array} \right\} \cdot \frac{d^2 \cdot s}{D} \cdot p_{im}' \left. \begin{array}{l} \text{für Zwilling-Lok.} \\ \text{„ Drillings- „} \\ \text{„ Vierlings- „} \\ \text{„ 2-Zyl.-Verb.- „} \\ \text{„ 4-Zyl.-Verb.- „} \end{array} \right\} d = \emptyset N_i\text{-Zyl.}$$

$$N_i' = Q : D_i'$$

D_i' = kleinster Dampfverbrauch bei V' und p_{im}' . D_i' kann nach Strahl angenommen werden zu

$D_i' = 12$	—11	kg/PS _i bei Naßdampf einstuf. Dehnung,
$= 10$	— 9,5	„ „ „ -Verbund 2 Zyl.,
$= 9,6$	— 9,2	„ „ „ „ 4 „
$= 7$	— 6,5	„ „ „ Heißdampf einstuf. Dehnung,
$= 6,4$	— 6,2	„ „ „ -Verbund 4 Zyl.

Diese Ziffern gelten für 12 at Kesselüberdruck und erhöhen oder ermäßigen sich für jede Atmosphäre weniger oder mehr um 1%.

Aus Abb. 89 lassen sich nach Division der Q -Werte mit vorstehenden Verbrauchsziffern die N_i' -Werte ohne weiteres ablesen.

Aus $N_i' = Q : D_i' = \frac{Z_i' \cdot V'}{270}$ ergibt sich die vorteilhafteste Geschwindigkeit $V' = \frac{N_i' \cdot 270}{Z_i'}$.

Damit sind die Höchstwerte für Leistung und Zugkraft bei der vorteilhaftesten Geschwindigkeit festgelegt. — Die Leistung N für höhere oder niedrigere Geschwindigkeiten V als die vorteilhafteste bestimmt sich nach Strahl etwa aus:

$\frac{V}{V'}$	= 0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$\frac{N_i}{N_i'}$	= 0,62	0,79	0,90	0,98	1,0	0,99	0,94	0,89

Tabelle 5.

Die Zugkräfte an der Reibungsgrenze, sowie die ihnen entsprechenden Leistungen bestimmen sich nach S. 101. Zugkräfte und Leistungen am Radumfang ergeben sich aus $Z_e = \eta \cdot Z_i$, $N_e = \eta \cdot N_i$.

Ergibt die Rechnung bei dem Entwurf einer Lokomotive, daß die Geschwindigkeit V , mit der die Lokomotive vorzugsweise fahren soll, wesentlich von der vorteilhaftesten Geschwindigkeit V' abweicht, so ist die Rostfläche R' , die der Höchstleistung bei dieser Geschwindigkeit entspricht, im Verhältnis von $N_i' : N_i$ gemäß Tabelle 5 zu erhöhen.

$$R' \cdot N_i' = R \cdot N_i.$$

Es ist anzustreben, daß die am meisten vorkommende Geschwindigkeit in möglicher Nähe der vorteilhaftesten Geschwindigkeit liegt.

Am übersichtlichsten lassen sich die gegenseitigen Abhängigkeiten von Reibung, Dampfmaschinen- und Kesselleistung in graphischer Darstellung erkennen.

Leistungen und Zugkräfte einer D-Güterzuglokomotive u. einer 2C-Personenzuglokomotive von gleichen Kessel- u. Zyl.-Abmessungen (Zwilling-Heißdampf)

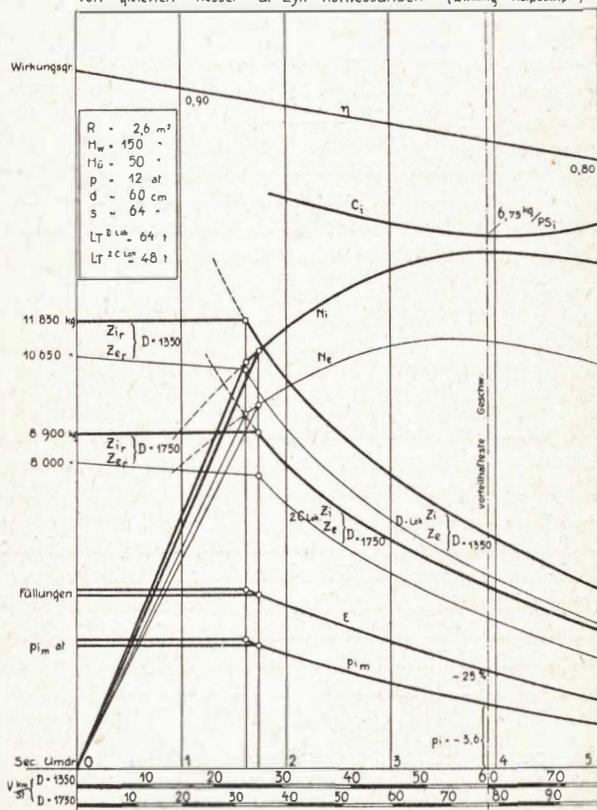


Abb. 90

Auf Abb. 90 ist dies für eine D—G.-Lok. und eine 2C—P.-Lok. geschehen. Um die Einflüsse recht deutlich zu machen, ist angenommen, daß beide Lokomotiven gleichen Kessel und gleiches Triebwerk haben, mit dem einzigen Unterschied, daß der Treibraddurchmesser für die D-Lok. 135,0 cm und für die 2C-Lok. 175,0 cm betrage. Auch die Achsbelastung sei für beide Lokomotiven gleich 16 t auf jede Achse, so daß sich Reibungsgewichte von $4 \cdot 16 = 64$ t bzw. $3 \cdot 16 = 48$ t ergeben. Die sonst gleichen Abmessungen sind aus der Tafel ersichtlich. — Beide Lokomotiven seien Heißdampf-Zwillings-Lokomotiven.

Für beide Lokomotiven ergibt sich

$$\frac{H_w}{R} = \frac{150}{2,6} = 57,7 \text{ u. } Q \text{ (nach Abb. 89)} = 3540 \cdot 2,6 = 9200 \text{ kg}$$

für Anstrengung I (vorübergeh. Höchstleistung).

$$N_i = 9200 : 6,75 = \sim 1360 \text{ PS:}$$

$$Z_i' = \frac{3,6 \cdot 60^2 \cdot 64}{135,0} = 6130 \text{ kg bzw. } \frac{3,6 \cdot 60^2 \cdot 64}{175,0} = 4740 \text{ kg.}$$

$$V' = \frac{270 \cdot 1360}{6130} = \sim 60 \text{ km/St. bzw. } \frac{270 \cdot 1360}{4740} = 77,5 \text{ km/St.}$$

Beide vorteilhaftesten Geschwindigkeiten entsprechen der gleichen Treibräder-Umdrehungszahl in der Sekunde

$$n' = 8,85 \cdot \frac{60}{135,0} \text{ bzw. } 8,85 \cdot \frac{77,5}{175,0} = 3,92.$$

Trägt man die Leistungskurve über den Sek.-Umdr. der Treibräder auf, so ergibt sich die gleiche Linie für beide Maschinen. Die zugehörigen Geschwindigkeitsmaßstäbe sind als Grundlinie aufgetragen. — Das Maximum des N_i -Wertes liegt über der vorteilhaftesten Umdrehungszahl; die Kurve fällt beiderseitig gemäß Tabelle 5. Die zugehörigen Z_i -Werte ergeben sich aus

$$Z_i = \frac{270 \cdot N_i}{V}$$

Die Z -Werte an der Reibungsgrenze ergeben sich aus

$$Z_e = \frac{64000}{6} \text{ bzw. } \frac{48000}{6} = 10650 \text{ bzw. } 8000 \text{ kg,}$$

$$Z_i = \sim \frac{10650}{0,9} = \sim 11850 \text{ bzw. } \frac{8000}{0,9} = 8900 \text{ kg.}$$

Die N_i -Werte von 0 bis zu der Geschwindigkeit, bei der die Z_i -Werte kleiner werden als die Z_{iv} -Werte, werden durch eine gerade Linie dargestellt entsprechend

$$N_i = \frac{Z_i \cdot V}{270}$$

Die Z_e - und N_e -Werte ergeben sich durch Anwendung der ebenfalls eingezeichneten angenommenen Wirkungsgradlinie.

Es sind ferner noch eingezeichnet die Linie des Dampfverbrauchs, die bei der vorteilhaftesten Geschwindigkeit ihr Minimum hat, die Linie der den Leistungen zugehörigen Füllungen und mittleren nutzbaren Dampfdrücke, die sich unter Benutzung von Abb. 88 bestimmen lassen.

Nimmt man an, daß die am häufigsten vorkommende Geschwindigkeit für die D—G.-Lok. etwa 40—45 km und für die 2 C—P.-Lok. etwa 70—80 km sei, so ergibt sich, daß die P.-Lok. zur günstigsten Leistung richtig liegt, während bei der D.-Lok. eine Vergrößerung der Rostfläche in Frage käme. Diese würde für 45 km betragen

$$\frac{45}{60} = 0,75, \text{ folglich } \frac{N}{N'} = \sim 0,965 = \frac{R'}{R}$$

$$R = R' : 0,965 = 2,6 : 0,965 = \sim 2,7.$$

3. Die Charakteristik.

Reibungsgewicht, Zylinder- und Kesselabmessungen sollen bei jeder Lokomotive in einem harmonischen Verhältnis stehen. Ob dies der Fall ist, kann durch gewisse, aus der Erfahrung gewonnene Beziehungswerte, Charakteristik genannt, nachgeprüft werden.

Die Größe der Zylinder soll so bemessen sein, daß einerseits Schleudern der Räder bei mittleren Füllungen verhindert, andererseits wirtschaftliche Ausnutzung der Kesselleistung in den Zylindern gewährleistet wird. Die erste Bedingung wird durch die von Garbe aufgestellte Charakteristik

$$C = \frac{d^2 \cdot s}{D} \cdot \frac{1}{L_r} = 26 \text{ bis } 30$$

zum Ausdruck gebracht. Sie besagt mit anderen Worten, wenn der Wert $\frac{\text{Kolbenfläche} \times \text{Hub}}{\text{Rad } \varnothing}$, also die drei Trieb-

werkshauptmaße, im Verhältnis zum Reibungsgewicht stehen = 26 bis 30, so liegt bei Heißdampflokomotiven von 12 at Kesselspannung eine Gefahr im allgemeinen nicht vor, daß die Maschine bei den gebräuchlichsten Füllungen schleudert.

Die zweite Bedingung, nämlich das zweckmäßige Verhältnis der Zylindergröße zur Rostfläche, die für die Leistung des Kessels in erster Linie entscheidend ist, findet sich in der von Strahl angegebenen Charakteristik:

$$\left. \begin{array}{l} C = J : R = 60-66 \text{ für Heißd.-P.- u. S.-Lok.} \\ C = J : R = 73-83 \text{ „ „ -G.-Lok.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{für Kesseldrücke} \\ \text{von} \\ p_k = 12 \text{ bis } 16 \text{ at:} \end{array}$$

Hierin ist J = Hubvolumen von

1 Zyl.	einer Zwilling-	Lok.	} in Litern.
$\frac{1}{2}$ N_i -Zyl.	„ 2-Zyl.-Verb.-	„	
1 N_i -Zyl.	„ 4-Zyl.-Verb.-	„	
2 Zyl.	„ Vierlings-	„	
1,5 Zyl.	„ Drillings-	„	

Bei diesen Verhältnissen findet im allgemeinen eine wirtschaftliche Ausnutzung der Kesselleistung in der Dampfmaschine statt. Strahl bezeichnet die Charakteristik nach Garbe als Reibungscharakteristik, und die von ihm aufgestellte als Kesselcharakteristik.

4. Das Anfahren und Bremsen¹⁾.

Die Lokomotivzugkraft während des Anfahrens Z_a muß nicht nur den Zugwiderstand Z_w überwinden, sondern auch die Zugmasse beschleunigen (Z_p).

$$Z_a = Z_w + Z_p.$$

¹⁾ Vgl. hierzu auch Bd. II, Abschn. 2. IV „Die Bremsen“.

Hierin bedeutet s_a = Anfahrweg, s_b = Bremsweg und B = Bremskraft. Unter der Voraussetzung, daß die Beschleunigung des Anfahrens und die Verzögerung des Bremsens gleichförmig ist, wird hierzu eine Zeit gebraucht:

$$t_a = \frac{2 s_a}{v}; \quad t_b = \frac{2 s_b}{v}$$

5. Geschwindigkeitsdiagramm und Fahrplan. Unter der gleichen Voraussetzung gestaltet sich das theoretische Geschwindigkeitsdiagramm einer Zugbewegung zwischen zwei Stationen nach Abb. 93. Ein in Wirklichkeit aufgenommenes Diagramm zeigt natürlich nicht so einfache Formen. Abb. 94 zeigt die Ergebnisse einer solchen Versuchsfahrt. Die Streckenverhältnisse der Steigungen und Kurven sind unter



Abb. 93.

zeigt die Ergebnisse einer solchen Versuchsfahrt. Die Streckenverhältnisse der Steigungen und Kurven sind unter

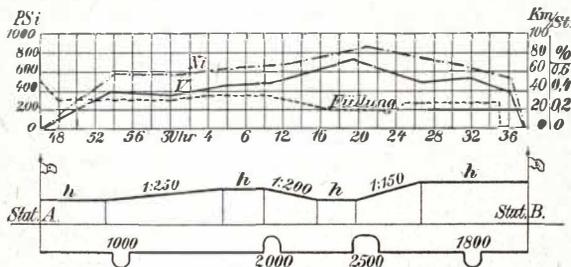


Abb. 94.

dem Diagramm wiedergegeben. Die V -Kurve ist durch einen Geschwindigkeitsmesser, die N -Kurve durch einen Indikator bestimmt worden. Hierzu sind die Füllungen notiert. Das Diagramm läßt deutlich den Einfluß der Steigungen erkennen.

Die preußische Staatsbahn besitzt einen mit der Lokomotive zu kuppelnden sogenannten Meßwagen, der mit zahlreichen Einrichtungen ausgerüstet ist, um Kessel-, Maschinen- und Widerstandsmessungen vorzunehmen. Die zu untersuchende Lokomotive ist durch Leitungen aller Art mit den Instrumenten des Meßwagens verbunden. Der Wagen enthält einen Zugkraftmesser zur Ermittlung der Zugkraft am Tenderzughaken, Fernschreib-Indikatoren, Leistungszähler, Geschwindigkeitsmesser, Manometer und Thermometer zur Ermittlung der Drücke und Temperaturen, Bremsprüfvorrichtungen u. a.

Von den Lokomotivleistungen ist der Fahrplan abhängig, d. h. die Bestimmung der Zeit, welche von den Zügen zum Durchfahren der einzelnen Bahnstrecken gebraucht wird. Um nicht bei jeder Aufstellung eines Fahrplanes immerwieder die Steigungs- und Krümmungseinflüsse errechnen zu müssen, werden die Entfernungen zwischen zwei Stationen nicht nach ihrer wirklichen, sondern nach sogenannten virtuellen Längen bezeichnet. Die virtuelle Länge einer Strecke ist eine gedachte Entfernung, welche um die nach einem bestimmten Verfahren errechneten Einflüsse der Steigungen, Kurven und des Anfahrens länger und um die der Gefälle kürzer ist als die wirkliche Entfernung. Man kann, und darin liegt der Vorteil, die virtuelle Länge als mit gleichförmiger Geschwindigkeit durchfahren annehmen. Ein graphischer Fahrplan (Abb. 95), der nach diesem Verfahren aufgestellt ist, gibt Aufschluß darüber, wie in jedem Augenblick die Strecke besetzt ist. So erkennt man beispielsweise an der Geschwindigkeitslinie des D -Zuges, daß er um 2 Uhr die Station D verläßt und kurz vor 3 in A eintrifft, während

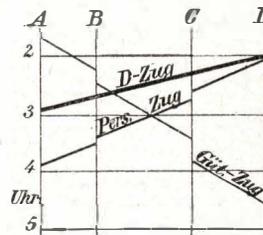


Abb. 95.

Abb. 95.

ein Personenzug nach 2 Uhr von D abfährt und kurz vor 4 in A eintrifft. In entgegengesetzter Richtung fährt von A gegen ½2 Uhr ein Güterzug, der an beiden Zwischenstationen Aufenthalt hat und kurz vor 5 in D anlangt. Er hat um 3 Uhr Kreuzung mit dem Personenzug. Je steiler die Geschwindigkeitslinie, desto geringer ist die Geschwindigkeit und umgekehrt.

6. Berechnungsbeispiel. Für eine Heißd.-Vierzyl.-Verb.-S.-Lok. sind Bauart, Zyl. Ø, Rost- und Heizfläche zu bestimmen. Anzunehmen ist:

Treibrad Ø = 198 cm, Hub = 66 cm, Ho.-Zyl. : Ni.-Zyl. = 1 : 2,3, Kesselüberdruck p = 15 at, größter Achsdruck = 17 t, Tender mit 31,5 cbm Wasser, 7 t Kohlen und 64,0 t Dienstgewicht. Die Lokomotive ist mit Speisewasser-Vorwärmer auszurüsten. Brennstoff ist Steinkohle von 7000 W.-E.

Die Lokomotive soll befördern 12 Wagen von je 40 t

- I. auf der wagerechten Strecke mit häufigen Kurven von 800 m Halbmesser mit 90 km/st; anzunehmen ist, daß jeweils nur ¼ der Zuglänge sich in der Kurve befindet;
- II. auf wiederkehrenden Steigungen von 1 : 200 = 5 ‰ mit 50 km/st.

Beide Leistungen sind Dauerleistungen.

A. Wahl der Bauart. Ausgeführte Lokomotiven bieten einen Anhalt dafür, daß nur Bauarten mit 2 oder 3 gekuppelten Achsen in Frage kommen. Von diesen seien auf Grund von Überschlagsrechnungen die Bauarten 2 B 1 und 2 C zur engeren Wahl gestellt.

Bei voller Ausnutzung des zulässigen Achsdruckes kann das Gewicht veranschlagt werden zu

	2 B 1	2 C
Drehgestell . . .	2 · 14 = 28	2 · 14 = 28
Kuppelachsen . .	2 · 17 = 34	3 · 17 = 51
Laufachse	1 · 15 = 15	—
	77	79
Tender	64	64
	141 t	143 t
im Mittel	142 t.	

Für die überschlägliche Feststellung der erforderlichen Zugkräfte genügt die Formel von Clark nach S. 98; es wird somit unter Berücksichtigung des Kurvenwiderstandes bei Forderung I und des Steigungswiderstandes bei Forderung II

$$Z_r^I = \left(2,4 + \frac{90^2}{1300} + \frac{1}{3} \cdot \frac{650}{800-60} \right) \cdot (142 + 480) = 5540 \text{ kg,}$$

$$Z_r^{II} = \left(2,4 + \frac{50^2}{1300} + 5 \right) \cdot (142 + 480) = 5800 \text{ kg.}$$

Das für die Ausübung dieser Zugkräfte erforderliche Reibungsgewicht würde betragen

$$\text{für } Z_r^I = 5540 : \frac{1}{6} = 33240 \text{ kg}$$

$$\text{„ } Z_r^{II} = 5800 : \frac{1}{6} = 34800 \text{ „}$$

Rechnungsmäßig würde somit eine 2 B 1 Lok. mit 34 t Reibungsgewicht für Forderung I ausreichen, zumal die nach der Clarkschen Formel errechneten Zugkräfte zu hohe Werte ergeben. Für Forderung II ist aber bei einer zweigekuppelten Lokomotive Neigung zum Schleudern vorhanden. Die Nachprüfung durch die Charakteristik bestätigt dies. Eine überschlägliche Berechnung der Zyl. ergibt in Übereinstimmung mit bewährten Ausführungen etwa 40 cm für den Ho.-Zyl. und 60 cm für den Ni.-Zyl. als Durchmesser. Hiermit wird die Charakteristik nach S. 116 unter Berücksichtigung des Kesseldrucks von 15 (statt 12) at

$$\text{für } \begin{matrix} 2 \text{ B } 1 & & 2 \text{ C} \\ C = \frac{60^2 \cdot 66}{198 \cdot 34} \cdot \frac{15}{12} = 44 (!) & = & \frac{60^2 \cdot 66}{198 \cdot 51} \cdot \frac{15}{12} = 29,4. \end{matrix}$$

Der Wert 44 liegt außerhalb der zulässigen Grenzen, d. h. zwischen Dampfmaschine und Reibungsgewicht besteht ein Mißverhältnis. Die 2 B 1 Lok. würde kaum in der Lage sein, in der Steigung oder in der Kurve anzufahren. — Es wird somit die Bauart 2 C von vorläufig ~ 79 t gewählt.

B. Zylinderdurchmesser. Maßgebend ist, wie bereits die vorstehende überschlägliche Rechnung zeigt, die Forderung II.

Der Widerstand beträgt nach Strahl (S. 97):

$$W_L = 2,5 \cdot 92 + 7,5 \cdot 51 + 0,6 \cdot 10 \cdot \frac{50^2}{100} = 762 \text{ kg}$$

$$W_w = \left(2,5 + \frac{2500}{4000} \right) \cdot 480 = \dots \dots \dots 1500 \text{ „}$$

$$W_{\text{Steigung}} = 5 \cdot (143 + 480) = \dots \dots \dots 3115 \text{ „}$$

$$Z_e = Z_r = \overline{5377 \text{ kg}}$$

Für 50 km/st wird $n = \frac{88,5 \cdot 50}{198} = 2,23$ Umdr./sec. und für eine Füllung von 60% ergibt sich p_{im} aus Abb. 88 zu

$$p_{im} = 4,25 \cdot \frac{2,5}{2,3} \cdot 1,09 = \sim 5 \text{ at und bei einem Wirkungsgrad}$$

$$\tau_1 = 0,85$$

$$d_n = \sqrt{\frac{5377 \cdot 198}{0,85 \cdot 5 \cdot 66}} = 61,6 \text{ cm.}$$

Wir entscheiden uns für $d_n = 61$ cm, womit der \varnothing des Ho.-Zyl. bei dem verlangten Zyl.-Raumverhältnis = 1 : 2,3

$$d_n = \sqrt{\frac{61^2}{2,3}} = 40 \text{ cm wird.}$$

Errechnet man in gleicher Weise das Z_r für Forderung I, so ergibt sich $Z_r^I = 3450$ kg und mit $d_n = 61$ cm ein $p_{im} = 3,28$. Nach Reduktion auf das Raumverhältnis 1 : 2,3 und 12 at zeigt Abb. 88 für $\frac{3,28 \cdot 2,3}{2,5 \cdot 1,09} = 2,77$ eine Füllung von 32% an, mit der erfahrungsgemäß die Forderung I zu erfüllen sein dürfte.

C. Rost- und Heizfläche.

$$\text{Forderung I verlangt } N_i = \frac{3450 \cdot 90}{0,85 \cdot 270} = 1350 \text{ PS;}$$

$$\text{Forderung II „ } N_i = \frac{5377 \cdot 50}{0,85 \cdot 270} = 1180 \text{ PS.}$$

Für beide Forderungen wird bei 15 at Kesseldruck

$$p_{im}' = 3,5 \cdot 1,09 = 3,82$$

und hiermit die vorteilhafteste Zugkraft

$$Z_i' = \frac{3,82 \cdot 61^2 \cdot 66}{198} = 4720 \text{ kg.}$$

Die günstigste Geschwindigkeit ist somit

$$\text{für I } V' = \frac{270 \cdot 1350}{4720} = 77 \text{ km/St., für II } = \frac{270 \cdot 1180}{4720} = 67,5.$$

Falls die Leistungen N_i mit dieser Geschwindigkeit abgegeben würden, so würde bei einem kleinsten Dampfverbrauch von $D_i' = 6,2$ kg/PS und einem zunächst angenommenen Verhältnis $H_w : R = 58$ sich eine Rostfläche ergeben:

$$R' = \frac{N_i \cdot D_i'}{Q'}$$

Unter der Annahme, daß es sich bei beiden Forderungen um Dauerleistungen handelt, legen wir für die Bestimmung von Q' den Anstrengungsgrad II zugrunde, der nach Abb. 89 für $H_w : R = 58$ ein $Q = 3235$ kg/qm Rost ergibt.

$$R' = \frac{1350 \cdot 6,2}{3250} = 2,59 \text{ bzw. } = \frac{1180 \cdot 6,2}{3250} = 2,26.$$

Tatsächlich werden nun die Leistungen nicht bei den vorteilhaftesten Geschwindigkeiten verlangt, sondern für 90 bzw. 50 km. Also nach Tab. 5:

$$V : V' = 90 : 77 = 1,17 \text{ bzw. } 50 : 67,5 = 0,74.$$

$$N_i : N_i' = \quad \quad = 0,99 \quad \quad \quad = 0,965.$$

Folglich müssen die Rostflächen erhöht werden:

$$R = \frac{2,59}{0,99} = \sim 2,62 \text{ bzw. } \frac{2,26}{0,966} = 2,36.$$

Wir wählen die Rostfläche $R = 2,6$ qm. — Es wäre möglich, die Rostfläche durch die Vorwärmung des Speisewassers entsprechend einem nach Abb. 89 um 14% höheren $Q = 1,14 \cdot 3235$ zu verkleinern. Wir sehen hiervon ab, um für spätere Leistungssteigerungen eine gewisse Reserve zu haben.

Die Heizfläche wird mit $H_w : R = 58$

$$H_w = 58 \cdot 2,6 = \sim 150 \text{ m}^2.$$

Überhitzerfläche = $\sim 36\%$ von $H_w = \sim 54 \text{ m}^2$.

Der Kohlenverbrauch ergibt sich für $h = 7000$ W.-E. zu etwa $\frac{600 \cdot 6700}{7000} = \sim 580$ kg/qm Rost und Stunde für Forderung I.

Die Nachprüfung des Zyl.-Volumens im Verhältnis zur Rostfläche nach der Strahlischen Kesselcharakteristik ergibt mit

$$J : R = \left(\frac{61^2 \cdot 3,14}{4} \cdot 66 \right) : 2,6 = 74$$

einen zu hohen Wert. Es wird, nachdem mit den Hauptabmessungen der Rechnung der erste Entwurf der Lokomotive aufgezeichnet ist, eine mehrmalige Wiederholung der Rechnung nötig sein, bei der dann auch zu entscheiden wäre, ob zur Verwendung der Kesselcharakteristik eine Verkleinerung des Zyl.-Volumens oder eine Vergrößerung der Rostfläche vorzunehmen ist.

Anhang.

Beispiele neuerer Lokomotivbauarten.

(Hierzu Tabelle 6 und zwei Tafeln.)

Schnellzug- und Personenzuglokomotiven.

1. 2 C-Heißd.-Vierzyl.-Verb.-S.-Lok. (4—6—0 oder $\frac{3}{5}$ gek. oder Tenwheeler = Zehnräder). Preuß.-St.-B. (Erbaut von Henschel & Sohn, Cassel). Die Lokomotive ist instande, die über 500 t schweren Züge Berlin—Hannover (254 km) und Berlin—Hamburg ohne Anhalten, ferner die Züge Halle—Nürnberg im Wechsel mit der unter 2. beschriebenen Lokomotive zu befördern. Seitenverschiebliches Drehgestell. Vereinigter Platten- und Barrenrahmen. Zyl. in einer Querebene. Innen geneigt liegende Ni.-Zyl. wirken auf erste, außen liegende Ho.-Zyl. auf zweite Kuppelachse — also Zweiaachsenantrieb. Für beide Kolbenschieber jeder Maschinenseite gemeinsame Heusingersteuerung. Lange schmale Feuerkiste zwischen den Rahmen. Speisewasservorwärmer.

Tender: 31,5 cbm Wasser, 7 t Kohle, Dienstgew. 64,1 t. (Glasers Annalen 1914, Bd. 74 S. 86, „Die Lokomotive“ 1915 S. 151, Garbe, „Die Dampflokomotive der Gegenwart“ 2. Aufl.)

2. 2 C 1-Heißd.-Vierzyl.-Verb.-S.-Lok. (4—6—2 oder $\frac{3}{6}$ gek. oder Pacific). Bayr. St.-B. (J. A. Maffei, München). Bei Probefahrten beförderte Zuglasten: 410 t, außer Tender, auf anhaltender Steigung 1:100 mit 72 km/st., in der Ebene mit 135 km/st. Barrenrahmen. Äußere Ni.-Zyl. und innere Ho.-Zyl. arbeiten auf zweite Kuppelachse. Verschiedene Hublängen. Vorderes Drehgestell, hintere Adamsachse. Breite Feuerbüchse. Speisewasservorwärmer.

Vierachsiger Tender mit vorderem Drehgestell und zwei hinteren „fest“ gelagerten Achsen. Wasserbehälter ist als Tragwerk ausgebildet, wodurch Untergestell ersetzt wird. 32 cbm Wasser, 8 t Kohle.

(Org. f. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1912, Heft 2.)

3. 1 D 1-Heißd.-Vierzyl.-Verb.-S.-Lok. (2—8—2 oder $\frac{4}{6}$ gek. oder Mikado). Sächs. St.-B. (Sächs. Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann-Chemnitz). Befördert Schnellzüge von 430 t auf 1:100 mit 65 km/st. bei zahlreichen Kurven von 565 m Halbmesser. Ho.-Zyl. innen geneigt, Einachsenantrieb ähnlich 2. Barrenrahmen. Vorderes Helmholz-Krauß-Gestell, hintere Adamsachse. Heizrohrlänge 5800 mm. Breite Feuerbüchse. Speisewasservorwärmer. Größte Leistung ~ 2700 Ps.

(Die Lokomotive 1919, Heft 2 S. 17, Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1920, S. 3, Glasers Annalen 1920, Bd. 87 S. 34.)

4. 1 C 2-Heißd.-Vierzyl.-Verb.-S.-Lok. (2—6—4 oder $\frac{3}{6}$ gek. oder Adriatik). Deutsch-Österr. St.-B. (Wiener Lok.-Fabrik A.-G., Floridsdorf). Ni.-Zyl. außen. Einachsenantrieb. Gemeinsamer Schieber für Ho.- und Ni.-Zyl. Brotan-Kessel (s. S. 80). Wasserreiniger. Vorn Adamsachse, hinten zweiachs. Bisselgestell. Tender: 2 Drehgestelle mit Innenrahmen, 27 cbm Wasser, 10 t Kohle, 58 t Dienstgew.

(Die Lokomotive Sept. 1919.)

5. 2 D-Heißd.-Vierzyl.-Verb.-S.-Lok. (4—6—0 oder $\frac{4}{6}$ gek. oder Twelf-wheeler). Madrid-Zaragossa-Alicante-Bahn (Hannoversche Masch.-Bau-A.-G. vorm. Georg Egestorff). 1676 Spur. Befördert auf kurvenreichen Steigungen von 1:66,5 280 t mit 50 km/st., auf ebener Strecke 340 t mit 100 km/st. Ni.-Zyl. innen (Breitspur!) geneigt treiben erste, Ho.-Zyl. zweite Kuppelachse an. Gemeinsamer Kolbenschieber für je einen Ho.- und Ni.-Zyl. Breite Feuerbüchse. Blechrahmen mit vorn angesetzten Barren.

(Hanomag-Nachrichten 1915, Heft 1.)

6. 1 E-Heißd.-Dreizyl.-G.-Lok. (2—10—0 oder $\frac{5}{6}$ gek. oder Decapod). Preuß. St.-B. (Henschel & Sohn, Cassel). Deutsche Einheits-G.-Lok., auch von Sachsen, Baden und Württemberg beschafft. Einachsenantrieb. Innenschieber durch zusammengesetzte Bewegungen der Außenschieber angetrieben. Hohe Kessellage. Belpaire-Feuerbüchse und breiter Rost. Vorn im Kessel Kesselsteinabscheider. Speisewasservorwärmer. Barrenrahmen. Vorderes Deichselgestell. Erste Kuppelachse seitlich verschiebbar. Spurrkranz der Treibachse geschwächt. Feder-aufhängung derart, daß Lok. in 5 Punkten gestützt.

Tender dreiachsig mit Aufbau für Kohle, 20 cbm Wasser, 7 t Kohle.

(Die Lokomotive 1919, S. 149, Hanomag-Nachrichten 1919, Heft 9, Garbe, Die Dampflokomotive der Gegenwart, 2. Aufl., Glasers Annalen Bd. 87, Heft 8, E. T. d. G. I, 1, 3. Aufl.)

7. 1 F-Heißd.-Vierzyl.-Verb.-G.-Lok. (2—12—2 oder $\frac{6}{7}$ gek. oder Centipede). Württemb. St.-B. (Maschinenfabrik Eßlingen). Ni.-Zyl. außen auf vierte, Ho.-Zyl. geneigt auf dritte Kuppelachse wirkend. Um Raum für Pleuelstangen des Innentriebwerks zu erhalten, ist auch zweite Kuppelachse schwach doppelt geköpft. Breite Feuerbüchse. Plattenrahmen. Vordere Bisselachse, seitliche Verschiebbarkeit der ersten und sechsten Kuppelachse, letztere mit

Tabelle 6.

Nummer	Zyl. Ø		Hub mm	Trieb- rad Ø mm	Radstand		Kessel- druck in Atm
	Ho. mm	Ni. mm			fest	total	
1	2 × 400 600		660	1980	4700	9100	15
2	2 × 425 650		610 670	1870	4160	11420	15
3	2 × 480 720		630	1905	4000	11960	15
4	2 × 390 660		720	2140	2220	10450	16
5	2 × 420 640		650	1600	3400	9700	16
6	3 × 570		660	1400	4500	8500	14
7	2 × 510 760		650	1350	4500	9900	15
8	2 × 660 950		850	1575	4900 4900	17900	15,7
9	2 × 560		630	1650	4100	11700	12
10	2 × 540		510	1102	3750	10250	12

Rückstellfeder. Spurrkranzschwächung der dritten und vierten Kuppelachse. Speisewasservorwärmer.

Tender vierachsrig, 20 cbm Wasser, 6 t Kohle.

(Die Lokomotive 1919 S. 1, Z. d. V. d. I. S. 1920 S. 829.)

8. 1 D + D 1-Heißd.-Vierzyl.-Verb.-G.-Lok. (2—8—0 + 0—8—2 oder 2 × 3/5 gek.). Atchison—Topeka and Santa Fé—Railway, Nordamerika (Baldwin Locomotive-Works, Philadelphia). Bauart Mallet (vgl. S. 49). Barrenrahmen. Zwischen vorderer Rohrwand und Rauchkammer Überhitzer System Jacobs, etwa nach 11, der Abb. 74.

Tabelle 6.

Heizfläche fb. qm	Überhitzer- fläche qm	Rostfläche qm	Reib- gew. t	Dienst- gew. t	Normale Zugkraft kg	Nummer
268,4	50,0	4,5	49,0	88,5	8625	2
300,6	74,0	4,5	68,6	100,0	10750	3
244,3	43,4	4,12	44,5	84,8	8530	4
258,1	57,0	4,1	60,0	88,0	11000	5
260,2	68,2	3,9	82,8	96,5	19250	6
313,5	80,0	4,2	91,3	104,5	20000	7
450	49,0	6,3	186,7	209,0	31000	8
187,8	49,2	2,42	46,5	105,0	7180	9
172,3	40,8	2,6	57,0	75,0	9650	10

Tender: 54 cbm Wasser und 28 cbm Mineralöl. Gesamt-Dienstgewicht einschließlich Tender = 317 t.

Die größte der zur Zeit auf nordamerikanischen Bahnen weitverbreiteten Mallet-Lokomotiven ist bei der Virginia-Bahn in Dienst. Sie hat die Bauart 1 E + E 1. Zyl. Ø 762/1220, Radstand 19683, Heizfläche 800 qm, Überhitzer 197 qm, Rost 10,1 qm, Reibgew. 280 t, Dienstgew. 310 t, Tender dienstfähig 96 t. (Locomotive Magazine April 1919.)

9. 2 C 2-Heißd.-Zweizyl.-P.-Lok. (4—6—4 oder 3/7 gek. oder Baltic). Preuß. St.-B. (Vulkan-Stettin). Sonderbauart für Schnell-Hinntal, Eisenbahnfahrzeuge. I.

züge bei kurzen Stationsabständen, um Drehen der Lokomotive auf der Drehscheibe und damit verbundene Leerfahrten zu vermeiden. Vorderes und hinteres Drehgestell und Spurkranzschwächung der Treibachse. 12 cbm Wasser seitlich und zwischen den Rahmen. Kohlen 4,5 t hinter dem Führerhaus. Speisewasservorwärmer.

(Glaser's Annalen 1915, Bd. 76, S. 153, Garbe, Die Dampflokomotive der Gegenwart, 2. Aufl., E. T. d. G. I, 1, 3. Aufl.)

10. 1 F 1-Heißd.-Zweizyl.-G.-Lok. (2—12—2 oder $\frac{6}{8}$ gek. oder Javanic). Holländische Staatsbahnen auf Java. (Hannoversche Masch.-Bau.-A.-G. vorm. Georg Egestorff, Hanomag). Spurweite 1067 mm. Durchfahrt trotz großer Länge und ungeteiltem Triebwerk Kurven bis 120 m Halbmesser. Vordere und hintere Laufachse radial 115 mm verschiebbar (nach Adams) mit Rückstellvorrichtung, erste und letzte Kuppelachse 30 mm seitenverschieblich nach Gölsdorf. Breite Feuerbüchse. Blechrahmen. 8,5 cbm Wasser in T-förmigen Kästen über und zwischen den Rahmenplatten und hinter dem Führerhaus unter den Kohlen.

(Hanomag-Nachrichten 1915 S. 145, Die Lokomotive 1912, Heft 9 S. 211, Z. d. V. d. I. 1912 S. 1885, Garbe, Die Dampflokomotive der Gegenwart, 2. Aufl., E. T. d. G. I, 1, 3. Aufl.)

Achsdruk 12.
Achslager 13, 30.
Achslagerführung 30.
Achstand 12, 37.
Adams 42.
Allan 61.
„Amerika“ 23.
Anfahrvorrichtungen 56.
Anfahrzugkraft 118.
Anlaufwinkel 59.
Anstrengungsgrad 110.
Äquivalente Heizfläche 93, 110.
Aschkasten 14, 78.
Ausströmung 69.

Bahnräumer 32.
Barrenrahmen 31.
Benennung d. Lok. 14.
Bisselgestell +1.
Blasrohr 25, 83.
Blenkinsop 19.
Bodenring 78.
v. Borries 26, 58, 61, 63.
Breitfußschiene 8.
Brennstoffe 90.
Brotan 80.
Busse 42.

Charakteristik 112.
Clark 98.
Clench 86.
Cole 85.
Crampton 74.

Dampfarte t 103.
Dampfmaschine 13, 22.
Dampfsammler 71.
Dampftrockner 71.
Dampfverbrauch 1(8.
Deckenanker 78.
Deutsche Lokomotivnormen 12.

Sachverzeichnis.

Dienstgewicht 12.
Drehen 50.
Drehgestell 21, 42.
Drilling 13, 60.
Dultz 58.
Einstromung 69.
Emerson 85.
Erfurter Formel 98.
Fahrgestell 13, 18, 27.
Fabrkonten 34.
Fahrplan 120.
Farmakowsky 85.
Feinausrüstung 14.
Feuerbüchse 14, 76.
Fliehkraft 8.
Flugasche 85.
Frank 97.
Funkenfänger 85.

Garbe 27.
Geführte Länge 34.
Gegengewichte 23.
Geschwindigkeitsdiagramm 120.
Gl-hn, de 62.
Gölsdorf 38, 57, 86.
Gooch 64.
Grenzkurve 70.
Grobausrüstung 14.
Günther-Meyer 48.

Hackworth 23.
Hassans 46.
Hedley 19.
Heizfläche 12.
Heizrohre 82.
Hilzwerke 91.
Helmholtz-Krauß 46, 47.
Heusinger 65.
Hilfsbläser 84.
Hinterkessel 14.
Hochdruckzylinder 54.
Hughes 85.

Indizierte Leistung 103.
Indizierte Spannung 105.

Jacobs-Shupert 80, 81
Joy 66.

Kessel 14, 23.
Kesselcharakteristik 112.
Kipprot 78.
Klien-Lindner 47.
Klose 47, 86.
Koehy 47.
Kolbenschieber 69.
Krauß 46.
Kurbelversetzung 58, 59, 60.
Kurvenbeweglichkeit 16 52.

Lanzkessel 14.
Laufkreisebene 29.
Leergewicht 12.
Lentz 69.
Lindner 57.
Lokomotiv-Normen 12.
Löschke 85.

Mallet 26, 49, 58.
Marcotty 78.
Meßwagen 121.
Mest e 85.
Meyer 48.
Muschelschieber 66.

Nässegrad 71.
Nickel 52.
Niederdruckzylinder 54.
Novotnygestell 39.

Pielock 86.
Planet 23.
Plattenrahmen 31.
Profil 10.
Pufferbohle 32.
Puffing Billy 19.

Raddruck 12.
 Radreifen 29.
 Radsatz(gruppe) 13.
 Radstand 37.
 Radstern 29.
 Rahmen 13, 31.
 Ranaher 86.
 Rauchkammer 14, 82.
 Rauchverminderung 78.
 Reibungscharakteristik 117.
 Reibungsgewicht 12.
 Rinrott 49.
 Robinson 85.
 Rocket 23.
 Rostfläche 12.
 Roy 36.
 Rückwärtsexzenter 63.
 Schlammabscheider 14.
 Schleppender 14, 94.
 Schleudern 102.
 Schlingerbewegung 40, 49.
 Schmidt 27, 85, 86, 87, 83.
 Schwinge 62.
 Séguin 24.
 Senneringbahn 26.
 Serverohre 82.

Sprengring 29.
 Spur 9.
 Spurerweiterung 33.
 Stehbolzen 78.
 Stehkessel 14, 76.
 Stephenson 20, 64.
 Stenerung 13.
 Stoßvorrichtung 13.
 Strahl 93, 97.
 Stuhlschiene 8.
 Tenderlokomotiven 14, 94.
 Tragfedern 13, 30.
 Trevithik 18, 22, 27.
 Trick 65, 67.
 Triebwerk 13.
 Überhitzung 14, 27, 71, 85.
 Vauclain 58.
 Ventilsteuerung 69.
 Verbundwirkung 13, 26, 53, 59.
 Verdampfung 91.
 Vierling 13.
 Virtuelle Länge 121.
 Vorteilhafteste Füllung 112.

Vorteilhafteste
 Geschwindigkeit 109.
 Vorteilhafteste Zugkraft 112.
 Vorwärmer 14, 89.
 Vorwärmung 27.
 Vorwärtsexzenter 63.
 Walschaerts 65.
 Wanken 51.
 Wärmeübertragung 92.
 Wasserabscheider 71.
 Wasserverdampfende Heizfläche 109.
 Webb 42.
 Wechsellvorrichtung 58.
 Weyermann 27.
 „Wiener Neustadt“ 48.
 Wogen 42.
 Worsdell 42.

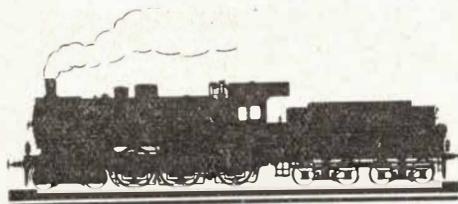
Zucken 50.
 Zugkasten 32.
 Zugkraft 100.
 Zug- und Stoßvorrichtungen 13, 32.
 Zugwiderstand 96.
 Zwilling 13, 58.
 Zylinderraum 53.

R. WOLF

AKTIENGESELLSCHAFT MAGDEBURG-BUCKAU

ABTEILUNG

LOKOMOTIVFABRIK HAGANS · ERFURT



LOKOMOTIVEN

jeder Bauart und Größe
für Heiß- und Sattedampf

Bis 1920 bereits
über 1000 Lokomotiven abgeliefert

LHW ERZEUGNISSE

für den Eisenbahnbetrieb:

Lokomotiven

für jede Spur, gefeuerte,
feuerlose u. elektrische

Eisenbahnwagen

jeder Art, für alle Spur-
weiten

Selbstentlader

Zieh- D.R.P. für schnelle
Entladung

Triebwagen

für Accumulatoren- oder
Leistungsbetrieb jeder Stromart

LINKE-HOFMANN WERKE

★
Breslau
und

★
Cöln-
Ehrenfeld



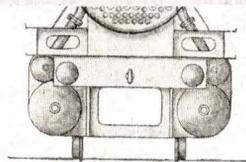
10 000 Arbeiter

339

1614

Schmidt'sche Heissdampf-Gesellschaft, m. b. H.
Cassel-Wilhelmshöhe.

Schmidt-Überhitzer



Der Kleinrohr-Überhitzer
für Voll- und Schmalspur-,
Haupt-, Neben- und Kleinbahnen.

20-25% Kohlenersparnis.

J. A. MAFFEI

LOKOMOTIV- UND MASCHINENFABRIK
MÜNCHEN 23

Herstellung von Lokomotiven
jeder Art und Leistung

Trag- u. Spiralfedern

für

Waggons und Lokomotiven

Maschinen-,

Automobil-, Förderkorbfedern

Besonderheit: Schwere Spiralfedern

Rheinisches Kleineisenwerk
A. Ruhfus · Neuf a. Rh.

Gesenkschmiederei

Federnfabrik

Hanomag- Erzeugnisse

Lokomotiven jeder Größe und Spur,
bis Ende 1920 über 9700 Stück gebaut

Feuerlose Lokomotiven

Ausbesserung von Lokomotiven

Vollständige Dampfkraftanlagen

Steilrohrkessel, Bauart „Hanomag“

Großwasserraumkessel u. Überhitzer

Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung u.
packungsloser Stopfbüchse, Bauart „Lentz“

Gleichstrom-Dampfmaschinen

Bauart „Hanomag“

Dampfmaschinen für Zwischendampf-
entnahme und für Abdampfverwertung,

Pumpwerke und Wasserhaltungen

Motorpflüge

Schiffsmotoren

Gegründet 1835

Beamte und Arbeiter 9500

HANOMAG

Hannoversche Maschinenbau-Actien-Gesellschaft
vormals Georg Egestorff

HANNOVER-LINDEN



LOKOMOTIVEN

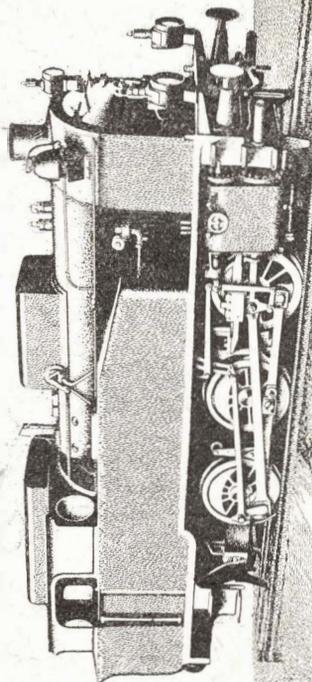
JEDER BAUART,
GRÖSSE, SPURWEITE

JUNG G.M.B.H.

JUNGENTHAL bei KIRCHEN a. d. SIEG.

Lokomotiven
jeder Spur und Bauart
Eisenbahnmaterial
Normalspurige
Anschlußgleise
Rangieranlagen

Feldbahn- und Lokomotivfabrik
Smoschewer & Co., Breslau 13



Sohenzollern
AKT/GES. für LOKOMOTIVBAU
D. U. S. S. E. L. D. O. R. F.

Aus dem Gebiete des

Eisenbahnwesens

erschienen ferner in der Sammlung Göschen:

- Eisenbahnfahrzeuge** von Regierungsbaumeister und Oberingenieur H. Hinnenthal. II. Die Eisenbahnwagen und Bremsen. Mit Anhang: Die Eisenbahnfahrzeuge im Betrieb. Mit 56 Abb. und 3 Tafeln. Nr. 108.
- Die Entwicklung des modernen Eisenbahnbaues** von Dipl.-Ing. Prof. Alf. Birk. Mit 27 Abb. Nr. 553.
- Geschichte der deutschen Eisenbahnpolitik** von Betriebsinspektor Dr. Edwin Kech. Nr. 533.
- Der Eisenbahnbetrieb** von Oberbaurat a. D. S. Scheibner. Mit 3 Abb. Nr. 676.
- Der Eisenbahnverkehr** v. Eisenbahndirektor Th. Wilbrandt. Nr. 618.
- Hochbauten der Bahnhöfe** von Eisenbahnbauinspektor C. Schwaab. I: Empfangsgebäude, Nebengebäude, Güterschuppen, Lokomotivschuppen. Mit 91 Abb. Nr. 515.
- Die Linienführung der Eisenbahnen** von Prof. H. Wegele. Mit 52 Abb. Nr. 623.
- Schmalspurbahnen** (Klein-, Arbeits- und Feldbahnen) von Dipl.-Ing. Aug. Boshart. Mit 99 Abb. Nr. 524.
- Kolonial- und Kleinbahnen** von Geh. Rat F. Baltzer. 2 Bde. Mit 29 Abb. Nr. 816, 817.
- Straßenbahnen** von Dipl.-Ing. Agust Boshart. Mit 72 Abb. Nr. 559.
- Das elektrische Fernmeldewesen bei den Eisenbahnen** von Geh. Baurat K. Fink. Mit 50 Abb. Nr. 707.
- Die Kraftstellwerke der Eisenbahnen** von Oberbaurat a. D. S. Scheibner. 2 Bde. Mit 72 Abb. Nr. 689, 690.
- Die mechanischen Stellwerke der Eisenbahnen** von Oberbaurat a. D. S. Scheibner. 3 Bände. Mit 143 Abb. Nr. 674, 688 u. 747.

VEREINIGUNG WISSENSCHAFTLICHER VERLEGER

WALTER DE GRUYTER & CO., VORMALS
G. J. GÖSCHEN'SCHE VERLAGSHANDLUNG
J. GÜTTENTAG, VERLAGSBUCHHANDLUNG
GEORG REIMER / KARL J. TROB-
NER / VEIT & COMP.
BERLIN W 10 UND
LEIPZIG

Die Kolonialbahnen

mit besonderer Berücksichtigung

Afrikas

Von

F. Baltzer

Mit einem Geleitwort des damaligen Staatssekretärs
des Reichskolonialamts Dr. Solf

Mit 149 Abbildungen und 1 Karte

8^o

geh. M. 22.—, geb. M. 25.—

462 S.

+ 100% Teuerungszuschlag

Das Buch handelt ausführlich von den Haupt- und Kleinbahnen der deutschen und nichtdeutschen Kolonien Afrikas und geht kurz auf die Kolonialbahnen in Hinter-Indien, Ostasien und Niederländisch-Indien ein. Es zeichnet sich durch eine klare Sprache aus und enthält eine Fülle schöner Bilder nach gut gelungenen Photographien. Auch in der äußeren Ausstattung ist das Buch vornehm gehalten. Deutsche Kolonialzeitung.

Staatssekretär Dr. Solf gibt dem Werk das Geleitwort, indem er das Buch als einen „umfassenden, mit dem denkwürdigen 1. August abschließenden Geschäftsbericht über die Erschließung der Kolonialgebiete in Afrika, über die verkehrstechnischen und verkehrswirtschaftlichen Leistungen und Errungenschaften der dasselbst interessierten Kulturvölker“ bezeichnet.

Koloniale Rundschau.

VEREINIGUNG WISSENSCHAFTLICHER VERLEGER

WALTER DE GRUYTER & CO., VORMALS
G. J. GÖSCHEN'SCHE VERLAGSHANDLUNG
J. GÜTTENTAG, VERLAGSBUCHHANDLUNG
GEORG REIMER / KARL J. TROB-
NER / VEIT & COMP.
BERLIN W 10 UND
LEIPZIG

Wirtschaftlichkeit in technischen Betrieben

insbesondere der Kraftanlagen

Von

Dr. Fritz Schmidt

Privatdozent an der Technischen Hochschule Berlin

Mit 16 Abbildungen im Text

Preis geheftet M. 11.—, steif kartoniert M. 13.50

Das Buch bietet die wesentlichen Richtlinien für eine möglichst wirtschaftliche Betriebsführung auf wissenschaftlicher Grundlage, (durch höchst interessante Versuchsergebnisse erläutert und begründet).

In Anbetracht der ungeheuren Schwierigkeiten, mit denen die deutsche Industrie jetzt in der Nachkriegszeit zu kämpfen hat, und der Tatsache, daß eine Herabminderung der Lohnsätze, sowie der Kosten für Betriebsmittel usw. vorerst nicht zu erwarten ist, hat das in dem Buche behandelte Gebiet gerade gegenwärtig erhöhte Bedeutung.

Elektrische Stromerzeugungsmaschinen und Motoren

Kurzer Abriss ihres Aufbaues und ihrer Wirkungsweise

Leichtfaßlich dargestellt von

Richard Vater

Geh. Bergrat, o. Professor an der Technischen Hochschule Berlin

Herausgegeben von

Dr. Fritz Schmidt

Privatdozent an der Technischen Hochschule Berlin

Mit 116 Abbildungen im Text

Preis geheftet M. 9.—, steif kartoniert M. 11.50

Das Werk will in möglichst einfacher Form die **inneren Vorgänge** der verschiedenen elektrischen Stromerzeugungsmaschinen und Motoren und ihre Behandlung für die verschiedenen Gebrauchszwecke darstellen und dem Besitzer und Benutzer derartiger Maschinen, dem die innere Bauart aller dieser ihm fertig gelieferten Teile in der Regel gleichgültig ist, sagen, was er von den einzelnen Arten von Maschinen erwarten kann und darf.

VEREINIGUNG WISSENSCHAFTLICHER VERLEGER

WALTER DE GRUYTER & CO., VORMALS

G. J. GÖSCHEN'SCHE VERLAGSHANDLUNG

J. GÜTTENTAG, VERLAGSBÜCHHANDLUNG

GEORG REIMER / KARL J. TROB-

NER / VEIT & COMP.

BERLIN W 10 UND

LEIPZIG

EINAR HARCK
HOLSTRADE 33