

### Hochdrucklokomotive der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur.

Von Ingenieur J. Büchli, Direktor der Schweizerischen Lokomotivfabrik Winterthur.

Die Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik hat das Studium für die Verwendung von Hochdruckdampf im Lokomotivbetrieb schon vor einigen Jahren begonnen, nachdem geeignete Materialien für die Herstellung von Hochdruckbehältern genügend erprobt waren, und in der elektrischen und autogenen Schweißung dem Konstrukteur bewährte Hilfsmittel für den Bau von Dampfkesseln zur Verfügung standen.

Besonders wertvoll mußte sich der Hochdruckdampf für Auspuffmaschinen, also speziell für Lokomotiven, auswirken, da eine bedeutende Kohlen- und Wasserersparnis

daher begreiflich, daß der Konstrukteur, angeregt durch diese Neuerungen, gezwungen ist, auch Verbesserungen in bezug auf Ausnützung des Dampfes zu suchen, um so mehr als die Dampflokomotive, wärmetechnisch gesprochen, sehr ungünstig arbeitet: Von dem gesamten Wärmeinhalt des Brennstoffes setzt die beste Niederdruck-Heißdampflokomotive betriebsmäßig nur etwa 7 bis 8% in mechanische Arbeit um.

Zwei hauptsächliche Eigenschaften charakterisieren etwa die neue Hochdrucklokomotive: die Kesselanlage und die raschlaufende Dampfmaschine in Verbindung mit der Zahnradübertragung. Im nachfolgenden sollen diese

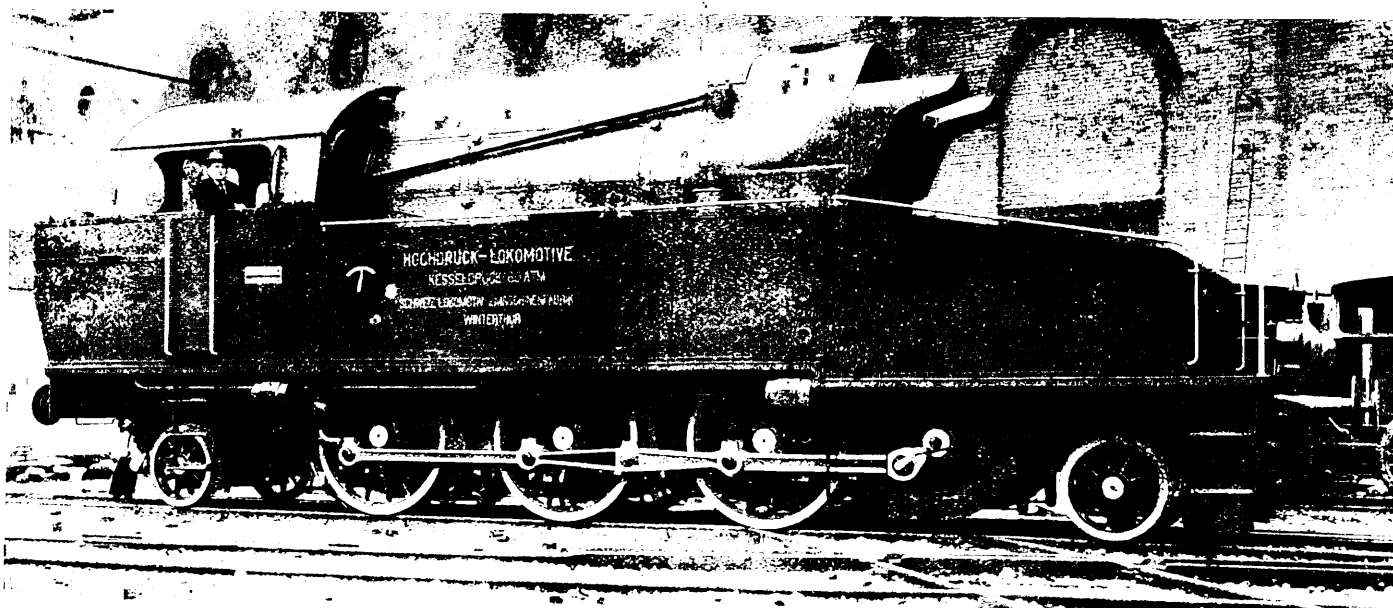


Abb. 1. Hochdruck-Lokomotive „Winterthur“ für 60 at Kesseldruck der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur.

zu erwarten war. Neben diesen wertvollen Eigenschaften des Hochdruckdampfes und zum Teil durch sie bedingt, ergibt sich die Möglichkeit, die Leistungsfähigkeit der Dampflokomotive und ihre Zugkraft noch erheblich weiter zu steigern.

Von dieser Erkenntnis ausgehend und von dem Grundsatz geleitet, eine Hochdrucklokomotive zu bauen, die in der Bedienung keine Mehranforderung an das Personal stellt und — bezogen auf die Leistungseinheit — sich im Preise nicht höher stellen soll als eine Maschine normaler Bauart, wurde auf Grund von vielen Vorversuchen die konstruktive Entwicklung und schließlich der Bau durchgeführt. Kessel und Maschine sind über ein Jahr auf dem Prüfstand ausprobiert worden. Nachdem alle Schwächen, die bekanntlich an jeder Neuanlage auftreten, behoben waren, konnte die Lokomotive Ende 1927 betriebsmäßig ausprobiert werden. Heute steht sie im regelmäßigen Dienst der Schweizerischen Bundesbahnen.

Den Eisenbahnen sind durch das Automobil und die Luftschiffahrt ernste Konkurrenten entstanden, und auch dem Lokomotivbauer sind durch die Verwendung des Elektro- und des Dieselmotors neue Wege gewiesen worden. Es ist

grundlegenden Konstruktionselemente der Hochdrucklokomotive „Winterthur“ beschrieben werden.

Die Hochdrucklokomotive „Winterthur“ (Abb. 1)\* ist die erste, die nur mit Hochdruck arbeitet. In der Abb. 2 sind in den Kurven a und b die thermischen Wirkungsgrade in Abhängigkeit vom Dampfdruck für Auspuff- wie auch für Kondensationsbetrieb dargestellt. Es geht daraus hervor, daß mit zunehmendem Druck die Ausnützung der Brennstoffwärme für den Betrieb der Dampfmaschine zunimmt, so daß z. B. eine Steigerung des Dampfdruckes von 15 auf 50 kg/cm<sup>2</sup> eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades von 18 auf 24% ergibt, während eine weitere Steigerung von 50 auf 100 kg/cm<sup>2</sup> den Wirkungsgrad von 24 auf nur 27% hebt. Nachdem mit der Erhöhung des Dampfdruckes die konstruktiven Schwierigkeiten in der Ausbildung der Einzelteile steigen, und der technische Gewinn in einem günstigen Verhältnis zu den Mehrkosten, die dadurch entstehen, bleiben muß, wurde als Arbeitsdruck 60 kg/cm<sup>2</sup> gewählt. Die Anordnung von Kessel und Maschine gegenüber dem Triebwerk und dem Gestell der Lokomotive geht aus der Abb. 3 hervor. Der Kessel ist kurz und hoch, so daß vor der Rauchkammer

\*) Für den größten Teil der in dem Aufsatz enthaltenen Abbildungen wurden die Bildstöcke vom Verlag der Schweizerischen Bauzeitung zur Verfügung gestellt.

für die Unterbringung der raschlaufenden Dampfmaschine genügend Platz vorhanden ist. Es ist für den Betrieb ausserordentlich wichtig, die Zugänglichkeit der Maschine zu bewahren, was mit der beschriebenen Anordnung in jeder Beziehung erreicht ist. Die Maschine treibt das Zahnradvorgelege an: dieses ist

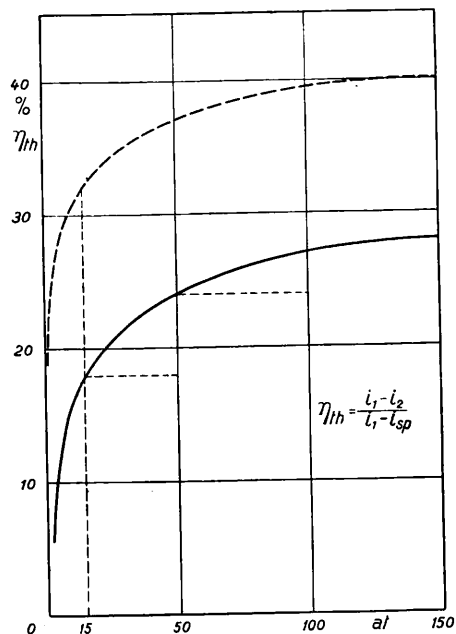


Abb. 2. Thermischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Arbeitsdruck. — Betrieb mit Auspuff. --- Betrieb mit Kondensation,  $i_1/2$  Wärmeinhalt des Dampfes vor und nach der Expansion,  $i_{sp}$  Wärmeinhalt des Speisewassers.

vermittelt Kuppelstangen mit den Lokomotivachsen verbunden; die Hauptkuppelstangen greifen die, die beiden ersten Triebachsen verbindenden Kuppelstangen in der Mitte an und umfassen den Kuppelzapfen der ersten Triebachse mit Spiel. Diese Anordnung wurde gewählt, um eine möglichst große Länge der Stange zu erhalten, so daß das Federspiel auf den Gang des Triebwerks praktisch ohne Einfluss ist. Das Prinzip der Übertragungsart lehnt sich genau an die Praxis mit elektrischen Lokomotiven an; die Anordnung hat sich dort bewährt.

Die höchste Drehzahl der Maschine beträgt 700 in der Minute.

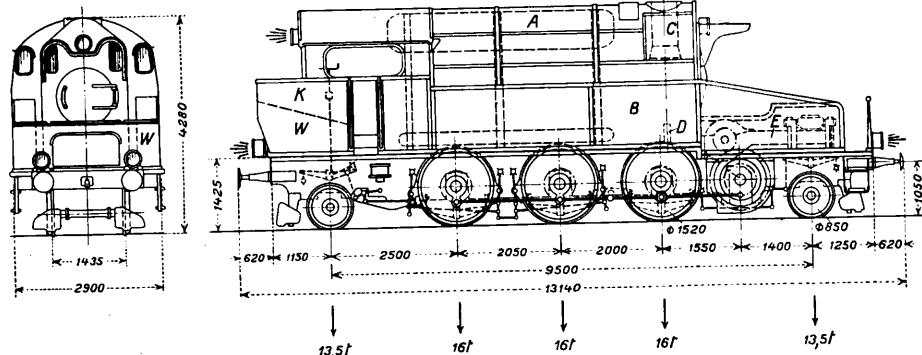


Abb. 3. Typenskizze der Hochdruck-Lokomotive „Winterthur“. — Maßstab 1:150. A obere Kesseltrommel, B Rauchkammer, C Kamin, D Blasrohr, E Dampfmotor, F Vorgelegewelle, K Kohle, W Wasser.

Bei einer Kolbengeschwindigkeit von 8 m/Sek. fährt die Lokomotive mit 80 km in der Stunde. Es braucht nicht besonders hervorgehoben zu werden, daß die Maschine infolge der ausgeglichenen Triebwerkmassen einen auffallend ruhigen Gang aufweist.

Entgegen der allgemeinen Anordnung eines Lokomotivkessels ist die Vorwärmung des Wassers so weit getrieben, daß es nahezu mit der Temperatur des Kesselwassers (etwa 270°) dem Kessel zugeführt wird. Die Vorwärmung geschieht in einem durch Abdampf geheizten Knorrvorwärmer und einem von den Rauchgasen bestrichenen Rohrsystem (siehe Kesselskizze Abb. 5). Diese Anordnung wurde gewählt, um das Ausfällen des Kesselsteins aus dem Speisewasser in die Vorwärmer zu verlegen, und um den eigentlichen Kessel gegen die schädlichen Einwirkungen der Kesselsteinablagerungen

zu schützen. Der Zweck ist durch die vorgesehene Anordnung vollständig erfüllt worden.

Die neue Kesselbauart kann für Drücke bis zu 100 kg/cm<sup>2</sup> Anwendung finden.

Der Überhitzer liegt zwischen dem Rauchgasvorwärmer und der mittlern Wasserwand, also an einer Stelle, wo seine Ausnützung am wirksamsten ist, so daß mit dem kleinsten Gewicht desselben auszukommen ist.

Für die vorgesehene Lokomotive genügen 20 m<sup>2</sup> Heizfläche, um die Dampftemperatur von 270 bis auf rund 400/410° zu erhöhen. Zwei

Hochdruckspeisepumpen fördern das Druckwasser in den Kessel. Injektoren gewöhnlicher Bauart sind bei Drücken über 35 kg/cm<sup>2</sup> wenigstens bis heute nicht verwendbar.

Zum Betrieb der Nebenapparate, wie Druckluftpumpe, Heizung usw., wird Niederdruckdampf verwendet: ein Reduktionsventil erniedrigt zu diesem Zwecke die Dampfspannung auf 12 kg/cm<sup>2</sup>.

Abb. 4 zeigt den Wirkungsgrad des Kessels in Abhängigkeit von der Rostbelastung; er kann als vorzüglich bezeichnet werden.

Bevor zur eigentlichen Ausführung des Kessels geschritten wurde, sind die Elemente und speziell alle Verbindungen in Einzelausführungen erprobt und so lange Änderungen unterworfen worden, bis sie den strengsten Bedingungen uneingeschränkt genügten. Als Haupterfordernis wurde verlangt, daß alle Teile entsprechend den hohen Temperaturen ohne Erzeugung von Materialspannung frei und zwanglos den Ausdehnungsbedingungen folgen können, eine Eigenschaft, die besonders für den Hochdruckbetrieb unerlässlich ist.

In Abb. 5 sind die Hauptelemente dargestellt. Eine große Haupttrommel 1 ist mit den zwei Untertrommeln 2 und 3 durch Wasserwände 4, 5, 6 und durch Verdampferrohre 7 verbunden. Die Trommeln sind aus Siemens-Martin-Stahl aus einem Stück geschmiedet und zur Gewichtsersparnis exzentrisch überdreht. An den Einwalzstellen der Rohre ist die Wandstärke der Untertrommeln 26 mm. Die Obertrommel besitzt eine Lichtweite von 700 mm. Die drei Wasserwände umfassen die Trommeln und sind mit ihnen außen und innen elektrisch verschweißt. Die beiden Bleche jeder Kammer sind unter sich durch Stehröhrchen verbunden (Abb. 6). Die beiden 11 mm-Bleche der Wasserwände sind am Umfang eingezogen und miteinander innen und außen verschweißt und durch Laschen verstärkt. Es sind dies die einzigen Schweißstellen des Kessels, die Zugbeanspruchungen ausgesetzt sind.

Verschiedene Probeelemente, die vor der endgültigen Herstellung der Wasserkammern ausprobiert worden sind, haben gezeigt, daß die Schweißnähte 500 kg/cm<sup>2</sup> Wasserdruck aushalten konnten, ohne daß Risse oder Undichtigkeiten auftraten. Die Elemente sind auch vorsichtshalber unter 200 kg/cm<sup>2</sup> Dampfdruck gestellt und darauf mit kaltem Wasser plötzlich abgekühlt worden. Auch diese Gewaltbehandlung konnte den Elementen nichts antun.

Die Teilung der Stehröhre in den Wänden ist entsprechend

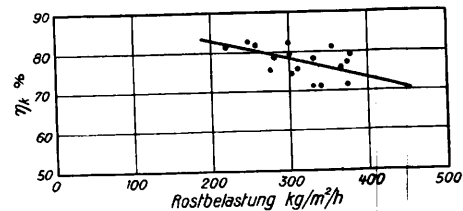


Abb. 4. Wirkungsgrad des Kessels ab Tenderwassertemperatur.

dem Kesseldruck zu wählen. Die Röhren sind mit Gewinde in den Wänden befestigt, verwalzt und nach besonderem Schweißverfahren gegen Lecken abgedichtet.

Den seitlichen Abschluß der Feuerbüchse und des Überhitzer- und Vorwärmerraumes bilden die sogenannten Verdampferrohre. Sie haben die Form eines umgekehrten U und sind unten auf eine Länge von 250 mm eingezogen.

In Abb. 8 und 9 S. 284 ist der fertige Kessel ohne Verschaltung zu erkennen. Die große Öffnung in der vordern Wand dient zur Aufnahme des Überhitzers und des großen Rauchgasvorwärmers. Sie ist mit einem starken Flacheisen armiert, welches die Verbindung mit der Rauchkammer vermittelt. Rauchkammer und vordere Wasserwand sind mit dem Rahmen der Lokomotive starr verbunden, während die hintere Wand

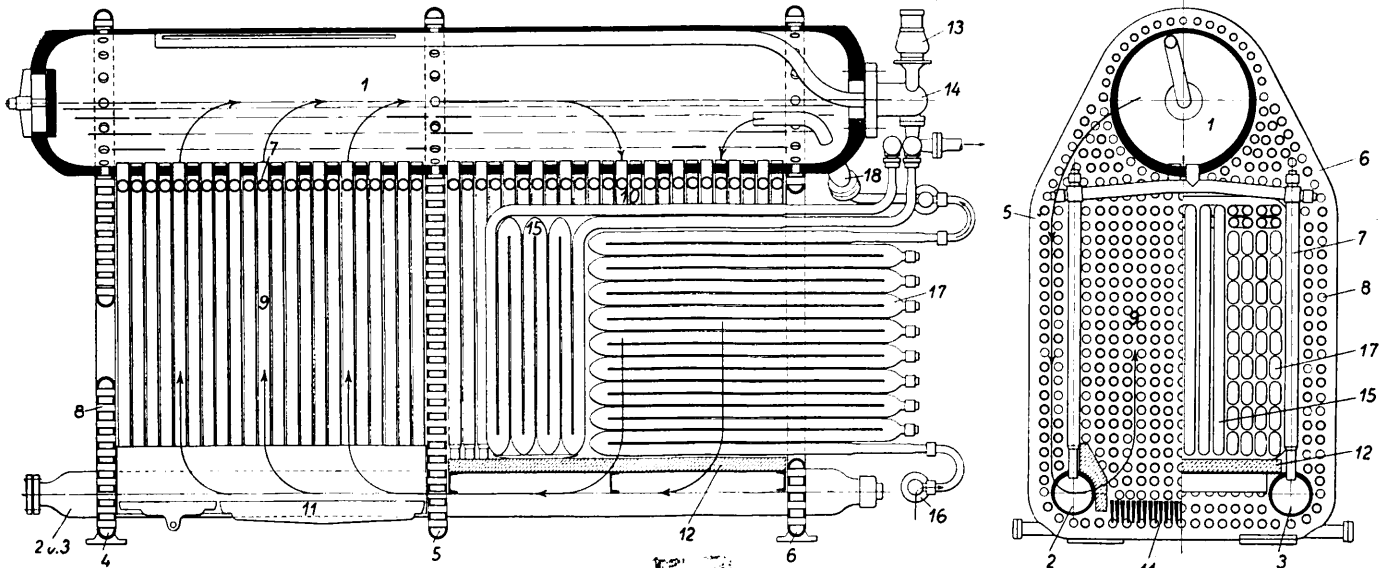
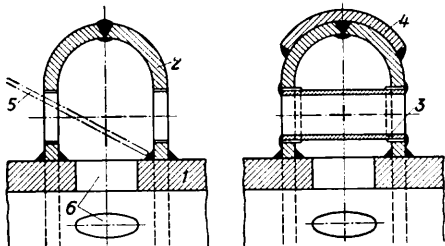


Abb. 5. Hochdruck-Lokomotivkessel für 60 at. Bauart „Winterthur“. — Längs- und Querschnitte, Maßstab 1:40. Erläuterung: 1 Obere Kesseltrommel, 2/3 Untere Kesseltrommel. 4 Feuerbüchsrückwand, 5 Feuerbüchsvorderwand, 6 Vorderwand, 7 Röhrenelemente, 8 Stehrohre, 9 Feuerbüchse, 10 Überhitzer und Vorwärmekammer, 11 Rost, 12 Feuerfester Boden, 13 Sicherheitsventil, 14 Regler, 15 Überhitzer, 16 Speisekopf, 17 Rauchgasvorwärmer, 18 Rückschlagventil.

Die Endstücke (Abb. 7), welche mit Revisionsmuttern versehen sind, sind mit den Rohrteilen über Gewinde verbunden und ebenfalls gegen Lecken durch Schweißung abgedichtet. Diese Revisionsmutter sind vorsichtshalber zur Verwendung gelangt, um auf alle Fälle das Reinigen der Verdampferrohre zu ermöglichen; nach den gemachten Erfahrungen können sie ohne weiteres weggelassen werden.

auf Walzen ruht und dem Kessel eine freie Ausdehnung nach hinten gestattet.

Die Abb. 10 und 11 zeigen Überhitzer und Rauchgasvorwärmer. Die Röhren besitzen eine Lichtweite von 60 mm bei einer Wandstärke von 5 bzw. 4 mm. Die hintern Enden



1 Kesseltrommel, 2 Wasserwände, 3 Stehrohre, 4 Höhnische Laschen, 5 Schweiß-Elektrode, 6 Verbindungsbocher zwischen Trommel und Wänden. Schwarz eingezeichnet die Schweiß-Stellen.

Abb. 6. Verbindung von Kesseltrommel und -Wänden.

Die zwischen den Röhren entstehenden Schlitzte sind mit einer Masse von Asbest und Wasserglas zugestopft.

Der in Abb. 5 durch Pfeile angedeutete Wasserumlauf ist eine besonders wichtige Eigenschaft des neuen Kessels. Es sind zwei unabhängige Umlaufwege vorhanden, der eine von vorn nach hinten, der andere in den Wasserwänden selbst.

Durch Temperaturmessungen am Kessel selbst ist zu erkennen, daß beim Anheizen das ganze Kesselwasser auf dem angegebenen Wege sofort in Bewegung tritt, so daß im Gegensatz zum normalen Niederdruckkessel der neue Hochdruckkessel ein beschleunigtes Anheizen ohne Schaden zu nehmen erträgt. Das Anheizen vom kalten Zustand bis zu 60 kg/cm<sup>2</sup> Druck erfordert nur 1½ Stunden; diese Zeitspanne könnte bei stark gesteigertem Betrieb sicherlich auf die Hälfte herabgesetzt werden. Diese Tatsache ist wertvoll, wenn es sich darum handelt, die Hochdrucklokomotive als Reservemaschine zu verwenden.

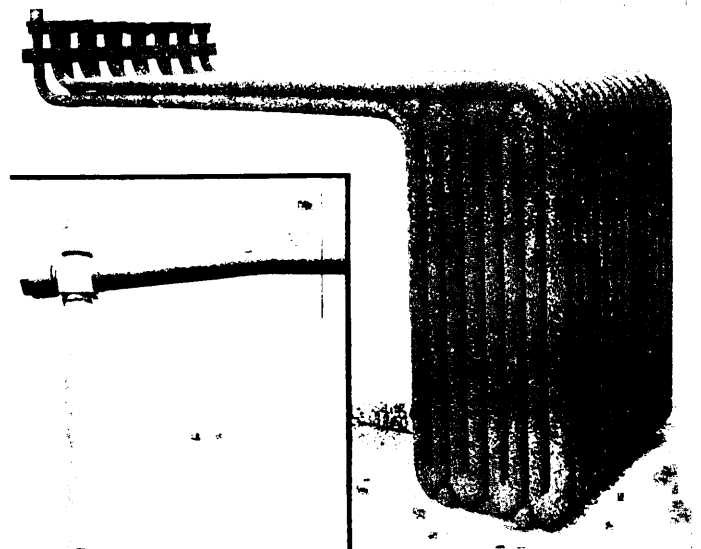


Abb. 7. Teilstück eines Rohr-elements.

Abb. 10. Überhitzer.

der Vorwärmerröhren tragen Abschlußmuttern, die zur mechanischen Reinigung der Röhren bequem abgenommen werden können. Da sich sämtliche Rückstände des Wassers in diesen Vorwärmern ablagern, haben wir zur mechanischen Reinigung der Röhren ein durch Luft oder Dampf betätigtes Fräswerkzeug konstruiert, mit dem jede Spur von festen Kesselsteinansätzen

rasch und sicher entfernt werden kann. Für gewöhnliche Wasser genügt ein Ausspülen des Vorwärmers mit der Wasserleitung, was nach Wegnahme der obern Rohrbogen geschieht. Das mechanische Ausfräsen der Röhren ist in längern Zeitabschnitten vorzunehmen und hängt natürlich von der Qualität des zu verwendenden Kesselwassers ab.

praktische Erfolg der Turbinenlokomotive bisher versagt blieb; wohl versucht man, durch Anwendung verschiedener Zahnradübersetzungen die Leistungskurve zu verbessern, aber alle Verbesserungen in dieser Richtung wirken immer im Sinne einer wesentlichen Verteuerung der Anlage. Dem Grundsätze treu bleibend, daß im Lokomotivbau nur das

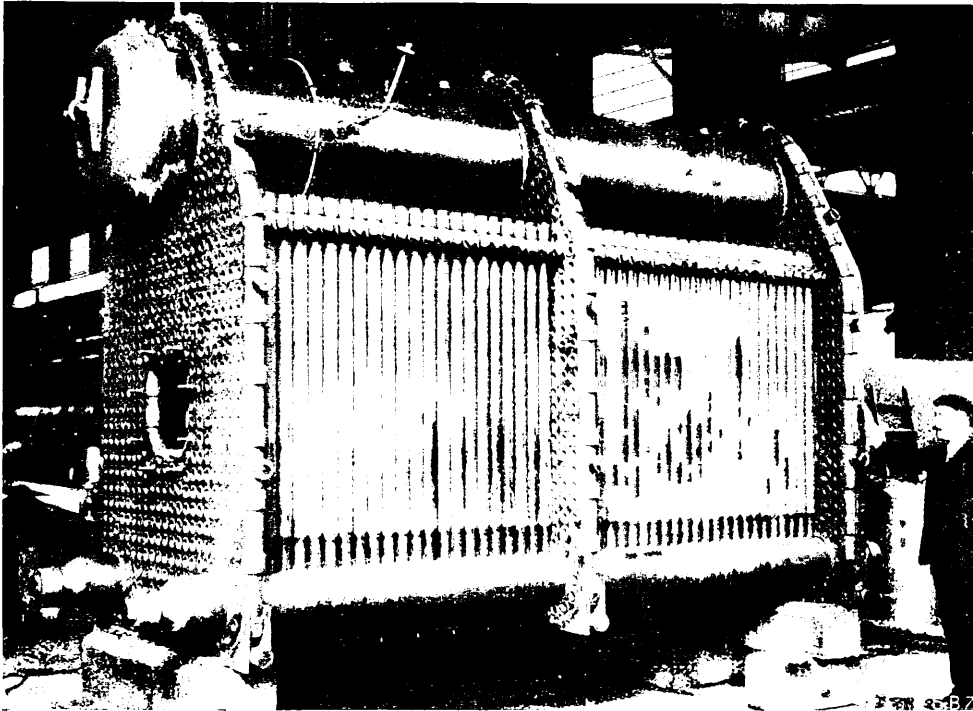


Abb. 8. Seiten- und Rückansicht des 60 at Hochdruck-Lokomotivkessels. Bauart „Winterthur“.

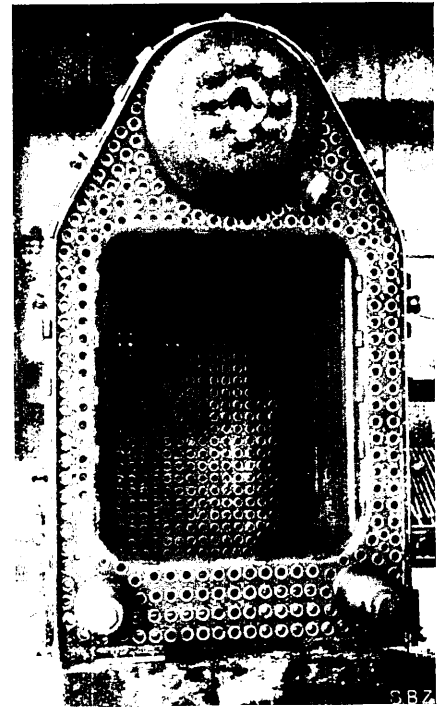


Abb. 9. Vorderansicht des Kessels.

Die Dampfmaschine. Die Bestimmung einer geeigneten Maschine für den Lokomotivbetrieb ist nicht ohne weiteres

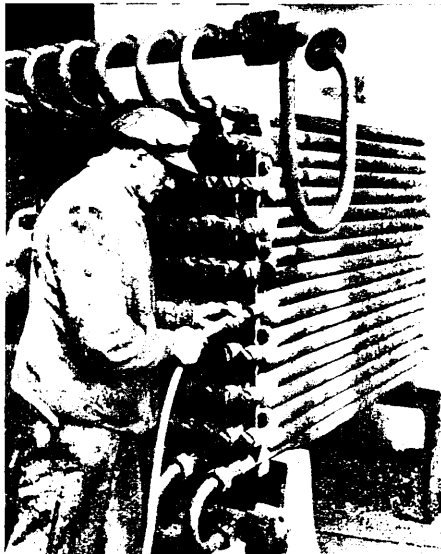


Abb. 11.  
Reinigung des Rauchgasvorwärmers.

gegeben. Nachdem die Anwendung der Kondensation von uns als für den Bahnbetrieb nicht geeignet befunden worden war, kam auch die Turbine als Antriebsmaschine nicht mehr in Betracht. Allgemein entspricht der Charakter der Turbine nicht den stark wechselnden Leistungsschwankungen der Zugförderung. Diesem Umstand ist es auch zuzuschreiben, daß der

Einfache sich auf die Dauer halten kann, wurde nach reiflicher Überlegung aller Möglichkeiten eine mehrzylindrige raschlaufende und doppelwirkende Gleichstrommaschine gewählt, die sich als Ganzes (Abb. 12) in äußerst geschmeidiger Art mit den Rahmenblechen der Lokomotive verbinden läßt. Die Wahl dieser Bauart stützt sich z. T. auf die Entwicklung des Automobils, wo sich der mehrzylindrige Motor immer mehr durchsetzt. Die günstigen Baubedingungen, welche die hochliegende, nach vorn verlegte Maschine ergibt, gestatten, die Zylinderzahl bis auf sechs zu erhöhen. Die Maschine der Lokomotive „Winterthur“ ist für eine Bremsleistung von 1000 PS, an der Kurbelwelle gemessen, gebaut. Diese Leistung kann kurzzeitig auf 1500 PS erhöht werden. Zur Entwicklung dieser Leistung genügen drei Zylinder, die alle parallel arbeiten. Der Durchmesser der Zylinder beträgt 215 mm, ihr Hub 350 mm.

Der prinzipielle Aufbau der Maschine und der Steuerung geht aus den Abb. 13 und 14 hervor. Jeder Zylinder trägt zwei Ventilgehäuse, die mit ihm aus einem Stück gegossen sind. Die Kompression, die bis auf 35 kg/cm<sup>2</sup> getrieben wird, gestattet die Verwendung einzelsitziger Ventile, deren Sitzweite nur 50 mm beträgt. Der Auspuff wird durch den Kolben selbst bei 15% Vorausströmung gesteuert. Eine Nockenwelle mit sechs Vorwärts- und sechs Rückwärtsstufen betätigt die Ventile. Die Veränderung der Füllung erfolgt stufenweise und nicht stetig; die Fahrversuche haben gezeigt, daß die stufenweise Schaltung für den Betrieb keinerlei Nachteile mit sich bringt. Durch die Abstufung der Nockenlänge und -Höhe erfolgt die Veränderung der Füllung. Um bei allen Betriebsverhältnissen eine sichere Verschiebung der Nockenwelle zu ermöglichen, sind die zwischen den Ventilspindeln und den Nocken sitzenden Rollenführungen durch

seitliche Druckfedern in einer Mittellage gehalten; wird beispielsweise die Nockenwelle im Sinne einer Füllungsvergrößerung verstellt, so werden die Druckfedern so lange zusammengedrückt, als die Ventilrollen durch die längere Nocke der nächsthöheren Füllungsstufe an der Verschiebung verhindert wird. Da jede Nocke nur einen relativ kurzen Teil des Umfanges der Walze beaufschlagt, kann die Verschiebung, durch die Federkraft unterstützt, auch bei der größten Fahrgeschwindigkeit mit der geringsten Kraftaufwendung am Steuerrad bewerkstelligt werden. Die Füllungsveränderung in entgegengesetzter Richtung wäre selbstverständlich auch ohne Zentrierfedern möglich. Um auch bei Stillstand der Lokomotive eine Füllungsveränderung mit Sicherheit vorzunehmen, ist eine Ventilabhebevorrichtung vorgesehen, die mit Druckluft bedient wird. Sie hebt die Ventile von ihren Sitzen und bringt die Ventilrollen so weit zurück, daß die Nockenwelle in jeder Lage verschoben werden kann, ohne daß eine Berührung zwischen Nocke und Rolle stattfindet. Von dieser Einrichtung wird auch bei Leerlauf der Lokomotive Gebrauch gemacht, einerseits um die Ventile zu schonen, andererseits um den Leerlaufwiderstand der Maschine auf ein Mindestmaß herabzusetzen. Es sei schon hier bemerkt, daß der Leerlaufwiderstand der Hochdrucklokomotive weit unter dem einer Kolbenlokomotive gewöhnlicher Bauart liegt.

Über die andern Konstruktionselemente der Maschine ist nichts besonderes zu berichten; sie sind normaler Bauart und den zu übertragenden Kräften angepaßt. Auch die Zahnräder sind nach den bewährten Ausführungen, wie sie bei uns für elektrische Lokomotiven zur Verwendung kommen, hergestellt. Die Ritzel selbst sind gefedert, um Maßstab 1 : 20. — Erläuterung: 1 Einlaßventil, 2 Nockenrolle, 3 Nockenwelle, 4 Auspuffrohr.

Die Drehmomentübertragung gleichmäßig auf beide Seiten zu verteilen, und um die Unregelmäßigkeiten der Tangentialkräfte der Maschine durch die Federn zu verkleinern. Die Stopfbüchsen haben sich bisher gut bewährt; sie sind aus dreiteiligen Ringen zusammengesetzt, die mit Federn auf die Kolbenstange gedrückt werden und jederzeit ohne Ausbau der Stange ersetzt werden können. Die Triebwerkteile der Maschine sind verschalt und laufen im Ölbad. Zudem ist eine aus Stahlblech gefertigte Haube vorgesehen, die den ganzen Vorderteil der Lokomotive abdeckt und die darunter liegende Maschine nebst Apparaten gegen Nässe schützt. Eine Friedmann-Pressen schmiert die unter Druck laufenden Maschinenteile und zwei Zahnradpumpen fördern das Schmieröl im Kreislauf durch alle Lagerstellen und Steuerungsteile. Das Schmieröl selbst wird sorgfältig gefiltert und gekühlt.

Zur weitem Erklärung geben wir noch einige Aufnahmen bei, aus denen die Maschine selbst und deren Lage auf dem Lokomotivgestell ersichtlich ist (Abb. 15 und 16).

#### Zahnradübersetzung.

Die Verwendung einer Zahnradübersetzung in der vorliegenden Form ist im Dampflokotivbau neuartig. Zwar besitzen wir bei Zahnradlokomotiven schon seit Jahren Transmissionsräder, die aber immer mit relativ langsam laufenden Kolben in Verbindung stehen. Die Anwendung hochgespannten Dampfes, in Verbindung mit einer Gleich-

strommaschine, erlaubt die Erhöhung der Umdrehungszahl auf eine Stufe wie sie bis heute nicht üblich war; allerdings ist dabei Voraussetzung, daß die Expansion einstufig durchgeführt wird, denn nur dadurch ist es möglich, die Abmessungen,

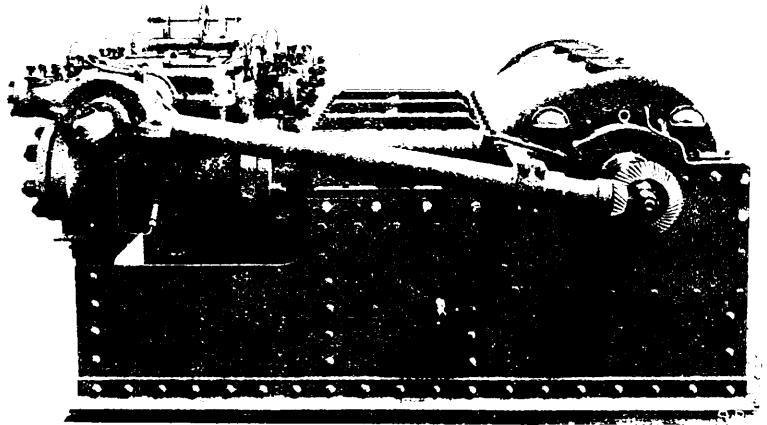


Abb. 12. Gesamtbild der 60 at Hochdruck-Dampfmaschine.

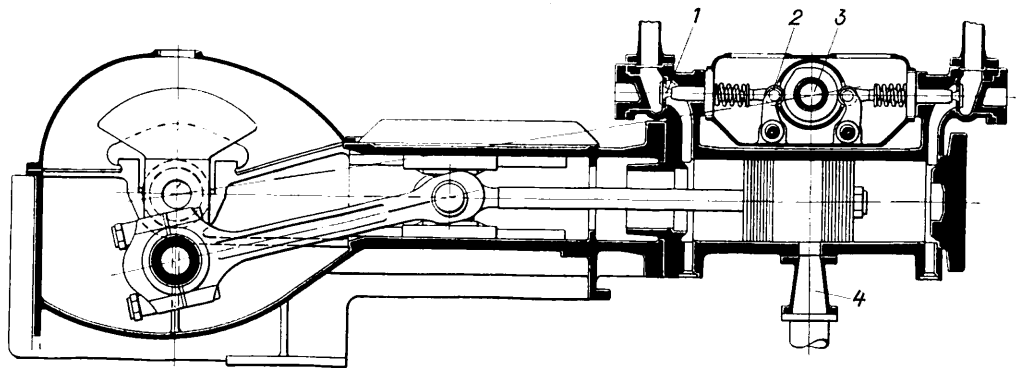


Abb. 13. Schematischer Längsschnitt durch die 60 at Hochdruck-Dampfmaschine.

Die Ritzel selbst sind gefedert, um Maßstab 1 : 20. — Erläuterung: 1 Einlaßventil, 2 Nockenrolle, 3 Nockenwelle, 4 Auspuffrohr.

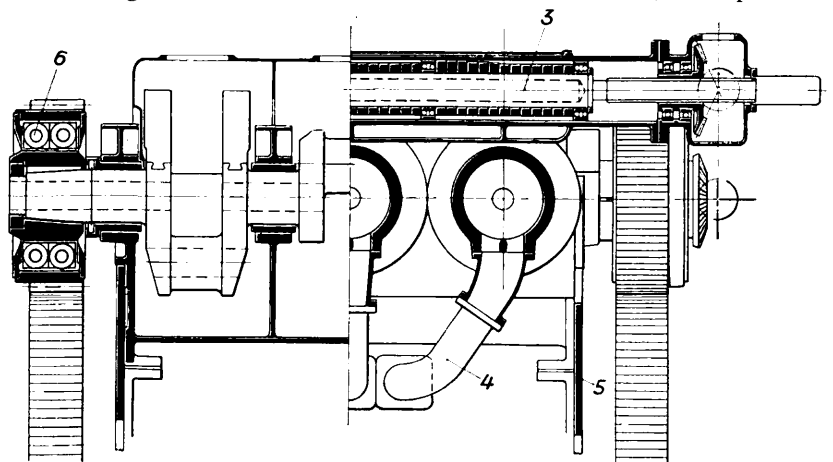


Abb. 14. Schematische Querschnitte durch die 60 at Dampfmaschine. — 1 : 20. Erläuterung: 3 Nockenwelle, 4 Auspuffrohr, 5 Lokomotivrahmen, 6 Ritzelfedern.

Ventile und Kolben so klein zu halten, daß sie den raschen Bewegungen ohne Schwierigkeit zu folgen vermögen. Die Zahnradübersetzung gestattet auch in weitgehendem Maße, durch die Wahl der Übersetzungsverhältnisse die nämliche Maschine den verschiedensten Betriebsbedingungen anzupassen und so im Falle der Normung mit einer Mindestzahl von Konstruktionselementen auszukommen.

Die Zylinderdimensionen werden sehr klein: es besteht daher die Möglichkeit, sechs Zylinder in einer Reihe innerhalb des Begrenzungsprofils einzubauen. Die Sechszylinder-

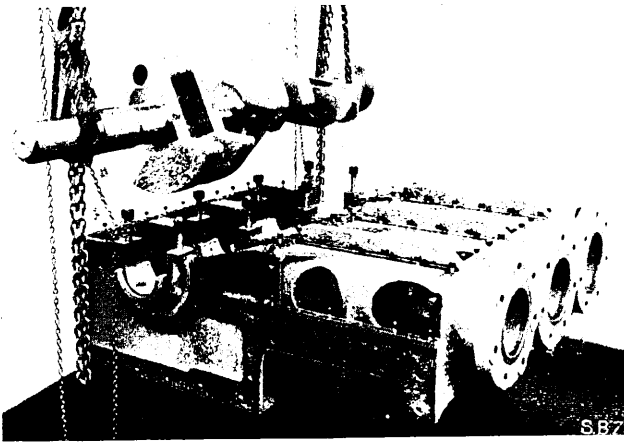


Abb. 15.

Gestell der Maschine mit abgehobener Kurbelwelle.

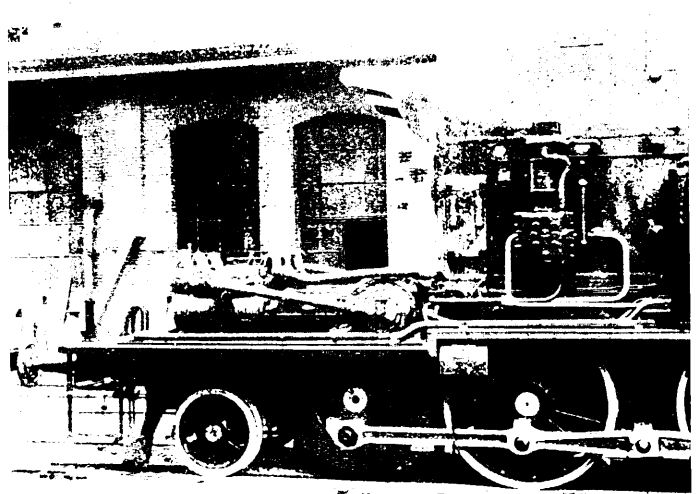


Abb. 16. Vorderer Teil der 60 at Hochdruck-Lokomotive der Schweizer. Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur mit abgehobenem Vorbau.

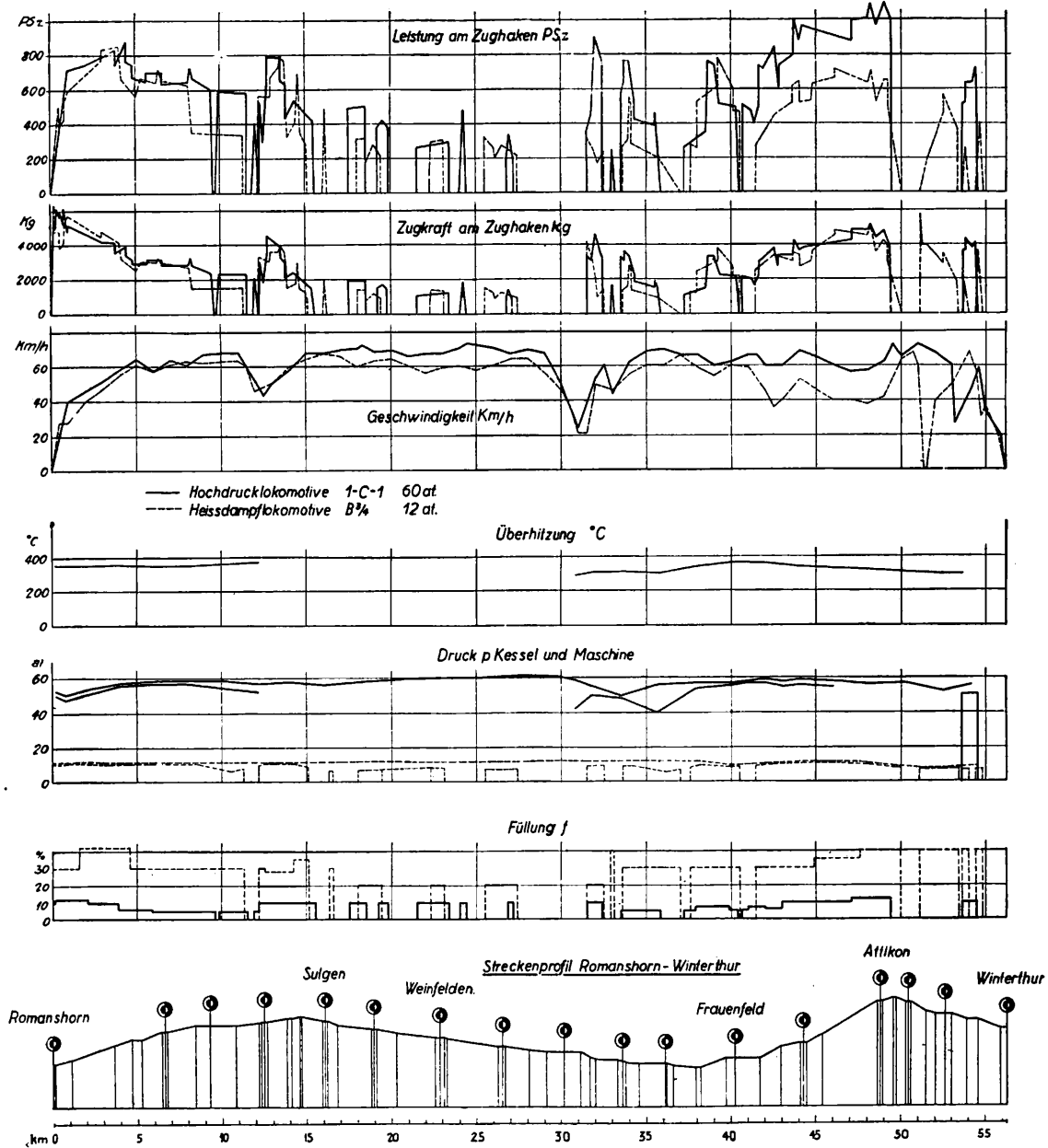


Abb. 17. Vergleichsfahrten mit der 60 at Hochdruck-Lokomotive „Winterthur“ und der 12 at Heißdampf-Zwillings-Lokomotive B<sup>3</sup>/<sub>4</sub> Nr. 1348 der S. B. B.

Maschine ist bekanntlich in bezug auf Regelmäßigkeit des Drehmomentes und im Ausgleich der Massen das Ideal einer Kolbenmaschine. Die raschlaufende Sechszylinder-Dampfmaschine bildet diejenige Bauart, welche die Leistungsfähigkeit der Dampflokomotive weit über die üblichen, durch die Bauverhältnisse begrenzten Werte zu heben vermag.

Durch die Zahnradübersetzung wird es erst möglich, für die unteren Triebwerkteile vollständigen Massenausgleich durchzuführen und damit ist der Konstrukteur in der Wahl der Umdrehungszahl der Triebäder nicht mehr an die vorgeschriebenen Grenzen gebunden. Einer bedeutenden Erhöhung derselben über das übliche Maß steht nichts im Wege.

Achsdruckes um 10 bis 15% unter gleichzeitiger Schonung der Gleisanlage.

Bei den Eisenbahnfachleuten besteht eine gewisse Abneigung gegen die Verwendung von Zahnradern im Lokomotivbau; sie stützt sich z. T. auf ungünstige Erfahrungen, die anfänglich mit diesen Übertragungselementen gemacht worden sind. z. T. ist sie auch gefühlsmäßiger Natur und ist auf eine gewisse, dem Eisenbahntechniker anhaftende Ängstlichkeit Neuerungen gegenüber die in seinem Verantwortungssinn begründet ist, zurückzuführen.

Wer die Entwicklung der elektrischen Lokomotive von Anfang an mitgemacht hat, vermag in den Zahnradern, wenn ihre Lagerung und Schmierung und selbstverständlich auch das Material richtig gewählt sind, nicht die geringste Schwierigkeit für einen völlig einwandfreien Betrieb zu erblicken. Die Erfahrungen mit Zahnradern bei elektrischen Lokomotiven während mehr als zehn Jahren sind so erfreulich, daß sie zur weiteren Verwendung im Lokomotivbau ohne jedes Bedenken nur ermuntern können.

Ein besonderer Vorteil liegt auch darin, daß die Feueranfischung durch die außerordentlich rasche Folge des Auspuffes geradezu als ideal zu bezeichnen ist. Die Praxis hat denn auch ergeben, daß bei maximaler Anstrengung des Kessels ein Vakuum von nur 80 bis 100 mm Wassersäule genügt. Diese Tatsache einerseits und die relativ kleine Geschwindigkeit der Gase durch den Rauchgasvorwärmer andererseits ergeben einen vollständig funkenfreien Betrieb der Hochdrucklokomotive „Winterthur“.

Wir erachten daher die raschlaufende Hochdruckmaschine in Verbindung mit der Zahnradübertragung als diejenige Bauart, welche die weitere Entwicklung der Dampflokomotive diktieren wird, denn sie gestattet eine wesentliche Erhöhung ihrer Leistungsfähigkeit und Fahrgeschwindigkeit und stellt sie in bezug auf Ruhe des Ganges und Schonung der Gleisanlage auf die nämliche Stufe wie ihre Schwester, die elektrische Lokomotive.

Hilfsapparate. Die Schwierigkeiten, die uns besonders die Sicherheitsventile und die Wasserstände verursachen, sind heute behoben. Es kommt zwar vor, daß auch bei den außerordentlich kräftig gehaltenen Klinger-Wasserstandszeigern die Schaugläser undicht werden, aber immer nur waren es schadhafte Packungen oder Absplitterungen des Glases an den Packungsstellen und dadurch erzeugte Quer-

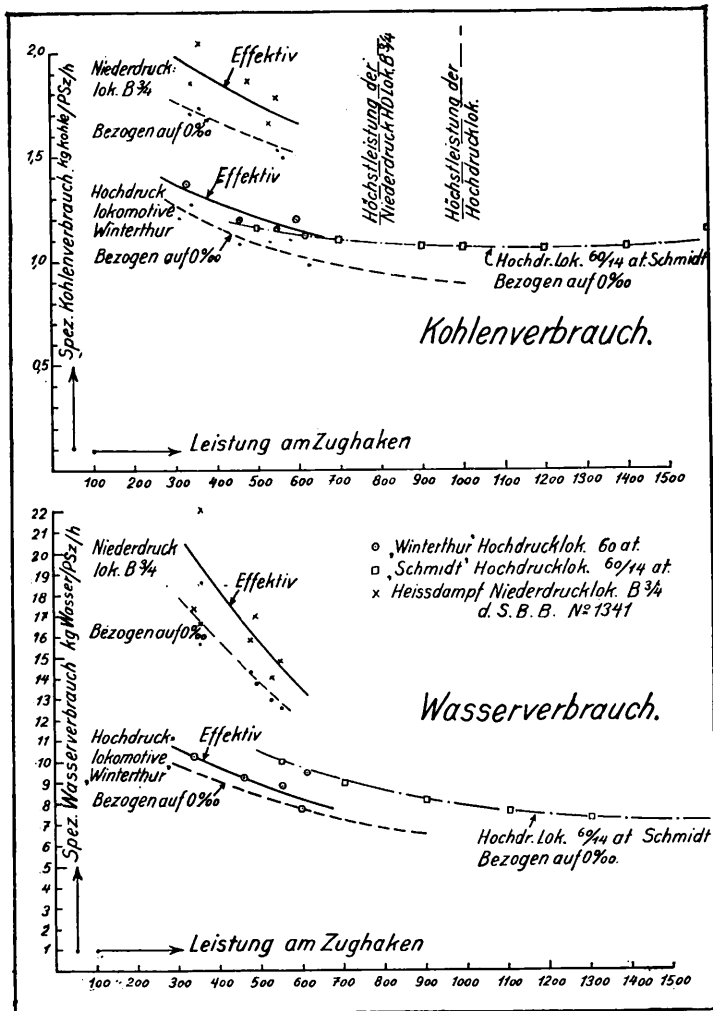


Abb. 18.

Die im Zusammenhang damit erreichten Vorteile sind von außerordentlicher Bedeutung: Die Raddurchmesser können auf wenige Größen beschränkt werden: für die bis heute übliche Höchstgeschwindigkeit von 120 km/Std. genügt ein Raddurchmesser von 1700 bis 1800 mm. Der gebräuchliche direkte Antrieb erfordert schon bei dreiachsiger Kupplung 2200 mm Raddurchmesser und für vier gekuppelte Achsen, die bei neuern Schnellzuglokomotiven gefordert werden, ist auch mit dieser Größe kaum mehr auszukommen. Der Triebstand erreicht damit einen Wert, der das Befahren von kleineren Kurven zur Unmöglichkeit macht. Der außergewöhnliche Durchmesser der Triebäder zwingt in der konstruktiven Entwicklung des Kessels, besonders der Feuerbüchse, zu wesentlichen Einschränkungen, so daß auch in bezug auf dieses Element der Erhöhung der Leistung der Schnellzuglokomotive Grenzen gesetzt sind. Der vollständige Massenausgleich des untern Triebwerks erlaubt eine Erhöhung des

Übersicht 1.

	Hochdrucklokomotive „Winterthur“	Niederdrucklokomotive
Kesseldruck . . . . .	60	12
Rostfläche . . . . .	1,33	2,3
Wasserberührte Heizfläche . . . . .	97	120
Überhitzer-Heizfläche . . . . .	20	32,2
Wasser im Kessel . . . . .	2,7	4,9
Zylinderzahl . . . . .	3	2
Zylinder-Durchmesser . . . . .	215	540
Kolbenhub . . . . .	350	600
Zahnradübersetzung . . . . .	1:2,5	—
Triebdardurchmesser . . . . .	1520	1520
Höchstgeschwindigkeit . . . . .	75	75
Leergewicht (N. d. Lok. mit Tender) t	62,8	64,2
Dienstgewicht . . . . .	75,0	90,8
Wasservorrat . . . . .	6,2	16
Kohlenvorrat . . . . .	2,7	4

risse im Glas. Ein Wegschleudern von Glassplittern, das eine Gefährdung des Bedienungspersonals herbeiführen könnte, ist nie vorgekommen. Ein Apparat, der nie versagte und jederzeit zuverlässig arbeitete, ist der seit den ersten Proben verwendete Schwimmer-Wasserstandszeiger. Die Speisepumpe, von der Knorr-Bremse A.-G. geliefert, arbeitet, nachdem sie verschiedene Umbauten erfahren hat, zufriedenstellend. Druckluftpumpe und Heizungsapparate werden über ein Dampfreduzierventil bedient und sind normaler Ausführung. Die Ventile und Hähne für den Hochdruckdampf sind von uns konstruiert und haben weiter keine Betriebsschwierigkeiten ergeben.

Über die mit dem Meßwagen der Schweizerischen Bundesbahnen ausgeführten Streckenversuche, bei welchen parallel vergleichende Fahrten mit einer gleich leistungsfähigen

Niederdruck-Heißdampflokomotive durchgeführt wurden, ist in der Schweizerischen Bauzeitung ausführlich berichtet worden. Die beiden Lokomotiven haben die in vorstehender Übersicht 1 erwähnten Abmessungen.

Es wurden damals lediglich Eil- und Personenzüge mit einem Anhängengewicht von 250 bis 300 t befördert. In der Zwischenzeit sind neuerdings Meßfahrten angeordnet worden, die den Zweck hatten, die Verhältnisse bei größeren Belastungen und in einer andern Zugsgattung, besonders im Güterzugsbetrieb, zu prüfen.

Für die Anlegung des Feuers wurden in allen Fällen vor der Hinfahrt 150 kg Kohlen verwendet, welche nicht zu den effektiven Verbrauchsziffern für die Streckenfahrt gehören: deshalb sind sie in den hier angegebenen Verbrauchszahlen nicht enthalten. Bei den frühern Meßfahrten war dieser

## Übersicht 2.

Vergleichsfahrten mit der Hochdrucklokomotive „Winterthur“ 60 at und der S. B. B. Lokomotive B 3/4 HD Nr. 1341 12 at auf den Strecken: Winterthur - Romanshorn - Winterthur, Winterthur - Stein - Säkingen - Winterthur und Winterthur - St. Gallen - Winterthur.

Datum 1928	Strecke	Länge km	Zug- gattung	Loko- motiv- Serie und Nr.	Anhängengewicht t und Achszahl	Zuggewicht einschließlich Lokomotive t	Mittlere Ge- schwindigkeit km/St.	Arbeit am Zug- haken (aus dem Streifen er- mittelt)		Kohlen- verbrauch			Wasser- verbrauch			Verdampfziffer D B
								in 1000 mkg	*) PSz St	Gesamt kg	für die PSz/St kg	Ersparnis der Hochdruck %	Gesamt kg	für die PSz/St l	Ersparnis der Hochdruck %	
12. Juni	Winterthur - Romanshorn Romanshorn - Winterthur	56,1	S Z	Hochdruck 1 - C - 1	343,7 43	417,7 58	55	93420	345	860	1,2	35,5	5600	7,84	51	6,5
		56,1						100125	370							
		112,2						193545	715							
18. Juni	Winterthur - Romanshorn Romanshorn - Winterthur	56,1	S Z	B 3/4 HD Nr. 1341	351,9 48	442,4 49	55	80670	299	1252	1,86	—	10700	15,9	—	8,55
		56,1						100560	372							
		112,2						181230	671							
16. Juni	Winterthur - Romanshorn Romanshorn - Winterthur	56,1	P Z	Hochdruck 1 - C - 1	347,62 43	421,2 43	44	124965	463	1206	1,15	30,5	9350	8,95	36	7,75
		56,1						157830	582							
		112,2						282795	1045							
18. Juni	Winterthur - Romanshorn Romanshorn - Winterthur	56,1	P Z	B 3/4 HD Nr. 1341	351,9 48	442,4 40	52	125220	464	1693	1,65	—	14400	14	—	8,5
		56,1						151530	562							
		112,2						276750	1026							
14. Juni	Winterthur - Stein - Säkingen Stein - Säkingen - Winterthur	74,5	Direkter G Z	Hochdruck 1 - C - 1	442,22 56	516,22 40	41	68520	253	438	1,73	18	3150	12,4	34,7	7,2
		74,5						150330	558							
		149						218850	811							
15. Juni	Winterthur - Stein - Säkingen Stein - Säkingen - Winterthur	74,5	Direkter G Z	B 3/4 HD Nr. 1341	444,12 56	534,62 35	40	74700	277	585	2,11	—	5250	19,0	—	9
		74,5						150930	560							
		149						225630	837							
19. Juni	Winterthur - St. Gallen St. Gallen - Winterthur	57,2	S Z	Hochdruck 1 - C - 1	296,7 41	370,7 60	57	136410	505	564	1,12	37,5	4850	9,6	35,2	8,6
		57,2						50130	186							
		114,4						186540	691							
19. Juni	Winterthur - St. Gallen St. Gallen - Winterthur	57,2	S Z	B 3/4 HD Nr. 1341	296,7 41	387,2 55	50	131310	486	872	1,79	—	7200	14,8	—	8,25
		57,2						40110	149							
		114,4						171420	635							

\*) PSz = Leistung am Zughaken.



Kohlenverbrauch zum Aufheizen inbegriffen; deshalb sind die in der Schweizerischen Bauzeitung angegebenen Verbrauchszahlen gegenüber den hier erwähnten etwas höher ausgefallen. Hingegen ist der Verbrauch für den Verschiebedienst und das Stationieren in allen Fällen mit eingerechnet.

Versuchsergebnisse.

Die Einzelheiten der jüngsten Vergleichsversuche sowie die Ersparnisse an Kohlen und Wasser sind in Übersicht 2 wiedergegeben. Außerdem ist der Verlauf der wichtigsten Größen für eine der Fahrten in Abb. 17 bildlich dargestellt.

Die früher angegebenen Ersparnisse\*), welche mit der Hochdrucklokomotive „Winterthur“ erzielt worden sind, haben durch die neuen Meßresultate ihre volle Bestätigung gefunden; sie zeigen auch, daß die Maschine allen Betriebsanforderungen entspricht, und ganz besonders ist hervorzuheben, daß auch im regelmäßigen Personenzugdienst, trotz der vielen Anfahrten in dem ungünstigen hügeligen Gelände der Schweiz, eine mittlere Kohlenersparnis von 30,5% erzielt wurde. Wenn das Bedienungspersonal einmal mit den Eigenschaften der Hochdrucklokomotive vertrauter sein wird, so darf

\*) Schweizer. Bauzeitung 1928, Bd. 91, Nr. 22 und 23.

Zeichnerische Untersuchungen für den starren Träger auf elastischen Stützen.

Von Ing. Erwin Pawelka, Wien.

Im Lokomotivbau sind öfters Aufgaben über den starren Träger (Lokomotivrahmen) auf elastischen Stützen (Tragfedern) zu lösen. Beispielsweise zur Bestimmung von Achsdruckänderungen durch die Wirkungen der Hakenzugkraft und der Arbeitsweise der Motoren oder der Lokomotivdampfmaschine, durch die Abnahme der Vorräte bei Tenderlokomotiven und so fort; weiter bei Berechnung der Dauer der Längsschwingungen des Lokomotivkörpers, bei Untersuchung der Wirkungen des Anfahrens und Bremsens usw. — Bei der Beschäftigung mit derlei praktischen Aufgaben entstand das nachstehend auseinandergesetzte zeichnerische Verfahren.

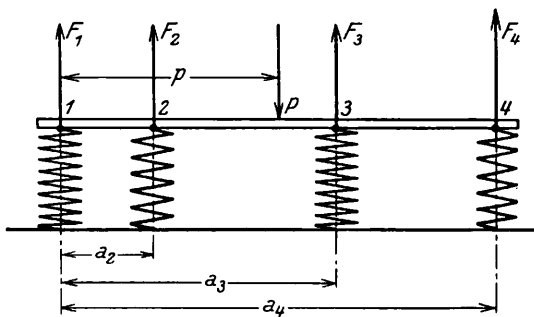


Abb. 1.

Ruht ein Träger (Abb. 1), der mit P belastet ist, auf n elastischen Stützen, wobei die Stützendrücke  $F_1 \dots F_n$  auftreten, so gelten die zwei Gleichgewichtsbedingungen:

1. Komponentengleichung für die Vertikalrichtung:  

$$P - (F_1 + F_2 + \dots + F_n) = 0 \dots \dots \dots 1)$$

2. Momentengleichung für einen beliebigen Punkt, am einfachsten Punkt 1:  

$$P \cdot p - (F_2 a_2 + F_3 a_3 + \dots + F_n a_n) = 0 \dots \dots \dots 2)$$

Ist P gegeben und sind  $F_1 \dots F_n$  zu bestimmen, so braucht man außer den statischen Beziehungen 1) und 2) noch  $n - 2$  weitere Gleichungen zur Ausrechnung der n Unbekannten  $F_1 \dots F_n$ . Ist die Zahl der fehlenden Gleichungen  $n - 2 = 0$ , also  $n = 2$ , so ist der Träger statisch bestimmt und  $F_1$  und  $F_2$  aus 1) und 2) allein zu rechnen.

Erst wird vorausgesetzt, daß vor dem Angreifen der Belastung P sämtliche n-Federn den Träger berühren und spannungslos sind.

bestimmt mit einer Erhöhung der Einsparungen gerechnet werden.

Für den Verbrauch während der Fahrten mit der Hochdrucklokomotive „Winterthur“ sind keinerlei Abzüge gemacht, sie sind in jeder Beziehung betriebsmäßig durchgeführt worden.

Die Hochdrucklokomotive „Winterthur“ hat sich trotz der bedeutend kleineren Rost- und Heizfläche gegenüber der Niederdruckmaschine als leistungsfähiger erwiesen, wie dies besonders auf anhaltenden Steigungen auffallend in Erscheinung trat.

Die ermittelten Kohlen- und Wasserverbrauchszahlen sind die niedrigsten, welche je mit einer Dampflokomotive erzielt wurden. Sie sind in Abb. 18 bildlich in Abhängigkeit von der Zughakenleistung dargestellt und auch in Vergleich gesetzt mit den Angaben, welche über die Hochdrucklokomotive Schmidt-Henschel veröffentlicht worden sind. Wegen des Vergleichs mit anderen Lokomotiven ist dabei die Hubarbeit der Lokomotiven auf die Ebene reduziert gedacht.

Wird berücksichtigt, daß die Winterthurer Lokomotive im Vergleich zu den modernen Großlokomotiven eine kleine Einheit darstellt, so ist von einer Hochdrucklokomotive größerer Leistung entschieden eine weitere Herabsenkung des spezifischen Kohlen- und Wasserverbrauchs zu erwarten.

starren Träger auf elastischen Stützen.

Unter dem Einfluß von P spannen sich die Federn und der Träger geht aus der Lage t t in die Lage t' t' über (Abb. 2), die wir durch die Einsenkung an der ersten Stütze  $h_1$  und die Neigung  $tg \alpha = \varphi$  kennzeichnen. Mit der Bestimmung von  $h_1$  und  $\varphi$  wäre die Aufgabe schon so gut wie erledigt, denn wir könnten dann der Zeichnung auch  $h_2$  bis  $h_n$  entnehmen und mit den gegebenen Steifigkeiten  $K_1 \dots K_n$  der Federn (Kraft für 1 cm Verformung) durch Multiplikation finden:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= h_1 K_1 \\ F_2 &= h_2 K_2 \\ &\vdots \\ F_n &= h_n K_n \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 3)$$

Setzen wir in die Gleichgewichtsbedingungen 1) und 2)  $F_1 \dots F_n$  aus 3) ein, so wird:

$$P = (h_1 K_1 + h_2 K_2 + \dots + h_n K_n) \dots \dots \dots 1a)$$

$$Pp = (h_1 K_1 a_1 + h_2 K_2 a_2 + \dots + h_n K_n a_n) \dots \dots \dots 2a)$$

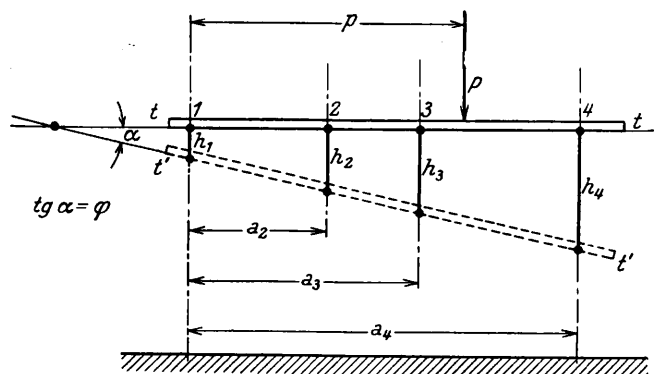


Abb. 2.

Aus Abb. 2 lassen sich unmittelbar folgende Beziehungen ablesen:

$$\left. \begin{aligned} h_2 &= h_1 + a_2 \varphi \\ h_3 &= h_1 + a_3 \varphi \\ &\vdots \\ h_n &= h_1 + a_n \varphi \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 4)$$

Durch Einsetzen in 1a) erhält man:  

$$P = (h_1 K_1 + (h_1 + a_2 \varphi) K_2 + \dots + (h_1 + a_n \varphi) K_n)$$

$$Pp = h_1 (k_1 + k_2 + \dots + k_n) + \varphi (a_2 k_2 + a_3 k_3 + \dots + a_n k_n).$$

Dividieren wir mit  $K_1+K_2+\dots+K_n=\Sigma K$  und nennen wir abgekürzt  $a_2 K_2+a_3 K_3+\dots+a_n K_n=\Sigma a K$ , so gibt das:

$$\frac{P}{\Sigma K} = h_1 + \varphi \frac{\Sigma a K}{\Sigma K} \dots \dots \dots 1b)$$

Ganz ähnlich verfahren wir mit 2a);  $h_2 \dots h_n$  gemäß Gleichung 4) eingesetzt, gibt

$$Pp = (h_1 K_1 a_1 + (h_1 + a_2 \varphi) K_2 a_2 + \dots + (h_1 + a_n \varphi) K_n a_n) \\ Pp = h_1 (K_1 a_1 + K_2 a_2 + \dots + K_n a_n) + \\ \varphi (a_2^2 K_2 + a_3^2 K_3 + \dots + a_n^2 K_n).$$

Wir führen die Abkürzung  $a_2^2 K_2 + a_3^2 K_3 + \dots + a_n^2 K_n = \Sigma a^2 K$  ein und dividieren mit  $\Sigma a K$ .

$$\frac{Pp}{\Sigma a K} = h_1 + \varphi \frac{\Sigma a^2 K}{\Sigma a K} \dots \dots \dots 2b)$$

Faßt man  $K_1 \dots K_n$  als Massen in den Abständen  $a_1 \dots a_n$  von 1 auf, so ist in 1b)  $\frac{\Sigma a K}{\Sigma K}$  der Abstand des Schwerpunktes S dieser Massen von 1:

$$\frac{\Sigma a K}{\Sigma K} = a_S \dots \dots \dots 5)$$

$\frac{\Sigma a^2 K}{\Sigma a K}$  in 2b) ist dann der Abstand des Schwingungsmittelpunktes T der Massen  $K_1 \dots K_n$  von 1:

$$\frac{\Sigma a^2 K}{\Sigma a K} = a_T \dots \dots \dots 6)$$

Durch Einführung von  $a_S$  und  $a_T$  in 1b) und 2b), wobei in letzterer Gleichung links im Nenner  $\Sigma a K = \Sigma K \cdot a_S$  gesetzt wird, erhält man:

$$\frac{P}{\Sigma K} = h_1 + \varphi a_S \dots \dots \dots I)$$

$$\frac{P}{\Sigma K} \cdot \frac{p}{a_S} = h_1 + \varphi a_T \dots \dots \dots II)*)$$

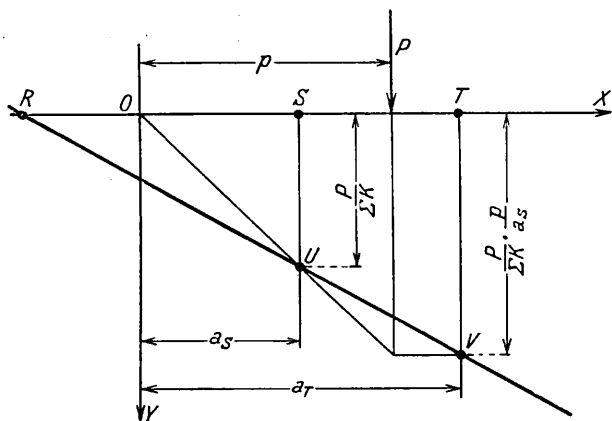


Abb. 3.

Bezogen auf das in Abb. 3 eingetragene Achsenkreuz hat eine beliebige Gerade die Gleichung  $y=n+kx$ . Setzt man

\*) Längere Zeit nach Abschluß vorliegender Arbeit wurde dem Verfasser ein Aufsatz von Prof. Denecke bekannt, veröffentlicht in Glasers Annalen 1906, 2. Halbjahr, S. 141 ff. Darin ist eine rechnerische Behandlung des Trägers auf elastischen Stützen entwickelt, aus der bereits die Bedeutung des statischen Momentes (und damit des Schwerpunktes) und des Trägheitsmomentes der Federsteifigkeiten hervorgeht. — Das im Aufsatz des Verfassers geschilderte Verfahren besitzt alle Vorteile des zeichnerischen gegenüber dem rechnerischen Verfahren. Insbesondere ist der Übergang von einer Belastungsart des Trägers zu einer anderen äußerst einfach zu behandeln, ein Vorteil besonders gegenüber dem Verfahren von Jirotschek, (Glasers Annalen 1920, 1. Halbjahr, S. 25) bei dem der Übergang von einer Belastungsart zur anderen die Wiederholungen aller Rechnungen oder Konstruktionen mit geänderten Größen nötig macht.

für  $x$  und  $y$  Festwerte ein, etwa  $x_A$  und  $y_A$  und betrachtet  $n$  und  $k$  als veränderlich, so definiert die Gleichung  $y_A = n + kx_A$  ein Strahlenbündel durch  $A(x_A, y_A)$ , wobei die einzelnen Strahlen durch das Wertepaar  $n, k$  gekennzeichnet sind.  $n$  ist bekanntlich der Abschnitt der Geraden auf  $OY$ ,  $k$  ihre Steigung. Liegt noch die Gleichung eines zweiten Strahlbündels durch  $B(x_{BYB})$  vor:  $y_B = n + kx_B$ . so genügt das Wertepaar  $n, k$  der Verbindungsgeraden  $AB$  beiden Gleichungen. Das wenden wir auf die Gleichungen I) und II) an.

Tragen wir die Punkte  $U(a_S, \frac{P}{\Sigma K})$  und  $V(a_T, \frac{P}{\Sigma K} \cdot \frac{p}{a_S})$  in das Achsenkreuz ein, so ist  $\varphi$  die Steigung der Geraden  $UV$ ,  $h_1$  ihr Abschnitt auf  $OY$ ; das heißt, daß  $UV$  die Gerade  $t't'$ , die gesuchte Linie der Einsenkungen ist.

Damit ist der Plan des zeichnerischen Verfahrens nahegelegt.  $a_S$  (Lage des Schwerpunktes  $S$ ) und  $a_T$  (Lage des Schwingungsmittelpunktes  $T$ ) werden zeichnerisch in bekannter Weise bestimmt. Durch Auftragen von  $\frac{P}{\Sigma K}$  unter  $S$  ist Punkt  $U$  festgelegt.

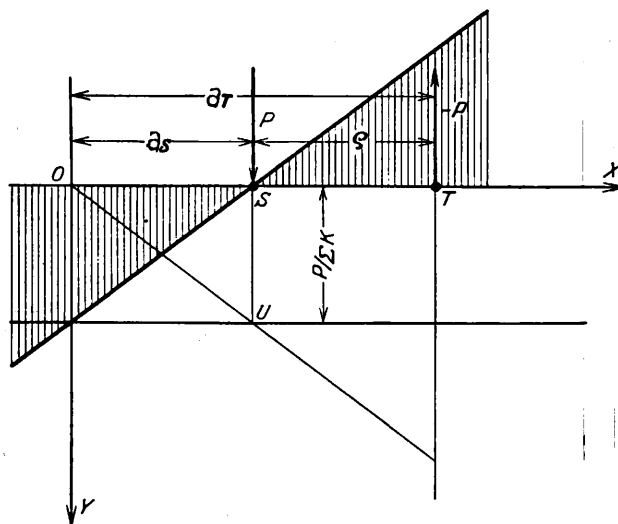


Abb. 4.

Dann ziehe man  $UO$ . Diese Gerade und  $OX$  schneiden auf der Wirkungslinie von  $P$  die Strecke  $\frac{P}{\Sigma K} \cdot \frac{p}{a_S}$  ab, was unmittelbar aus der Zeichnung folgt. Die letzterwähnte Strecke ist der Größe nach die Ordinate des Punktes  $V$ , der somit durch wagrechtes Projizieren auf die Ordinate durch  $T$  gefunden wird.  $UV$ , die Linie der Einsenkungen, kann also gezeichnet werden. Sie schneidet  $OX$  (die Achse des unbelasteten Trägers) in  $R$ . Dieser Punkt des Trägers hat sich somit bei der Belastung nicht gesenkt, er ist sozusagen der Drehpunkt. Zu bemerken ist, daß bei gegebener Lage ( $a_1 \dots a_n$ ) und Steifigkeit ( $K_1 \dots K_n$ ) der Stützen die Abszissen der Punkte  $U$  und  $V$  festliegen, weiter ist natürlich, daß die Einsenkungen und Stützdrücke bei festgehaltener Lage von  $P$  letzterer Größe proportional sind.

Ein Sonderfall ist die Belastung des Trägers in  $S$ . Nach der Konstruktion wird die Linie der Einsenkungen parallel  $OX$ , d. h. der Träger bleibt bei der Einsenkung, die  $\frac{P}{\Sigma K}$  beträgt, parallel zu sich selbst. Sind alle Federn gleich steif,  $K_1=K_2=\dots=K_n$ , so verteilt sich die Belastung gleichförmig auf alle Stützen  $F_1=F_2=\dots=F_n=\frac{P}{n}$ .

Bemerkenswert (und häufig auftretend) ist auch die Belastung durch ein Kräftepaar vom Moment  $M$  (Abb. 4).

In erlaubter Weise zerlegen wir es in die Einzelkräfte  $P = \frac{M}{\rho}$  in S und  $-P = -\frac{M}{\rho}$  in T, zeichnen für P und  $-P$  die Linien der Einsenkungen und überlagern sie.

P in S gibt eine Parallele zu OX, P in T gibt nach der Konstruktion OU als Linie der Einsenkungen. Da in T nicht P, sondern  $-P$ , wirkt, sind die Ordinaten von UO von denen der ersten Geraden zu subtrahieren, statt zu addieren. Das gibt eine resultierende Linie der Einsenkungen, die durch S geht und auf OY

$$h_1 = \frac{P}{\Sigma K} = \frac{M}{\rho \Sigma K} \dots \dots \dots 7)$$

abschneidet. Unter der Wirkung eines Kräftepaars dreht sich somit der Träger um S.

Die Einflußlinien für Einsenkungen an bestimmter Stelle oder für Stützendrücke können nach dem Satz von Maxwell von der Gegenseitigkeit der Verschiebungen gefunden werden. Der genannte Satz sagt in unserem Falle: Belastet man den Träger mit 1 kg an der Stelle A, so ist die Einsenkung an der Stelle B ebenso groß wie die Einsenkung in A bei Belastung durch 1 kg in B.

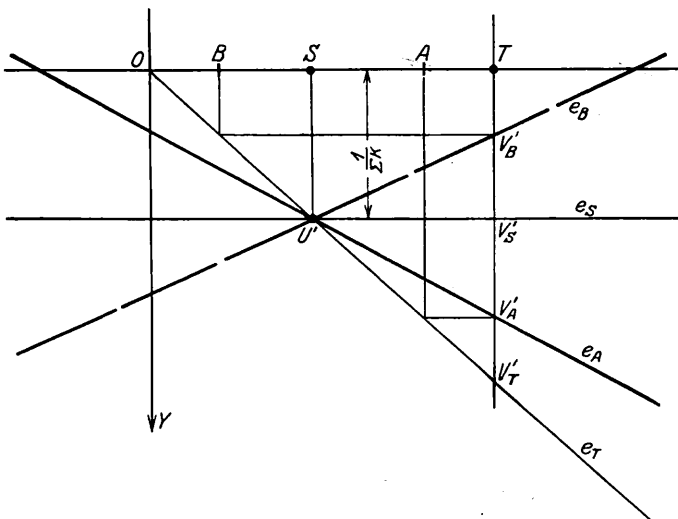


Abb. 5.

Die Einflußlinie für die Einsenkung an der Stelle A entsteht nun, wenn man im wandernden Punkte B des Lastangriffes ( $P=1$  kg) jeweils senkrecht zur Trägerachse die Einsenkung an der Stelle A aufträgt. Man kann aber auch nach dem eben vorgebrachten Satz von Maxwell die Kraft in A wirken lassen und in B die Einsenkungen messen. Mit anderen Worten: Die Einflußlinie für die Senkung des Trägers an einer Stelle A ist die Linie der Einsenkungen bei Belastung des Trägers an der Stelle A mit 1 kg.

In Abb. 5 sind die Einflußlinien  $e_A, e_B, e_S, e_T$  für die Einsenkungen an den Stellen A, B, S, T gezeichnet. Man sieht sogleich, daß sämtliche Einflußlinien für Einsenkungen durch  $U'$  gehen müssen ( $U'$  statt U deutet an, daß immer mit 1 kg Belastung gerechnet ist), daß die Einflußlinie für Stelle S parallel zur Trägerachse wird. (Die Durchsenkung unter S ist also nur von der Größe der Last, nicht aber von ihrer Stellung abhängig) und daß die Einflußlinie für Stelle T mit  $O U'$  zusammenfällt. Die Einflußlinien für die Stützdücke werden aus denen für die Einsenkungen der betreffenden Feder durch Multiplikation der Ordinaten mit der Steifigkeit K abgeleitet, sind also ebenfalls Gerade.

Berühren nicht alle Federn den unbelasteten Träger (Abb. 6), sondern liegt etwa die Stütze i um  $h_i$  unter ihm, so ist in 3) statt  $F_i = h_i K_i, F_i = (h_i - h_i^0) K_i$  zu setzen und 1a) und 2a) verändern sich etwas, nämlich in:

$$P + (h_i^0 K_i) = (h_1 K_1 + h_2 K_2 + \dots + h_i K_i + \dots + h_n K_n)$$

$$Pp + (h_i^0 K_i) a_i = (h_1 K_1 a_1 + h_2 K_2 a_2 + \dots + h_i K_i a_i + \dots + h_n K_n a_n)$$

Die weitere Entwicklung der rechten Seiten beider Ausdrücke

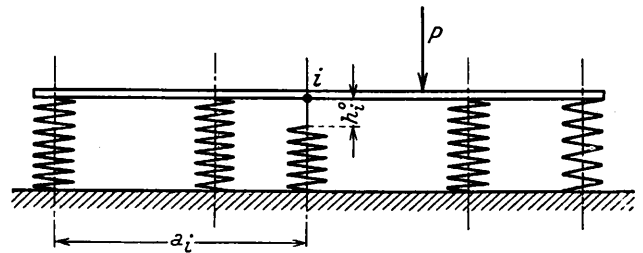


Abb. 6.

erfolgt ganz wie früher, man kann also so verfahren, als ob alle Federn den unbelasteten Träger spannungslos berühren würden, muß jedoch, wie die linken Seiten der beiden Gleichungen lehren, statt mit P mit einer Resultierenden  $P'$  aus P und der über der Stütze i angreifenden Kraft  $P_i^0 = h_i^0 K_i$  rechnen. Die Überlegung kann auf den Fall mehrerer, den unbelasteten Träger nicht berührender Stützen erweitert werden.

Ist der Träger irgendwie belastet und im Gleichgewicht und beschäftigen uns nur die Änderungen seines Zustands durch eine zusätzliche Belastung, so ist natürlich auf etwa ursprünglich vorhandene  $h^0$  keine Rücksicht zu nehmen.

Es wird nun der Fall behandelt, daß Federn des Trägers durch Ausgleichs- hebel verbunden sind (Abb. 7). Gleichgewicht ist nur möglich, wenn die Federkräfte in der Beziehung  $F_a \cdot a = F_b \cdot b$  stehen.

Zu den an die Spitze unserer Untersuchungen gestellten statischen Gleichungen treten so viele der eben

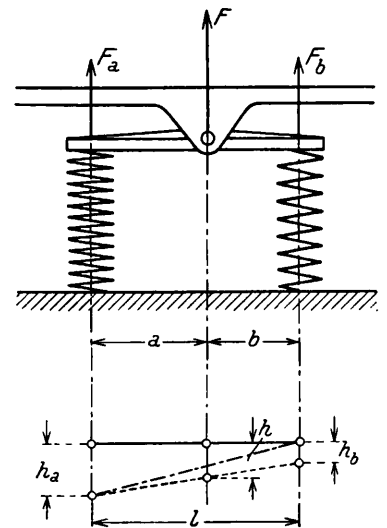


Abb. 7.

angeschriebenen Art, als Ausgleichs- hebel da sind. Jeder Ausgleichs- hebel vermindert also den Grad der statischen Unbestimmtheit um 1;  $n-2$  Ausgleichs- hebel machen den Träger statisch bestimmt. Durch die Federkräfte  $F_a$  und  $F_b$  erleiden die Federn entsprechend ihren Steifigkeiten  $K_a$  und  $K_b$

Einsenkungen  $h_a = \frac{F_a}{K_a}$  und  $h_b = \frac{F_b}{K_b}$ , wobei sich der Dreh-

punkt des Ausgleichs- hebel um  $h = h_a \frac{b}{l} + h_b \frac{a}{l}$  senkt.

Durch  $F_a$  und  $F_b$  ausgedrückt, wird

$$h = \frac{F_a}{K_a} \cdot \frac{b}{l} + \frac{F_b}{K_b} \cdot \frac{a}{l}, \text{ weiter bei Einsetzung von } F_b = F_a \cdot \frac{a}{b} :$$

$$h = \frac{F_a}{K_a} \cdot \frac{b}{l} + \frac{F_a}{K_b} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{a}{l} = F_a \frac{b K_b^2 + a K_a^2}{b l K_a K_b} \dots 8)$$

Im Drehpunkt des Hebels herrscht die Kraft

$$F = F_a + F_b = F_a \left(1 + \frac{a}{b}\right) = F_a \cdot \frac{l}{b} \dots \dots 9)$$

Das Verhältnis  $\frac{F}{h}$  ist konstant:

$$K = \frac{K_a K_b \cdot l^2}{K_a \cdot a^2 + K_b \cdot b^2} \dots \dots \dots 10)$$

Es ist, als ob der Träger statt auf dem Drehpunkt des Ausgleichshebels, auf einer Feder von der Steifigkeit

$$K = \frac{K_a \cdot K_b \cdot l^2}{K_a a^2 + K_b \cdot b^2}$$

ruhen würde.

Wir haben bisher das Verfahren in den Grundzügen besprochen, an seiner Hand Sonderfälle betrachtet und für abweichende Voraussetzungen anwendbar gemacht. Wie gesagt, ist zuerst die Konstruktion des Schwer- und des Schwingungsmittelpunktes, der als Massen aufgefaßten Steifigkeiten zu erledigen. Diese zeichnerischen Ermittlungen können unseren Zwecken angepaßt werden und deswegen soll im folgenden ein Beispiel vollständig gezeichnet werden: Be-

0, ( $a_1$  ist ja null)  $2' 2''$ ,  $3' 3''$ ,  $4' 4''$  (=III IV)\*. Zur Konstruktion eines Kraftpolygons tragen wir die erwähnten Strecken senkrecht zu OX im letzten Stützpunkt 4 auf, machen also  $4 I' = 0$ ,  $I' II' = 2' 2''$ ,  $II' III' = 3' 3''$ ,  $III' IV' = 4' 4''$ . Als Pol des Kraftecks wählen wir am besten Stützpunkt 2 (es hängt das damit zusammen, daß  $a_1 = 0$ , also auch  $a_1 K_1 = 0$  ist), ziehen also  $2 II'$ ,  $2 III'$ ,  $2 IV'$ ; das zugehörige Seileck ist OX,  $b'$ ,  $c'$ ,  $d'$ . Der Schnitt von OX mit  $d'$  ist der gesuchte Schwingungsmittelpunkt T. Wie die Konstruktion weiter verläuft, wurde schon angegeben, sie liefert uns die Linie der Einsenkungen. Liegt ihr Schnittpunkt R mit OX noch auf dem Zeichenpapier, dann ziehe man RI, RII, RIII, RIV. Die Abschnitte  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$ ,  $f_4$  (in Abb. 8 stark gezeichnet) sind

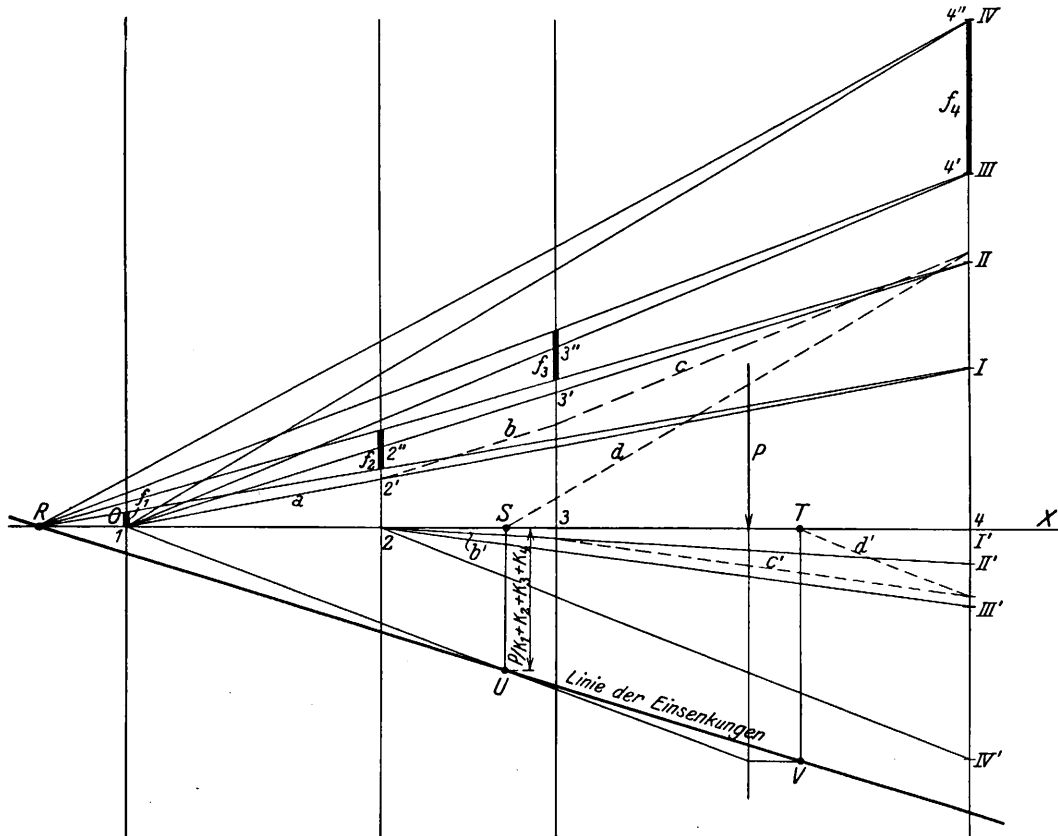


Abb. 8.

lastung eines Trägers auf vier elastischen Stützen (Steifigkeiten  $K_1, K_2, K_3, K_4$ ) durch P (Abb. 8). Es ist natürlich gleichgültig, ob P eine einzelne Kraft, oder die Resultierende mehrerer den Träger ergreifender Kräfte ist. Auf einer Senkrechten zur Trägerachse OX im letzten Stützpunkt 4 trage man der Reihe nach Strecken  $4 I, I II, II III, III IV$  auf, die den Steifigkeiten  $K_1, K_2, K_3, K_4$  proportional sind und verbinde I, II, III, IV mit 1, dem ersten Stützpunkt. Das gibt ein Kraftpolygon, zu dem wir das Seileck OX, a, b, c, d zeichnen. OX und d schneiden sich im gesuchten Schwerpunkt S.

Es ist nun der Schwingungsmittelpunkt T zu konstruieren:  $x_T = \frac{\sum a^2 K}{\sum a K} = \frac{\sum a(a K)}{\sum a K}$ ; die letzte Form gibt uns die Anweisung, ihn als Schwerpunkt des Massensystems  $a_1 K_1, a_2 K_2, a_3 K_3, a_4 K_4$  zu ermitteln.

Strecken, die den Massen  $a_1 K_1 \dots a_4 K_4$  proportional sind, lassen sich der Zeichnung entnehmen; es sind die Abschnitte:

dann den Auflagerfederkräften  $F_1, F_2, F_3, F_4$  proportional. Der Nachweis hierfür ist sehr einfach und analog dem in der letzten Fußnote Gegebenen. Der Maßstab ist dadurch bestimmt, daß die algebraische Summe aller  $f, f_1 + f_2 + f_3 + f_4$  der Belastung P entsprechen muß, d. h. ein  $f=1$  stellt ein  $F = \frac{P}{f_1 + f_2 + f_3 + f_4} = \frac{P}{\sum f}$  dar. Es ist sehr vorteilhaft, auf SU eine Skala für P anzubringen, besonders wenn an demselben Träger mehrere Belastungsfälle zu untersuchen sind. Der Krafteinheit entspricht eine Strecke auf SU von  $\frac{1}{\sum K}$  Längeneinheiten.

\*) Es ist ja  $4' 4'' = III IV \cdot \frac{a_4}{a_4}$ ,  $3' 3'' = II III \cdot \frac{a_3}{a_4}$ ,  $2' 2'' = I II \cdot \frac{a_2}{a_4}$ ,  $0 = 4 I \cdot \frac{a_1}{a_4}$  und da nach Konstruktion  $III IV = CK_4$ ,  $II III = CK_3$ ,  $I II = CK_2$ ,  $4 I = CK_1$  aufgetragen wurde:  $4' 4'' : 3' 3'' : 2' 2'' : 0 = K_4 a_4 : K_3 a_3 : K_2 a_2 : K_1 a_1$ .

## Versuche mit Lokomotivspeisepumpen.

Von Dr. Ing. L. Schneider, München.

Neben der einfachen Dampfstrahlpumpe (Injektor) wurden schon früher gelegentlich Kolbenpumpen zur Speisung der Lokomotivkessel verwendet. Es geschah dies meist in der Form von mechanisch angetriebenen Pumpen, wenn der Injektor infolge der hohen Temperatur des anzusaugenden Wassers nicht mehr zuverlässig arbeitete, z. B. in den Tropen. Erst mit der Einführung der Speisewasservorwärmung, etwa seit 1912, wurde die Verwendung der Dampfkolbenpumpe an der Lokomotive allgemein. Mechanisch angetriebene sogenannte Laufpumpen — vor der Erfindung des Injektors die einzige Möglichkeit, das Speisewasser in den Kessel zu fördern — werden verhältnismäßig wenig benützt, da sie die Unbequemlichkeit bieten, bei Stillstand der Lokomotive nicht arbeitsfähig zu sein.

Die Dampfkolbenpumpen stellen kleine, langsam laufende Maschinen dar, denen man einen hohen Dampfverbrauch nachsagte. Da genauere Zahlen hierüber nicht bekannt waren, machte ich schon vor mehreren Jahren\*) eingehende Dampfverbrauchsversuche mit einer stehenden, doppelt wirkenden schwungradlosen Kolbendampfmaschine von folgenden Abmessungen:

- Durchmesser des Dampfzylinders . . . 203 mm
- „ „ Wasserzylinders . . . 140 „
- Hub . . . . . 262 „
- Hubraum Wasserzylinder oben . . . . 3,69 l
- „ „ unten . . . . . 4,03 „

Theoretische Förderung bei einer Hubzahl von 65 Min. . . . . 250 l/Min. = 15 m<sup>3</sup>/Std.

Der Betriebsdampf für die Pumpe wurde einem ortsfesten Wasserrohrkessel entnommen und vor Eintritt in die Dampfkammer des Pumpendampfzylinders durch zwei hintereinanderliegende Wasserabscheider entwässert. Dieses Niederschlagwasser ist nicht zum Dampfverbrauch der Pumpe gerechnet. Letzterer wurde folgendermaßen bestimmt:

Der Abdampfstutzen der Pumpe war mit einem Oberflächenkondensator verbunden, in dem der gesamte Abdampf leicht niedergeschlagen werden konnte. Das Niederschlagwasser wurde in Gefäßen aufgefangen und durch Wägung gemessen. Außerdem wurde durch Wägung auch das im Dampfzylinder und in den Kanälen gebildete Kondensat bestimmt. Aus der Summe ergibt sich der Dampfverbrauch der Pumpe. Vor dem Pumpendampfventil und in der Dampfkammer der Pumpe wurde der Dampfdruck mit einem Manometer gemessen. Die Pumpe saugte das Wasser etwa 1¼ m hoch frei an. Vor Einmündung der Druckleitung in das Wassermeßgefäß war in die Leitung ein Windkessel größeren Inhalts eingeschaltet. Hinter diesem lag das Drosselventil, an dem mit der Hand der für die Versuchsreihe gleichbleibende Wasserdruck eingestellt wurde. Vom Drosselventil führte die Leitung in ein geeichtes Meßgefäß, mit dem die Wasserförderung der Pumpe oder die Speisemächtigkeit festgestellt wurde. Der Wasserdruck konnte an einem Manometer zwischen dem großen Windkessel und dem Drosselventil abgelesen werden. Selbst bei den größten Fördermengen der Pumpe erreichten die Ausschläge dieses Manometers ohne Dämpfung während eines Hubes nur Beträge von ± 1½ at. Die Teilung konnte stets sicher abgelesen werden.

Die Zahl der Kolbenhübe der Pumpe wurde bei verschiedenen Fördermengen festgestellt. In Abb. 1 sind neben der Geraden, die das theoretische Verhältnis zwischen Hubzahl und Fördermächtigkeit darstellt, die bei den Versuchen gefundenen Hubzahlen eingetragen. Die Übereinstimmung ist so gut, daß auf einwandfreies Arbeiten der Pumpe hinsicht-

lich ihres volumetrischen Wirkungsgrades geschlossen werden kann.

Der Dampfverbrauch der Pumpe wurde bei wechselnder Speisemächtigkeit, die von 1,4 bis 17,4 m<sup>3</sup>/Std. schwankte, und bei einem Wasserdruck von rund 9, 12 und 15 kg/cm<sup>2</sup> ermittelt. Im ganzen gelangten 24 Versuchsreihen von je

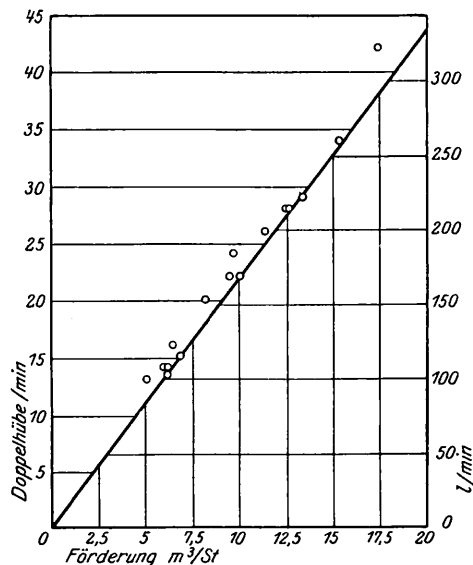


Abb. 1. Förderung der Einzylinder-Speisepumpe.

Zahlentafel 1.

1	2	3	4	5	6	7
Nr. des Versuchs	Wasserdruck in der Pumpendruckleitung atü	Gefördertes Wasser l	Speisemächtigkeit m <sup>3</sup> /Std.	Dampfverbrauch kg	Dampfverbrauch in v. H. der Wasserförderung	Dampfverbrauch für 1 PS-Std reiner Wasserförderung kg/PS-Std.
1	9,3	331	2,48	11,74	3,55	103
2	9,2	627	6,27	10,44	1,67	49
3	9,2	840	6,30	16,04	1,91	56
4	9,1	995	9,95	13,54	1,36	40
5	9,0	1087	10,87	16,54	1,52	45,5
6	9,0	1115	13,40	14,70	1,32	39,5
7	9,1	1160	17,40	15,70	1,35	40
8	12,0	272	2,04	13,04	4,80	108
9	11,5	587	4,39	16,30	2,78	65
10	12,1	935	7,00	19,94	2,13	47,5
11	12,1	950	9,50	17,90	1,88	42
12	12,0	1175	11,75	19,60	1,67	37,5
13	12,3	1215	14,60	19,64	1,62	35,5
14	15,2	234	1,40	17,34	7,4	132
15	15,0	677	5,07	20,14	2,98	53,5
16	14,8	595	6,00	17,04	2,86	52
17	15,0	622	6,22	17,79	2,86	51
18	15,0	650	6,50	15,80	2,43	44
19	15,3	775	7,75	20,14	2,60	46
20	15,0	977	9,77	21,84	2,24	40
21	15,0	1000	10,00	20,44	2,04	37
22	15,0	1140	11,40	24,09	2,11	38
23	15,0	1045	12,50	20,40	1,95	35
24	15,0	1022	15,30	19,34	1,89	34

\*) Siehe Zeitschr. d. V. d. Ing. 1918, S. 265.

5 bis 10 Min. Dauer im Beharrungszustand zur Durchführung. Der Dampfüberdruck vor dem Pumpendampfventil war nicht wie bei der Lokomotive gleich dem Wasserdruck, sondern lag zwischen 9,3 und 13,6 at. Dieser Druck mußte durch das Pumpendampfventil noch um mehrere Atmosphären abgedrosselt werden, so daß in der Dampfkammer der Pumpe nur ein Dampfüberdruck von rund 4 bis 7 at herrschte.

Die Hauptergebnisse der 24 Versuchsreihen sind in Zahlentafel 1 und in Abb. 2 und 3 wiedergegeben. In Abb. 2 ist der Dampfverbrauch in Teilen des geförderten Wassers, auf den Lokomotivbetrieb angewendet also in Teilen des Gesamtdampfverbrauches, dargestellt. Wie zu erwarten, nimmt der Dampfverbrauch mit steigendem Wasserdruck und ab-

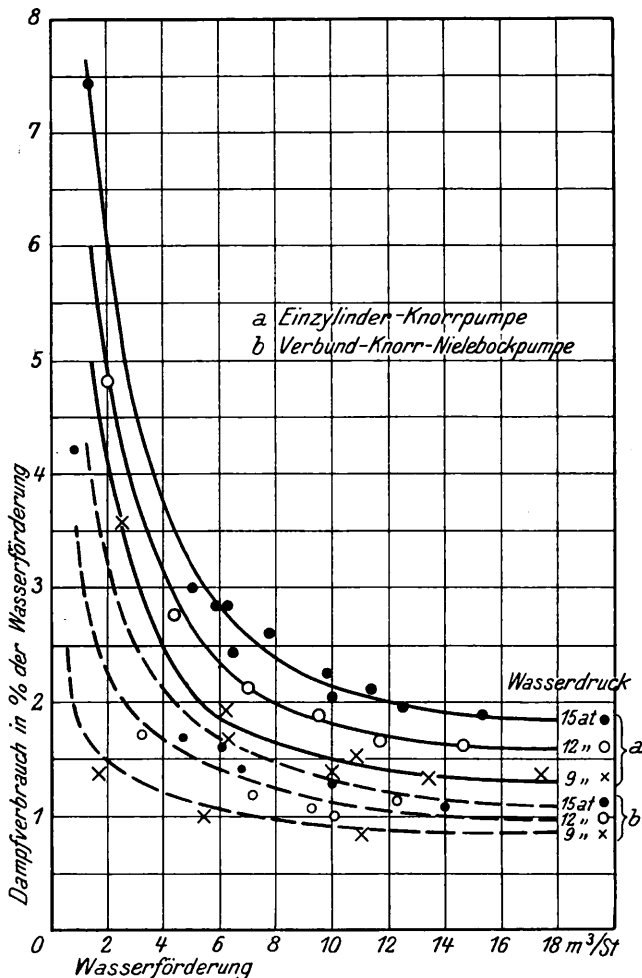


Abb. 2. Abhängigkeit des Dampfverbrauchs der Speisepumpen vom Wasserdruck und der Fördermenge, ausgedrückt in v. H. der geförderten Wassermenge.

nehmender Speisemächtigkeit zu. Der hohe Dampfverbrauch bei kleinen Fördermengen der Pumpe läßt es unwirtschaftlich erscheinen, die Pumpe ganz langsam in Gang zu halten. Die Hubzahl sollte etwa 22 in der Minute, entsprechend rund 80 l/Min. oder 5 m³/Std. Fördermenge, nicht bedeutend unterschreiten. Von da ab ist es wirtschaftlicher, die Pumpe abzustellen oder ein kleineres Pumpenmodell zu wählen. Bei einer Förderung von über 5 m³/Std. ist der Dampfverbrauch der Lokomotivspeisepumpe bemerkenswert gering, nämlich nur = 1½ bis 3 v. H. des geförderten Wassers oder des Gesamtdampfverbrauches der Lokomotive. Die verbreitete Ansicht, eine Dampfkolbenpumpe habe äußerst hohen Dampfverbrauch, ist somit irrig.

Nur scheinbar ungünstiger wird das Bild, wenn man den Dampfverbrauch der Pumpe auf die geleistete reine Wasserförderarbeit bezieht, wie in Abb. 3 dargestellt. Die

zur Wasserförderung aufgewandte Arbeit berechnet sich zu  $\frac{\text{Speisemächtigkeit (m}^3/\text{Std.)} \times \text{Wasserdruck (kg/cm}^2\text{)}}{27}$  PS

Die Leistung der Pumpe betrug demnach bei Versuch Nr. 1 der Zahlentafel 1

$$\frac{2,48 \cdot 9,3}{27} = 0,855 \text{ PS.}$$

Bei Versuch Nr. 24 betrug dagegen die Leistung

$$\frac{15,3 \cdot 15}{27} = 8,5 \text{ PS.}$$

Man ersieht hieraus in wie hohem Maße die Leistung der Pumpe sich mit der Fördermenge und dem Druck ändert.

Mit steigendem Wasserdruck nimmt, größerer Leistung der Pumpe entsprechend, der effektive Dampfverbrauch ab. Die Kurven liegen deshalb zur Abszissenachse in Abb. 3 in entgegengesetzter Reihenfolge wie in Abb. 2.

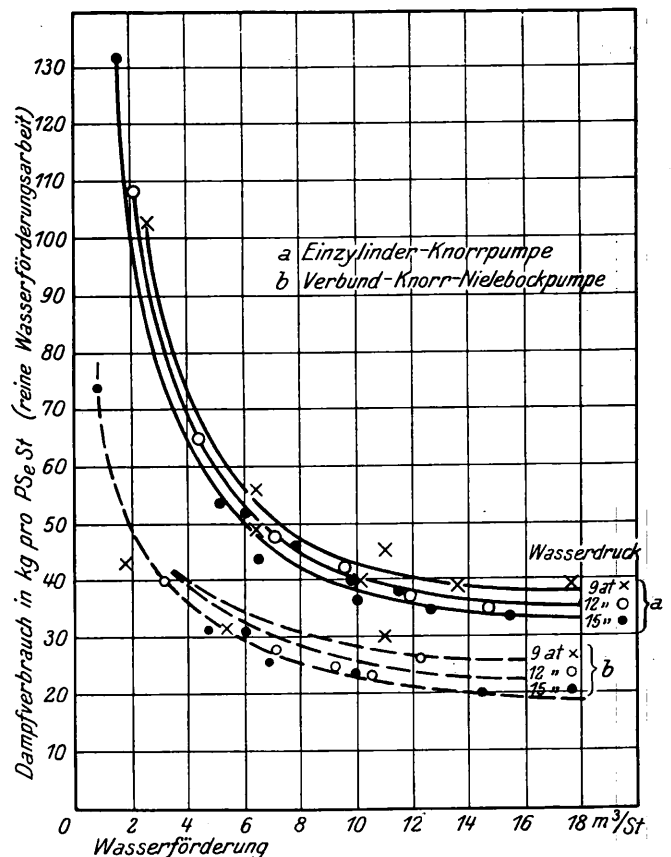


Abb. 3. Dampfverbrauch der Speisepumpen bezogen auf die Leistung in PS Std.

Als kleine, langsam laufende Einheit, hat die Lokomotivspeisepumpe naturgemäß einen Dampfverbrauch, der einer Herabsetzungsfähig erscheint, wenn er auch bei weitem nicht die Höhe erreicht, wie sie oft befürchtet wurde. Eine wesentliche Verschlechterung im Betrieb ist nicht zu erwarten, wenn die Beaufsichtigung der Pumpe eine einigermaßen gewissenhafte ist. Dampf- und Wasserkolben sind mit mehrfachen Ringen versehen, so daß nur durch Bruch aller Ringe eines Kolbens oder Abnutzung bis zur Lahmheit, größere Undichtigkeiten entstehen können. Im übrigen verträgt die Dampfkolbenpumpe, wie eben jede Dampfmaschine, den rauhesten Betrieb. Undichtigkeiten an den einfachen Pumpenventilen sind ebensowenig zu befürchten. Die Speisepumpen mit einfacher Dampfdehnung sind mittlerweile in vielen tausenden Exemplaren eingeführt und haben sich bewährt.

Der Dampfverbrauch der Pumpe stellt dem Frischdampf injektor oder dem mit Frischdampfzusatz betriebenen

Abdampfinjektor gegenüber keinen Verlustposten dar, da beide viel höhere Frischdampfmenen verbrauchen, aber er verringert den aus der Abdampfvorwärmung erzielbaren Nutzen. Beispielsweise ist zur Erzeugung von Dampf von 16 atü und 370° C aus Speisewasser von 15° C eine Wärmemenge von 745 cal/kg nötig. Wird das Speisewasser durch den Abdampf der Lokomotiven auf durchschnittlich 95° C vorgewärmt, so sind durch das Brennmaterial 80 cal/kg oder 10,5% der oben genannten größeren Wärmemenge weniger an den Kesselinhalt abzugeben. In Wirklichkeit leitet man aber den Abdampf der Speisepumpe neben dem Abdampf der Lokomotivdampfmaschine in den Vorwärmer. Wir wollen einen Oberflächenvorwärmer voraussetzen, dessen Niederschlagswasser mit 100° C abfließt. Oft erreicht man eine Unterkühlung auf 80 bis 90° C; wir wollen dieses wärmetechnisch günstige Moment jedoch nicht berücksichtigen. Der Dampfverbrauch der Speisepumpe sei 1, 2, 3 und 4% des erzeugten Frischdampfes. Die Pumpe wird, wie üblich, mit trockenem Sattedampf betrieben. Eine thermodynamische Überschlagsrechnung ergibt, daß der Abdampf der Pumpe nicht wesentlich feucht sein kann. 1 kg dieses Abdampfes gibt bei Kondensation zu Wasser von 100° C eine Wärmemenge von rund 530 cal frei. Infolge des zusätzlichen Verbrauches der Pumpe sind, je nachdem man 1, 2, 3 oder 4% Dampfverbrauch der Pumpe annimmt, je kg in der Hauptmaschine verarbeiteten Dampfes dem Kessel zuzuführen: 752, 758, 765 oder 771 cal, wovon dem Speisewasser durch den Pumpenabdampf 5,3, 10,6, 15,9 oder 21,2 cal zugute kommen. Durch den Abdampf der Hauptmaschine kann daher je kg des in der Hauptmaschine verarbeiteten Dampfes dem Speisewasser noch eine Wärmemenge zugeführt werden von: 75,5, 71,0, 66,5 oder 62,0 cal\*), woraus eine Brennstoffersparnis von 10, 9,4, 8,7 oder 8,1% folgt. Für jedes Prozent Dampfverbrauch der Speisepumpe (in Prozent des im Kessel erzeugten Dampfes ausgedrückt), vermindert sich die Brennstoffersparnis bei Verwendung von Abdampf-Oberflächenvorwärmung um rund 0,6%.

Mit der Verbundspeisepumpe der Knorr-Bremse A.-G., Berlin, wird gegenüber der Pumpe mit einfacher Dampfdehnung eine weitere Senkung des Dampfverbrauches zu erzielen versucht. Eingehende Versuche, die ich auf dem Prüfstand der Lokomotivfabrik J. A. Maffei A.-G., München, mit einer solchen Knorr-Nielebockpumpe durchführte, ergaben sehr günstige Werte. Die mit der vorgeschilderten Einrichtung untersuchte Pumpe hatte folgende Abmessungen:

Durchmesser der Dampfzylinder	Hochdruck . . . 115 mm
„ „ „	Niederdruck . . . 200 „
„ „ des Wasserzylinders	„ . . . 115 „
Hub . . . . .	250 „
Hubraum Wasserzylinder oben . . . . .	2,41 l
„ „ unten . . . . .	2,6 „
Theoretische Förderung bei einer Hubzahl von 100/Min. . . . .	250 l/Min. = 15 m <sup>3</sup> /Std.

Da die Pumpe von der Knorr-Bremse A.-G. ebenso wie die früher untersuchte Einzylinderpumpe, für eine Wasserförderung von 250 l/Min. verkauft wird, so muß sie bei gleicher Förderung erheblich rascher laufen; sie kommt also auch bei geringer Speisemächtigkeit nicht so sehr in den Bereich des hohen Dampfverbrauches.

In Abb. 4 sind die Fördermengen in m<sup>3</sup>/Std. wie in l/Min. in Abhängigkeit von der Zahl der Doppelhübe der Pumpe eingetragen. Die rasch laufende Pumpe weist z. T. volu-

\*) Diese Mengen sind größer als die Differenzen 80—5,3, 80—10,6 usw., weil infolge des zusätzlichen Dampfverbrauches der Speisepumpe dem Speisewasser pro kg des in der Hauptmaschine verarbeiteten Dampfes mehr als 80 cal zugeführt werden müssen.

metrische Wirkungsgrade über 100% auf, was auf verzögertes Schließen der Saugventile schließen läßt. Diese Erscheinung ist nicht auffallend und auf die lebendige Kraft des angesaugten Wassers zurückzuführen. Die in die Abb. 4 eingetragene Diagonale gibt die theoretische Fördermenge an.

Der Dampfverbrauch der Pumpe wurde bei Fördermengen von 0,9 bis 14,5 m<sup>3</sup>/Std., das sind 15 bis 242 l/Min., ermittelt, bei einem Wasserdruck von 8,6 bzw. 11,6 bzw. 14,6 atü hinter den Druckventilen\*). Der Dampfdruck unmittelbar vor dem Dampfsteuerschieber der Pumpe war dabei im Mittel 6,1 bzw. 7,7 bzw. 9,45 atü. Er änderte sich bei gleichem Wasserdruck mit der Fördermenge.

Die Hauptergebnisse der 14 Versuchsreihen sind in Zahlentafel 2 und in Abb. 2 und 3 enthalten. Die Kurven lassen erkennen, daß die Verbundspeisepumpe in Hinsicht auf den Dampfverbrauch einen großen Fortschritt gegenüber der älteren Pumpe mit einfacher Dampfdehnung bedeutet. Bei einem Kesseldruck von 15 atü beträgt der Dampfverbrauch der Verbundspeisepumpe zwischen Vollleistung und  $\frac{1}{3}$  Leistung nur 1,4% der Dampferzeugung des Kessels, bei 12 at Wasserüberdruck nur 1%.

Zahlentafel 2.

1	2	3	4	5	6	7
Nr. des Versuchs	Wasserdruck in der Pumpendruckleitung atü	Gefördertes Wasser l	Speisemächtigkeit m <sup>3</sup> /Std.	Dampfverbrauch kg	Dampfverbrauch in v. H. der Wasserförderung	Dampfverbrauch für 1 PSe/Std. reiner Wasserförderungsarbeit kg/PSe-Std.
1	8,6	175	1,75	2,4	1,37	42,8
2	8,6	540	5,4	5,5	1,02	32,0
3	8,6	920	11,00	9,0	0,98	30,9
4	11,6	320	3,2	5,5	1,72	40,2
5	11,6	715	7,15	8,6	1,2	28,0
6	11,6	925	9,25	10,0	1,08	25,2
7	11,6	1050	10,5	10,6	1,01	23,6
8	11,6	1020	12,25	11,7	1,15	26,7
9	14,6	90	0,9	3,8	4,22	77,6
10	14,6	470	4,7	8,0	1,7	31,5
11	14,6	615	6,15	10,0	1,63	30,2
12	14,6	675	6,75	9,4	1,39	25,8
13	14,6	1000	10,00	12,6	1,26	23,4
14	14,6	970	14,5	10,7	1,10	20,4

Gegenüber mannigfachen unrichtigen und ungenauen Angaben über den Dampfverbrauch der Lokomotivspeisepumpen muß hier auf die vorstehenden genauen Versuche

\*) Die Eichung des Manometers ergab eine Voreilung um 0,4 at. Abgelesen wurde 9, 12 und 15 at.

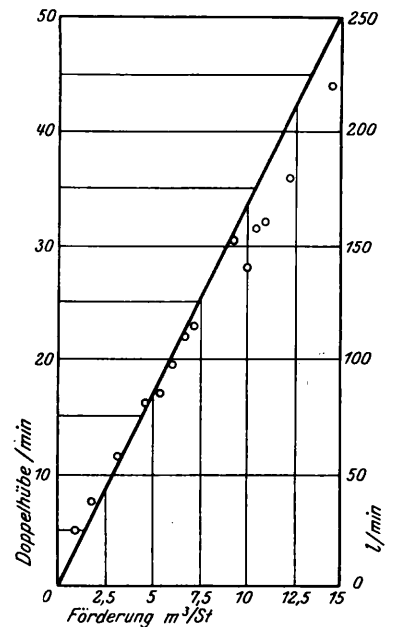


Abb. 4. Förderung der Verbundspeisepumpe.

hingewiesen werden. Noch in letzterer Zeit wurde in einem deutschen Nachdruck eines Aufsatzes „Versuche der Italienischen Staatsbahnen mit Abdampfvorwärmern für Lokomotiven“ von Ing. G. Corbellini\*) in Verbindung mit der Dampfkolbenpumpe irrige Angaben gemacht. Corbellini führt Vergleichsrechnungen mit einem Abdampfinjektor vor. Unbeschadet der sonstigen Vorzüge des Abdampfinjektors ist nun gerade der wärmewirtschaftliche Wirkungsgrad desselben im Vergleich mit Speisepumpe und Oberflächenvorwärmer nicht so gut. Gänzlich verschweigt dies auch Corbellini nicht, indem er die Brennstoffersparnis beim Oberflächenkondensator mit 7% beim Abdampfinjektor mit 6% angibt. Ihm zufolge ist aber der Dampfverbrauch der Knorrpumpe 5%, ja „in manchen Fällen 8 bis 10%“. Zur Stützung letzterer Zahlen führt er meine 1918 veröffentlichten Versuche an. Diese ergeben einen Höchstwert des Dampfverbrauchs der Pumpe von 7,4%, und zwar wurde dieser Betrag erreicht bei 15,2 at Wasserüberdruck und bei ganz langsamem Gang der Pumpe, nämlich bei 1,4 m<sup>3</sup>/Std. Wasserförderung durch eine für 15 m<sup>3</sup>/Std. gebaute Pumpe. Es ist unzulässig, deshalb von 8 bis 10% Dampfverbrauch zu sprechen. Der Heizer kann die Speisepumpe ebenso abstellen, wie man normalerweise den Injektor abstellen muß, wenn die zu fördernde Wassermenge zu gering wird: hinsichtlich Regulierfähigkeit bleibt trotzdem die Pumpe dem Injektor wahrscheinlich überlegen. Dabei kann allerdings der Ausweg beschritten werden, daß man einen Dauerspeiseinjektor vorsieht, der für vorübergehende Höchstleistung durch einen zweiten Injektor unterstützt werden muß. Für den Abdampfinjektor rechnet Corbellini mit 12 at Wasserüberdruck. Der Frischdampfverbrauch der alten Einzylinderpumpe beträgt bei 12 at und selbst nur  $\frac{1}{3}$  Belastung 2,6%, jener der Verbundpumpe 1,5%, also nicht entfernt 5 oder gar 8 bis 10%, während Corbellini den Frischdampfverbrauch des Abdampfinjektors bei 12 at Kesselüberdruck und 1,2 at absolutem Abdampfdruck mit 5,17% angibt, d. i. 2 bzw. 3,5fach so hoch

\*) Organ 1928, Heft 3 und 4. Riv. Tecn. d. Ferrovie Italiane 1926, S. 140, I. Teil.

als der Verbrauch der Pumpe. Die Ersparnisziffern, welche in dem Aufsatz Corbellinis für Pumpe und Vorwärmer mit 7 und für den Abdampfinjektor mit 6% angegeben wurden, belaufen sich bei richtiger Rechnung auf etwa 9,5 und 4,9%. Bei höherem Kesseldruck als 12 at und geringerem Abdampfdruck als 1,2 atü verschiebt sich das Verhältnis noch mehr zu Ungunsten des Abdampfinjektors. Heute sind schon 14 bis 16 at Dampfüberdruck die Regel und es besteht die Tendenz die Drücke noch zu erhöhen, andererseits den Blasrohrdruck herabzusetzen.

An einer anderen Stelle gibt Corbellini (laut Organ) an, daß bei der Fahrt mit Oberflächenvorwärmer „die stündlich verdampfte Wassermenge bei nahezu gleichbleibender Leistung um 5,3% höher war als mit normalem Injektor“, beim Abdampfinjektor jedoch um 9% niedriger\*), und er bemerkt hierzu „der Mehrverbrauch ist ausschließlich auf den Frischdampfverbrauch der Pumpe zurückzuführen“. Der Nachweis, weshalb die Vorwärmung sogar dem normalen Injektor um 5,3%, dem Abdampfinjektor aber um 14,3% unterlegen sein soll, fehlt bei Corbellini. Dabei gibt er den Kohlenverbrauch bei Abdampfvorwärmung um 6,7%, beim Abdampfinjektor um 6,4% geringer an als bei normaler Injektorspeisung. Solche Werte sind nicht unter einen Hut zu bringen. Entschuldigend für Corbellini spricht der Umstand, daß den Italienischen Staatsbahnen zu den Vergleichen nur eine einzige mit Friedmann-Abdampfinjektor ausgerüstete Lokomotive zu den Versuchen zur Verfügung stand, so daß Zufallsergebnisse möglich sind. Die Beurteilung der Lokomotivspeisepumpe ist bei Corbellini unzutreffend. Nach den neueren Konstruktionen und Versuchen ist die Dampfkolbenpumpe so verbessert, daß sie in Verbindung mit Oberflächenvorwärmung die Dampfstrahlpumpen, auch den Abdampfinjektor, hinsichtlich Wirtschaftlichkeit übertrifft und zwar um so mehr, je höher der Kesseldruck ist. Guter Zustand von Pumpe, Vorwärmer und Abdampfinjektor sind dabei vorausgesetzt.

\*) Die Angaben beziehen sich auf die PS-Stunde am Tenderzughaken gemessen.

## Berichte.

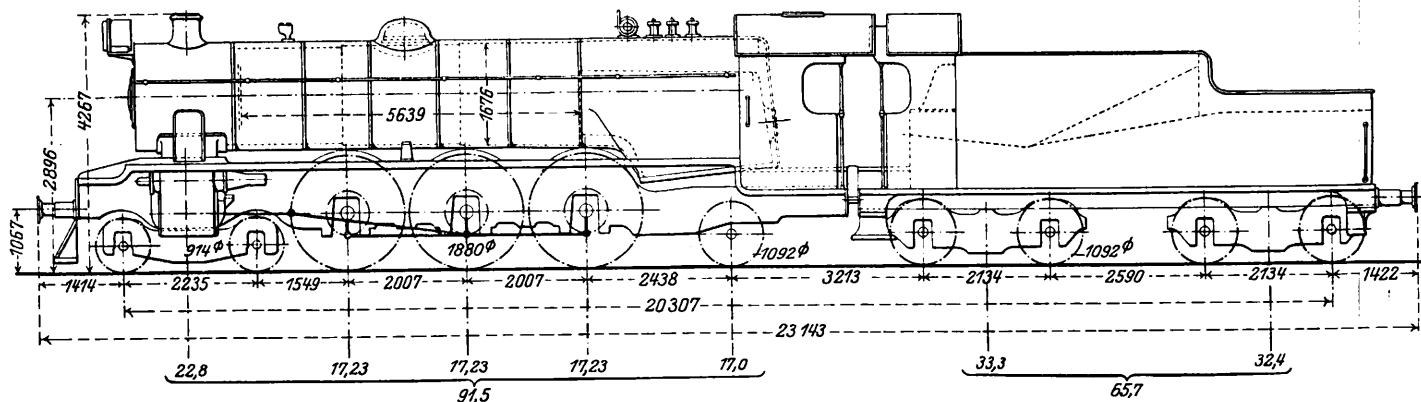
### Lokomotiven und Wagen.

#### 2 C 1 - h 2 Einheits-Schnellzuglokomotive der Indischen Eisenbahnen.

Eine Reihe derartiger Lokomotiven ist als neue Einheitslokomotive für die East Indian-, die Eastern Bengal-

schon bisher viel Gemeinsames aufgewiesen haben, nunmehr dazu übergegangen sind, einheitliche Bauarten zu schaffen.

Die Lokomotiven besitzen breite Rostflächen zur Verbrennung minderwertiger Kohle. Die Außenzylinder haben Heusinger-



Gesamtansicht und Abmessungen der 2 C 1 - h 2 Lokomotive der Indischen Eisenbahnen.

und die Great Indian Peninsula-Bahn von Vulcan Foundry in Newton-le-Willows gebaut worden. Es ist beachtenswert, daß die Indischen Eisenbahnen, deren Lokomotiven

Steuerung und gußeiserne Stopfbuchspackungen der British Metallic Packing Company. Die Textabbildung zeigt ein Typenbild: die Hauptabmessungen sind im folgenden



zusammengestellt. Es ist aus dieser Zusammenstellung zu ersehen, daß die neuen Lokomotiven verhältnismäßig geringe Heizflächen und ein niedriges Verhältnis zwischen Heizfläche und Dienstgewicht besitzen, was um so mehr auffallen muß, wenn man weiß, daß eine indische Bahn schon seit einigen Jahren wesentlich schwerere 2 C1 Lokomotiven besitzt\*).

Spurweite . . . . .	1676	mm
Kesselüberdruck p . . . . .	12,7	at
Zylinderdurchmesser . . . . .	2 × 537	mm
Kolbenhub h . . . . .	711	„
Kesseldurchmesser außen, größter . . . . .	1676	„
Kesselmitte über Schienenoberkante . . . . .	2896	„
Rohrlänge . . . . .	5639	„
Verdampfungsheizfläche . . . . .	170,7	m <sup>2</sup>
„ des Überhitzers . . . . .	43,0	„
Heizfläche — im ganzen — H . . . . .	213,7	„
Rostfläche R . . . . .	4,17	„
Durchmesser der Treibräder D . . . . .	1880	mm
Fester Achsstand (Kuppelachsen) . . . . .	4014	„
Ganzer „ der Lokomotive . . . . .	10236	„
„ „ „ „ „ einschl. Tender . . . . .	20307	„
Reibungsgewicht G <sub>1</sub> . . . . .	51,69	t
Größter Achsdruck . . . . .	17,23	„
Dienstgewicht der Lokomotive G . . . . .	91,5	„
„ des Tenders . . . . .	65,7	„
Vorrat an Wasser . . . . .	20,5	m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff (Kohle) . . . . .	10,15	t
Metergewicht . . . . .	6,8	t/m
(The Railw. Eng. Febr. 1928.)		R. D.

\*) Organ 1925, S. 14.

### Motorlokomotiven mit elektrischer Kraftübertragung, System „Gebus“.

Während bei Motorlokomotiven für kleine und mittlere Leistungen heute allgemein Zahnrad- oder Flüssigkeitsgetriebe verwendet werden, sind die von der Gebus-Lokomotiven-Gesellschaft Ing. M. Gelinek u. Co. gemeinsam mit den Österr. Industrierwerken Warchalowski, Eißler u. Co. bzw. der Maschinenfabrik der Staatseisenbahngesellschaft erbauten Motorlokomotiven mit elektrischer Kraftübertragung nach System Gebus ausgerüstet, das sich durch seine Einfachheit auszeichnet. Ohne Zwischenschaltung von Widerständen sind die elektrischen Maschinen derart bemessen und aufeinander abgestimmt, daß sich die Leistung bei wechselnden Zugkräften und Geschwindigkeiten über einen weiten Regelbereich konstant halten läßt. Die Fahrtregelung erfolgt nur durch Einstellung der Brennstoffzufuhr.

Außer Kleinlokomotiven wurden bis jetzt zwei größere Ausführungen von Gebus-Lokomotiven gebaut, die in der Z.d.Ö.I. u. A.V., Heft 1/2, 1928 ausführlich beschrieben sind. Die 120 PS-Schmalspurlokomotive wird angetrieben durch einen vierzylindrigen Benzinmotor der Österr. Industrierwerke Warchalowski, Eißler u. Co., der mit einer Gleichstromnebenschlußdynamo von 80 kW Dauerleistung direkt gekuppelt ist. Die beiden Tatzenlagermotoren von je 40 PS Stundenleistung sind federnd am Rahmen aufgehängt und treiben über eine gekapselte Zahnradübersetzung 1:6,28 die Achsen an. Eine Bosch-Lichtmaschine liefert den Strom für Anlaßbatterie und Beleuchtung. Die Stundenzugkraft der Lokomotive beträgt 1060 kg, die Anfahrzugkraft 2000 kg; die Höchstgeschwindigkeit ist 50 km/h. Die Lokomotive wurde auf der Strecke Jenbach—Mayrhofen der Zillertalbahn, die Steigungen bis zu 16‰ aufweist, probeweise in Betrieb genommen und arbeitete dabei einwandfrei. Der Verbrauch an Betriebsstoff betrug 0,67 kg Benzin und 0,046 kg Schmieröl je Zugkilometer und 21 kg Benzin und 1,48 kg Öl je 1000 t.

Die für die Montafonerbahn gebaute 120 PS-Normalspurlokomotive ist dadurch bemerkenswert, daß sie gleichzeitig für Oberleitungsbetrieb mit 700 V Gleichstrom eingerichtet ist. Die Bahn wird mit Gleichstrom betrieben. Da sie aber in den mit Wechselstromleitungen überspannten Bahnhof Bludenz der Österr. Reichsbahnen einfährt, mußte ein Hilfsantrieb vorgesehen werden, der auch in Störungsfällen auf der Strecke einspringen kann. Der Antriebsmotor ist der gleiche wie bei der Schmalspurlokomotive. Die Tatzenlagermotoren sind nach dem

Fahrleistungsstrom mit einer Stundenleistung von je 75 PS bei 700 V bemessen. Dementsprechend ergab sich auch eine Dynamotype von 130 kW Stundenleistung bei 680 V. Bei den Probefahrten wurden einerseits Geschwindigkeiten bis zu 60 km/h erreicht, andererseits Lastenzüge bis zu 450 t verschoben, womit wieder der weite Leistungsbereich der elektrischen Kraftübertragung erwiesen wurde.

A. P.

### Benzin-elektrischer Triebwagen der amerikanischen Mack-Gesellschaft.

Die Internationale Mack-Motoren-Gesellschaft in Plainfield, N. L. hat einen benzin-elektrischen Maschinensatz herausgebracht, der sich vermöge seiner Anpassungsfähigkeit an wechselnde Belastungen und Geschwindigkeiten besonders zur Verwendung in Eisenbahnfahrzeugen eignen soll. Es sind schon Triebwagen mit ein, zwei und drei derartigen Maschinenanlagen im Betrieb.

Der ganze Maschinensatz, Benzinmotor samt Stromerzeuger, wiegt 2,6 t. Er ruht so auf einem Rahmen von Formeisen, daß das Gehäuseunterteil und der Stromerzeuger leicht abgenommen werden können, ohne daß die ganze Maschinenanlage aus dem Triebwagen ausgebaut werden muß. Die Maschinen sind quer in die Triebwagen eingebaut.

Der Benzinmotor hat sechs Zylinder von 127 mm Durchmesser und 152 mm Hub. Er entwickelt bei 1800 Umdr./Min. 152 PS<sub>e</sub>, bei 1350 Umdr./Min. noch 125 PS<sub>e</sub>. Bei dieser Umdrehungszahl wird noch ein mittlerer Kolbendruck von 16,8 kg

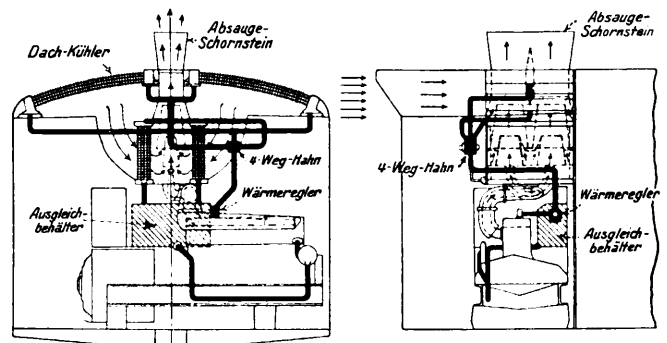


Abb. 1. Kühleranlage des Benzin-elektrischen Triebwagens.

erreicht. Die Kolbenkörper sind aus Aluminium, die Pleuelstangen sind röhrenförmig und durchweg bearbeitet. Der Zylinderblock hat für je zwei Zylinder einen Kopf aus Aluminium. Dieser Baustoff wurde seines guten Wärmeleitungsvermögens wegen gewählt. Die Einlaßventile sind aus Chromnickelstahl, die Auslaßventile aus Chromsiliziumstahl.

Bemerkenswert ist die Kühleranlage der mit diesen Maschinen ausgerüsteten Triebwagen. Wie die Textabb. 1 zeigt, sind zwei Kühler vorgesehen. Der eine sitzt innerhalb des Wagens über dem Motor, der andere ist in das Wagendach eingebaut. Zum Hindurchziehen der Frischluft durch die Kühlerwaben werden die Auspuffgase des Benzinmotors benützt. Sie werden durch zwei Blasrohre in Schornsteine geleitet und saugen die angewärmte Luft ab, so daß durch die Kühler frische Luft nachströmt. Im Winter kann der Dachkühler abgeschaltet werden; im übrigen wird die Kühlwassertemperatur mittels eines eingebauten Wärmereglers und eines Ausgleichbehälters selbsttätig immer auf der gleichen Höhe von 71°C gehalten.

Eine weitere Besonderheit des geschilderten Maschinensatzes ist die mehrfache Verwendung von Dämpfungsgliedern aus Gummi. Zwischen Maschine und Wagen sind Gummipuffer eingebaut, ferner sind zwischen dem Benzinmotor und dem Stromerzeuger sowie in dem Kompressorantrieb elastische Kuppelungen vorgesehen, die nach Textabb. 2 unter Zwischenschaltung von Gummipolstern hergestellt sind.

Der elektrische Teil der Maschinenanlage besteht aus einem 95 kW Stromerzeuger, der zwischen 1000 und 1500 Umdr./Min. regelbar ist. Der Benzinmotor arbeitet innerhalb dieses Bereiches mit voller Brennstoffzufuhr; die Maschine arbeitet daher bis herab zu 2/3 Belastung äußerst wirtschaftlich.

Die Wagen können zu zweien vereinigt laufen, in der Weise, daß die Maschinen von einem Führerstand aus gesteuert werden:

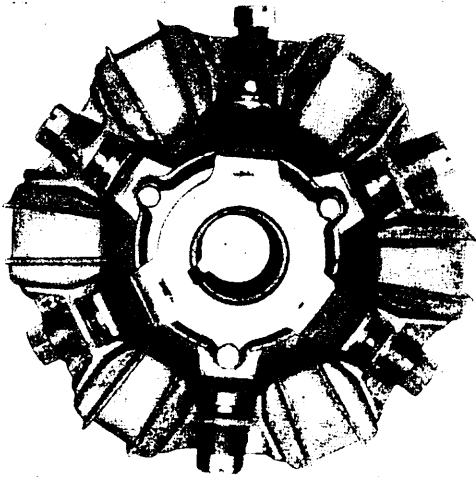


Abb. 2.

Elastische Kupplung für die Kraftübertragung.

ein Zug von sechs Wagen besteht aus zwei Trieb- und vier gewöhnlichen Wagen.

Im folgenden sind noch einige Angaben über Gewicht und Leistung derartiger Wagen mit ein, zwei und drei Maschinsätzen zusammengestellt:

Zahl der Sitzplätze	Dienstgewicht t	Zahl der Maschinsätze	Leistung des Stromerzeugers kW	Geschwindigkeit km/Std.	Zugkraft am Zughaken kg
57	63,3	1	95	16	1500
				32	770
				48	540
77	121,5	2	190	16	2700
				32	770
				48	540
72	131,3	3	285	16	4500
				32	2300
				48	1680

(Railw. Age 1928, 1. Halb., Nr. 15).

R. D.

## Buchbesprechungen.

Dr. Ing. e. h. Wilh. Hildebrand, *Die Entwicklung der selbsttätigen Einkammer-Druckluftbremse bei den europäischen Vollbahnen*. Verlag von Jul. Springer, Berlin 1927. 151 Seiten, 234 Abb. Preis geb. 18 M.

Das Buch behandelt in einem Hauptabschnitt A, der gewissermaßen eine Vorstufe bildet, zunächst die selbsttätige Einkammer-Druckluftbremse für Personenzüge, die ja das erste Anwendungsgebiet waren: die Grundform, die Steuerventile von Westinghouse, Schleifer, Knorr u. a., sowie das Zusammenarbeiten dieser Systeme.

Der den größten Teil des Buches füllende Hauptabschnitt B befaßt sich sodann mit der Entwicklung der Güterzugbremse, wobei jedoch der Natur der Sache nach die brems-technischen Probleme allgemein behandelt werden. In welcher Weise sich diese Probleme entsprechend den ständig zunehmenden Forderungen des Eisenbahnbetriebs hinsichtlich Zuglänge, Fahrgeschwindigkeit, Verkürzung des Bremsweges usw. wandelten und steigerten, dem Erfindergeist stets höhere Ziele steckend, ist hier eingehend erörtert. Zuerst das Bemühen, die Durchschlagsgeschwindigkeit zu erhöhen! Zahlreiche konstruktive Ausführungsformen werden hierfür vorgeführt. Die Fehlschläge, die bei der Anwendung der gewöhnlichen Personenzugbremse auf Güterzüge eintraten, führten zum genaueren Studium der Wirkungen der Bremse und zu der Erkenntnis der Wichtigkeit des zeitlichen Verlaufs des Druckes im Bremszylinder, dargestellt in der Bremsdruckschaulinie, wie sie eingehend im Buche behandelt ist. Abweichend von den amerikanischen Verhältnissen, wo das Fehlen der starren Zugstange die Lösung der Aufgabe der Güterzugbremsung erleichterte, mußte man in Europa darauf sinnen, den Anstieg des Bremsdruckes so zu gestalten, daß die Ungleichmäßigkeiten in der Bremswirkung bei langen Zügen sich nicht nachteilig auswirkten. Von der Zugstreckvorrichtung von Knorr gelangte man allmählich zur Beeinflussung des Bremszylinderdruckes. Zu den Betrachtungen über den Bremsdruckverlauf gehört auch die an dieser Stelle besprochene Frage des erhöhten Bremsdruckes für sehr hohe Geschwindigkeiten mit allmählicher Abnahme bei sinkender Fahrgeschwindigkeit (nur bei Schnellzügen einschlägig), sowie die Frage der Veränderung des Bremsdruckes mit Rücksicht auf das Ladegewicht eines Wagens — Lastabbremung, nur bei Güterzügen einschlägig. Beide Ziele können u. a. durch Vergrößerung

der Kolbenfläche, d. h. durch Anordnung eines zweiten Bremszylinders erreicht werden.

Der nächste Unterabschnitt ist schließlich der „Regelung des Bremsdruckes“, d. h. der bei der Betätigung der Bremse eintretenden Veränderung des Druckes gewidmet. Die beiden Organe, die hier in Betracht kommen, das Führerbremsventil und das Steuerventil, sind hier für die verschiedenen Systeme von Druckluftbremsen eingehend behandelt, beginnend von dem einfachen Führerbremsventil von Westinghouse und dem einfachen Mittel der zweiten Bremsleitung bis zu den verwickelten Ventilbauarten der höchste Vollkommenheit anstrebenden, aber noch im Erprobungsstadium stehenden Bremsen von Bozic und Drolshammer.

Der dritte Hauptabschnitt C des Buches endlich bringt gewissermaßen als Abschluß eine zusammenhängende Beschreibung der verschiedenen Bauarten der Kunze-Knorrbremse für Güterzüge, für Personenzüge und für Schnellzüge. —

Nach vorstehender kurzer Inhaltsskizze gibt das Buch einen vortrefflichen Überblick über sämtliche Bauarten von Druckluftbremsen, die gegenwärtig von Bedeutung sind und füllt damit eine Lücke in der Literatur aus, wie sie kaum besser hätte geschlossen werden können. Denn Anordnung und Darstellung des Stoffes ist mustergültig. Der Verfasser, der ja berufenster Fachmann ist, bringt keine Aneinanderreihung von trockenen Beschreibungen, sondern zeigt zunächst die zu lösenden Probleme und erörtert die verschiedenen Möglichkeiten, die es zu ihrer Lösung gibt. Da auch die Sprache einfach und klar, die Abbildungen deutlich und übersichtlich gehalten sind, so wird eine sachliche Kürze erzielt, die das Lesen des Buches zu einer angenehmen Tätigkeit macht und das Verständnis außerordentlich erleichtert. Dabei kommt, obwohl naturgemäß angesichts der ausgedehnten Anwendung der Kunze-Knorrbremse im Gebiete der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und der beginnenden weiteren Ausdehnung, diese im Hauptabschnitt C in ausführlicher Weise dargestellt ist, nirgends eine unsachliche Behandlung anderer Systeme zum Ausdruck.

Das Buch ist eine wertvolle Erscheinung auf dem technischen Büchermarkt und wird jedem Maschinenbeamten eine willkommene Gelegenheit zur Vertiefung seiner Kenntnisse auf einem so wichtigen Gebiet, wie es die Druckluftbremse darstellt, bieten.

Dr. U e.