

### Die Entwicklung der Ventilsteuerungen bei den Österreichischen Bundesbahnen.

Von Oberbaurat Alexander Lehner bei der Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen.

Von allen Bahnverwaltungen ist wohl die Verwaltung der Österreichischen Bundesbahnen jene, welche die größte Anzahl von Ventilsteuerungen verschiedener Systeme bei ihren Lokomotiven in Verwendung hat. Die folgenden Zeilen sollen zeigen, welche Gründe dafür maßgebend waren, daß man sich zur Einführung einer Einrichtung entschloß, die keineswegs bei Lokomotiven allgemein angewendet wird. Es soll auch die Entwicklung der Ventilsteuerung bei den Österreichischen Bundesbahnen dargestellt und alle jene Gründe angegeben werden, welche bestimmend für die verschiedenen Konstruktionsänderungen waren.

Nach Beendigung des Krieges machte sich in dem verarmten Österreich der hohe Preis der Heißdampföle sehr fühlbar. Es war daher naheliegend, daß man sich bemühte, den Verbrauch an solchen Ölen soviel als möglich herabzusetzen. Dies ist bei einer Bahnverwaltung, welche nur ebene Strecken zu bedienen hat, leichter zu bewerkstelligen, als bei einer Unternehmung, welche mit hügeligem und zum Großteile mit gebirgigem Gelände zu rechnen hat, zumal dann, wenn die Lokomotiven stark ausgenützt werden und daher hohe Dampftemperaturen zu erwarten sind. Es wurden denn auch bei den Österreichischen Bundesbahnen viele und ausgedehnte Versuche mit verschiedenen Ölsorten und Emulsionen gemacht, die aber nicht befriedigten. Vor allem hatten die Kolbenschieberlokomotiven sehr unter Verkrustungen und damit im Zusammenhange unter Verreibungen ihrer Schieber und Schieberbüchsen zu leiden. Nur mit den besten und teuersten Ölen konnte man diesem Übel einigermaßen steuern, ohne aber durchschlagende Erfolge zu erzielen. Daher erscheint es begreiflich, daß man gerne das Angebot der Lokomotivfabrik der Staatseisenbahn-Gesellschaft, eine für die Bundesbahnen kostenlos mit Lentz-Ventilsteuerung ausgestattete Lokomotive zu erproben annahm. Zur Ausrüstung kam zunächst eine E-Heißdampf-Zwillings-Güterzuglokomotive der Reihe 80, mit den Abmessungen  $H_v = 150,2 \text{ m}^2$ ,  $H_{ii} = 26,8 \text{ m}^2$  (wasser- bzw. dampfberührt),  $R = 3,42 \text{ m}^2$ ,  $p = 14$ ;  $d/s = 590/632 \text{ mm}$ ,  $D = 1258 \text{ mm}$ ,  $G = 69,4 \text{ t}$  und der dazugehörigen Legende zu entnehmen sind. Die Maschine erhielt die Lentz-Ventilsteuerung der Originalausführung mit schwingenden Nocken und direkt angetriebenen Ventilspindeln. Ventilkasten und Zylinder waren aus einem Stücke gegossen, die Ventilsitze in die Wände des Ventilkastens eingefräst, also versenkt. Die Ventile selbst wurden schon damals, im Jahre 1920, aus Schmiedeeisen aus dem Vollen herausgearbeitet hergestellt. Sie waren auf den dicken hohlen Ventilspindeln aus Chrom-Nickelstahl aufgepreßt. Die Rollen saßen in Schlitzen der Spindeln. Die Spindelmitte und die Mittellinie der Nockenwelle lagen in einer Ebene. Der Ventilschluß wurde durch Spiralfedern bewirkt, welche einfach auf den Naben der Ventile aufsaßen und sich gegen die Kappen der Deckel stützten. Die Federn lagen daher im überhitzten Dampfe. Da die Rollen in den Ventilspindeln saßen, mußte dafür gesorgt werden, daß sich letztere nicht verdrehten, da sonst Rollen- und Nockenwellenachse nicht in eine Ebene zu liegen kämen sondern sich kreuzen würden. Die Sicherung gegen Verdrehen wurde durch vier Schlitze in jeder Federführung erreicht, welche die vier Rippen der Ventilkörper umgreifen. Die Steuerung ist ohne Mühe aus der Abb. 1 ver-

ständiglich. Ihre Vorteile gegenüber der Schiebersteuerung liegen in der Möglichkeit, eine sehr leichte Heusinger-Steuerung auszubilden, ferner darin, daß geschmierte Teile mit dem Heißdampf nur sehr wenig in Berührung kommen und Schmierölöffnungen in die Dampf Räume überhaupt nicht einmünden. Dazu kommt noch der außerordentlich einfache Zusammenbau und die geringe Anzahl der Einzelteile. Als Nachteil können folgende Eigenschaften angeführt werden: Lokomotiven müssen bekanntlich die Zylinderfüllungen in weitem Maße verändern können. Bei der beschriebenen Steuerung erfolgt nun die Füllungsänderung durch Vergrößern oder Verkleinern des Hubes der Heusinger-Steuerung und dem damit Hand in Hand gehenden Vergrößern oder Verkleinern des Verdrehwinkels des Steuerwellenhebels. Nun kann man aber mit diesem Winkel über ein bestimmtes Maß, das nicht viel über  $100^\circ$  liegt, nicht hinausgehen, da man sich sonst bei dem Antrieb der inneren Steuerung zu stark der Strecklage nähern würde. In diesen Verdrehwinkel muß aber die Ventileröffnung sowohl vor, als auch hinter dem Kolben hineinfallen. Es bleibt also für alle Füllungen für jedes der von der Schwingenocke angetriebenen Ventile nur eine Verdrehung in der Größe des halben Gesamtverdrehwinkels, d. i. von ungefähr  $50^\circ$  übrig. Es ist leicht einzusehen, daß nur bei den größten Füllungen die Ventilrolle auf den oberen Rastkreis der Nocke zu laufen kommt und sich bei allen kleineren Füllungen nur auf der Auflaufkurve der Nocke bewegen wird. Das Ventil wird also seine volle Eröffnung nur bei großen Füllungen hergeben, bei den am meisten gebrauchten kleineren Füllungen die Dampfströmung mehr oder weniger drosseln. Man könnte diesem Übel damit steuern, daß man die Nocken groß ausführt und dadurch längere Wege für die Ventilrollen schafft und es ihnen so ermöglicht, schon bei kleineren Füllungen auf den größten Ventilhub zu kommen. Dies hat aber den Nachteil, daß die durch das Auflaufen der Rollen auf die Hubkurve entstehenden und sich auf die Spindeln auswirkenden Seitendrucke infolge der, durch den größeren Nockendurchmesser vergrößerten Umfangsgeschwindigkeit der Nocke wachsen und so raschere Abnutzung der Ventilspindeln, der Rollen und der Nocken eintritt. Eine derartige Steuerung wurde bei zwei Lokomotiven gleicher Bauart wie die erste Versuchslokomotive ausgeführt. Die Einström- und Ausströmverhältnisse waren wohl bedeutend besser, doch war auch die Abnutzung aus den oben angeführten Gründen eine größere. Der Seitendruck auf die Ventilspindeln ist auch bei kleinen Nocken fühlbar und es zeigen sich an den dem Drucke ausgesetzten Stellen der Spindeln deutliche Abnutzungen, zumal die Ventile und ihre Spindeln sich nicht verdrehen können und daher die Druckstellen immer die gleichen bleiben. Ein weiterer Nachteil der geschilderten Bauart mit direktem Antrieb ist die Unmöglichkeit eines leichten Ein- oder Nachstellens der Steuerung. Ein solches ist nur durch Ersatz der Nocken oder der Ventilrollen möglich und es war hauptsächlich dieser Umstand, der die Bundesbahnverwaltung bewog, selbst eine Bauart der Lentz-Ventilsteuerung zu entwerfen und damit die Nachteile der Originalsteuerung aus der Welt zu schaffen. Es soll hier von einer eingehenden Beschreibung dieser Steuerungsbauart abgesehen werden, da diese schon im Sonderhefte „Österreich“

dieser Zeitschrift gegeben wurde und ihre Wirkungsweise ohne weiteres aus der Abb. 2 zu entnehmen ist. Hier sollen nur die Gründe angegeben werden, die zur Konstruktion dieser

Seitendrücke auf die Ventilspindeln zu beseitigen, ohne dabei das Ventilhebungschaubild, oder was gleichbedeutend ist, die Ventilbeschleunigungen zu verschlechtern. Dies gelang

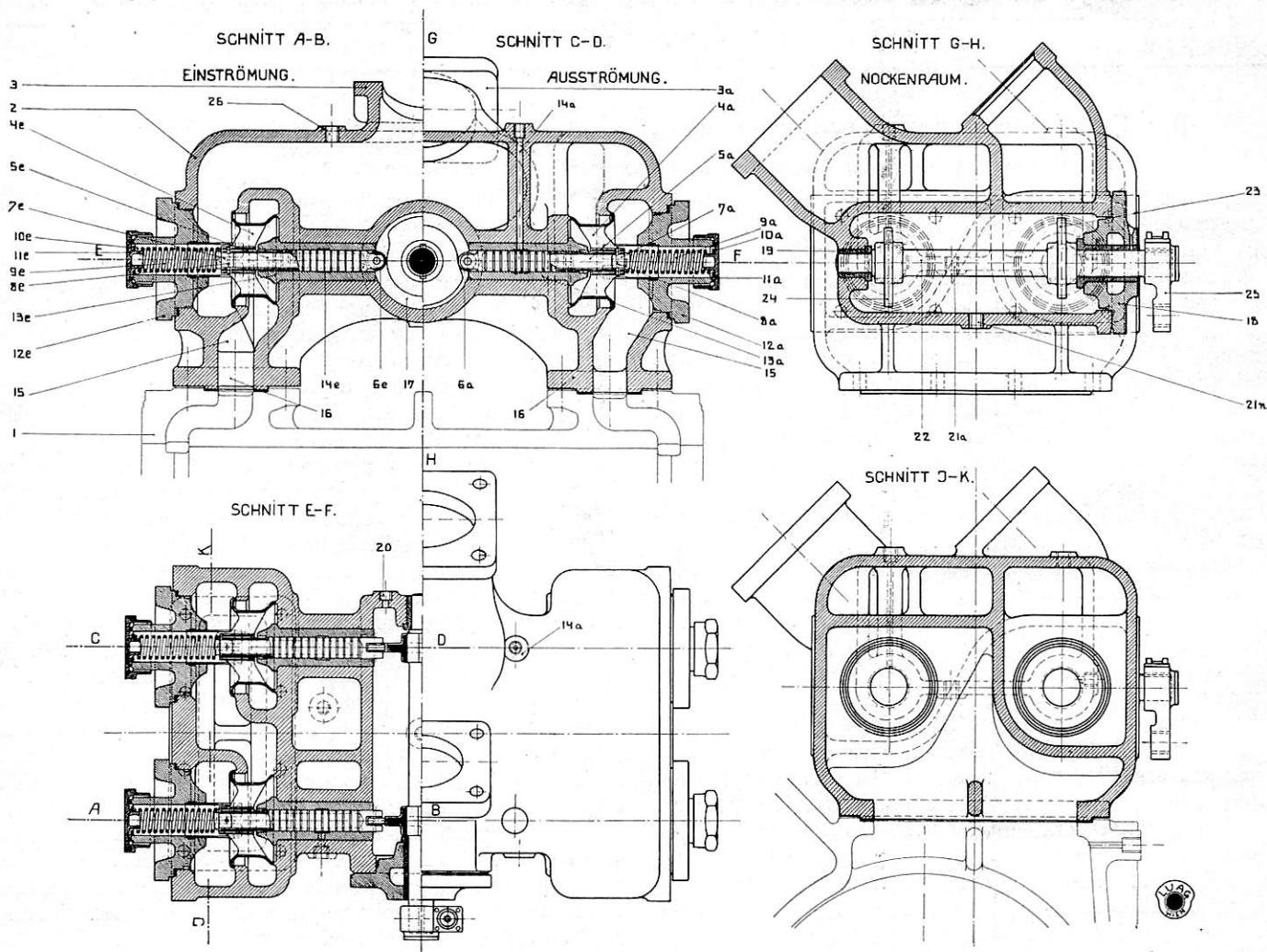


Abb. 1. Lentz-Ventilsteuerung, ursprüngliche Bauart.

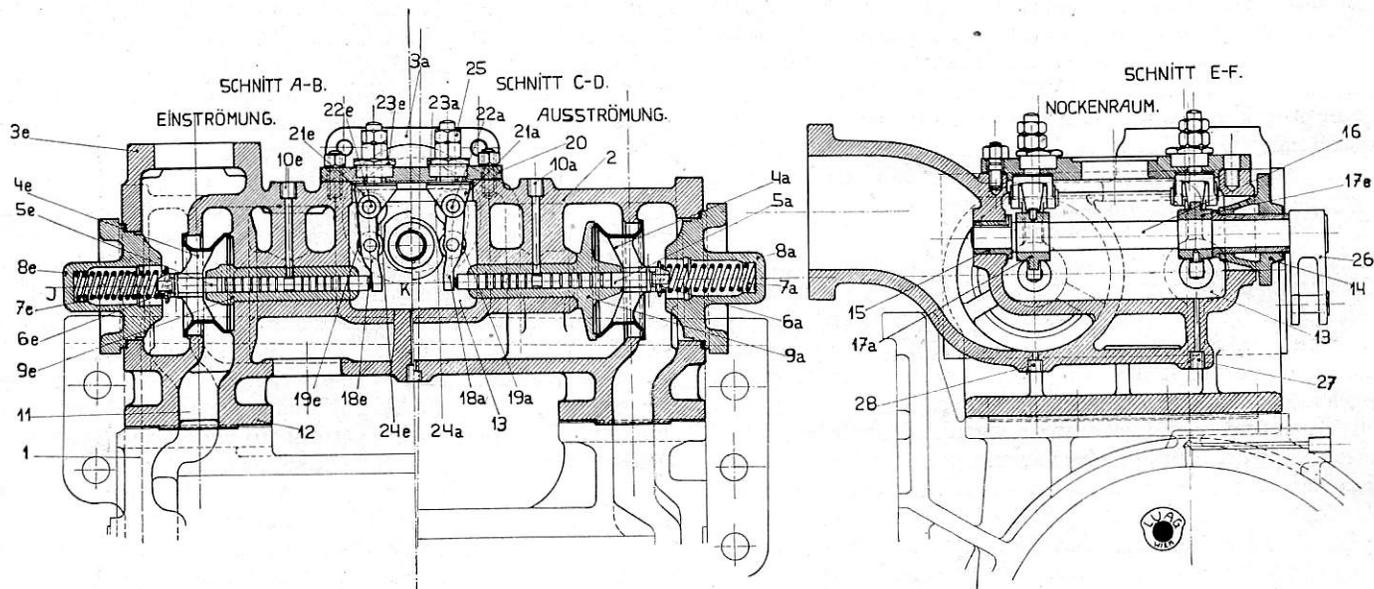


Abb. 2. Lentz-Ventilsteuerung, Bauart österreichische Bundesbahnen.

Steuerung führten und gleichzeitig auch die Vorteile dieser Ausführung gegenüber der Original-Lentz-Steuerung gezeigt werden. Wie schon erwähnt, suchte man die schädlichen

durch Zwischenschaltung von einarmigen Hebeln, welche die auf den Nocken laufenden Rollen tragen und entweder am Deckel oder am Boden des Nockenraumes gelagert sind.

Mit ihrem freien Ende drücken die Hebel gegen die Ventilspindeln. Durch diese Anordnung war es möglich, die Ventilbeschleunigungen bedeutend zu erhöhen, trotzdem an den Winkelgeschwindigkeiten der Nocken und an deren Durchmessern gegenüber den kleinen Nocken der Originalsteuerung keine wesentlichen Änderungen vorgenommen wurden. Abb. 3 zeigt einen Vergleich der Ventilerhebungsdiagramme eines Ausströmventiles bei Original-Lentz-Steuerung mit kleinen

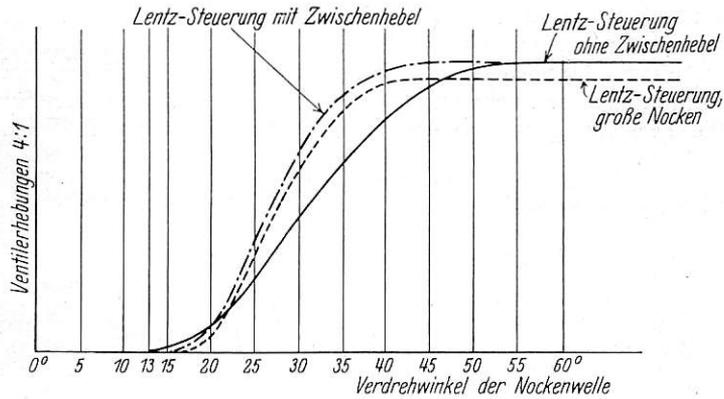


Abb. 3. Ventilerhebungsschaubilder verschiedener Bauarten der Lentz-Ventilsteuerung.

Nocken, sowie mit großen Nocken und den Schaubildern der Lentz-Steuerung nach Bauart der Österreichischen Bundesbahnen. Durch die Zwischenhebelanordnung wird es möglich, bei gleichem Winkelausschlag der Nocke die Ventilerhebung bis auf den 1,5fachen Wert gegenüber jener der Steuerung mit kleinen Nocken und ohne Übertragungshebel zu bringen. Ein weiterer Vorteil der Bundesbahnbauart ist der Entfall jeglichen nennenswerten Seitendruckes auf die Ventilspindeln und die Möglichkeit, dünne Spindeln aus Werkzeugstahl zu verwenden. Da nunmehr die Rollen in den Zwischenhebeln gelagert sind, die Spindeln also keine Rollen tragen, kann jede Sicherung der Ventile gegen Verdrehen entfallen. Es können sich also die Ventile um ihre Längsachse frei drehen, was von großem Vorteil für das Dichthalten ist. Die Übersetzung der Nockenbeschleunigung ins Große hat natürlich eine Erhöhung des Rollendruckes auf die Nocke zur Folge. Diesem Umstand muß durch geeignete Wahl des Baustoffes der Nocken und Rollen und ihrer Lagerungen Rechnung getragen werden. Nach vielen Versuchen entschloß man sich zur Herstellung der Nocken aus Einsatzmaterial St 34,06 glashart, der Rollen aus zähhartem Werkzeugstahl gehärtet, ihrer Bolzen aus Chrom-Nickelstahl gehärtet, sowie der Zwischenhebel aus weichvergütetem Nickelstahl. Durch die Wahl dieser Baustoffe war es möglich, die Ausbesserungsarbeiten auf ein Mindestmaß herabzudrücken. Gleichzeitig mit der Anordnung der Zwischenhebel wurde auch eine Nachstellmöglichkeit dadurch geschaffen, daß man ihren Aufhängepunkt gegen die Nockenwelle hin verschiebbar machte. Wenn ein Ventil auf seinen Sitz von Zeit zu Zeit aufgeschliffen wird, nähert sich das in den Nockenraum ragende Ende der Ventilspindel der Nockenwelle, es würde daher das Öffnen des Ventils früher erfolgen, da auch die Hebelrolle, welche bei geschlossenem Ventil die Nocke nicht berührt, ihr genähert wird. Um diesen Fehler auszugleichen, verschiebt man den Aufhängepunkt des Zwischenhebels. Der Mechanismus, durch den diese Verschiebung bewerkstelligt wird, ist aus der Abbildung zu entnehmen. Da es sich im Laufe des Betriebes herausstellte, daß ein Einstellen der Zwischenhebelaufhängung

nur selten nötig ist, wurde später von dieser Einstellung Abstand genommen und die Ventile, welche bisher auf ihren Spindeln aufgepreßt waren, auf diese lose aufgeschoben. Dabei werden zwischen Ventilschüssel und Spindelbund Beilagscheiben aus 1/2 mm Blech eingelegt, welche beim Einschleifen der Ventile nach Bedarf herausgenommen werden. Derart aufgesetzte Ventile werden durch eigene Muttern gegen die Spindelbunde gepreßt. Die gleiche Nachstellung wurde später auch bei Ventilen der Original-Lentz-Steuerung ausgeführt. Dabei zog man die hohle Spindel mittelst eines eigenen Verfahrens an einem Ende derart ein, daß man den zylindrischen Ventilsitz andrehen konnte. Abb. 4 zeigt eine solche Spindel. Die Ventilbefestigung geschieht dabei wieder durch eine Mutter unter Zwischenlage von dünnen Beilagsblechen. Sowohl bei der Original-Lentz-Ventilsteuerung als auch bei jener nach der Bauart der Österreichischen Bundesbahnen wurden anfangs die Schlußfedern in den Dampfraum gelegt. Die ersten Ausführungen hatten auch von außen keine Nachstellung dieser Federn vorgesehen. Erst später, als sich zeigte, daß der Federbaustoff den Temperaturverhältnissen im Heißdampfe nicht immer vollkommen entsprach, ging man zu Federauflagen über, die von außen leicht nachstellbar sind. Abb. 5 zeigt eine derartige Ausführung. Mit dem Hinaufdrücken der Überhitzertemperaturen kamen auch die Bedenken gegen die Verwendung im Dampf liegender Federn. Man entschloß

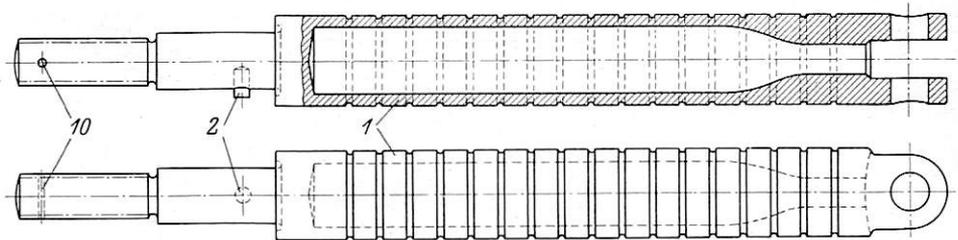


Abb. 4. Hohle, nachstellbare Ventilspindel der Lentz-Ventilsteuerung.

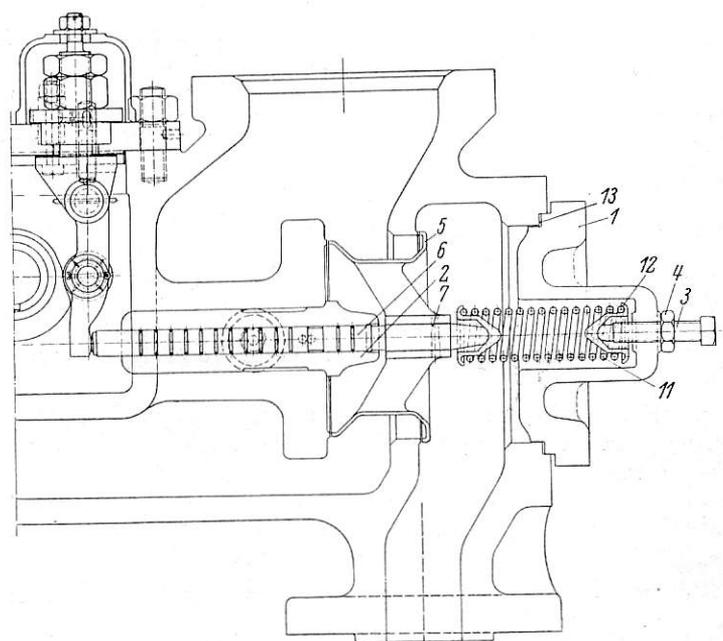


Abb. 5. Lentz-Ventilsteuerung Bauart Österr. Bundesbahnen mit nachstellbaren Federn.

sich daher die Ventilfeuern außerhalb der Ventilkastendeckel unterzubringen und sie durch zylindrische, in Büchsen der Ventilkastendecken eingeschliffene, kleine Chrom-Nickel-Stahlstößel auf die Ventile wirken zu lassen. Die Federn sind dabei





recht zu ihrer eigenen Bewegungsrichtung. Die Exzenter-scheibe 1 selbst gleitet zwischen den beiden kreisförmigen Platten der oben angeführten Hohlwelle. Beide Platten sind durch einen, durch den Exzenter-schlitz gehenden Steg S verbunden, der auch die Drehung auf die Exzenter-scheibe überträgt. Letztere ist wegen des Aufbringens zweiteilig ausgeführt. Verschieben wird die Stoßstange in ähnlicher Weise wie jene der vorher beschriebenen Steuerungsart, nur sind die Zahnmuße und das Ritzel durch eine Muße mit Zahnplatte und eine mit der nunmehr axial bewegten Umsteuerstange gekuppelten Zahnplatte ersetzt. Von der Hubscheibe

Die Lentz-Steuerung nach Bauart der Österreichischen Bundesbahnen hat sich im Betrieb sehr gut bewährt. Die Ausbesserungsarbeiten sind außerordentlich gering und erstrecken sich in der Regel nur auf ein Nachschleifen der Nocken und Auswechseln einzelner Rollenbolzen gelegentlich der Hauptausbesserung der Lokomotive. Dabei ist zu bemerken, daß diese Steuerung für Lokomotiven verschiedensten Verwendungszweckes angewendet wird und sowohl bei Verschiebe- als auch bei sehr hoch beanspruchten schweren Schnellzuglokomotiven vollkommen den Betriebs- und Werkstättenanforderungen entsprach. So ist auch die 2-D Schnell-

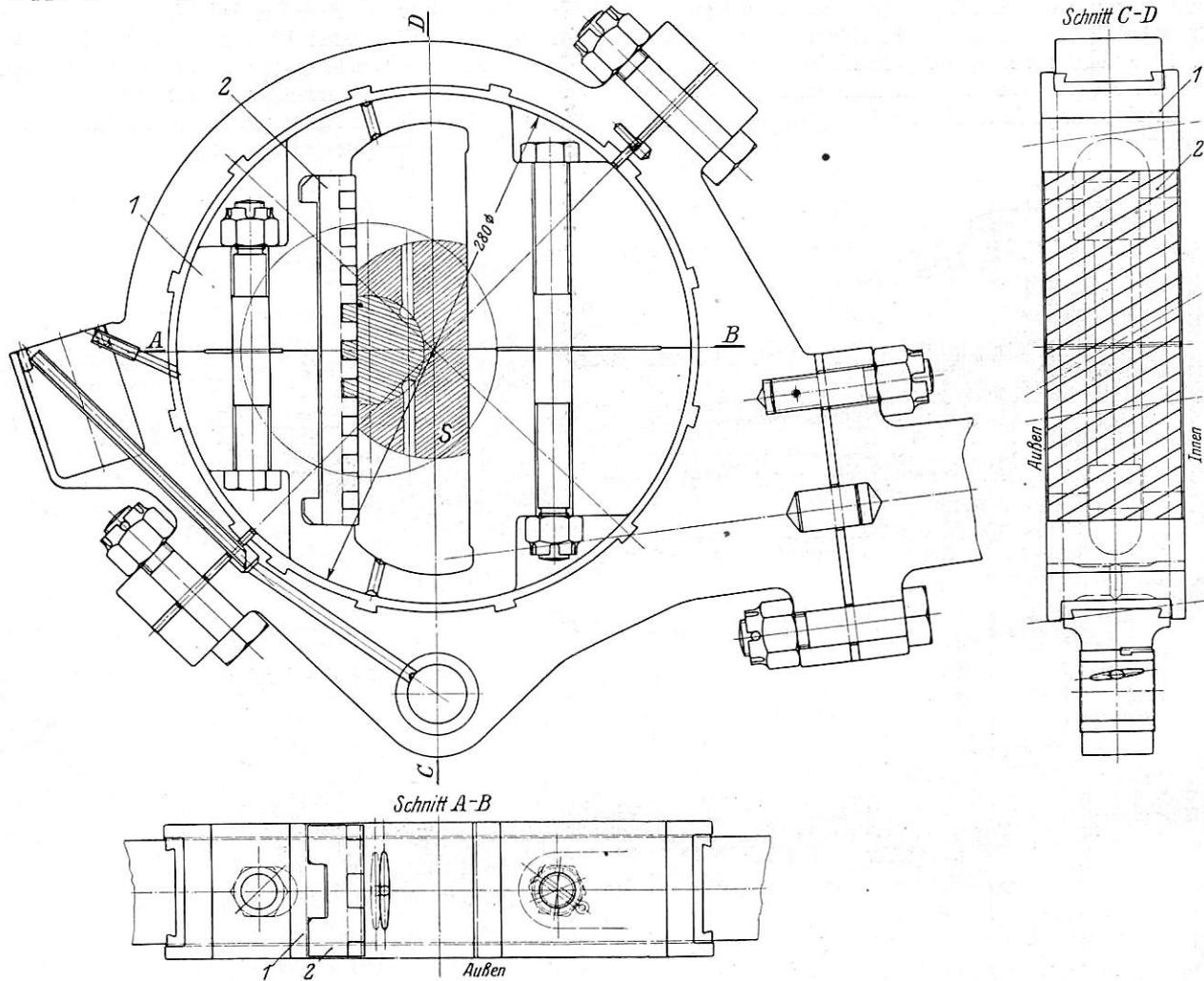


Abb. 8. Verstell-exzenter.

wird die Bewegung wieder nach zwei zueinander senkrechten Richtungen abgenommen und einerseits unmittelbar auf den Schwinghebel der Nockenwelle übertragen, andererseits unter Vermittlung einer Schwingwelle abgegeben. Diese Steuerung wurde bei zwei Lokomotiven ausgeführt und steht gleichfalls seit zwei Jahren ohne jeden Anstand in Dienst. Schwierigkeiten ergaben sich mit den Ein-Exzentersteuerungen nur während des Baues, da es nicht sofort gelang, einerseits die Steigungen der Gewinde bei der einen und die Steigungen der Zahnplatten bei der anderen Steuerung so zu ermitteln, daß die Umsteuerung leicht zu bewerkstelligen war. Doch wurden alle Schwierigkeiten durch die Wahl richtiger Übersetzungen in dem ganzen Umsteuerungsmechanismus beseitigt, so daß bei Ablieferung der Lokomotiven durch die Wiener Lokomotiv-Fabriks-A.-G. die Steuerungen leicht und sicher zu handhaben waren. Auch bei der zweiten Bauart der Ein-Exzentersteuerung sind alle bewegten Teile staub- und öldicht eingekapselt.

zuglokomotive Reihe 113 mit ihr ausgerüstet. Diese Lokomotive hat bei einem Raddurchmesser von 1740 mm dauernd 90 und stellenweise sogar 100 km/Std. zu fahren, was 4,6 bis 5,1 Ventilhüben in der Sekunde entspricht. Doch zeigen die Steuerungen, und zwar sowohl die inneren als auch die äußeren, trotz dieser großen Anstrengung in jahrelangem Betrieb keine nennenswerten Abnützungen.

In dem Bestreben, die Ventilsteuerung noch einfacher zu gestalten und dabei trotzdem gute Eröffnungsverhältnisse zu erhalten, versuchte die österreichische Bundesbahnverwaltung eine etwas abgeänderte Zwischenhebelsteuerung, die sogenannte Wälzhebelsteuerung Bauart Lentz. Sie unterscheidet sich von der Bauart der Österreichischen Bundesbahnen dadurch, daß ihre Zwischenhebel ohne Rolle, dafür aber sehr breit ausgebildet sind. Die Nocke drückt unmittelbar auf diese Hebel und gleitet auf deren Oberfläche. Im Heft 6/7 des Jahrgangs 1930 dieser Zeitschrift ist eine derartige Steuerung abgebildet. Die Wirkungsweise ist aus diesen Abbildungen

leicht zu verstehen. Der Vorteil der Wälzhebelsteuerung gegenüber der Steuerung nach Bauart der Österreichischen Bundesbahnen ist außer in der größeren Einfachheit noch darin zu suchen, daß die Hubübersetzung von der Nocke zur Ventilschnecke bei wachsendem Ausschlag der Nocke außerordentlich stark ansteigt und beispielsweise bei der in dem angeführten Heft beschriebenen Bundesbahnlokomotive Reihe 114 von 0 bis 4 anwächst, dementsprechend steigt natürlich auch die Ventilbeschleunigung. Es kommt zu Beschleunigungen von  $580 \text{ m/Sek.}^2$  an der Ventilschnecke, wobei zu bedenken ist, daß sowohl der Anhub als auch der Schluß des Ventiles stoßfrei erfolgt. Von einem Verschlagen der Ventilsitze kann also keine Rede sein.

Bei allen Ausführungen der Lentz-Steuerung wurden die Ventile anfangs aus Schmiedeeisen gefertigt. Es wurde zu diesem Zweck Rundstahl St. 42.11 seiner Längsachse nach roh vorgepreßt und sodann die genaue Ventilschnecke und die Öffnungen zwischen den Ventilrippen aus dem Vollen herausgearbeitet. Da diese Fertigungsweise teuer war, versuchte man bald, Ventile aus anderem Material, Gußeisen, Stahlguß und auch aus gepreßtem Blech, herzustellen. Der Erfolg entsprach nicht den Erwartungen. Die Gußeisenventile wurden sehr leicht beim Ausbau durch unvorsichtiges Auflegen auf harte Unterlagen beschädigt, Stahlgußventile mit Doppelsitz und einer Wandstärke von nur 4 bis 5 mm waren nur sehr schwer genau herzustellen. Von einiger Bedeutung war nur der Versuch mit Blechventilen. Letztere wurden derart hergestellt, daß die Ventile senkrecht zu ihrer Achse geteilt aus einer oberen und unteren Hälfte aus Rohren hergestellt wurden. Beide Hälften wurden dann miteinander verschweißt und bei dieser Gelegenheit auch die Rippen und Naben mit dem Ventilkörper durch Einschweißen der Rippen in entsprechende Schlitze des Ventilkörpers verbunden. Für kleine Ventilausführungen von 160 mm Durchmesser haben sich solche Ventile bewährt, dagegen nicht für Ausführungen mit größerem Durchmesser. Letztere neigten in der Dampfwärme sehr zu Verziehen und damit zusammenhängend zu starken Undichtheiten. Heute verwenden die Österreichischen Bundesbahnen nur mehr geschmiedete Ventile wie bei den ersten Probelokomotiven. Trotz ihres höheren Preises haben sie sich am besten bewährt und sind auch in der Erhaltung weitaus am wirtschaftlichsten.

Trotzdem die Österreichischen Bundesbahnen eine große Zahl von Lokomotiven, sowohl bei Neubau, als auch im Wege des Umbaus mit Lentz-Ventilsteuerung ausrüsteten und mit dieser Steuerung gute Erfahrungen machten, verfolgten sie doch aufmerksam alle Fortschritte, die auf dem Gebiete des Steuerungswesens im allgemeinen und jenem der Ventilsteuerungen im besonderen gemacht wurden. Sie nahmen daher auch gerne den Vorschlag der Lokomotivfabrik Krauss in Linz an, mehrere Lokomotiven mit Caprotti-Steuerung auszurüsten und zu erproben. Zum Einbau kam diese Steuerung zunächst an fünf 2-C-1 Heißdampf-Zwillings-Tenderlokomotiven der Reihe 629 mit den Abmessungen  $H_v = 142,7 \text{ m}^2$ ,  $H_{ii} = 29,1 \text{ m}^2$  (wasser-, bzw. dampfberührt),  $R = 270 \text{ m}^2$ ,  $p = 13$ ,  $d/s = 475/720 \text{ mm}$ ,  $D = 1574 \text{ mm}$ ,  $G = 83,8 \text{ t}$ . Bevor in eine Beschreibung dieser Steuerung eingegangen wird, sollen erst die grundsätzlichen Unterschiede der Caprotti-Steuerung gegenüber der Lentz-Steuerung erläutert werden. Während bei letzterer die Ein- und Ausströmverhältnisse vollkommen von der äußeren Steuerung abhängen und in dieser Beziehung sich mit den Verhältnissen der Schiebersteuerungen decken, sind die Ein- und Ausströmverhältnisse bei der Caprotti-Steuerung nur von der konstruktiven Durchbildung des Getriebekastens dieser Steuerungsart abhängig. Meist wird bei der Lentz-Steuerung zum Antrieb der inneren Steuerungsorgane irgend eine gebräuchliche Umsteuerungs-

bauart, wie Heusinger-Steuerung oder dergl. angewendet. Es wird daher der Verlauf der Füllungs- und der Ausströmperioden ausschließlich durch die äußere Steuerung bestimmt. So wird eine von einer Heusinger-Steuerung angetriebene Lentz-Steuerung konstantes lineares und mit dem Füllungsgrade wechselndes prozentuelles Voröffnen zeigen. Beginn der Vorausstromung und Kompression werden sich gleichfalls mit den Füllungsgraden ändern. Vollkommen anders liegen die Verhältnisse bei Caprotti. Bei den im Dienste der Österreichischen Bundesbahnen stehenden Lokomotiven mit Caprotti-Steuerung herrscht konstantes prozentuelles Voreinströmen erst von 12% Füllung aufwärts, während konstantes lineares Voröffnen, das in diesem Falle gleichbedeutend mit vollem Ventilhub ist, erst bei 25% Füllung und darüber eintritt. Irgend einen schädlichen Einfluß auf die Dampfverteilung hat diese Eigenschaft der Caprotti-Steuerung jedoch nicht, da die Ventilquerschnitte und Hübe so bemessen sind, daß Druckverluste durch Drosselung sich nicht bemerkbar machen und auch bei kleinen Füllungen an den Dampfdruckschaulinien nicht konstatiert werden können. Das gleiche wie für die Einströmung gilt auch bezüglich der Vorausstromung und Kompression. Beide werden bei der Caprotti-Steuerung unabhängig von der Einströmung gesteuert und für alle Füllungsgrade konstant gehalten. Dabei geht man bei Ausbildung der Steuerung mit der Höhe der Kompression so weit, daß bei kleinster Füllung die Einströmspannung fast erreicht wird. Caprotti verwendet bei seiner Steuerung zwei Nocken, von denen sich die Einlaßnocke sowohl ihrer Ausdehnung nach, als auch nach ihrer Stellung auf der Steuerwelle verändern läßt, während die Auslaßnocke auf der Steuerwelle nur umgelegt werden kann. Die nachstehenden Zeilen sollen eine kurze Beschreibung dieser Steuerung, und zwar sowohl des Getriebekastens als auch der Zylinderkonstruktion, wie sie bei Schmalspurlokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen eingeführt ist, geben.

Auf der durch Kegelhäder von der Treibachse oder einer gekuppelten Achse angetriebenen Nockenwelle 1 des Getriebekastens Abb. 9 sitzen lose die sich aus zwei symmetrisch ausgebildeten Nockenscheiben 2 und 3 zusammensetzende Einlaßnockenscheibe, sowie die Auslaßnockenscheibe 4, die nur einteilig ausgebildet ist. Auf die Nockenwelle ist ein dreigängiges Gewinde aufgeschnitten, auf welchem verschiebbar zwei Muttern 5 und 6 angeordnet sind (Abb. 9). Die Nocken 2 und 3 tragen je zwei zueinander diametral angeordnete Bolzen 7. Die beiden Bolzen der einen Nocke reichen durch entsprechende Kreisschlitze der anderen Nocke hindurch und sind in Bohrungen je einer der Muttern 5 und 6 eingelassen. Einer der beiden Bolzen eines jeden Bolzenpaares reicht bis in einen entsprechend ausgebildeten Schlitz der Auslaßnocke 4. Eine Verdrehung der Mutter 5 wird also eine Verdrehung der Nocke 2, und eine Verdrehung der Mutter 6 eine Verdrehung der Nocke 3 bewirken. Wird nun durch die beiden Hebel 9 und 10 (Abb. 9) unter Vermittlung der Stangen 11 und 12 eine oder die andere Mutter axial auf der Nockenwelle verschoben, so wird dadurch eine Verdrehung der betreffenden Nocke und eine Füllungsänderung hervorgerufen. Bei diesen Füllungsänderungen wird infolge des toten Ganges der die Muttern schiebenden Ringe 13 und 14, sowie infolge der Stellung der beiden Hebel 9 und 10 immer jene Mutter festgehalten, welche an einem Gewindeende steht und dadurch entweder an der Nocke 3 oder an der Auslaßnocke 4 anliegt. Die festgehaltene Nocke bedingt das Öffnen, die verstellte Nocke das Schließen der Einlaßventile. Ein Verdrehen der öffnenden Nocke durch den Druck der Ventilhebelrollen ist unmöglich, weil durch den Druck die zur Nocke gehörende Mutter aus der Schraube gegen die axial feststehenden Nocken 3 oder 4 angepreßt wird.

Die Steuerung der Auslaßventile erfolgt durch die Auslaßnocke 4. Da bei der Caprotti-Steuerung im allgemeinen die Ausströmverhältnisse bei verschiedenen Füllungsgraden nicht geändert werden, ist ein Umlegen der auf der Nockenwelle lose sitzenden Auslaßnocke nur im Augenblick des Umsteuerns von Vor- und Rückwärtsfahrt nötig. Dies geschieht in der Weise, daß die Nocke, welche von der Nockenwelle mittelst zweier Zähne 15 und 16 mitgenommen wird (Abb. 9), bei Umsteuerung durch einen der verlängerten Bolzen 7 und 8 dann verdreht wird, wenn die Stellung der Nocken 2 und 3 für die kleinste Füllung überschritten wird.

gegen die Nocken gepreßt. Die Durchführungen der Stößel sind öldicht als kleine mit einem Kugelventil ausgestattete Kolben ausgeführt. Das Kugelventil hat den Zweck, Öl, welches in den Raum unter dem Kolben gelangt ist, rückströmen zu lassen und beim Heben des Stößels etwa bei den Durchführungen anstrebendes Öl in den erwähnten Raum unter dem Kolben zurückzusaugen.

Während bei der Lentz-Ventilsteuerung in Österreich die Ventilkasten meist getrennt vom Zylinder ausgeführt werden, sind bei der Caprotti-Steuerung Zylinder und Ventilkästen stets zusammengewonnen. Abb. 10 zeigt den Querschnitt durch

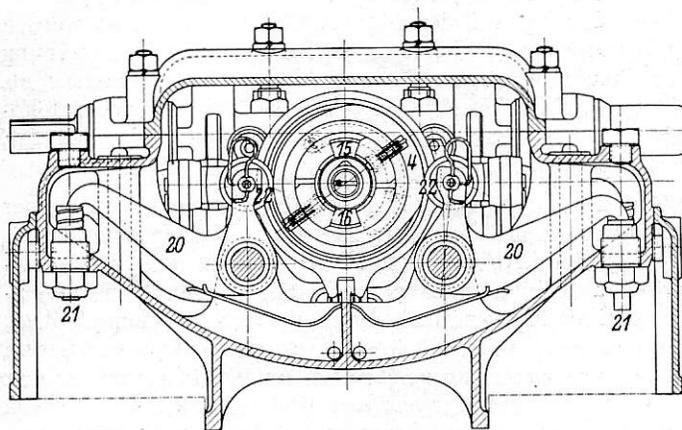
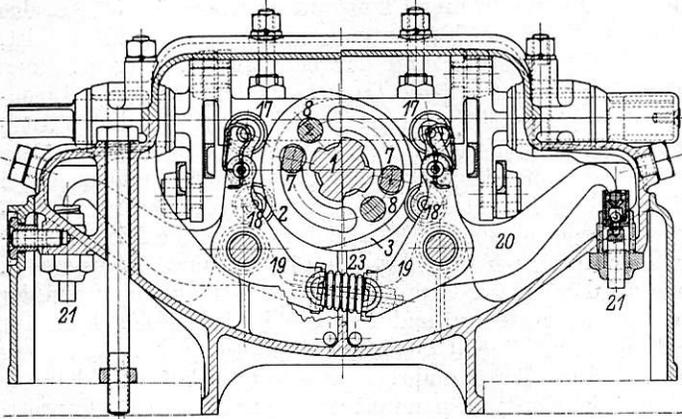
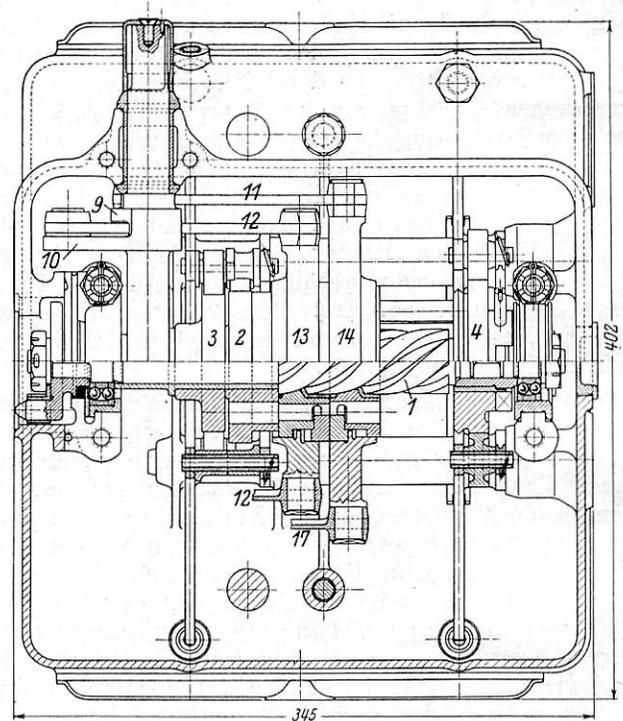
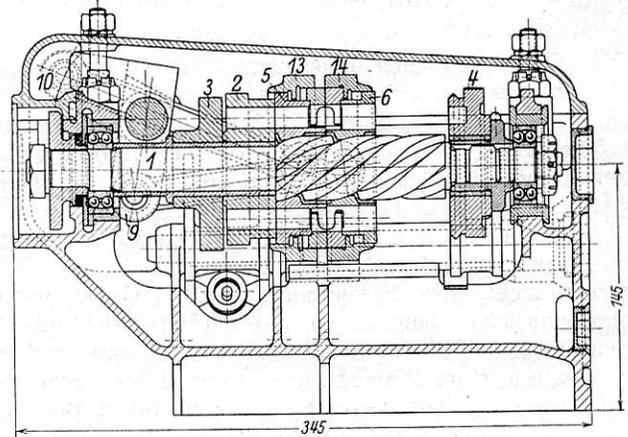


Abb. 9. (Aufriß.) Caprotti-Steuerung. Getriebekasten.

Die von den Nocken ausgehende Bewegung wird auf die Ventilspindeln durch die Rollen 17 und 18 (Abb. 9), die Ausgleichhebel 19, die Winkelhebel 20 und die Ventilstößel 21 übertragen. Wie aus der Beschreibung der Nockenbewegungen hervorgeht, wird eine Füllungsänderung durch Verlängern oder Verkürzen der Einlaßnocken erzielt. Dies bedingt aber, falls alle für Lokomotiven erforderlichen Füllungsgrade eingehalten werden sollen, daß der Ventilhub nicht durch eine, sondern durch zwei auf einem Ausgleichhebel sitzenden Rollen, von denen eine auf der Nocke 2, die andere auf der Nocke 3 läuft, bewirkt wird. Erst der auf dem Winkelhebel 20 sitzende Drehpunkt des Ausgleichhebels ist für die Bewegung des betreffenden Ventiles maßgebend. Gesteuert wird das Ventil nur dann, wenn der Hub des Drehpunktes des Ausgleichhebels größer ist als der halbe größte Hub der einzelnen Rolle. Die Länge des Ausgleichhebels ist so bemessen, daß bei Füllung 0 ein Abheben des gesteuerten Ventils nicht mehr stattfindet. Für die Steuerung der Auslaßventile genügt eine im Winkelhebel untergebrachte Rolle 22, da eine Veränderung der Ausströmverhältnisse nicht eintritt. Alle Rollen werden durch die Federn 23, die je zwei Winkelhebel auseinanderdrücken,



einen solchen Zylinder. Der Raum A ist der Einströmraum, Raum B steht mit den Zylinderkanälen in Verbindung, während Raum C der Ausströmraum ist. Wie aus der Abbildung entnommen werden kann, sind die aus dem Vollen herausgearbeiteten Schmiedeeisenventile in Körben angeordnet. Die letzteren sind mit Kegelsitzen gegen die Wandungen des Ventilkastens abgedichtet. Eingepreßt werden die Körbe durch den Deckel D unter Vermittlung der die Spindelführungen bildenden Pilze E. Alle diese Teile sind so gearbeitet, daß bei ihrem Zusammenbau ein möglichst guter und sicherer Sitz der Ventile gewährleistet wird. Der Schluß der senkrecht angeordneten Ventile wird ausschließlich durch Dampf, der durch

die Leitung F unter die Stößel G und H gelangt, besorgt. Es ist dies eine Erstlingsausführung, da bisher bei Caprotti-Steuerungen stets Federn für den Ventilschluß verwendet wurden. Bei Reglerschluß wird auch die Leitung F abgeschlossen und sowohl die Einlaß- als auch die Auslaßventile fallen durch Eigengewicht von den Sitzen ab und öffnen so die Kanäle auf beiden Kolbenseiten, wodurch ein vorzüglicher selbsttätiger Druckausgleich erreicht wird. Wie bei der Lentz-Steuerung, so sind auch bei der Caprotti-Steuerung die Ventile aus dem Vollen gearbeitet und auf Spindeln aus Werkzeugstahl aufgepreßt.

Die Österreichischen Bundesbahnen haben z. Z. fünf Vollspur- und sechs Schmalspurlokomotiven der Bauart Caprotti

fahren und das Ausdehnungsvermögen des Dampfes voll auszunützen. Die Lentz-Steuerung der älteren Bauart, zu der jene der Bundesbahnen zählt, erlaubt mit den Füllungsgraden nur bis auf ungefähr 20% herabzugehen. Man ist also bei ihr gezwungen, bei kleinen Leistungen mit gedrosseltem Dampfe zu arbeiten. Das Arbeitsvermögen des Dampfes kann also nicht voll ausgenützt werden. Dies ist erst bei der Wälzhebelsteuerung möglich, welche Füllungen bis zu 10% erlaubt. Welche der beiden Steuerungsbauarten die bessere ist, kann heute noch nicht gesagt werden. Tatsache ist, daß beide Bauarten im Betrieb vollkommen entsprechen und keinerlei Erhaltungsschwierigkeiten verursachen. Der außerordentlich günstige Druckausgleich, den beide Steuerungen

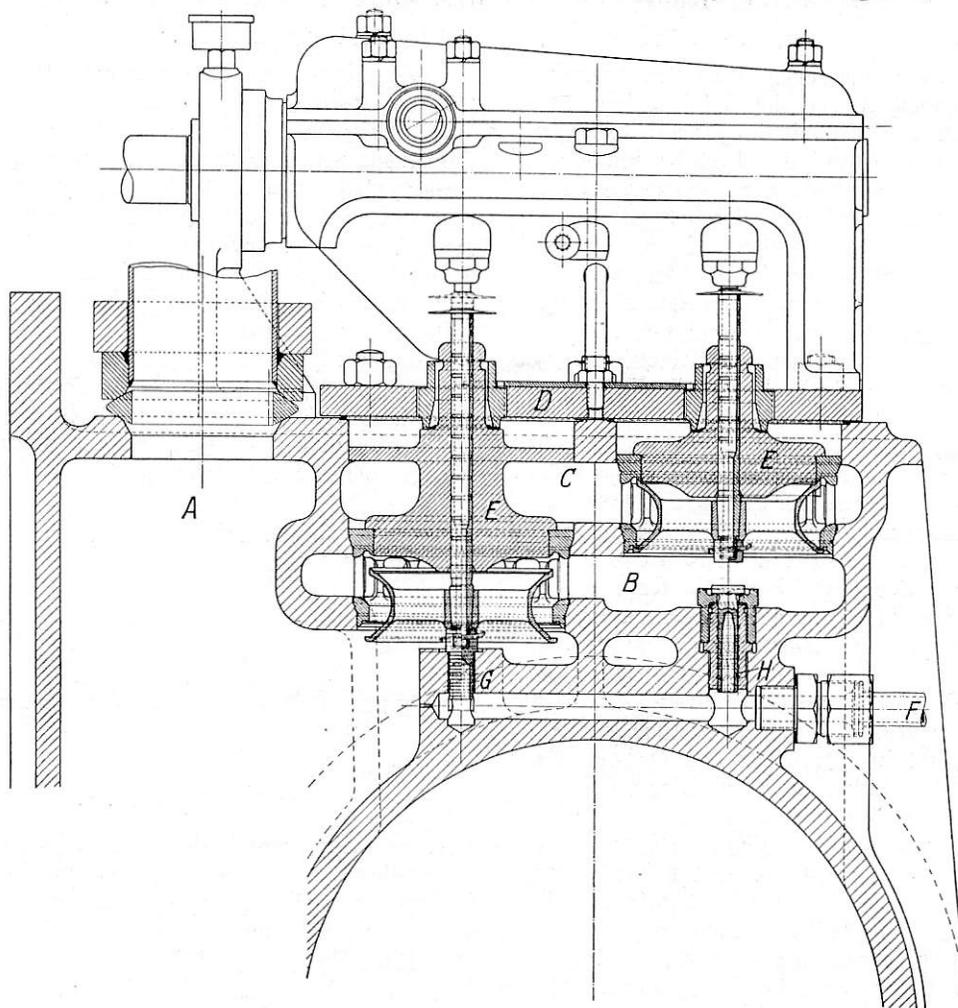


Abb. 10. Caprotti-Steuerung. Zylinder.

zur vollsten Zufriedenheit in Betrieb. Wie bei jeder Neukonstruktion gab es auch bei den ersten Caprotti-Steuerungen kleinere Mängel, die aber durch entsprechende Formgebung und entsprechende Wahl des zur Verwendung gelangten Baustoffes bald behoben waren. Einen Vergleich zwischen Caprotti- und Lentz-Steuerung konnten die Bundesbahnen nur mit zwei 2-C-1 Lokomotiven der bereits erwähnten Bauart ausführen, von denen die eine Lentz-Steuerung der Bundesbahnbauart, die andere Caprotti-Steuerung besaß. Die Versuche ergaben, daß bezüglich des Wasser- und Kohlenverbrauches die Lokomotive mit Caprotti-Steuerung im Gebiete kleinerer Leistungen wirtschaftlicher ist als die Lokomotive mit Lentz-Steuerung, während im Gebiete größerer Leistung sich die Verbrauchskurven beider Lokomotiven decken. Dies hat seinen Grund darin, daß die Caprotti-Steuerung die Ausnützung kleiner Füllungen bis zu 5% herab ermöglicht und dadurch auch erlaubt, bei kleinen Leistungen mit voll geöffnetem Regler zu

dadurch ermöglichen, daß bei Leerlauf die Ventile einfach von ihren Sitzen abgehoben werden, bei der Caprotti-Steuerung durch Aufhören der Schlußkraft für die Ventile, bei der Lentz-Steuerung in einer der in Heft 6 und 7 dieser Zeitschrift vom Jahre 1930 beschriebenen Weise, entweder durch Verdrehen einer eigenen Leerlaufnocke, oder durch direktes Auseinanderpressen der Gegenhebel durch Luftkolben, macht sich im Betrieb außerordentlich gut bemerkbar. Die Maschinen zeigen nicht nur keine Verkrustungen, sondern zeichnen sich vor allen anderen Lokomotiven durch ihren leichten Lauf aus.

Zum Schluß soll noch die Frage gestreift werden, für welche Lokomotiven und für welche Strecken und Betriebsverhältnisse empfiehlt sich die Verwendung von Ventilsteuerungen.

Was die Lokomotivbauart anbelangt, kann gesagt werden, daß Ventilsteuerungen vor allem nur bei Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung verwendet werden sollen. Niederdruckzylinder, die mit den heute gebräuchlichen Aufnehmer-

spannungen von ungefähr 4 at arbeiten, eignen sich kaum für Ventilsteuerung, da besonders bei großen Umdrehungszahlen die Ventildurchmesser zu groß ausfallen würden. Sehr geeignet ist die Ventilsteuerung für Drei- und Vierzylinderlokomotiven, da sich ohne besondere Schwierigkeiten einfache Lösungen für den Steuerungsantrieb aller Zylinder finden lassen, welche bei einer Ventilsteuerung mit ihren geringen Widerständen vollkommen entsprechen, während sie für Schiebersteuerungen versagen würden. Natürlich sind die Vorteile einer Ventilsteuerung bei Heißdampflokomotiven größer als bei Satteldampfmaschinen.

## Abgenutzte Radreifen und klaffende Weichenzungen.

Von Caesar, Vizepräsident der Reichsbahndirektion Essen.

Das Übereinkommen über die gegenseitige Benützung von Güterwagen im internationalen Verkehr (RIV) behandelt in seiner Anlage I „Technische Einheit im Eisenbahnwesen“, Art. III den Unterhaltungszustand der Eisenbahnfahrzeuge. Dort werden unter den Mängeln, die zur Zurückweisung berechtigen, im § 5 A. 7. genannt: Räder, deren Spurkranz am Berührungspunkt mit der Schiene weniger als 20 mm stark ist; Räder, an deren Spurkranz sich durch Abnutzung eine scharfe Kante gebildet hat. Weiter ist in Art. II, Bauart der Eisenbahnfahrzeuge des gleichen Übereinkommens durch § 6 die Höhe der Spurkränze zwischen den Grenzwerten von 25 und 36 mm festgelegt. § 5 dieses Art. II beschränkt das oben angegebene Maß von 20 mm unter Umständen weiter durch Grenzmaße der Entfernung zwischen den Anlaufstellen der Spurkränze beider Räder einer Achse mit 1405 mm.

Die Eisenbahnbau- und Betriebsordnung für Deutschland (BO) hat in Übereinstimmung mit den Vorschriften für den Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen (VWÜ) die Abnutzungsgrenzen für Radreifen in gleicher Höhe festgelegt und geht nur mit dem Maß von 1410 mm über das oben genannte Maß von 1405 mm im internationalen Verkehr hinaus. In gleicher Weise ist durch das Übereinkommen für die gegenseitige Benützung der Personen- und Gepäckwagen im Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen (VPÜ) wie auch durch die entsprechenden Vorschriften im internationalen Verkehr (RIC) im § 68 (§ 7) die Dicke der Radreifen in der Ebene des Laufkreises gemessen mit 35 mm Mindestmaß festgelegt, also mit 10 mm mehr als bei Güterwagen. Außerdem können nach § 101 Ziffer 7 (§ 5) Räder, deren Spurkranz an dem Berührungspunkt mit den Schienen weniger als 22 mm dick ist, zurückgewiesen werden; mithin muß bei Personenwagen auch bei größter Abnutzung der Spurkranz 2 mm stärker bleiben als bei Güterwagen. Hiernach kann über die Abnutzung der Spurkränze an dem Berührungspunkt mit den Schienen und der Mindeststärke der Radreifen im Laufkreis keine Meinungsverschiedenheit auftreten.

Dagegen führt die Bestimmung des RIV über die sogenannte „scharfe Kante“ des Spurkränzes zu dauernden Schwierigkeiten auf den Grenzübergangsbahnhöfen, weil die Frage, ob eine Kante scharf ist oder nicht, objektiv überhaupt nicht zweifelsfrei zu beantworten ist, abgesehen davon, daß diese „scharfe Kante“ an sich unter Umständen noch keine Betriebsgefahr darstellt. Sie führt nur dann zur Gefahr einer Entgleisung an klaffenden Weichenzungen spitz befahrener Weichen, wenn der die Zungenspitze treffende Punkt der Spurkranzflanke in einer Neigung zur Parallelen mit der Achswellenmittellinie liegt, die einen kleinsten zulässigen Wert unterschreitet. Die Bedingungen zu ermitteln, unter denen diese Gefahr besteht, mit anderen Worten, welche Grenzmaße für klaffende Weichenzungen und die größten Abnutzungen der Spurkränze vorzuschreiben sind, soll Ziel der nachfolgenden Untersuchungen sein.

Bezüglich der Strecken und Betriebsverhältnisse, für die sich Ventilsteuerungslokomotiven besonders eignen, sei darauf verwiesen, daß derartige Maschinen hauptsächlich dort am Platze sind, wo lange Leerläufe gefordert werden, also dort, wo Verkokungen zu befürchten sind. Auch wird sich die Ventilsteuerung dort bewähren, wo mit nur geringer Wartung der Lokomotive gerechnet werden muß. Doch ist dabei unbedingt Vorbedingung, daß eine derartige Steuerung richtig und sachgemäß ausgeführt ist, da sich bei allen Ventilsteuerungen Fehler im Steuerungsantrieb stärker bemerkbar machen als bei Schiebersteuerungen der Regelbauarten.

Die Abnutzung der Schienen, Weichenzungen und der Hakenschlösser nebst Gelenken und Bolzen, die diese an die Backenschiene andrücken, führt zu einem Klaffen der Zungenspitzen, an denen der Spurkranz ohne aufzulaufen entlang gleiten muß. Das Schrifttum hat diese Fragen keineswegs ihrem Wert entsprechend behandelt, so daß eine eingehendere Erörterung sowohl für maschinentechnische Kreise, denen die Überwachung der Fahrzeuge obliegt, ebenso wertvoll sein dürfte wie für den Bautechniker, dem die Sorge der Unterhaltung der Weichen zufällt.

Zunächst ist die Größe des Winkels zu ermitteln, um den sich im ungünstigsten Falle die Achswellenmittellinie aus ihrer Mittellage senkrecht zur Gleismittelebene drehen kann. Dabei gibt es für die Drehung der Achse drei Möglichkeiten, die aus der Abb. 1 ersichtlich sind. Erstens der Spielraum

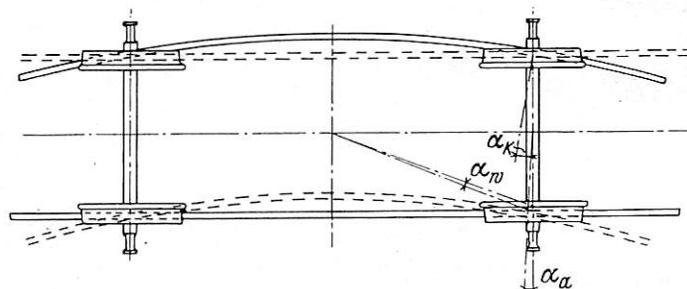


Abb. 1.

zwischen Achslagergehäuse und Achshalter, Winkel  $\alpha_a$ ; zweitens die Drehung des ganzen Wagens um seine Längsachse infolge Spielraums zwischen Spurkranz und Schiene, Winkel  $\alpha_w$ ; drittens die Stellung des Wagens in Krümmungen, Winkel  $\alpha_k$ . Die Einstellung der Achsmittellinie in die Richtung des Krümmungshalbmessers des Gleises kann in diesem Zusammenhang nicht vorausgesetzt werden, da die ungünstigste, immerhin mögliche Stellung der Achse zum Gleis Rechnungsgrundlage sein muß. Der Winkel  $\alpha_a$  wächst mit zunehmendem Spielraum der Achsbüchsen;  $\alpha_w$  wächst mit abnehmendem Achsstand;  $\alpha_k$  sinkt dagegen mit abnehmendem Achsstand bei gleichem Krümmungshalbmesser und wächst bei gleichem Achsstand mit abnehmendem Krümmungshalbmesser. Nach der Bauart der vorhandenen Wagen tritt der ungünstigste Fall für Wagen mit großen Achsständen bei kleinen Krümmungshalbmessern ein. Bei den nachfolgenden Rechnungen ist, sofern nichts anderes erwähnt, ein Wagen von 8 m Achsstand, ein Krümmungshalbmesser von 180 m, ein Spielraum in den Achsschaltern von  $2 \times 16$  mm und ein Spiel zwischen Radkranz und Schiene von 35 mm angenommen.

Wo § 39<sup>4</sup> der Technischen Vereinbarungen beachtet wird, der die Einschaltung einer mindestens 6000 mm langen Geraden empfiehlt, wenn Gleiskrümmungen von weniger als 500 m vor einer spitz befahrenen Weiche liegen, dort tritt

der ungünstigste Fall für Wagen mit kleinem Achsstand ein, da dann die Zunahme des Winkels  $\alpha_w$  größer wird als die des Winkels  $\alpha_k$  bei Wagen größter Achsstände. Der Wert der drei Winkel  $\alpha_a + \alpha_w + \alpha_k$  ergibt nachfolgende Größen für  $\alpha$  und  $\text{tg } \alpha$ .

Lfd. Nr.	Wagenart	Achsstand in m	Achsbüchsen-spiel in mm	Krümmungshalbmesser in m	Spielraum im Gleis in mm	$\alpha$	$\text{tg } \alpha$
1	Rungenwagen	8	$2 \times 16$	180	35	$2^\circ 39' 24''$	0,04640
2				500	10	$1^\circ 48' 23''$	0,03089
3				$\infty$	10	$1^\circ 18' 30''$	0,02288
4	Drehgestellwagen	2,5	$2 \times 2,25$	180	35	$1^\circ 17' 24''$	0,02252
5				500	10	$1^\circ 2' 9''$	0,01808
6				$\infty$	10	$0^\circ 53' 33''$	0,01558

Die weitere Untersuchung hat festzustellen, wie sich eine solche Achsendrehung beim Anlaufen an eine klaffende Weichenzunge auswirkt. Nach den Vorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft dürfen Weichenzungenspitzen infolge Abnutzung bis zu 4 mm klaffen. Diese Größe wird infolge der Neigung der Zungenspitze von 1:3 in wagerechter Richtung gemessen = 4,2 mm. Es liegt nahe, ein von Dr. Ing. Schlöß, Wien, im Organ vom Jahre 1912, Seite 64 angegebenes Verfahren zu benutzen, wobei er davon ausgeht, daß bei einer Winkeldrehung der Achsmittellinie die Anlaufpunkte des Rades an den Schienen 10 mm unter Schienenoberkante in einer wagerechten Ebene liegen und am Rad eine Hyperbel darstellen. Diese Untersuchungen von Schlöß behandeln Fragen nach den Krümmungswiderständen und Auflaufmöglichkeiten steifachsiger Fahrzeuge in Krümmungen und lassen sich für Fälle der nachfolgenden Betrachtungen nur verwerten, wenn alle Anlaufpunkte des Spurkranzes an der Schiene aus der wagerechten Ebene eines Anlaufpunktes nicht hinaustreten, was indessen stets eintritt, sobald der Halbmesser der Spurkranzholkehle größer ist als der Abrundungshalbmesser der Schiene und die die Schiene berührenden Punkte der Radkranzneigung nicht in einer Geraden, sondern in irgendwelchen Krümmungen verlaufen. Das Verfahren versagt indessen ganz bei Fragen nach der dynamischen Beanspruchung des Rades an klaffenden Weichenzungen.

Da indessen die Darstellung der Anlauflinie des Spurkranzes gegen die Schiene ein sehr anschauliches Bild bietet, ist für einen einfachen Fall die Hyperbel gezeichnet.

Die Spurkranzhöhe eines Rades habe durch Abnutzung der Lauffläche 36 mm erreicht, die Spurkranzflanke verlaufe mit einer Neigung von  $\xi = 22^\circ$  gradlinig und Schienenkopf wie Spurkranzhohlkehle habe den gleichen Abrundungshalbmesser  $r$ .

Läuft der Spurkranz in 500 mm Entfernung von der Achsmittellinie dort, wo die Hohlkehle in die Gerade des Spurkranzes übergeht, an der Schiene an, dann wird nach Abb. 1  $b = r - a = r - r \sin \xi$ . Da  $b = 500 - (528 - 36) = 8$  mm und  $\sin \xi = 0,3746$  ist, wird der Abrundungshalbmesser von Rad und Schiene  $r = 12,8$  mm.

Legt man nun (Abb. 3) im Berührungspunkt O des Rades mit den Schienen einen wagerechten Schnitt durch den Spurkranz, dann bilden die Schnittpunkte des geraden Teiles der Spurkranzflanke, die zwischen 500 und 528 mm von Achsmittellinie entfernt liegen, eine Hyperbel  $OA_{528}$  mit der Gleichung  $y^2 = 2 \frac{b^2}{a} x - \frac{b^2}{a^2} x^2$  worin  $b = 500$  und

$a = 500 \text{ tg } \xi$  sind.  $\text{tg } \xi$  ist für  $\xi = 22^\circ$  gleich 0,404. Statt der Rechnung läßt sich die Hyperbel sehr einfach nach Abb. 2 aufzeichnen, worin für einen gesuchten Halbmesser  $R_n$   $y = \sqrt{R_n^2 - R_o^2}$  und  $x = (R_n - R_o) \text{ tg } \xi$  werden.

$R_o$  ist für obiges Beispiel = 500 mm.

Die Werte von  $x$  sind, um die Abstände der einzelnen Hyperbelpunkte von der Schiene in größerem Maßstabe

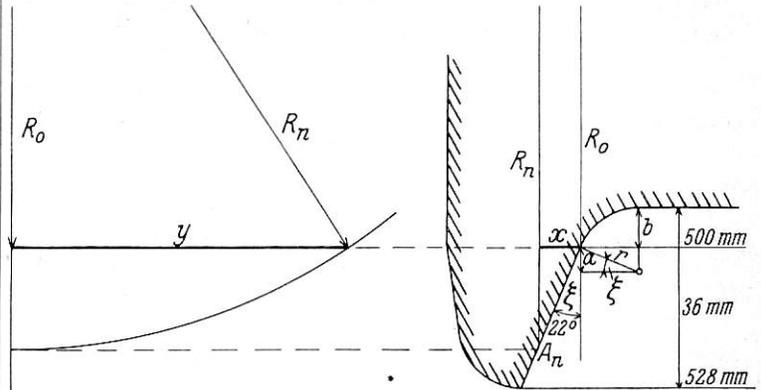


Abb. 2.  $\frac{2}{3}$  nat. Größe.

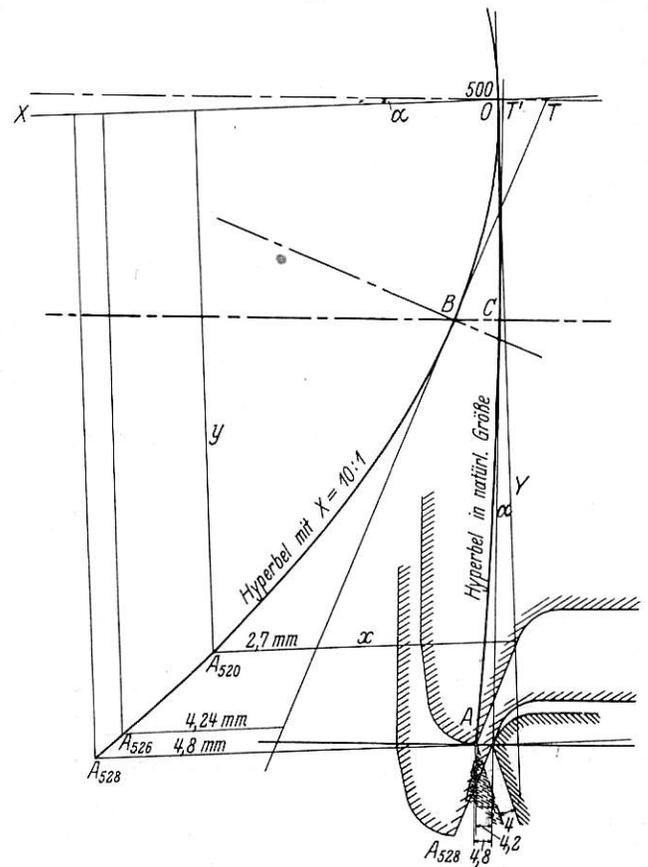


Abb. 3.  $\frac{1}{2}$  nat. Größe.

messen zu können, verzehnfacht und für den geraden Teil der Radflanke in Abb. 3 aufgezeichnet. Dreht man nun die Achse gegen die Schiene um den oben errechneten Winkel  $\alpha = 2^\circ 39' 24''$  oder, um die Hyperbel nicht neu aufzeichnen zu müssen, die Schiene gegen das Rad, dann läßt sich für alle Punkte der geraden Spurkranzflanke deren Entfernung von der Schienenkante abgreifen. Dabei sind die Werte von  $\text{tg } \alpha$  entsprechend dem verzehnfachten Wert von  $x$  ebenfalls zu verzehnfachen. Vergl. die Punkte  $A_{528}$ ,  $A_{526}$  und  $A_{520}$ , die 528, 526 und 520 mm von der Achsmittellinie entfernt liegen.

Die Abbildung ergibt  $\frac{48}{10}$ ,  $\frac{42}{10}$  und  $\frac{27}{10}$  mm Entfernung von der Schienenanlaufkante. Wo das Rad auf der Schiene ruht, ist

der Spurkranz um  $\frac{OT}{10} = 1,36$  mm von der Schiene entfernt.

Im Punkte B berührt der Spurkranz die Schiene, von O liegt er 58 mm entfernt.

Um das Bild der Wirklichkeit zu vervollständigen, ist außer der in Richtung der X-Achse verzerrten Hyperbel der Schnitt durch den Spurkranz in natürlicher Größe OCA eingezeichnet. Die Abb. selbst ist gegenüber der natürlichen Größe im Maßstab 1:2 verkleinert.  $OT' = 1,36$  mm ist wie oben OT die Entfernung des Spurkranzes von der Schienenkante, wo das Rad auf der Schiene ruht, C der Berührungspunkt von Radkranz und Schiene, A — 4,8 mm von Schienenanlaufkante entfernt — der äußerste Punkt, die „scharfe Kante“ des

denn der senkrechte Abstand eines Punktes — etwa  $A_{528}$  — ist infolge der Drehung der Achsmittellinie um  $\alpha$  gleich  $x \cos \alpha$ .

Eine allgemein gültige oder anwendbare Lösung stellt indessen vorstehendes Verfahren nicht dar. Deshalb benutze ich eine Darstellung, die m. W. trotz ihrer Einfachheit noch nicht bekannt sein dürfte.

Denkt man sich einen in der X-Achse Abb. 4 senkrecht zur Gleisachse stehenden Radsatz um eine Y-Achse OA mit dem Ausschlag eines Winkels  $\alpha$  gedreht, dann projizieren sich die Kreislinien des Rades auf die Bildebene der XY-Achsen als Ellipsen. Wie weiter unten noch zu erörtern bleibt, kommen nur die an den Schienen anlaufenden Punkte des Spurkranzes für die Aufzeichnung der Ellipsen in Frage.

Wie die Ellipsen zu finden sind, zeigt Abb. 4. Punkt A des Spurkranzes auf der Y-Achse zeigt die Projektion  $AGA 90^\circ$ . Der zur Konstruktion der Ellipsenpunkte erforderliche Winkel  $\alpha'$  ist aus  $\text{tg } \alpha' = \sin \alpha$  zu bestimmen. Der Unterschied zwischen  $\text{tg } \alpha'$  und  $\sin \alpha$  ist so gering, daß  $\alpha' = \alpha$  gesetzt werden kann. Bei allen andern nicht auf der Y-Achse liegenden Punkten des Spurkranzes ist zu beachten, daß die Achsdrehung um den Winkel  $\alpha$  alle Punkte zunächst in der Projektion gesehen in Richtung nach der Y-Achse verschiebt. Vergl.  $A_n$ , der um die Größe  $A_n O_n$  verschoben wird.

Diese Verschiebungen sind indessen bei den kleinen Größen des Winkels  $\alpha$  sehr klein; sie betragen bei dem oben angenommenen größten Winkel  $\alpha = 2^\circ 39' 24''$  für den äußersten Punkt des Spurkranzes  $A_n$  nur 0,0105 mm und können unberücksichtigt bleiben. In der Abb. 4 ist absichtlich der Radhalbmesser sehr klein und der Winkel  $\alpha$  sehr groß gewählt, um die Verschiebung des Rades gegen die Schienen in der Zeichnung recht deutlich erkennen zu können. Die Mittelpunktgleichung der Ellipsen lautet, wenn der Halbmesser OA des rollenden Punktes A mit  $R_A$  bezeichnet wird

$$\frac{x^2}{(R_A \cdot \sin \alpha)^2} + \frac{y^2}{R_A^2} = 1.$$

Für unsere Zwecke ist die Gleichung besser verwendbar in der Form  $x = \sin \alpha \cdot \sqrt{(R_A + y)(R_A - y)}$ .

Denkt man sich eine Ellipsenschar der für die Berührung der Radflanke an den Schienen in Frage kommenden Punkt gezeichnet, dann stellt die Umhüllungslinie der Ellipsen den Raum dar, bis zu dem eine senkrecht zur Bildebene stehende Schiene an den Spurkranz heranrücken kann; s ist dann der Abstand, um den die Radflanke durch die Drehung der Achsmittellinie um den Winkel  $\alpha$  aus der X-Achse an der Stelle von den Schienen abgedrückt wird, wo das Rad auf den Schienen rollt.

Abb. 5 zeigt die Verhältnisse für ein neues Rad, das im Laufkreis auf 492 mm abgenutzt ist. Dabei kann die punktiert gezeichnete Umhüllungslinie als Gerade angenommen werden. Sie liegt bei dem oben errechneten größten Verschiebungswinkel  $\alpha = 2^\circ 39' 24''$  von der Spurkranzflanke 1,36 mm waagrecht gemessen entfernt, wobei die Radflankenneigung  $\xi = 22^\circ$  gesetzt ist. Der Wert von s sinkt bei voll abgenutzten Radreifen auf 1,22 mm. Mit  $s = 1,34$  mm trifft man einen für die Untersuchungen genügend genauen Wert, der allgemein eingesetzt werden kann, so daß die Notwendigkeit, eine größere Zahl Ellipsenpunkte zu ermitteln, entfällt. Die oben angegebenen Gleichungen empfehle ich zur Nachrechnung der Entfernung kritischer Punkte, bei denen die Genauigkeit auf  $\frac{1}{10}$  mm wünschenswert erscheint.

Abb. 6 zeigt einen Spurkranz, der mit 23 mm Abstand von der Radkranz-Innenkante eine scharfe Kante hat und

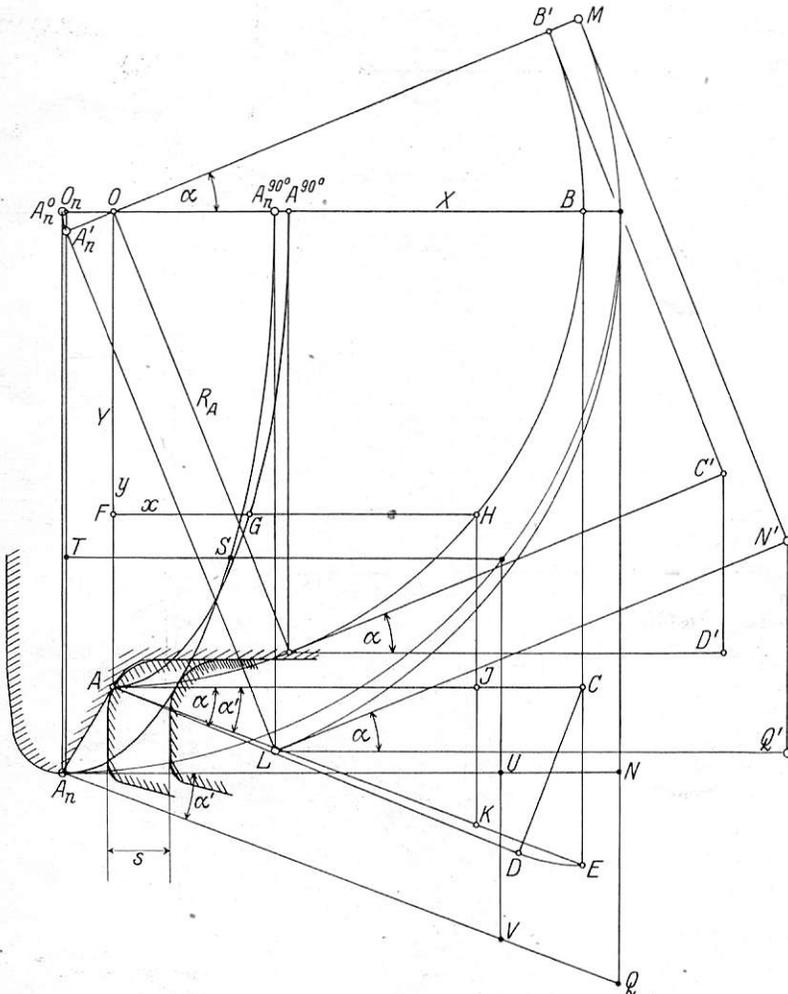


Abb. 4.  $\frac{1}{2}$  nat. Größe.

Spurkranzes. Ferner sind — um  $90^\circ$  in die Bildebene der XY-Achsen umgeklappt — im Querschnitt eingezeichnet die Schiene an der Weichenzungenspitze, die Zungenspitze, 4 mm klaffend, sowie der Spurkranz einmal in dem Anlaufpunkt C an der Schiene (untere Lage im Bild), wobei die Radlauffläche 3,4 mm über der Schienenoberkante liegt, und dann beim Auftreffen der „scharfen Kante“ (Punkt A) in Höhe der Weichenzungenspitze. Diese letztgenannte Lage des Rades zeigt, daß die „scharfe Kante“ des Spurkranzes in 4,8 mm Entfernung von der Schiene nicht auf die nur 4,2 mm entfernte Weichenzungenspitze auftrifft, vielmehr drückt der Spurkranz die Zungenspitze beim Weiterrollen des Rades an die Backenschiene an. Bei genauester Rechnung ist zu beachten, daß die in der X-Achse gemessenen Werte nach Rückführung auf  $\frac{1}{10}$  noch mit  $\cos \alpha$  zu verkleinern sind;

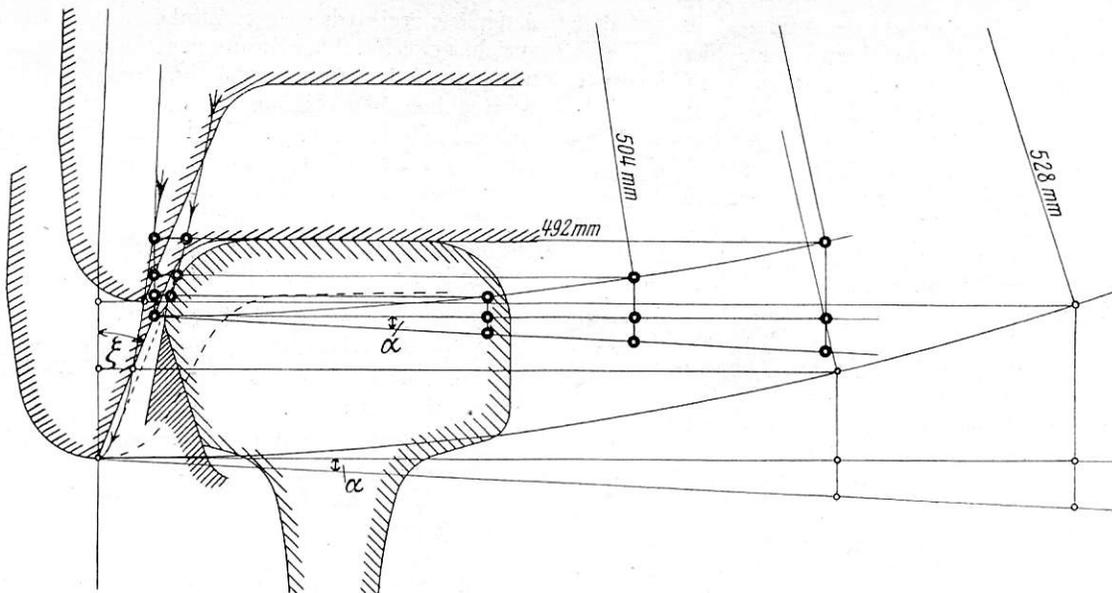


Abb. 5. 4/5 nat. Größe.

angeblich ungefährlich sein soll. Nach der Zeichnung und Rechnung läuft er indessen mit dem Punkt P 3 mm von der scharfen Kante entfernt auf die abstehende Zungenspitze auf und wird wahrscheinlich wegen der geringen Neigung des Spurkranzes bei Punkt P nicht mehr abgleiten oder die Zungenspitze andrücken. Dabei ist die Radflankenneigung geringer als 22° angenommen, sie beträgt 19° 45'.

Die Entwicklung der Grundwerte für eine Lehre zeigt Abb. 7. Darin sind von dem Normalumriß ausgehend sechs mehr und mehr abgenutzte Radkranzumrisse eingezeichnet und zunächst die Annahme gemacht, daß 22° Neigung der Radkranzflanke genügend Sicherheit gegen Aufklettern eines Spurkranzes biete. Wie sich zeigen wird, muß der Winkel  $\xi$  um so größer sein, je geringer die Abnutzung der Radlauf- fläche gegenüber der Radkranzabnutzung ist. Die „scharfen Kanten“ sind in den Punkten P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> usw. durch kleine Kreise gekennzeichnet und sollen als „gefährliche Punkte“ bezeichnet werden. Die Ellipsen dieser Punkte zeigen ihre räumliche Bewegung, gesehen in einer zur Schiene senkrechten Ebene. Sie sind eingezeichnet und schneiden die Waagerechte in

punkte mit der Waagerechten in der gleichen Höhe p<sub>2</sub>, p<sub>3</sub> usw. Für den neuen Spurkranz ist aus der Neigung  $\xi = 30^\circ$  der Wert p<sub>1</sub> entwickelt.

In der Zusammen- stellung (Abb. 7) über den Spurkränzen be- ziehen sich die senk- rechten Kolonnen VI bis I jeweils auf die darunter gezeichneten Spurkränze. Von den waagerechten Werten sind in Spalte a die waagerechten Ent- fernungen der Punkte P von P', in b die waage- rechten Entfernungen der Punkte P von den Schnittpunkten p der Spurkranzflanken entsprechend dem x der Gleichung eingetragen, so daß in Spalte c = a - b die

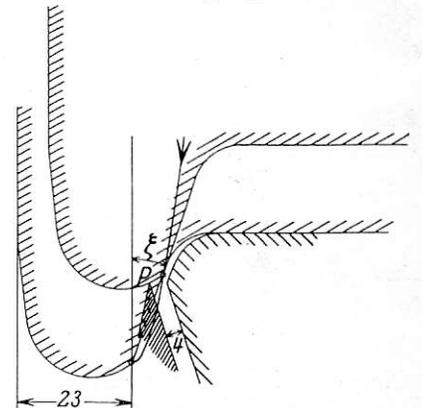


Abb. 6. 2/3 nat. Größe.

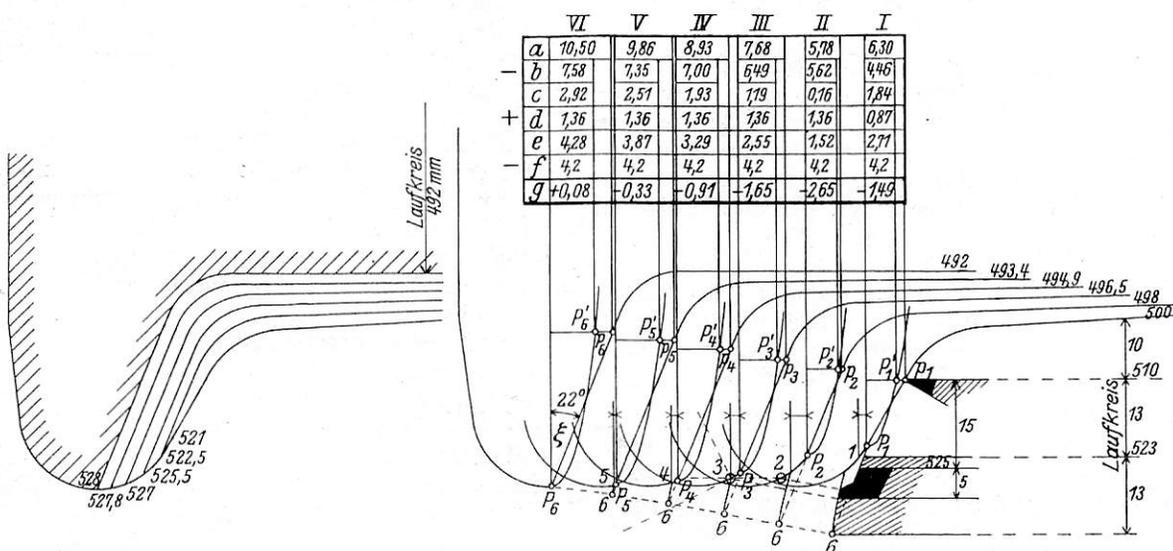


Abb. 7. 4/5 nat. Größe.

Höhe der Oberkante der Weichenzungenspitze in den Punkten P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> usw. Aus der Radflankenneigung von  $\xi = 22^\circ$ , die durch die Punkte P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub> usw. geht, ergeben sich als Schnitt-

Werte erscheinen, um den die gefährlichen Punkte P in Höhe der Weichenzungenspitze noch von der Radflanken- neigung, den Punkten p, entfernt sind. Rechnet man nun



sich tatsächlich bei den meisten Radreifen auch nach weiterer Abnutzung kein Grat bildet.

Im Gegensatz zu A und B entsteht aber bei Rädern auch ohne scharfe Kante dann eine Betriebsgefahr, wenn der die Weichenzungenspitze treffende Punkt nicht mehr abgleiten kann, also in einer geringeren Neigung als 1:2 liegt. Frisch abgedrehte Radreifen scheiden hierbei aus, da bei diesen der auflaufende Punkt in einer wesentlich größeren Neigung liegt. Sind die Radreifen aber erst etwas abgenutzt, dann ist auch der Spurkranz an seiner inneren oberen Rundung genügend glatt geschliffen, um die genannte Neigung angemessen erscheinen zu lassen.

Den Radreifenumriß eines im Essener Bezirk vorgefundenen Fremdwagens zeigt Abb. 10. Die Achse kann weder nach dem RIV noch VWÜ zurückgewiesen werden. Der Punkt, mit dem das Rad auf eine 4 mm klaffende Weichenzunge auftreffen kann, liegt nach obigem Verfahren bei F. Ein Abgleiten ist dann unmöglich. Wenn man P als gefährlichen Punkt ansieht, dann sind die Werte der Tabelle aus Abb. 7 für den vorliegenden Fall der Abb. 10  $a = 5,6$ ,  $b = 6,8$ ,  $d = 3,4$  und  $f = 4,2$  mm, so daß der waagerechte Abstand zwischen P und F = 2 mm beträgt.

Deshalb wäre die Bedingung, unter der Räder mit abgenutzten Spurkränzen zurückgewiesen werden können, nicht mit einer „scharfen Kante“ zu begründen, sondern etwa mit folgendem Wortlaut:

„Räder, deren Spurkranz mit einer scharfen Kante in die beigegebene Umgrenzungslinie hineinragt oder bei denen der Spurkranz innerhalb der Umrißlinie eine geringere Neigung gegen eine Parallele zur Achsmittellinie als 1:2 besitzt, wenn der Punkt A im Laufkreis an dem Radreifen und B 10 mm über dem Laufkreis an dem Spurkranz anliegt.“

Durch eine Lehre, die die Feststellung einer „scharfen Kante“ und des Neigungswinkels 1:2 ermöglicht, dürfte sich m. E. eine internationale Einigung erzielen lassen.

Für den inneren Reichsbahnbetrieb und den Betrieb im Bereich des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen wird die einfachere Form mit zwei Meßpunkten für den Winkel  $\xi$  ihren Zweck vollständig erfüllen, wenn für die zulässige Abnutzung der Spurkranzflanke ein Winkel von  $22^\circ$  festgelegt und der Spielraum in den Achsgabeln der Wagen für die verschiedenen Achsstände auch bei größter Abnutzung derart begrenzt wird, daß die Summe der aus Achsbüchsen spiel, Verschiebung der Achse in Krümmungen und Spiel der Räder zwischen den

Schienen sich ergebenden Winkel einen Wert von  $2^\circ$  nicht übersteigt.

Für den Weichenbau wäre vorzuschreiben: Weichenzungenspitzen müssen auch unter der größten gegen die Spitze anrollenden Radlast 10 mm unter Schienenoberkante bleiben. Sie dürfen, waagrecht gemessen, nicht mehr als 4 mm klaffen.

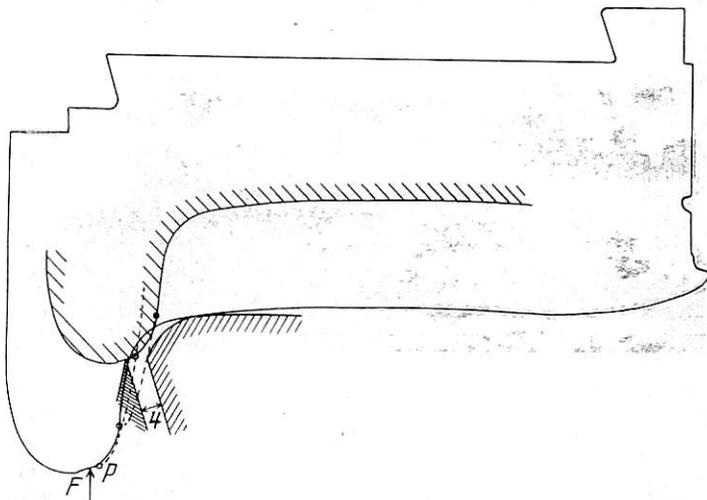


Abb. 10.  $\frac{2}{3}$  nat. Größe.

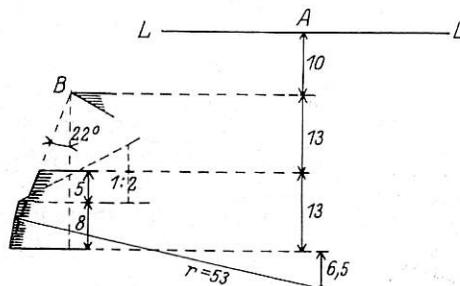


Abb. 11.  $\frac{1}{5}$  nat. Größe.

Scheint es nicht angängig, der Vorschrift des § 39<sup>4</sup> der Technischen Vereinbarungen zu folgen, wonach bei Krümmungen unter 500 m Halbmesser eine Gerade von mindestens 6 m vor einer spitz befahrenen Weiche einzuschalten ist, dann muß die zulässige Größe für das Klaffen abgenutzter Weichen an solchen Stellen auf 2,5 mm eingeschränkt werden.

## Berichte.

### Lokomotiven und Wagen.

#### Lüftung von Schlafwagen.

Die London Midland and Scottish Eisenbahngesellschaft hat versuchsweise einen ihrer Schlafwagen I. Klasse mit dem Lüftungssystem Punkah versehen, das zwar bei Fahrzeugen noch nicht, aber in Gebäuden schon längere Zeit verwendet wird.

Jedes der zwölf Schlafabteile des Wagens ist mit einem auf Gesimshöhe über dem Bett angebrachten Lufteinlaß mit Gitter versehen. Das Luftzufuhrrohr liegt in der Ecke, die von der Seitenwand des Längsganges und der Decke gebildet wird, und erstreckt sich in Höhe der Lufteinlässe über die ganze Länge des Ganges. Abzweigrohre, die durch die Seitenwand hindurchgeführt sind, verbinden es mit den Lufteinlässen. Ein unmittelbar mit dem Motor von 250 Watt gekuppelter Ventilator ist auf dem Wäscheschrank am Wagenende aufgestellt. Der Motor ist an den Lichtstromkreis von 24 bis 32 Volt angeschlossen. Es lassen sich vier Ventilatorgeschwindigkeiten einstellen. Die Bedienungsstelle für den Ventilator liegt im Schaffnerabteil, wo auch eine Überwachungsampe den Gang des Ventilators anzeigt. Mit Hilfe einer besonderen Schaltung kann der Ventilator entweder die Frischluft in die Abteile drücken oder sie in die Abteile saugen

und die verbrauchte Luft nach außen schaffen. Die Frischluft wird vor Eintritt in die Ventilatorabteilung durch ein Ölfilter geleitet, das leicht auswechselbar angeordnet ist. Die Stärke des Ventilators ist hinreichend, um jedes Abteil mit  $1,13 \text{ m}^3$  Frischluft in der Minute zu versorgen. Der Reisende hat es übrigens in der Hand die Luftzufuhr nach Belieben zu regeln.

Die Befürchtung, daß mit der Außenluft auch Rauch, besonders in den Tunneln in die Abteile geschafft würde, hat sich bei den Versuchsfahrten als unbegründet erwiesen. Das Geräusch des laufenden Ventilators ist in den Abteilen nicht zu hören.

(Rev. Gen. Nr. 2, 1930.)

Eb.

#### Lokomotiv-Ventilsteuerung der London and North Eastern Railway.

Die London and North Eastern Railway hat zwei 2 B-h 3 Schnellzuglokomotiven mit Lentzschers Ventilsteuerung ausgerüstet. Der Antrieb der Steuerung ist ähnlich der Ausführung von Caprotti. Abb. 1 zeigt eine dieser Lokomotiven. Eine einzige Nockenwelle geht quer über sämtliche drei Zylinder hinweg; sie erhält ihre Drehbewegung von der Treibachse über eine auf

der rechten Lokomotivseite mittels Kegeln an einer Gegenkurbel angreifende Verbindungswelle.

Die Nockenwelle aus Stahl betätigt sämtliche Ein- und Auslaßventile. Jeder Zylinder hat für die Vorwärtsfahrt fünf verschiedene Einlaßstufen mit Füllungen zwischen 15 und 75% sowie drei Auslaßstufen und für die Rückwärtsfahrt zwei Einlaßstufen mit Füllungen von 35 und 75% und ebenfalls drei Auslaßstufen. Außerdem ist je eine Mittelstellung vorgesehen, bei der

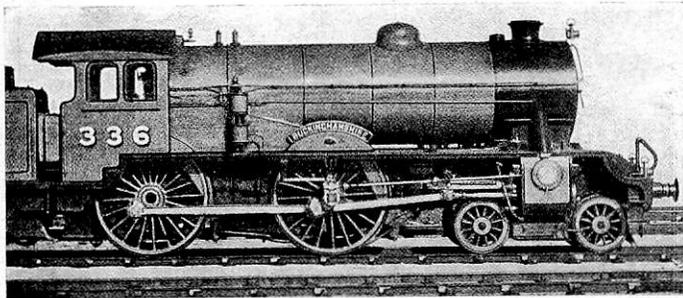


Abb. 1. 2 B-h3 Schnellzuglokomotive der LNER mit Lentzcher Ventilsteuerung.

die Einlaßventile ständig geschlossen und die Auslaßventile ständig geöffnet bleiben. Die Nocken für den Auslaß sind so angeordnet, daß die Verdichtung bei der größten Füllung erst mit 90% Kolbenweg und damit später beginnt als bei den kleineren Füllungen, wo sie schon nach 80% Kolbenweg einsetzt.

so die Nockenwelle quer verschieben kann. Die Zahnstange ist auf der Abb. 2 gut zu sehen.

Die ganze Steuerung wird mit einer Schmierpresse geschmiert. Die Ventile sollen in längerer Betriebszeit bisher vollständig dicht gehalten haben. Da die Ventilsteuerung wesentlich leichter ist als die seither verwendete Steuerung mit Kolbenschiebern, sind die beiden Versuchslokomotiven vorn um 1½ t leichter als die Lokomotiven derselben Bauart in Regelausführung. R. D. (Engineering 1930, Nr. 3339.)

### Die Verwendung von Stahlgußteilen im amerikanischen Fahrzeugbau.

Die Stahlgußtechnik hat in Amerika im letzten Jahrzehnt außerordentliche Fortschritte gemacht. Dies hat zur Folge gehabt, daß Stahlgußteile auch beim Bau von Eisenbahnfahrzeugen immer mehr verwendet worden sind. Neuerdings werden schon ganze Rahmen für Lokomotiven samt den Zylindern, Untergestelle für Tender, Drehgestelle für Lokomotiven, Personen- und Güterwagen in einem Stück aus Stahl gegossen. Man verspricht sich davon Ersparnisse bei der Unterhaltung dieser Teile, außerdem auch eine günstige Einwirkung auf die Festigkeit der Fahrzeuge überhaupt und eine Verminderung der vielen Schäden, die sonst infolge von Verwindungen und Verbiegungen von Rahmen und Untergestellen auftreten. So sollen bei Lokomotiven die sonst häufigen Anstände am Lauf- und Triebwerk, wie warme und ausgeschlagene Achs- und Stangenlager seltener auftreten; auch der Kessel soll geschont werden, weil er nicht mehr so stark zur Versteifung des Untergestelles herangezogen wird wie früher.

Es ist bemerkenswert, daß nicht viel mehr als 35 Jahre verflossen sind, seitdem in Amerika zum erstenmal Stahlgußteile

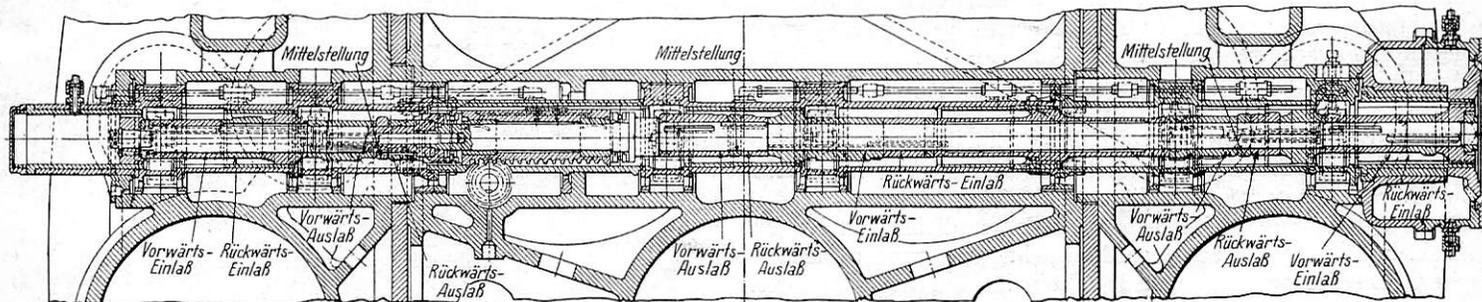
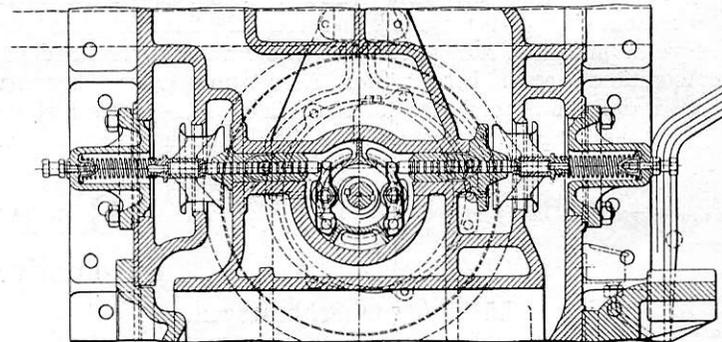


Abb. 2. Anordnung der Ventilsteuerung neuerer Bauart von Lentz.

Die Abb. 2 zeigt die Anordnung der Steuerung. Jeder Zylinder hat zwei Einlaß- und zwei Auslaßventile. Sie liegen wagrecht mit ihrer Achse in Richtung der Längsachse der Lokomotive und sind daher leicht zugänglich, was vor allem beim Innenzylinder wichtig ist. Die Ventilspindeln erhalten ihre Bewegung von der Nockenwelle unter Zwischenschaltung kleiner Hebel, die mit Rollen auf den Nocken laufen. Die Hebel haben ihren Stützpunkt in einem zylindrischen Gehäuse aus Gußeisen, das die Nockenwelle der ganzen Länge nach umgibt.

Zum Umsteuern wird die Nockenwelle seitlich verschoben. Aus diesem Grund ist ihre Antriebsseite über dem rechtsseitigen Zylinder mittels einer darüber geschobenen Manschette ausziehbar durchgebildet. Auf der äußeren Seite trägt die Manschette ein Kegelrad, in das ein zweites Kegelrad eingreift, das auf der vom Treibrad kommenden Antriebswelle sitzt. Ein Deckel schließt das Kegelradgetriebe nach außen ab. Die Antriebswelle besteht aus zwei annähernd gleich langen Teilen, die durch ein Kardangel verbunden sind. Der vordere Wellenteil läuft in einem am Gleitbahnträger sitzenden Rollenlager, der hintere besitzt kurz vor dem Eingriff in die antreibende Gegenkurbel ein Universalgelenk, das auch Längenänderungen zuläßt. Der Antrieb an der Gegenkurbel sitzt in einem öldichten Gehäuse, das ebenfalls auf Rollen läuft und am Laufblech aufgehängt und gegen Verdrehen gesichert ist.

Die Umsteuerwelle liegt auf der linken Lokomotivseite und wird mit einem Handrad im Führerhaus betätigt. Sie wirkt über verschiedene Kegelradübersetzungen auf ein zwischen dem mittleren und linksseitigen Zylinder liegendes Zahnrad, das wieder in eine mit der Nockenwelle verbundene Zahnstange eingreift und



bei Eisenbahnfahrzeugen Verwendung gefunden haben. Im Jahr 1893 war bei den Güter- und Personenwagen noch in weitem Umfang Holz verwendet. Die Untergestelle waren ganz aus solchem gebaut, z. T. mit Eisenwinkeln verstärkt; die Personenwagen hatten noch hölzerne Drehgestelle und bei den Güterwagen waren wenigstens die Querbalken der Drehgestelle aus Holz gefertigt. Die Lokomotiven wiesen ebenfalls noch keine Stahlgußteile auf; die Kupplungen waren aus Temperguß.

Zu dieser Zeit zeigte sich das Bedürfnis nach Verwendung schwererer Fahrzeuge, für die Holz kein vollgeeigneter Baustoff mehr sein konnte. So fertigten verschiedene Bahnen zunächst die Querbalken der Drehgestelle aus Stahlguß und diese Ausführung wurde bald allgemein angenommen. Im Jahre 1899 wurden zum erstenmal auch die Wiegebalken der Personenwagen in Stahl gegossen. Das Jahr 1900 brachte Stahlguß-Rahmenwagen für Güterwagendrehgestelle an Stelle der bis dahin verwendeten Flacheisenrahmen; ein Jahr später wurden

schon die Achsbüchsen gleich mit angegossen. Im Jahr 1904 wurden zweiachsige, und 1905 dreiachsige Drehgestellrahmen für Personenwagen in einem Stück aus Stahlguß hergestellt. Die letzte Neuheit im Wagenbau bilden die Stahlgußkopfstücke für Personenwagen, bei denen das Gerippe der Stirnwand mit dem Endstück des Wagenbodens samt dem Drehgestellauflager und dem Kasten für die Aufnahme der Zug- und Stoßvorrichtung aus einem einzigen Stück bestehen. Textabbildung 1 zeigt ein solches Kopfstück.

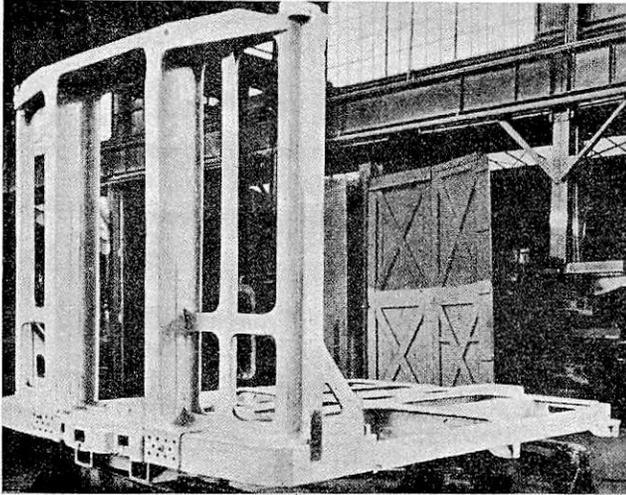


Abb. 1. Stahlgußkopfstück eines Personenwagens.

Das Jahr 1907 brachte die ersten Tenderrahmen aus Stahlguß, die zunächst noch aus drei einzelnen Teilen zusammengesetzt waren. In den letzten Jahren ist man aber schon so weit gekommen, daß die ganzen Rahmen in einem Stück gegossen und dabei zugleich als Boden für den Wasserbehälter ausgebildet werden. Bei den jetzt üblichen sechsachsigen Tendern gibt dies ganz ansehnliche Stahlgußstücke; aber die Grenze ist hiermit noch nicht erreicht. Es wird z. Z. ein Tender mit einem Wasserbehälter von 114 m<sup>3</sup> Fassungsvermögen entworfen, der auf zwei vierachsigen Drehgestellen laufen soll und noch weitergehende Anforderungen an die Stahlgußtechnik stellen wird.

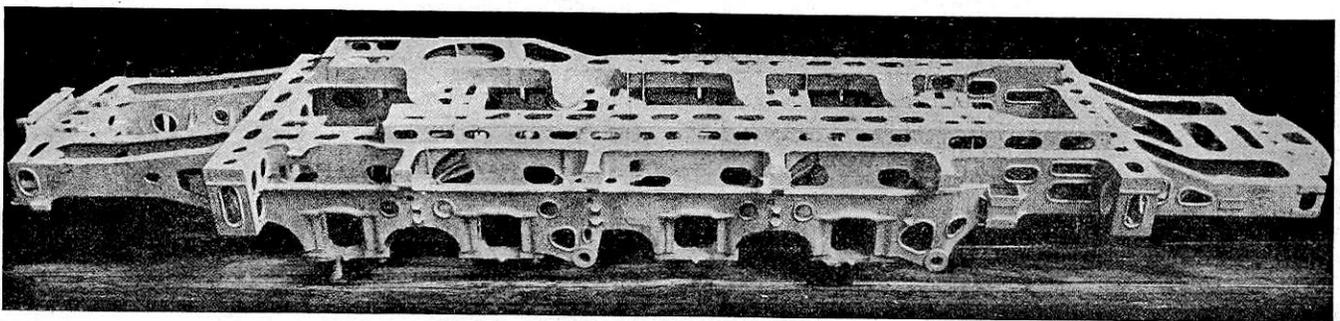


Abb. 2. Stahlgußrahmen der dieselektrischen Lokomotive der Canadian National Railway.

Im Lokomotivbau fand der Stahlguß zuerst im Jahr 1895 Eingang für die Herstellung der Radsterne. Im folgenden Jahr wurden zum erstenmal die Rahmenwangen einer C-Verschiebelokomotive in Stahl gegossen, eine Ausführung, die an Stelle der bis dahin üblichen geschweißten Barrenrahmen rasch allgemein verwendet wurde. Im Jahr 1912 folgte bei einer 2 B 1-Lokomotive der Pennsylvania Railroad das erste Stahlgußschleppgestell der sogenannten „Delta“-Bauart. Der Erfolg mit einem einteiligen Rahmen bei einer elektrischen Lokomotive der New York, New Haven and Hartford Railway gab dann Veranlassung, auch ganze Rahmen von Dampflokomotiven samt den Querverbindungen in einem Stück herzustellen. Im Jahr 1926 wurden schließlich auch noch die Zylinder gleich mit angegossen, so daß der ganze Rahmen, einschließlich Zylindern, Pufferbalken, Querverbindungen, den Trägern für das Brems- und Ausgleichgestänge und für die

Triebwerks- und Steuerungsteile nur noch ein einziges Stück bildete. Der schwerste derartige Rahmen wird z. Z. für eine 2 F 1-Lokomotive der Union Pacific Railway gegossen. Er soll in bearbeitetem Zustand über 18 m lang werden und 28 t wiegen. Ein besonders schwieriges Gußstück für die dieselektrische Lokomotive der Canadian National Railroad zeigt Textabbildung 2. Der Rahmen dieser Lokomotive ist außerordentlich breit und vierteilig. Er vereinigt sämtliche unterhalb des Lokomotivkastens liegenden Teile in sich, ist über 14 m lang, 3 m breit, 1,5 m tief und wiegt 18 t.

Die guten Erfahrungen, die man bisher mit der Verwendung der großen Stahlgußteile gemacht hat, werden offenbar bald dazu führen, daß auch die Untergestelle der Güterwagen in dieser Art ausgeführt werden, obwohl es sich dabei noch um wesentlich längere Stücke handeln wird, als etwa bei den sechs- und auch achtsachsigen Tendern. Gerade bei den Güterwagen, die nicht so leicht laufend überwacht werden können wie Lokomotiven und Tender, wird sich wahrscheinlich eine solche Bauweise besonders günstig auswirken.

(Railw. Age 1930, 1. Halbj., Nr. 15.)

R. D.

### 2 C 1-h 4 Schnellzuglokomotiven der Indischen Staatsbahnen mit Caprotti- und Lentz-Steuerung.

Die Indischen Staatsbahnen haben versuchshalber vier 2 C 1-Lokomotiven mit Ventilsteuerung beschafft. Die Lokomotiven lehnen sich im allgemeinen Aufbau völlig an die schweren indischen 2 C 1-h 2 Regellokomotiven an und sind von der Vulcan Foundry Ltd. in Newton-le-Willows gebaut worden. Abweichend von den erwähnten Regellokomotiven besitzen sie aber vier Zylinder, die mit einfacher Dampfdehnung arbeiten. Die Innenzylinder liegen über der vorderen Drehgestellachse, die Außenzylinder über den hinteren Drehgestellrädern. Zwei von den Lokomotiven haben Caprotti-Steuerung, die andern beiden die von Lentz in neuester Ausführung. Die beiden Lokomotiven jeder Bauart sind unter sich noch in der Kurbelstellung verschieden; bei zweien sind die Kurbeln in der üblichen Weise versetzt, d. h. die Außenkurbeln gegeneinander um 90° und gegen die Innenkurbel der entsprechenden Seite um 180°. Bei den beiden andern Lokomotiven sind dagegen die Innenkurbeln um 135° gegen die Außenkurbeln derselben Seite versetzt, so daß bei jeder Radumdrehung acht Dampfschläge auftreten gegenüber vier bei der üblichen Ausführung.

Die Lokomotiven haben einen größten Achsdruck von 21,8 t und entwickeln eine Zugkraft von 15600 kg. Der Kessel hat einen Durchmesser von 1,9 m, die Rostfläche ist besonders groß, weil minderwertige Kohlensorten verbrannt werden sollen. Außerdem sind die Lokomotiven auch noch für Ölföuerung eingerichtet. Bemerkenswert ist, daß sie auch Windleitbleche nach deutschem Muster erhalten haben.

Die Anordnung der Caprotti-Steuerung schließt sich an die Ausführungsform an, die schon bei verschiedenen englischen Lokomotiven verwendet worden ist. Die Antriebswelle liegt in der Längsachse der Lokomotive; sie empfängt ihre Drehbewegung von der hintersten Kuppelachse, damit ihre Neigung möglichst gering bleibt, und treibt die Nockenwelle des hinteren Zylinderpaares unmittelbar an. Von dieser geht innerhalb der rechtsseitigen Rahmenwange eine kurze Verbindungswelle zur Nocken-

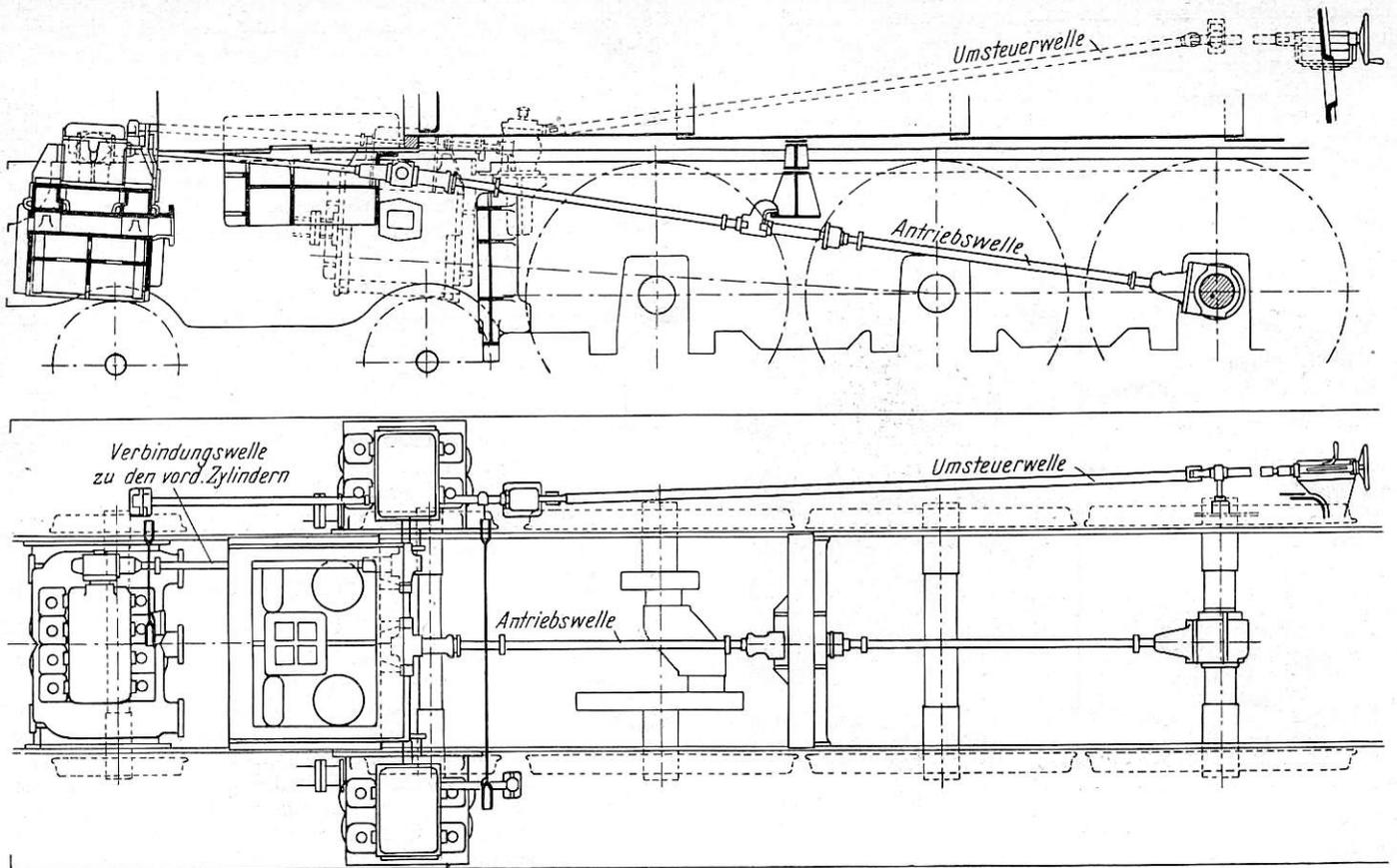


Abb. 1. Anordnung der Ventilsteuerung von Caprotti bei der 2C1 Lokomotive der Indischen Staatsbahnen.

welle des vorderen, inneren Zylinderpaares. Textabbildung 1 zeigt die Gesamtanordnung der Caprotti-Steuerung.

Auch bei der Lenz-Steuerung ist der bisherige Heusinger-Antrieb verlassen. Ein Mitnehmerarm, der auf der vorderen, rechtsseitigen Kuppelstange sitzt, bringt vielmehr mittels Kurbelschleife einen Wellenstumpf in Drehbewegung, der sich zwischen der ersten und zweiten Kuppelachse etwa an der Stelle befindet, wo sonst die Schwinge gelagert ist. Von diesem Wellenstumpf aus werden mittels Schneckengetrieben und Kardanwellen die beiden quer über den Zylinderpaaren liegenden Nockenwellen angetrieben. Gegenüber der Ausführung von Caprotti hat dieser Antrieb den Vorteil, daß er ganz außerhalb der Räder sitzt, ohne viel Platz zu beanspruchen. Textabbildung 2 zeigt die Einzelheiten des Lenz-Antriebes.

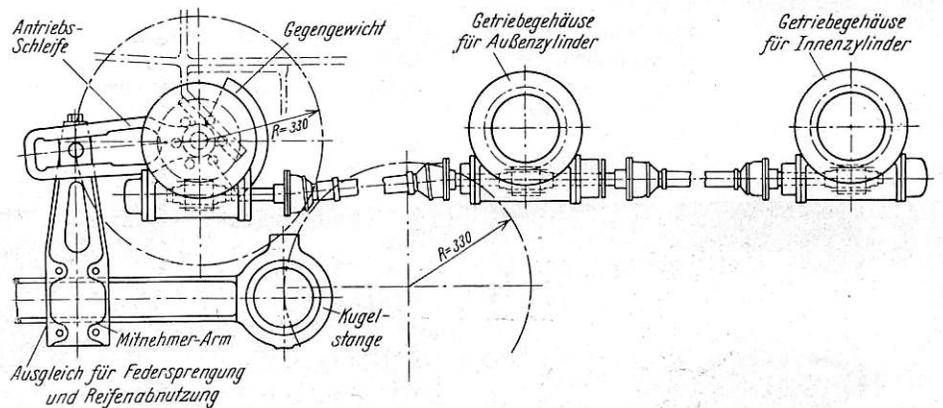


Abb. 2. Anordnung der Ventilsteuerung von Lenz bei der 2C1 Lokomotive der Indischen Staatsbahnen.

Bei beiden Steuerungen sind die Ventile in Längsrichtung der Lokomotive liegend angeordnet. Die Ventile der Innenzylinder sind sehr leicht zugänglich, weil sie infolge der vorgeschobenen Lage dieser Zylinder noch vor der Rauchkammer liegen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotiven sind:

Spurweite . . . . .	1676 mm
Kesselüberdruck . . . . .	15,8 at
Zylinderdurchmesser . . . . .	4 × 406 mm
Kolbenhub . . . . .	660 "
Treibraddurchmesser . . . . .	1880 "
Durchmesser der Laufräder vorn/hinten . . . . .	914/1092 "
Achsstand der Kuppelachsen . . . . .	4013 "
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . .	10795 "

Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender . . . . .	20472 mm
Verdampfungsheizfläche . . . . .	222,5 m <sup>2</sup>
Heizfläche des Überhitzers . . . . .	64,0 "
„ im Ganzen — H. . . . .	286,5 "
Rostfläche, R . . . . .	4,75 "
Dienstgewicht der Lokomotive . . . . .	109,7 t
„ des Tenders . . . . .	65,3 "
Vorrat an Wasser . . . . .	20,5 m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff, Kohle oder Öl . . . . .	10 oder 7 t
H:R . . . . .	60
H:G . . . . .	2,6 m <sup>2</sup> /t

(The Railw. Eng., Juni 1930.)

R. D.