

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Vizepräsident Ernst Harprecht, Berlin, unter Mitwirkung von Dr.-Ing. A. E. Bloss, Dresden

96. Jahrgang

15. Dezember 1941

Heft 24

Die Vereinheitlichung der Lokomotivdreh scheiben der Deutschen Reichsbahn.

Von L. Niederstrasser, Berlin.

Hierzu Tafel 21 bis 25.

I. Bisheriger Zustand,

Durchführung und Umfang der Vereinheitlichung.

Lokomotivdreh scheiben mit unterteilten Hauptträgern, meist Gelenkdreh scheiben genannt, wurden von den Deutschen Länderbahnen seit 1915 benutzt. Die Deutsche Reichsbahn führte für diese Bauwerke 1925 eine gewisse Vereinheitlichung durch, indem sie „Bauvorschriften“ herausgab*); in diesen waren hinsichtlich der Dreh scheibenbrücke die Hauptabmessungen und die Belastungsannahmen für die Berechnung der tragenden Teile vorgeschrieben, hinsichtlich des Königsstuhles und solcher Bauteile, mit deren Ersatz infolge schnelleren Verschleißes oder Beschädigung durch falsch fahrende Lokomotiven gerechnet werden muß, waren die Abmessungen bis ins einzelste angegeben. Teile der letztgenannten Art sind die Laufräder mit den Lagern und die Zahnräder des elektrischen sowie des Handantriebes.

Diese „Bauvorschriften“, die nur die Ausführung mit vier Laufrädern behandelten, wurden nach einer Reihe von Jahren, als sich auch die verschiedentlich zu Versuchszwecken gebaute Dreh scheibe mit acht Laufrädern bewährt hatte, durch „Technische Bedingungen“ ersetzt, die die Ausführung, ob mit vier oder acht Laufrädern, freistellte. Für die Achtradscheibe waren hierin, um die Entwicklung nicht zu hemmen, Einzelheiten der Laufradlagerung und des Königsstuhles nicht vorgeschrieben; das führte naturgemäß zu einer Mannigfaltigkeit der Bauformen, bei der jede Austauschbarkeit einzelner, wichtiger Bauteile verloren ging und infolgedessen die Ersatzteilhaltung unwirtschaftlich war.

Ähnliche Verhältnisse hatten sich auch auf dem Gebiete der Lokomotivschiebebühnen herausgebildet.

Im Jahre 1938 wurde die Entwicklung einheitlicher Bauformen für Lokomotivdreh scheiben und -Schiebebühnen erneut in Angriff genommen. Den Anlaß hierzu gab der Umstand, daß infolge der Verkehrsentwicklung in den nächsten Jahren der Einbau einer größeren Anzahl der genannten Bauwerke erforderlich wird und hierfür die Ersatzteilhaltung wirtschaftlich gestaltet werden muß. Im übrigen liegen ja nun Erfahrungen mit unterteilten Dreh scheiben über einen Zeitraum von rund 25 Jahren vor und die Entwicklung kann im wesentlichen als abgeschlossen gelten.

Die Vereinheitlichung wurde von den bisherigen Lieferwerken, die sich zu einer „Arbeitsgemeinschaft für Dreh scheiben und Schiebebühnen“ zusammenschlossen, in engster Fühlung mit dem Reichsbahn-Zentralamt Berlin in der Weise durchgeführt, daß mit der Durchbildung der verschiedenen Spielarten oder der für mehrere Spielartengemeinsamen Bauteilgruppen, wie z. B. Antrieb und Laufwerk, einige der Firmen betraut wurden, in deren technische Büros die anderen Firmen Hilfskräfte abordneten. Durch öftere Besprechungen wurde das Einverständnis und die Zusammenarbeit aller Beteiligten sichergestellt. Fraglos hätte ja die Erledigung der Arbeiten in einem einzigen, gemeinsam beschickten Büro erhebliche Vorteile

gehabt, jedoch glaubten die Firmen angesichts der starken Belastung aller technischen Kräfte diesen Weg nicht einschlagen zu können.

Ausgenommen von der obengenannten Regelung waren die Schiebebühnen von 26 m Länge und die Dreh scheiben mit 26 m Durchmesser auf Schotterbett; Bauwerke dieser Abmessungen hatte die Reichsbahnbaudirektion Berlin bereits vorher in größerer Stückzahl bei zwei Firmen in Auftrag gegeben*), und die bauliche Durchbildung war bei Aufnahme der Vereinheitlichungsarbeiten durch das Reichsbahn-Zentralamt Berlin bereits, was die Schiebebühne anbelangt, kurz vor dem Abschluß, bei der Dreh scheibe ziemlich weit vorgeschritten. Obwohl diese Bauvorhaben wegen des Krieges zurückgestellt werden mußten, wurde die geleistete Entwicklungsarbeit für die Vereinheitlichung nutzbar gemacht, indem die Bauform der Schiebebühne ganz, die Dreh scheibe bis auf den Antrieb übernommen wurde; diese Regelung war dann zwangsläufig von Einfluß auf die Gestaltung der übrigen zu vereinheitlichenden Dreh scheiben und Schiebebühnen oder einzelner Bauteile.

Im folgenden soll nun über die bauliche Durchbildung der Dreh scheiben berichtet werden, während über die Schiebebühnen eine Abhandlung aus anderer Feder später folgen wird.

Die Vereinheitlichung erstreckt sich, im Gegensatz zu der von 1925, auf das gesamte Bauwerk in allen Einzelheiten, beschränkt sich aber mit Rücksicht auf die starke Belastung aller technischen Kräfte auf die Bauarten, die in Zukunft vom Betriebe hauptsächlich benötigt werden, das sind die Dreh scheiben mit 23 und 26 m Durchmesser nach dem Lastenzug N (25 t). Dreh scheiben nach dem Lastenzug E (20 t) waren schon bisher nur dann zugelassen, wenn ausschließlich Strecken mit einer Tragfähigkeit von 18 t oder noch weniger zu bedienen waren, und wurden daher selten verlangt; sie unterschieden sich von den N-Dreh scheiben nur dadurch, daß der stählerne Überbau leichter war und der Antriebsmotor eine geringere Leistung erhielt, mußten sich im übrigen aber durch Verstärkung der Hauptträger leicht in eine N-Scheibe umbauen lassen. Ferner wurde von einer Vereinheitlichung der Dreh scheiben mit 20 m Durchmesser abgesehen, da diese Größe infolge der stets zunehmenden Länge der Lokomotiven ebenfalls wenig verlangt wird, außerdem durch Auswechslung von 20 m-Scheiben gegen solche mit 23 und 26 m Durchmesser eine größere Anzahl zum Einbau an anderer Stelle verfügbar wird. Falls neue Dreh scheiben dieser seltener benötigten Bauarten in Zukunft einmal erforderlich sein sollten, wird man zweckmäßig aus Gründen der Einheitlichkeit trotz des etwas höheren Aufwandes den Königsstuhl, das Laufwerk und den Antrieb von den vereinheitlichten Dreh scheiben übernehmen.

Noch vor wenigen Jahren war es im allgemeinen üblich, den Königsstuhl und den Laufkranz auf Betonfundament zu lagern, doch hat in letzter Zeit die Dreh scheibe auf Schotterbett Eingang gefunden, und zwar unter bestimmten Verhältnissen; solche sind:

*) Reutener, Neuere Lokomotivdreh scheiben, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, Heft 18.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. 96. Jg. (1941), Heft 24.

*) Vergl. Witte, Glasers Ann. 1938, Heft 23 u. 24.

1. Es ist genügend tragfähiger Baugrund für ein Betonfundament überhaupt nicht oder nur in so großer Tiefe vorhanden, daß sehr hohe Baukosten entstehen.

2. Die Drehscheibe soll nur zum Drehen entsprechend der Fahrtrichtung, aber nicht zum Verteilen von Lokomotiven auf Strahlengleise dienen; da in diesem Fall Fundamente für Nebenauffahrten, die sonst stets mit den Laufkranzfundamenten vereinigt werden, nicht erforderlich sind, bringt der Einbau einer Drehscheibe auf Schotterbett einen geringeren Gesamtkostenaufwand.

3. Der Platz für die Drehscheibe ist infolge eines sich auf mehrere Jahre erstreckenden Bahnhofumbaus noch nicht endgültig.

In den Fällen zu 2. und 3. ist es aber zweckmäßig, um wenigstens einen festen Punkt zu haben, den Königsstuhl auf Beton zu stellen; der Kostenaufwand hierfür ist nur gering, während andererseits an Stahl gespart wird.

Entsprechend dem eben geschilderten hauptsächlichsten Bedürfnis wurden folgende Drehscheiben als Einheitsbauarten entwickelt: mit 23 und 26 m Durchmesser nach Lastenzug N auf Betonfundament, mit 23 und 26 m Durchmesser nach Lastenzug N auf Schotterbett.

Die Hauptabmessungen dieser Bauwerke zeigt das Bild 1, Tafel 21. Die Maße, die in der folgenden Beschreibung der Einzelheiten genannt sind, gelten, sofern nur ein Maß angegeben ist, stets für die Durchmesser von 23 und 26 m; sind zwei Maße angegeben, so bezieht sich das erste auf die 23 m-Scheibe, das zweite auf die 26 m-Scheibe.

II. Die Drehscheiben auf Betonfundament.

Diese Drehscheiben wurden in Anlehnung an bewährte Ausführungen von 23 m-Drehscheiben entwickelt; ihr Gesamtaufbau weist gegenüber dem aus früheren Veröffentlichungen bekannten keine Abweichungen auf, so daß es sich erübrigt, ihn hier näher zu behandeln, und gleich auf die Durchbildung im einzelnen eingegangen werden kann.

a) Die Drehscheibenbrücke.

Die Hauptträger (Tafel 22, Bild 2) sind als geschweißte, vollwandige Träger von 1058 bzw. 1258 mm Höhe ausgebildet, die über der Mittenauflagerung etwas eingezogen sind, um den Königsstuhl besser zugänglich zu machen, und sich an den Enden verjüngen. Die Stegbleche sind 11 mm dick und verlaufen, abgesehen vom Gelenk, ungestoßen. Als Gurtlamellen werden je nach Liefermöglichkeit Nasenprofile oder Breitflachstähle mit Stegansatz in den Abmessungen 340.29 mm verwendet. Aussteifungen für die Stegbleche sind im allgemeinen im Abstand von 1220 bzw. 1250 mm voneinander, in den dazwischenliegenden Feldern außerdem noch solche für die Gurtlamellen unter den Auflagern der Fahrbahnschienen aufgenietet.

520 mm außerhalb der Mitte sind die Hauptträgerstränge unterteilt, beide Teile jedes Stranges hier durch Federgelenk (Tafel 21, Bild 3) verbunden, das ihnen eine beschränkte Drehbewegung gegeneinander in der lotrechten Ebene gestattet. Jedes Gelenk besteht aus vier L-Eisen (Winkel-federn) 200.200.16 mm, die einerseits an den Hauptträgern angenietet, andererseits zu je zweien miteinander durch Paßschrauben verbunden sind, wobei Paßstücke von 40 mm Dicke dazwischen gelegt sind. Die von der anfahrenden oder bremsenden Lokomotive herrührenden, in Richtung der Fahrbahn wirkenden Reibungskräfte werden über jedem Gelenk durch ein waagerechtes, 10 mm dickes Federblech aufgenommen, das die Obergurte der Träger jedes Stranges miteinander verbindet. Dadurch liegt die Drehachse des Gelenkes dicht unter den Fahrschienen, so daß diese ungestoßen durchgeführt werden können. Treten Senkungen am Laufkranz oder

am Königsstuhl auf, so werden bei den auftretenden Ausschlägen die Schenkel der Winkeleisen elastisch verformt. Gleiche oder ähnliche Gelenke haben sich seit Jahren im Drehscheibenbau bewährt und sind wohl als die einfachste Bauform anzusprechen.

Die beiden Hauptträgerstränge sind an den Enden durch die Kopfträger, über dem Königsstuhl durch den Mittelträger, ferner durch Querrahmen, in 1220 bzw. 1250 mm Abstand voneinander und in Höhe der Obergurte liegende Windverbände miteinander verbunden. Die waagerechten, senkrecht zur Fahrbahn wirkenden Kräfte werden durch ein, Königsstuhl und Gelenk weit umfassendes, außenliegendes Spannwerk von einer Drehscheibenhälfte auf die andere übertragen, so daß das Gelenk von waagerechten Biegebbeanspruchungen frei bleibt.

Kopfträger und Mittelträger bilden die drei Auflager der Drehscheibenbrücke. Für die Ausbildung des Mittelträgers stand nur eine verhältnismäßig geringe Bauhöhe zur Verfügung, da die Stromabnehmer am Königsstuhl gut zugänglich gemacht werden mußten; er wurde deshalb aus zwei I-Trägern P 40 und zwei oben und unten auf die Flanschen genieteten, 28 mm dicken Blechen zusammengesetzt. Bleche und Flanschen sind zur Aufnahme eines Mittelstückes ausgeschnitten, mit dem die Last auf den Königsstuhl übertragen wird. Die Träger sind ausgesteift und werden noch von unten durch konsolartige, an die Hauptträger geschweißte Bleche gestützt.

Die Kopfträger, je zwei Träger I 55 bzw. 60 sind gerade ausgebildet, durch die Hauptträger hindurchgestreckt und an diese mit Winkeleisen angeschlossen. Die Stegbleche der Hauptträger sind an diesen Stellen durch je zwei 10 mm dicke, aufgenietete Bleche verstärkt.

Die Enden der Kopfträger sind durch Schwingenbarren aus St 50.11 verbunden, mit denen sich die Drehscheibenbrücke auf dem Laufwerk abstützt (Tafel 21, Bild 4). Die Abstützpunkte sind von der Gleisachse der Fahrbahn 1600 mm entfernt, so daß sich eine Stützweite von 3200 mm ergibt. Damit das Lademaß nicht überschritten wird, wenn die Drehscheiben mit eingienieteten Kopfträgern verladen werden, dürfen letztere eine bestimmte Länge nicht überschreiten; die Schwingenbarren wurden, wie bereits vielfach üblich, deshalb parallel zu den Hauptträgern gelegt. Schäden durch Verwinden der Schwingen sind dadurch nicht zu befürchten, da ein gut verlegter Laufkranz auf Betonfundament nennenswerte Höhenunterschiede nicht aufweist.

Die Verbindung der Kopfträger mit den Schwingenbarren muß leicht lösbar sein, damit bei Beschädigungen die ganze Schwinge schnell ausgefahren werden kann. Deshalb sind an die Kopfträger Anschlußplatten genietet, die auf einer Leiste der Schwingenbarren aufliegen; je vier Schrauben halten die Teile zusammen. Die Schraubenlöcher im Schwingenbarren sind als Langlöcher ausgebildet, damit die Abnutzung von Laufrädern und Laufkranzschiene bis zu 30 mm durch eingelegte Paßstücke ausgeglichen werden kann.

Die Drehscheibenbrücke ist nach den Berechnungsgrundlagen für stählerne Eisenbahnbrücken (BE) für eine Verkehrslast von zwei Tenderlokomotiven mit je 175 t Gewicht und unter Annahme folgender weiterer Belastungen berechnet:

1. Senkrechte Belastung aus dem Eigengewicht der Träger mit 0,73 bzw. 0,74 t/m und dem anteiligen Gewicht des Getriebes mit 2.1,5 t.

2. Als Schubkraft in Richtung der Fahrbahn die Bremskraft der auffahrenden Lokomotive mit $\frac{1}{7} \cdot 350 = 50$ t.

3. Seitenstoß der auffahrenden Lokomotive in Höhe von 5 t, senkrecht zum Hauptträger an den Auffahrten angreifend (Tafel 21, Bild 5).

4. Winddruck senkrecht zu den Hauptträgern, wirkend mit 150 kg/m² auf ein Fahrbahnband von 3,5 m Höhe und eine Trägerhöhe (einschließlich Fahrschiene) von 1,25 bzw. 1,45 m.

Als Stoßzahl für die Verkehrs last ist im allgemeinen $\mathcal{J} = 1,2$, bei den Kopfträgern mit Rücksicht auf den Auffahrstoß $\mathcal{J} = 2,0$ eingesetzt.

Für die Berechnung der Stäbe des außenliegenden Spannwerkes ist angenommen, daß die Dreh scheibenbrücke am Königsstuhl fest eingespannt ist und das Moment aus Windkraft und Seitenstoß allein durch das Spannwerk aufgenommen wird. Durch diese Annahme ist sichergestellt, daß die Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte von einer Dreh scheibenhälfte auf die andere übertragen werden, ohne daß das Gelenk in waagerechter Richtung auf Biegung beansprucht wird.

b) Die Mittenlagerung.

Für die Mittenlagerung wurde der altbewährte Spurzapfen-Königsstuhl gewählt, und zwar in der Ausführung mit Druckspindel, die in den letzten Jahren immer mehr Eingang gefunden hat. Diese Bauform ist gegenüber der älteren mit Querhaupt und Pendelgehänge einfacher und kann leichter nachgestellt werden; gegenüber dem im übrigen durchaus brauchbaren Kegelwalzenlager*) hat sie den Vorteil, daß die Lagerstelle selbst von oben leichter zugänglich ist und hier eintretende Schäden, zumindestens behelfsmäßig, schnell zu beheben sind.

Der Mittelträger liegt auf Leisten eines Mittelstückes (Tafel 21, Bild 6) aus Stg 45.81 auf; außerdem ist er mit diesem noch durch 16 Schrauben $1\frac{1}{4}''$ aus St 50.11 verbunden, die sicherstellen, daß die von der fahrenden Lokomotive herrührenden Schubkräfte sich gleichmäßig auf die beiden Hälften des Mittelträgers verteilen und verhindern, daß bei etwaigem Abreißen der Leisten des Mittelstückes die Dreh scheibenbrücke absinkt.

Das Mittelstück nimmt mit einem eingängigen, rechtsgängigen Sägewinde nach DIN 513 die Druckspindel aus St 60.11 R auf, die gegen unbeabsichtigtes Drehen dadurch gesichert ist, daß ein Sicherungsstück auf den Vierkantkopf der Spindel gesteckt und von den ebenen Wänden der oberen Ausparung des Mittelstückes gehalten wird.

Spurzapfen und Spurpfanne bestehen aus gehärtetem Kugellagerstahl (Brinellhärte mindestens 600) und sind an den Lagerflächen geschliffen und poliert; die Spurpfanne sitzt in einem besonderen Lagertopf, der im Kopf des Königsstuhles eingelassen ist. Zapfen, Pfanne und Lagertopf sind durch Keile gegen Verdrehen gesichert. Das Spurlager läuft in Öl, das durch eine Bohrung in der Druckspindel zugeführt wird. Um im Winter ein Erstarren des Schmieröls zu verhindern und den Königsstuhl vor Vereisung zu schützen, wird in die hohlgebohrte Druckspindel ein Heizkörper mit 1 kW Leistung eingebaut.

Der Königsstuhl aus Stg 45.81 ist der bisher üblichen Form angeglichen. Am Königsstuhlkopf ist eine Wulst angegossen, die nach einer Kugel von 295 mm Durchmesser abgedreht wird; sie dient dazu, die Dreh scheibe mittig zu führen und wird deshalb von einem auswechselbaren, gußeisernen Führungsring von 300 mm Innendurchmesser umfaßt, der im Unterteil des Mittelstückes eingesetzt ist. Die vom Anfahren oder Bremsen der Lokomotive herrührenden Kräfte werden, soweit sie nicht durch die Reibung zwischen Laufrädern und Laufkranz aufgenommen werden, ebenfalls auf den Königsstuhl über den Führungsring übertragen.

Die Fußplatte erhält einen Kragen, damit ablaufendes Öl nicht an den Betonsockel gelangt und ihn zerstört; sie wird unmittelbar auf das Fundament gesetzt und mit sechs Steinschrauben gehalten, die mit dem bisher üblichen Lochkreisdurchmesser von 1200 mm angeordnet sind. Die früher vorgeschriebene Befestigung mit Ankerschrauben wurde aufgegeben, weil diese in den meisten Fällen doch eingegossen wurden, um dem König gegenüber den Schubkräften festen Halt zu geben.

*) Vergl. Reutener, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1886, S. 378.

c) Das Laufwerk.

Die Dreh scheibe läuft auf acht Rädern mit dem Laufkreisdurchmesser von 700 mm, die je zu zweien in einer Schwinge zusammengefaßt sind. Die Schwingenträger (Tafel 21, Bild 4) sind aus Normalprofilen zusammengeschweißt und miteinander durch eingeschweißte Profile gut verbunden. Die beiden Schwingen, deren Laufräder angetrieben werden, sind einseitig verlängert, um die Lager für die Antriebsritzel aufnehmen zu können. In der Schwinge für den elektrischen Antrieb sitzt zwischen den beiden Laufrädern noch die Achse für das Übertriebsritzel.

Die bei vollbelasteter Dreh scheibe unter der Annahme von $\mathcal{J} = 1,2$ auf jede Schwinge entfallende Last von etwa 72 bzw. 78 t wird von den Schwingenbarren mit Halbwalzen aus St 60.11 auf entsprechend ausgebildete Lager aus Stg 45.81 übertragen, die je auf einem Schwingenträger mit Paßschrauben befestigt sind. Die Schwingen bilden somit Ausgleichhebel, so daß die Last gleichmäßig auf die Laufräder verteilt wird.

Die Räder aus Stg 38.81 R (Tafel 23, Bild 7) haben aufgeschumpfte Radreifen von 105 mm Breite aus Stahl in Sondergüte mit 80 bis 92 kg/cm² Festigkeit; die Radreifen sind gegen seitliches Abflauen dadurch gesichert, daß sie sich an der Innenseite mit einer Ringfläche von 5 mm Breite gegen den Radkörper legen. An der Außenseite ist nach dem Aufschumpfen ebenfalls eine kleine Anlagefläche vorhanden, da der hier überstehende Teil des Radreifens nur einen Innendurchmesser des 599 mm hat, wogegen der Außendurchmesser des Radkörpers 600 mm beträgt. Die Radreifen sind, der Übung der letzten Jahre entsprechend, zylindrisch abgedreht.

Die angetriebenen Laufräder haben Zahnkränze, die nach einem Kegel bearbeitet sind, dessen Spitze im Mittelpunkt der Dreh scheibe liegt; sie sind angeschraubt und in der zentrischen Lage durch Paßbuchsen gesichert, die gleichzeitig die Schrauben von Scherkräften entlasten.

Die Achswellen, auf die die Laufräder aufgepreßt werden, sind aus St 60.11 und haben einen Durchmesser von 140 mm in der Radnabe, von 85 mm in den Lagern, die als Pendelrollenlager mit Abziehhülse ausgebildet sind. Die Lagergehäuse sind zweiteilig ausgeführt und oberhalb der Schwingenträger (Tafel 21, Bild 4) angeordnet, damit die Lager bei jeder Stellung der Dreh scheibe leicht zugänglich sind und die Laufräder ohne Ausbau der Schwinge herausgenommen werden können. Zum Schutz der Lagereinsätze vor Verschmutzung sind Labyrinthdichtungen vorgesehen. Die Schraubenbolzen, mit denen die Lagergehäuse an den Schwingenträgern hängen, sind an deren unterem Flansch mit Kronenmutter und Gegenmutter befestigt, so daß sie sich beim Öffnen der Lager weder aus der unteren Tragmutter herausdrehen noch selbst nach unten fallen. Die Lagergehäuse an der Außenseite der Schwingen sind durch kleine Paßleisten, die auf die Schwingenträger geschweißt sind und in seitliche Keilnuten am Gehäuse eingreifen, allseitig festgelegt. Bei den Lagern an der Innenseite der Schwingen sichern diese Paßleisten nur gegen Verschiebung in Richtung der Radachse, denn diese Lager haben eine Einrichtung erhalten, durch die die Achswellen genau nach dem Dreh scheibenmittelpunkt eingestellt werden können; sie besteht aus senkrecht verstellbaren Keilen, die einerseits in den Nuten der Lagergehäuse geführt werden, andererseits sich mit ihrem balligen Rücken gegen besondere, an die Schwingenträger geschweißte Gegenhalter legen.

d) Getriebe (Antrieb und Seilwinde).

Die Dreh scheiben erhalten elektrischen Antrieb (Tafel 23, Bild 8). Die Leistung des Antriebsmotors wurde einheitlich für alle entwickelten Bauarten zu 15 kW festgesetzt. Der Motor arbeitet auf die beiden Laufräder einer Antriebs schwinge über ein Stirnradvorgelege, das bis auf wenige Ab-

weichungen, die sich z. B. aus den verschiedenen Durchmesser der Laufkränze ergeben, bei allen Dreh scheiben gleich ist.

Der Aufbau dieses Getriebes einschließlich einer Seilwinde, die bei etwa der Hälfte aller Dreh scheiben erforderlich ist, wird vornehmlich durch folgende Forderungen beeinflusst, die auf Grund der Betriebserfahrungen gestellt wurden:

1. Das Getriebe muß im großen Ganzen für alle vereinheitlichten Bauarten das gleiche sein;
2. es muß als Ganzes ausgebaut und ausgewechselt werden können;
3. Lager und Wellen müssen gut zugänglich und möglichst für sich herausnehmbar sein;
4. der Motor soll, abweichend von der meist üblichen Ausführungsform, aber entsprechend den alten „Technischen Bedingungen“ so hoch gelegt werden, daß das auf der Motorwelle sitzende Handrad für die Feineinstellung bequem bedient werden kann;
5. Motorritzel und Gegenrad müssen in einem mit Öl gefüllten Räderkasten laufen.

Diese Forderungen, durch die vor allem eine schnelle Behebung von Schäden sichergestellt und die Unterhaltungskosten niedrig gehalten werden sollen, ließen sich dadurch erfüllen, daß das Getriebe über dem Fußboden des Schutzhauses auf einem besonderen, aus Profileisen zusammengesetzten Rahmen angeordnet wurde, der seinerseits auf einer an einem der Hauptträger angelenkten Antriebsbühne gelagert ist. Die höhere Lage des Motors macht den Einbau eines Zwischenrades erforderlich, und den verschiedenen Laufkränzdurchmessern wurde dadurch Rechnung getragen, daß ein zwischen Stirnradvorgelege und Antriebsritzelwelle gesetztes Kegelradpaar jeweils entsprechend ausgebildet wird. Da das Getriebe wegen seiner Länge parallel zu den Hauptträgern gelegt werden mußte, um außerhalb der Umgrenzung des lichten Raumes der Fahrbahn zu bleiben, so waren die Kegelräder ohnehin erforderlich.

Auf den ersten Blick mögen das Zwischenrad und das Kegelradpaar gegenüber manchen bestehenden Ausführungen als unnötiger Aufwand erscheinen; es muß aber hier betont werden, daß, wie eingehende Untersuchungen zeigten, nur so die oben genannten Forderungen erfüllt werden konnten.

Die Gesamtübersetzung des dreifachen Vorgeleges für das Fahrwerk beträgt 1:35,2, so daß sich bei der gewählten Motordrehzahl von 950/min eine Geschwindigkeit am Umfang der Dreh scheiben von 62 m/min ergibt. Es wurde, wie bisher üblich, Evolventenverzahnung genommen, als Eingriffswinkel jedoch, entsprechend DIN 867, 20° gewählt (früher 15°). Die Zahnritzel und Kegelräder sind aus Maschinenbaustahl verschiedener Festigkeit nach DIN 1611, die Zahnräder aus Stg 52.81, die Zahnkränze auf den Laufrädern aus Stg 50.11 R. Das Antriebsritzel auf der Schwinde sowie das Kegelradpaar wurden auf ihren Wellen mit Tangentkeilen befestigt, weil die Erfahrung gelehrt hat, daß hier eine besonders gute Verbindung erforderlich ist.

Zwischen Motor und erster Getriebewelle ist eine elastische „Forstkupplung“ gesetzt, die mit dem Handrad für die Feineinstellung vereinigt ist. Auf der zweiten Welle, der Schaltwelle, sitzen die Bremsscheibe der fußbetätigten Bandbremse und die Kupplungen, mit denen der Motor durch ein und denselben Schalthebel entweder auf den Fahrtrieb oder auf die Seilwinde geschaltet wird.

Die Schaltkupplung für den Fahrtrieb besteht aus einer, auf dem genutzten Teil der Schaltwelle sitzenden Verschiebemuffe, die auf einer Stirnseite mit radial gestellten, vorn zugespitzten Zähnen versehen ist; diese greifen in eine entsprechend gestaltete Verzahnung an der Stirnseite des zu kuppelnden Zahnritzels ein.

Die Gesamtübersetzung vom Motor bis zur Seiltrommel, die einen Durchmesser von 600 mm hat, beträgt 1:112,6; die Winde vermag also im Beharrungszustand bei einer Seilgeschwindigkeit von etwa 16 m/min eine Zugkraft von rund 5000 kg zu entwickeln. Da für das Bewegen der schwersten Lokomotiven in kaltem Zustande aus der Ruhe heraus eine Zugkraft bis zu 9000 kg erforderlich ist, muß hierfür das höhere Anzugsdrehmoment des Motors herangezogen werden.

Als Zugseil wurde ein Litzenseil 20 mm Durchmesser nach DIN 655 mit 222 Drähten von 180 kg/cm² Festigkeit gewählt; bei diesem Seildurchmesser ist ein einzelner Mann noch in der Lage, den Zughaken nebst anschließenden Kettengliedern und anhängendem Seil allein auszutragen. Bei 9000 kg Zugkraft beträgt die Sicherheit gegenüber der rechnerischen Bruchfestigkeit nur 2,8; sie genügt aber nach den bisherigen Erfahrungen, da die Winde an sich nicht so häufig gebraucht wird und dann auch meist mit geringerer Belastung. Um aber zu verhindern, daß die Zugkraft von 9000 kg überschritten wird, ist bei den ersten Ausführungen als Schaltkupplung für die Seilwinde eine „Ortlinghaus-Lamellenkupplung“ eingebaut, die auf ein bestimmtes Drehmoment eingestellt wird. Überschreitet das Antriebsdrehmoment den eingestellten Wert, so gleiten die Lamellen. Da die in Öl laufenden Lamellen auch in ausgeschaltetem Zustand eine geringe Mitnahme zeigen, mußte auf den Umfang der Kupplung eine Bandbremse gelegt werden, die bei eingeschaltetem Fahrtrieb ein Mitlaufen der Seiltrommel verhindert. In Zukunft wird eine „Stromag“-Federband-Überlastungskupplung eingebaut, die in ausgerücktem Zustand keine Mitnahme zeigt.

Die Seilwinde ist mit einer von der Seiltrommel über Kette und Kettenräder angetriebenen Seilwickleinrichtung sowie mit zwei Umlenkrollen ausgerüstet.

Die Getriebewellen sind je nach Beanspruchung aus St 50 oder 60.11 und lagern in Wälzlagern, deren Gehäuse geteilt sind, so daß die Lagereinsätze selbst leicht zugänglich sind. Lediglich Zwischenrad und Übertriebsritzel auf der Schwinde erhalten feste Achsen und Innenlagerung, damit auch sie ohne Ausbau anderer Teile herausgenommen werden können.

Die Antriebsbühne, aus Eisen geschweißt, ist einerseits an einem der Hauptträger gelenkig und mit Hilfe von Paßstücken in der Höhe nachstellbar verbunden, andererseits stützt sie sich mit einer Laufrolle auf dem Laufkranz ab. Verwindungsspannungen, die früher häufig zu einem einseitigen Hängen der Dreh scheibe führten, werden so vermieden. Außerdem nimmt die Bühne an besonderen Trägern die Lager der unterhalb des Getrieberahmens liegenden Wellen auf.

Das Getriebe nebst Motor und dazugehöriger elektrischer Ausrüstung ist in einem geräumigen Schutzhaus untergebracht, das aus Eisenfachwerk, ausgefacht mit gespundeten Bohlen, besteht. Hauptschalter, Motorschutzschalter, Schaltwalze und Anzeigergeräte, bei einigen Ausführungen auch versuchsweise die Schaltwiderstände, sind in einem Schaltschrank untergebracht, der auch die Schalter für die Beleuchtung, für die Schutzhaus- und die Königsstuhlbeheizung, ferner den Druckknopf für die Signallupe aufnimmt.

Schaltwalze, Dreh scheibenverriegelung und Kupplungen zu Fahrtrieb und Seilwinde sind durch eine mechanische Sperre (Bild 9) derart in Abhängigkeit zu einander gebracht, daß der Fahrtrieb nur bei entriegelter, die Seilwinde nur bei verriegelter Dreh scheibe betätigt werden können; außerdem wird noch bei ausgerückten Kupplungen (Mittelstellung des Kupplungshebels) und entriegelter Dreh scheibe die Schaltwalze freigegeben, damit man den Motor nebst erstem Vorgelege bei Instandsetzungsarbeiten am elektrischen Teil zur Probe laufen lassen kann.

Der Strom wird unterirdisch dem Königsstuhl zugeführt und hier durch vier Schleifringe abgenommen; ein fünfter

Schleifring kann für den mitunter gewünschten Fernsprecher untergebracht werden. Durch einen Blechschuttkasten sind die Schleifringe gegen Verschmutzen und Vereisen geschützt. Im Kabel ist eine Trennstelle mit Steckdose am Übergang von Drehscheibenbrücke zur Antriebsbühne angeordnet, um diese bei größeren Instandsetzungsarbeiten ausfahren zu können.

An dem zum elektrischen Antrieb entgegengesetzten Ende der Drehscheibe werden ein Druckluft- und ein Handnotantrieb (Tafel 23, Bild 10) eingebaut; sie können wahlweise benutzt und hierzu mit Hilfe einer Klauenkupplung auf die Antriebsritzelwelle geschaltet werden, die auf das eine Laufrad einer Schwinge arbeitet. Antriebsritzel und Zahnkranz auf dem Laufrad haben die gleichen Abmessungen wie beim elektrischen Antrieb.

Die Klauenkupplung kann nur mit dem Handrad der Schaltwalze für den elektrischen Antrieb eingelegt werden; da das Handrad bei diesem wie auch beim Notantrieb nur in der Nullstellung abgezogen werden kann, ist die gegenseitige sichernde Abhängigkeit vorhanden.

Von der mit zwei Aufsteckkurbeln versehenen Handantriebswelle wird das Drehmoment mit Kette und Kettenrad in Übersetzung 1:4 auf die Antriebsritzelwelle und von hier mit 1:2,74 auf das Rad übertragen. Die Gesamtübersetzung beträgt demnach 1:10,95, so daß die Drehscheibe bei 25 Umdr./min an der Kurbelwelle mit einer Geschwindigkeit von rund 5 m/min am Scheibenumfang gedreht werden kann.

Der Druckluftnotantrieb wird fest eingebaut, und zwar geschützt unter dem Laufsteg. Als Antriebsmotor wird ein umsteuerbarer „Demag“-Schrägzahnmotor Muster ZSU 2 verwendet, der bei 6 kg/cm² Betriebsdruck eine Leistung von 4 PS bei 200 Umdr./min hergibt; er arbeitet mit einem Stirnradvorgelege in Übersetzung 1:5,2 auf die Antriebsritzelwelle. Mit der Gesamtübersetzung 1:14,2 ergibt sich eine Geschwindigkeit am Scheibenumfang von 32,5 m/min. Um die volle Motorleistung zu erreichen, muß im Hauptluftbehälter der Lokomotive ein Druck von 8 kg/cm² herrschen und die Luftpumpe voll arbeiten können. Auch bei geringerem Betriebsdruck wird noch eine Umfangsgeschwindigkeit erreicht, die die des Handantriebes bei weitem übertrifft. Das sirenenartige Geheul des Motors wird durch einen Schalldämpfer so herabgesetzt, daß es nicht mehr störend wirkt.

e) Die Fahrbahn.

Die Fahrbahn besteht aus durchgehenden Schienen S 49, die unter Verwendung des Kleiseisenzugs des Reichsbahnoberbaues K auf Rippenunterlagsplatten Rus 26 verlegt sind. Gegen Wandern sind die Schienen durch je zwei Stahlplatten gesichert, die etwa auf Mitte Drehscheibe unter den Schienenfuß geschweißt werden und sich gegen die Rippenplatten legen.

Um die Stöße beim Auffahren der Lokomotiven zu mildern, werden im Anschluß an die Fahrbahn an beiden Drehscheibenenden Überbrückungsstücke angeleitet (Tafel 24, Bild 11), die sich auf das Randaufleger legen, so daß von diesem der größte Anteil des Stoßes aufgenommen, die Drehscheibe selbst also wesentlich geschont wird. Diese Einrichtung wurde bisher von der Siegerner Maschinenbau A.-G. schon vielfach an den von ihr gelieferten Drehscheiben eingebaut und hat sich gut bewährt. Damit die Überbrückungsstücke während des Drehens der Scheibe auf dem Winkeleisen des Randauflegers nicht schleifen, werden sie beim Entriegeln der Scheibe mit Hebeln, die über eine Zwischenwelle vom Drehscheibenriegel aus bewegt werden, um etwa 20 mm gehoben.

Zwischen den Schienen ist die Fahrbahn mit Riffelblech abgedeckt, das in Höhe von SO liegt und nach den Schienen zu ganz geringes Gefälle hat, damit kein Wasser stehen bleibt. Über dem Königsstuhl und an den Drehscheibenenden über den Riegeln sind Klappen, durch die die genannten Teile von oben zugänglich gemacht sind.

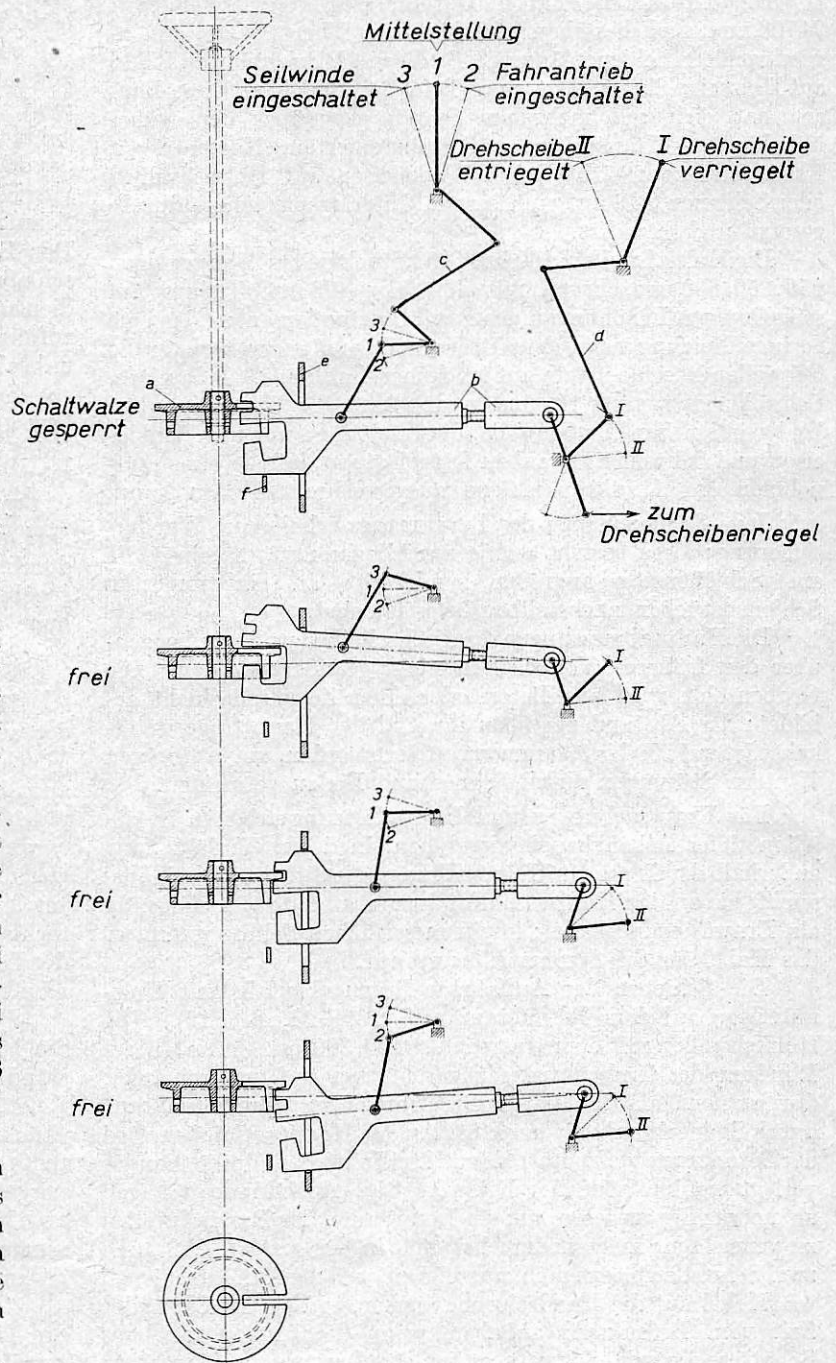


Bild 9. Schaltwalzensperre.

Beiderseits der Fahrbahn, in Höhe von SO, befindet sich auf Konsolen der Hauptträger ein Laufsteg, der bis 2,50 m von Gleismitte reicht und mit Geländer versehen ist. Sein Belag besteht aus 5 cm dicken Bohlen, die mit 15 mm Zwischenraum verlegt und mit Querleisten zu einer Anzahl Tafeln zusammengesetzt sind; diese können einzeln abgehoben werden. Über den Schwingen liegen die Bohlen jedoch dicht, um Verschmutzen der Laufradlager zu verhüten.

Um die Hauptträger vor ablaufendem Wasser zu schützen und damit den das Rosten verhindernden Farbanstrich zu erhalten, sind Regenschutzbleche angeordnet, die von unterhalb

des Schienenkopfes weit über die Obergurte reichen. Zwei Treppen, eine an der Antriebsbühne, die andere in der Nähe der Notantriebe, dienen zum bequemen Hinabsteigen in die Dreh scheibengrube.

f) Laufkranz, Grube und Randauf lager.

Die Laufkränze haben Durchmesser von 21874 bzw. 24700 mm und bestehen auf fünf mit Thermit zusammen geschweißten Schienenlängen S 49, die mit Rippenplatten RP 16 auf Holzschwellen verlegt sind (Tafel 24, Bild 12). Diese Bau art hat sich seit mehreren Jahren gegenüber den früher üblichen — Kranschiene auf einbetoniertem Kastenträger, Kranschiene verstärkt durch Winkeleisen auf Holzschwellen oder Schienen S 49 auf gußeisernen Unterlagsplatten — durch gesetzt und bewährt.

Die Holzschwellen, 160 bzw. 190 Stück in den Abmessungen 150.250.800 mm, liegen mit 430 bzw 408 mm Teilung auf sockelartigen Erhöhungen des Laufkranzfundamentes, das eine geringe Neigung nach dem Drehscheibenmittelpunkt hat; die Schwellen liegen so stets auf trockener Unterlage. Jede vierte Schwelle ist verankert, und zwar sitzen die Steinschrauben beiderseits neben der Schwelle, diese selbst ist nur mit Winkel eisen und Schwellenschrauben festgelegt, so daß sie ohne Auf nehmen der Laufkranschiene ausgewechselt werden kann.

Jede Schienenlänge des Laufkrans erhält eine Wander sicherung; diese besteht aus je zwei Zugankern, die einerseits am Schienensteg angreifen, andererseits an einbetonierten Schienenstücken nachstellbar befestigt sind.

Die Hauptabmessungen der Drehscheibengrube sind gegen über den früheren Vorschriften nicht geändert worden. Die Grubensohle wird aus Beton oder einer Ziegelrollschicht ge bildet; der Abstand zwischen ihr und der Hauptträgerunter kante ist auf 230 bis 330 mm vergrößert worden, um in strengen Wintern Störungen durch Schnee und Eis zu vermeiden.

Für Untersuchungen und Instandsetzungsarbeiten ist ein 0,5 m tiefer Arbeitskanal vorgesehen, in dessen Verlängerung außerhalb der Grube ein Untersuchungsschacht liegt. Der Kanal reicht bis an das Königsstuhlfundament und dient gleichzeitig als Entwässerungskanal; in einem seitlichen Schlitz nimmt er das Kabel für die Stromzuführung auf.

Die Schienen der Auffahrten liegen ebenfalls mit Holz unterlage auf dem Betonkranz auf (Tafel 24, Bild 12). Die Holzschwellen mit dem Querschnitt 160.300 mm sind nach der Rundung des Grubenrandes zugeschnitten und untereinander durch einen einfachen Blattstoß verbunden, mit dem Betonkranz durch Steinschrauben verankert. An den Hauptauffahrten wird der Betonkranz verbreitert, damit drei Schwellen hintereinander verlegt werden können. Diese kräftige Ausbildung hat sich als notwendig erwiesen, um ein Losewerden der Randschwellen zu vermeiden; insbesondere hat sich früher gezeigt, daß auch zwei Schwellen hierzu nicht ausreichen, weil die Auffahrtschienen wie Hebel auf die Randschwelle wirken und sie im Laufe der Zeit vom Betonkranz abheben, wenn die benachbarte, auf Schotter liegende Schwelle unter der Last der auffahrenden Lokomotive etwas einsinkt.

Die größtenteils den Nebenauffahrten gegenüberliegenden Stumpfgleise sind unmittelbar auf dem Betonkranz mit Klemm platten befestigt.

Der Winkelkranz, auf den sich die Überbrückungsstücke bei verriegelter Drehscheibe abstützen, ist auf die Schwellen des Randauf lagers geschraubt und außerdem mit den Unterlags platten der Auffahrtschienen verschweißt. Im Winkelkranz befinden sich auch die Riegelösen; sie werden von dessen hochstehendem Schenkel und hier aufgesetzten Verstärkungs blechen gebildet, die entsprechend ausgeschnitten sind.

An den Hauptauffahrten erhalten die Schienen eine Wandersicherung besonderer Bauart; sie besteht aus Stahl

platten, die unter den Schienenfuß geschweißt werden und Ausschnitte haben, in die senkrecht einbetonierte Schienen stücke greifen.

g) Sonstige Ausrüstung.

Da die Drehscheibenriegel unter den Abdeckblechen liegen, also vom Drehscheibenwärter nicht zu sehen sind, ist eine besondere Einrichtung vorgesehen, die ein sehr genaues Halten am gewünschten Gleis gestattet und sich bereits vielerorts bewährt hat; sie besteht aus Gleismarken am inneren Gruben rand und einem Zeiger der an der Drehscheibenbrücke an gebracht ist. Bei Nacht werden der Zeiger und ein kleiner davorliegender Ausschnitt des Grubenrandes beleuchtet.

Ein Handhebel für die Drehscheibenverriegelung ist im Schutzhaus, ein weiterer neben dem Notantrieb angeordnet. Der Riegelhebel im Schutzhaus kann mit einem Vorhänge schloß bei verriegelter Drehscheibe festgelegt werden; Be dienstete, die an der Drehscheibe Unterhaltungsarbeiten aus zuführen haben, können sich auf diese Weise selber gegen unbeabsichtigtes Ingangsetzen durch andere sichern.

Zugleich mit der Verriegelung werden Kastenlaternen bewegt, die je an einem Ende der Drehscheibe rechts neben der Fahr bahn angeordnet sind und bei entriegelter Scheibe Signal Ve 3, bei verriegelter Scheibe Ve 4 zeigen.

Da die Drehscheibe erst befahren oder verlassen werden darf, wenn der Wärter nach dem Einlegen der Verriegelung durch ein hörbares Signal (Ra 1 oder Ra 2) den Fahrauftrag gegeben hat, ist außen am Schutzhaus eine elektrische Signal hupe angebracht.

III. Die Drehscheiben auf Schotterbett.

Drehscheiben auf Schotterbett wurden bisher entweder in der aus dem Schrifttum bekannten Sonderbauart der Firma Vögele, Mannheim*) verwendet, bei der die als Zwillingsträger ausgebildeten Hauptträger sich an jedem Ende auf zwei vier rädri ge, auf zwei Laufkränzen fahrende Wagen abstützen, oder es wurden die für Lagerung auf Beton üblichen Ausführungen genommen und lediglich der Laufkranz auf Schotter verlegt. Im letztgenannten Fall wird allerdings der Bettungsdruck recht hoch, und es ist noch nicht zu übersehen, wie sich der Laufkranz verhalten wird, wenn einmal später die Dreh scheibe mit dem Lastenzug N belastet wird.

Bei der Vereinheitlichung wurde, wie schon erwähnt, für die 26 m-Drehscheibe auf Schotterbett eine Bauart fast voll ständig übernommen, die die Firma Grüter, Grage & Co. für die Reichsbahnbaudirektion Berlin durchbildete und in größerer Stückzahl in Auftrag hatte. Diese Firma hatte dreifach unter teilte Hauptträgerstränge und Abstützung mit 16 Laufrädern vorgeschlagen, die, zu je zweien in einer Schwin ge vereinigt, auf zwei Schienenkränzen laufen. Die gleiche Anordnung wurde nun auch der Durchbildung der 23 m-Drehscheibe zugrunde gelegt, denn sie bietet folgende Vorteile:

1. Die Bauhöhe der Hauptträger ist niedriger und damit die Tiefe der Grube geringer, ohne daß zum Zwillingsträger gegriffen werden muß, der seiner schwierigen Unterhaltung wegen unerwünscht ist;

2. für die Hauptträger können Normalprofile verwendet werden;

3. es kann ein Laufrad verwendet werden, das bis auf einen geringen Unterschied in der Nabenbohrung dem bei Drehschei ben auf Beton benutzten gleicht; es braucht nur ein Ersatzstück vorgehalten zu werden;

4. der Notantrieb kann vollständig, der elektrische Antrieb bis auf wenige Zahnräder von der Drehscheibe auf Beton über nommen werden, was bei der Abstützung auf vierrädri gen Wagen nicht möglich ist.

*) Fiedler. Fundamentlose Drehscheiben, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, H. 1.

a) Die Drehscheibenbrücke.

Als Hauptträger werden Breitflanschträger P 60 verwendet; jeder Trägerstrang wird durch drei Gelenke unterteilt und an fünf Punkten abgestützt (Tafel 24, Bild 13); in der Mitte durch den Königsstuhl, an den Enden durch die Kopfträger und dazwischen durch die sogenannten Stützträger. Ein Gelenk ist dicht neben dem Königsstuhl 500 bzw. 450 mm außerhalb der Mitte angeordnet, die beiden anderen 359 bzw. 390 mm außerhalb der Stützträgermitten. Das Gelenk neben dem Königsstuhl ist unter Verwendung von \square -Eisen 100.200.14 in derselben Art ausgebildet wie bei den Drehscheiben auf Beton. Die Gelenke an den Stützträgern (Tafel 25, Bild 14) mußten jedoch anders gestaltet werden, um sie näher an diese heranzubringen und so die nötige Sicherheit gegen Abheben der Drehscheibenbrücke von den Abstützungen zu erreichen; sie liegen aus dem gleichen Grunde auch auf der dem Königsstuhl zugewandten Seite der Stützträger. Es werden hier nur je zwei Winkeleisen verwendet; sie sind unter Zwischenlage eines Paßstückes mit dem längeren Schenkel an den Steg des Stützträgers geschraubt. Es handelt sich also, verglichen mit dem früher beschriebenen Gelenk der Drehscheiben auf Beton, nur um ein halbes Gelenk, doch ist die mögliche Durchfederung wegen der geringeren Gelenkhöhe etwa die gleiche. Die in Richtung der Fahrbahn auftretenden, von der fahrenden Lokomotive herrührenden Reibungskräfte können von den Gelenken nicht aufgenommen werden; dazu sind bei den Mittelgelenken der 23 m-Scheibe Federbleche in der gleichen Weise angeordnet, wie bei den Drehscheiben auf Beton. An allen übrigen Gelenken, also auch beim Mittelgelenk der 26 m-Drehscheibe, werden diese Kräfte von den ohnehin hier vorhandenen, horizontalen Versteifungsblechen übertragen.

Die beiden Hauptträgerstränge sind miteinander durch den Mittelträger über dem Königsstuhl, durch die beiden Kopf- und Stützträger, durch horizontale Versteifungsbleche sowie durch Querrahmen verbunden.

Der Mittelträger der 23 m-Scheibe ist als Kastenträger aus 20 mm dicken Stegblechen und 25 mm dicken Gurtplatten zusammengeschweißt. In Trägermitte haben die Gurtplatten einen Ausschnitt zur Aufnahme des Mittelstückes mit dem Spurzapfen; die Stegbleche sind deshalb hier mit 15 mm dicken Blechen verstärkt. Der Träger erhält Aussteifungen, ist zwischen den Flanschen der Hauptträger eingepaßt und an deren Steg mit Winkeleisen angeschlossen.

Bei der 26 m-Scheibe hat der Mittelträger \square \square -Form und besteht aus zwei \square -Eisen 40, auf die oben 25 mm dicke, unten 28 mm dicke Verstärkungslamellen aufgenietet sind.

Der an den Drehscheibenenden mit 5 t angenommene Seitenstoß der auffahrenden Lokomotive sowie die Windkräfte werden durch einen Windverband aufgenommen, der in Höhe der oberen Hauptträgerflansche liegt. Um der Drehscheibenbrücke über dem Mittelgelenk genügende Seitensteifigkeit zu geben, wurde ein außenliegendes Spannwerk angeordnet (Tafel 24, Bild 13). Ein gleiches Spannwerk umfaßt bei der 23 m-Drehscheibe auch die Gelenke an den Stützträgern; durch die schon erwähnten horizontalen Versteifungsbleche, die an die Hauptträgerflansche angeschlossen sind, wird die Seitensteifigkeit noch erhöht. Bei der 26 m-Scheibe wurde an dieser Stelle von einem Spannwerk überhaupt abgesehen, um die Schwinde bei Unterhaltungsarbeiten besser ausfahren zu können; die beim Anfahren oder Abbremsen der Drehscheibe auftretenden Momente werden hier nur von horizontalen Versteifungsblechen übertragen, die entsprechend kräftig ausgebildet sind.

Die Kopf- und Stützträger bestehen aus je zwei \square -Trägern 47½, sind durch die ausgeschnittenen Hauptträger hindurchgesteckt und mit Winkeleisen an diese angeschlossen. Als Querrahmen dienen genietete Träger in \square -Form von 526 mm

Höhe. Die Schwingenbarren, mit denen die Kopf- und Stützträger die Last auf die Laufradschwingen übertragen, dürfen bei den Drehscheiben auf Schotter nicht parallel zu den Hauptträgern liegen, weil hier doch mit Unebenheiten der Laufkränze zu rechnen ist, durch die stärkere Verwindungen, insbesondere der inneren Schwingen auftreten können; die Schwingenbarren wurden deshalb radial gelegt.

Bei der Durchbildung der Trägerenden war wieder zu berücksichtigen, daß die verladene Drehscheibe trotz eingekletterter Kopf- und Stützträger das Lademaß nicht überschreiten darf. Bei der 23 m-Scheibe erhalten die Träger geschweißte Ansatzschuhe, die erst am Einbauort angeschraubt werden. Die Schwingenbarren sind ähnlich denen der Drehscheiben auf Beton, desgleichen wurde auch ihre Verbindung mit den Trägern in grundsätzlich gleicher Art durchgebildet.

Bei der 26 m-Scheibe ist die Auflagerung auf die Schwingen entsprechend dem seinerzeitigen Auftrage der Reichsbahnbau- direktion Berlin mit Spindel in der Höhe nachstellbar gestaltet worden (Tafel 23, Bild 15). Je zwei 60 mm dicke, auskragende Stahlschuhe umfassen das vordere Ende jedes Trägers und sind mit Paßschrauben befestigt. Die auskragenden Enden der Schuhe sind ebenfalls mit Paßschrauben zusammengehalten und bekommen hier eine topfförmige Ausbohrung, in der eine Spindel- mutter untergebracht wird. Die Spindeln aus St 60.11 haben unten die Gestalt von Kugelzapfen, mit denen sie sich in entsprechend ausgebildete, in die Schwingenbarren eingesetzte Lagerstücke aus St 60.11 setzen. Das Lagerstück auf der jeweils äußeren Seite der Schwingen ist parallel zum Schwingen- barren verschieblich, so daß kleinere Ungenauigkeiten in den Abständen der zu einem Stütz- bzw. Kopfträger gehörenden Einzelträger voneinander ausgeglichen werden. Die Schwingen- barren selbst sind bei dieser Bauart mit den Schwingen fest verbunden.

Die Annahmen für die Berechnung der Drehscheibenbrücke sind im allgemeinen die gleichen wie bei den Drehscheiben auf Beton; für die Berechnung des Winddruckes wurde eine Trägerhöhe von 0,76 m eingesetzt, als Stoßzahl für die Berechnung der Stützträger $\mathcal{L} = 1,2$ angenommen, weil im Gegen- satz zum Kopfträger hier ein Auffahrstoß nicht auftritt.

b) Mittenlagerung, Laufwerk und Getriebe.

Mittelstück mit dem Spurzapfen und Königsstuhl mit der Spurzapfen sind genau so ausgebildet wie bei den Drehscheiben auf Beton. Der Königsstuhl steht, sofern er nicht ein Beton- fundament erhält, auf einem geschweißten bzw. aus Normal- profilen zusammengenieteten Unterbau, der mit acht Schwellen 200.260 mm auf dem Schotterbett ruht. Die Schwellen sind 2000 mm lang und zu je zweien gekuppelt. An den Königsstuhlfuß sind noch mit Bohrung versehene Nasen an- geschweißt; hier greifen die Zuganker an, mit denen die beiden Laufkränze gegenüber dem Königsstuhl festgelegt werden.

Das Laufwerk weist keine grundsätzlichen Unterschiede gegenüber dem vorher beschriebenen auf; lediglich die Auf- lagerung der Kopf- und Stützträger auf den Schwingen ist bei den 26 m-Drehscheiben, wie bereits erwähnt, wegen der geforderten Höhenverstellbarkeit anders ausgebildet (Tafel 23, Bild 15). Die Laufräder der innenliegenden Schwingen sind keglig abgedreht, um den hier stärkeren Achsialschub zu verringern.

Die Laufradlager haben wegen der geringeren Belastung 70 mm Bohrung. Da ein die Zugänglichkeit behindernder Grubenrand bei Drehscheiben auf Schotterbett meist nicht vorhanden ist, wurde die Keilnachstellung bei den äußeren Schwingen an die Außenlager gelegt; bei dieser Anordnung ist der Einfluß einer Verstellung auf den Eingriff des An- triebsritzels geringer.

Die Antriebe wurden von den Drehscheiben auf Beton übernommen; lediglich bei dem elektrischen Antrieb mußte das Zwischenrad wegen der geringeren Höhe der Hauptträger mit kleinerem Durchmesser ausgebildet werden.

c) Fahrbahn und Abdeckung.

Fahrbahn und Abdeckung weisen gegenüber den Drehscheiben auf Beton keine wesentlichen Unterschiede auf; Überbrückungsstücke wurden hier nicht vorgesehen, weil Randaufleger und äußerer Laufkranz auf gemeinsamen Schwellen liegen, so daß Auffahrschiene und Fahrbahn stets auf gleicher Höhe liegen, außerdem durch die elastische Einsenkung der Schwellen bereits ein Stoßverzehr eintritt.

d) Laufkränze, Auffahrten und Drehscheibengrube.

Bei der 23 m-Drehscheibe haben die Laufkränze Durchmesser von 11300 und 21874 mm; die Schiene S 49, unterteilt in vier bzw. fünf Schienenlängen, die zusammengeschweißt werden, liegt beim inneren Laufkranz auf 60 Schwellen 160.260.1000 mm mit rund 590 mm Teilung. Beim äußeren Laufkranz haben die Schwellen gleichen Querschnitt, doch sind sie an den Auffahrten 2500 mm lang und zum Teil zu Doppelschwellen vereinigt; ihre Zahl richtet sich nach der Zahl der Auffahrtgleise. Bei einer Drehscheibe mit zwei Hauptauffahrten sind 104 Schwellen mit 1000 mm Länge und 18 mit 2500 mm Länge erforderlich.

Bei der 26 m-Drehscheibe sind die Laufkreisdurchmesser 13000 und 24800 mm, die Schwellenabmessungen die gleichen

wie oben genannt und die Schwellenteilung innen wie außen rund 560 mm. Beim inneren Laufkranz sind 72 Stück, beim äußeren unter der Annahme von zwei Hauptauffahrten 123 kurze und 18 lange Schwellen erforderlich.

Die Zuganker, die die genaue Lage der Laufkränze gegenüber dem Königsstuhl sichern, sind mit Spannschlössern nachstellbar und an den Schienen mit Winkeleisen befestigt, die unter deren Fuß genietet sind.

Die Auffahrschienen liegen mit Holzschwellen auf einem aus Normalprofilen zusammengesetzten Rahmen (Tafel 25, Bild 16); eine Blechschürze stützt das dahinterliegende Erdreich bzw. das Schotterbett nach der Drehscheibengrube hin ab. Die Stahlrahmen stehen auf den obengenannten Schwellen von 2500 mm Länge, die unmittelbar unter den Hauptstützen zu Doppelschwellen vereinigt sind. Rahmen und äußerer Laufkranz sind noch durch Zuganker verbunden.

Legt man, wie bei tragfähigem Baugrund und wenig Auffahrten angebracht, die Auffahrschienen auf Beton, so ist die Ausführung etwa die gleiche wie bei den Drehscheiben auf Beton (Tafel 24, Bild 12).

Die Ausführung der Drehscheibengrube richtet sich nach den örtlichen Verhältnissen; vielfach wird an Stelle einer Grubeneinfassung aus Beton eine mit Gras bepflanzte Böschung treten können. Eine Untersuchungsgrube ist auch hier vorgesehen, um an alle Laufradlager sowie an alle unter der Antriebsbühne sowie der Abdeckung liegenden Teile bequem heranzukommen.

Schnellzuglokomotiven für hohe Geschwindigkeiten*).

Von Dr.-Ing. O. Martin, Sterkrade.

Wenn der Schnellzug seine Bedeutung für den Personenverkehr über mittlere und große Entfernungen behalten soll, so muß man in ihm erstens schneller reisen als im Kraftwagen und zweitens bequemer als im Flugzeug. Nur wenn die Anfahrt zum Einsteigebahnhof, die eigentliche Bahnfahrt und die Abfahrt vom Zielbahnhof zusammengenommen einen Zeitgewinn gegen die Automobilreise ergeben und wenn außerdem der Aufenthalt im Zug angenehmer ist als im Auto oder im Flugzeug, wird die Bahnfahrt auch in Friedenszeiten ihre Stellung innerhalb des Verkehrswesens behaupten können.

Auf neuzeitlichen Kraftverkehrsstraßen kann man mit Wagen mittlerer Preisklasse Reisegeschwindigkeiten von 80 bis 100 km/h erzielen. Soll der Schnellzug demgegenüber einschließlich An- und Abfahrt einen Zeitgewinn ermöglichen, so muß er mit 140 bis 150 km/h im Durchschnitt verkehren. Die beschränkten Raumverhältnisse im Kraftwagen und im Flugzeug verbieten es gewöhnlich, dem Fahrgast mehr Raum als seinen Sitzplatz zuzuweisen. Im Schnellzug kann man sich demgegenüber freier bewegen, man kann sich im Seitengang aufhalten, im Speisewagen seine Mahlzeiten einnehmen, und man kann die Nachtreise im Schlafwagen zubringen.

Die weitere Entwicklung des Schnellzugverkehrs wird die Forderung nach höherer Geschwindigkeit mit derjenigen nach genügender Bequemlichkeit für die Fahrgäste verknüpfen. Mit Rücksicht auf das zweite Ziel wird der Schnelltriebwagen, dem man heutzutage im Fahrplan vorzugsweise die hohen Reisegeschwindigkeiten zuweist, künftig wieder etwas zurücktreten müssen. Zwar kann man auch aus Triebwagen längere Züge zusammenstellen und eine beliebige Wagenzahl mit Hilfe einer Fernbetätigung vom Führerstand des ersten Wagens aus steuern, doch ist ein solcher Zug schon bei sechs Wagen teurer als ein Lokomotivzug, außerdem unvorteilhaft in betrieblicher Hinsicht, da die vielen über die ganze Zuglänge verteilten Kraftmaschinen weniger gut gepflegt und beaufsichtigt werden

können, als dies bei Zusammenfassung der gesamten Antriebsleistung in eine Lokomotive möglich ist.

Bei starkem Andrang während der Festtage und in der Hauptreisezeit muß für die Züge eine Verstärkung bis zu der Grenzlänge von 14 oder 16 Wagen zugelassen werden. Auch hierin ist ein Lokomotivzug vorteilhafter als ein solcher aus Triebwagen, da sich letztere nicht in beliebiger Zahl auf die Zwischenstationen verteilen lassen, außerdem sind für den Stoßverkehr aus wirtschaftlichen Gründen möglichst ältere abgeschriebene Fahrzeuge einzusetzen.

In den Vereinigten Staaten ist die Entwicklung des Schnellzugs für hohe Fahrgeschwindigkeiten schon wieder bei dem voll ausgelasteten Vielwagenzug angelangt. Ähnlich wie auf den europäischen Bahnen setzte man auch dort, um dem Wettbewerb mit dem Flugzeug zu begegnen, zunächst zwei- oder dreiteilige Triebwagen ein; sehr bald entstanden daraus Fünf- bis Sechs-Wagenzüge mit eigener Lokomotive und heute werden rund 30 von den etwa 60 „High-speed-streamlined trains“ der verschiedenen Bahngesellschaften regelmäßig mit 12 bis 16 Wagen gefahren. Damit unterscheidet sich in verkehrswirtschaftlicher Hinsicht der neue Schnellzug vom bisherigen nur noch durch die höhere Geschwindigkeit.

Als Folge dieses Fortschritts entstand der Wunsch nach stärkeren, für diesen Dienst besser geeigneten Lokomotiven. Die bisherigen Schnellzugsfahrpläne waren mehrere Jahrzehnte lang auf Geschwindigkeiten von 100 km/h abgestellt und die Lokomotive, die diesen Dienst versah, war die bekannte 2 C 1 (Pacific), die von allen größeren Bahngesellschaften etwa in den Jahren 1910 bis 1935 laufend beschafft wurde, so daß sie heute die meistverbreitete Lokomotivtype für D-Züge ist. Wenn man die gleichen Züge wie bisher statt mit 110 km/h mit 160 km/h verkehren lassen wollte, so stiege die Zughakenleistung auf etwa das zweieinhalbfache. Denn mit der Fahrgeschwindigkeit steigt bekanntlich auch der Zugwiderstand, und zwar mit einer Potenz zwischen 2,5 und 3. Zum Glück ist der Sprung, der in Wirklichkeit verlangt wird, nicht ganz so groß. Erstens wurden

* In allen Punkten kann dem Verfasser nicht zugestimmt werden.
Der Herausgeber.

die Dampflokomotiven bisher nur selten bis an ihre Leistungsgrenze voll belastet und zweitens ist es gelungen, den Luftwiderstand von Lokomotive und Wagenzug durch die bekannte Stromlinienverkleidung erheblich zu senken, so daß der auf die Tonne Gewicht bezogene Zugwiderstand gegen früher nicht wesentlich zugenommen hat. Er beträgt auf flacher Strecke bei 160 km/h etwa 5 bis 6 kg/t. Dazu kommt der Steigungswiderstand, doch wird man wie bisher für diesen keine allzu große Leistungsreserve vorhalten, sondern die Fahrgeschwindigkeit auf der Rampe dem Steigungsmaß entsprechend herabsetzen.

Wenn man für die Tonne Anhänggewicht $Z = 8$ kg Zugkraft vorsieht, so erfordert dies eine bezogene Zughakenleistung bei 160 km/h von

$$N = \frac{Z \cdot v}{102 \cdot 3,6} = \frac{8 \cdot 160}{102 \cdot 3,6} = 3,5 \text{ kW/t.}$$

Hiernach benötigt der 600 t-Zug von 14 Wagen zu je 43 t eine Lokomotive, die als Höchstleistung 2400 kW am Zughaken abgeben kann, ihre Regelleistung müßte für einen Zugwiderstand von 6 kg/t rund 1600 kW betragen.

Um Leistungen dieser Größenordnung bereitzustellen, mußten, als man zu den genannten Geschwindigkeiten überging, neue Lokomotivtypen geschaffen werden. Sowohl die Dampflokomotive als auch die elektrische wurden weiterentwickelt und als jüngstes Glied gesellte sich die Diesellokomotive hinzu, so daß sich heute ein recht vielgestaltiges Bild darbietet, wenn man die Beispiele des neuesten Standes des Schnellzuglokomotivbaus miteinander vergleicht.

Es soll nun im folgenden versucht werden, die derzeit erkennbaren Entwicklungslinien herauszuarbeiten, wobei besonders die energiewirtschaftliche Seite der Zugförderungstechnik zum Worte kommen möge.

a) Die Dampflokomotive.

Unsere heutigen Dampflokomotiven sind ihrem grundsätzlichen Aufbau nach seit den Anfängen des Eisenbahnwesens vor mehr als hundert Jahren bis auf den heutigen Tag die gleichen geblieben. Das Fahrzeug ruht auf Lauf- und Treibrädern, an denen die Kolbendampfmaschine mittels Kurbelgetriebes unmittelbar angreift. Fast den gesamten Raum über dem Fahrzeugrahmen nimmt der Röhrenkessel ein, der sich hinten zur Feuerbüchse erweitert und vorn in eine Rauchkammer ausmündet. Die Verbrennung wird von dem zu einem Strahlgebläse ausgestalteten Auspuff der Antriebsdampfmaschine angefaßt. In der Vereinigung dieser Elemente, deren jedes für sich schon vorher vorhanden war, besteht bekanntlich das Verdienst Stephensons. Daß sich diese Anordnung bis heute gehalten hat und auch heute noch die bei weitem bevorzugte Triebkraft für den Schienenverkehr darstellt, dankt sie nächst ihrer Einfachheit vor allem ihren günstigen Regelungseigenschaften. Die Verbindung des Blasrohrs mit der Antriebsdampfmaschine führt zu einer „natürlichen“ Verbrennungsregelung, die jede besondere Automatik überflüssig macht. Die vom Blasrohr geförderte Verbrennungsluft steht zu der in den Zylindern arbeitenden Dampfmenge stets in ungefähr gleichem Verhältnis, so daß die auf dem Rost aus der Kohle freigemachte Energie bei allen Belastungen der Maschine der verlangten Zylinderleistung entspricht. Der Heizer braucht nur berichtend in dieses Verhältnis einzugreifen, bei zu geringer Kalorienleistung des Brennstoffbettes, kenntlich am sinkenden Dampfdruck, neue Kohlen aufzuwerfen und bei zu großer, durch blasende Überdruckventile angezeigt, das Feuer zu dämpfen. Nicht in gleicher Weise selbsttätig wird bekanntlich die Kesselspeisung geregelt, hier könnte eine Wasserstandsregelung, wie sie in ortsfesten Dampfkesseln üblich ist, die Bedienung der Lokomotive noch vereinfachen. Dank des großen Speichervolumens zwischen höchstem und

niedertem Wasserstand des Großwasserraumkessels und dank der reichlich bemessenen Speisepumpe machen die Zeitkonstanten dieser Regelstrecke die Handregelung noch technisch möglich. Immerhin verlangt die Speisewasserzermessung auf der Lokomotive viel Aufmerksamkeit und Erfahrung und Fehler hierbei verursachen manchmal erhebliche Schäden. Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 94 (1939), S. 101.

Um nun die heute allgemein verwendete Kolbenlokomotive zu verstärken und für hohe Geschwindigkeiten geeignet zu machen, sind beachtliche Schwierigkeiten zu überwinden. Da die Umlaufzahl der Dampfmaschine durch die Beschleunigungskräfte der hin- und hergehenden Massen beschränkt ist, müssen die Treibräder vergrößert werden. Statt der bisher ausreichenden Durchmesser von 1750 bis 1900 mm muß man zu Rädern von 2000 bis 2300 mm übergehen. Damit steigt aber das Gewicht der unabgefederten Massen. Die Gegengewichte an den Rädern verlangen sorgfältig überlegte Bemessung, aber auch die genaueste Untersuchung der Wuchtverhältnisse kann die bei jeder Umdrehung auftretende Be- und Entlastung der Schiene nicht zum Verschwinden bringen. Der Kessel füllt den Lichtraum der Fahrzeugumgrenzung immer mehr aus und läßt nur noch einen schmalen Schlitz für das Fenster im Führerhaus frei. Die Schippleistung des Heizers erreicht die Grenze menschlicher Leistungsfähigkeit und muß durch mechanische Rostbeschicker ersetzt werden; die unglückliche Lage dieser zwischen Lokomotive und Tender erschwert ihre Konstruktion und bedingt eine Menge störungsanfälliger Gelenke.

Da die Profillumgrenzung und der Achsdruck eine Breitenentwicklung nicht mehr zulassen, äußert sich die Leistungserhöhung fast ausschließlich in einer weiteren Längenzunahme und einer Vergrößerung der Achsanzahl der Lokomotiven. Das letzte Ergebnis in dieser Hinsicht stellt die 3'BB 3' der Pennsylvania Rd. dar, die mit ihrem achtschigen Tender zusammen 481 t wiegt. Sie ist bestimmt für Schlepplasten von 1200 t bei 160 km/h und hat hierfür eine indizierte Zylinderleistung von 4800 kW. Bei dem auf europäischen Bahnen üblichen Achsdruck von 20 t würden mit dieser Achsanordnung etwa 3200 kW zu erzielen sein.

Wie steht es nun um die Dampflokomotive in energiewirtschaftlicher Hinsicht? Seitdem die Deutsche Reichsbahn ihr Versuchswesen (vgl. Nordmann, Techn. Rundschau 1941, Nr. 19) in vorbildlicher Weise ausgestaltet hat, besitzen wir aufschlußreiche Einblicke in den Energieumsatz der Dampflokomotive. In Zahlentafel 1 sind für eine neuere Stromlinienlokomotive die thermischen Wirkungsgrade aufgeführt, die bei Versuchsfahrten gemessen wurden. Mit η_{K_0} ist der thermische Wirkungsgrad bezogen auf den Kolbenboden bezeichnet; er gibt an, wieviel vom Hundert der in die Feuerung geschaukelten

Zahlentafel 1.

Thermische Wirkungsgrade neuzeitlicher Dampflokomotiven für hohe Geschwindigkeiten, nach Messungen von Nordmann,

Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 93 (1938), S. 223.

a) 2 C 2 Reihe 05 mit Tender 5 T 37 (zusammen 213 t Dienstgewicht)

$N_i = 1700$ kW Zylinderleistung bei 160 km/h.

	60	80	100	120	140	160 km/h
$\eta_{K_0} =$	8,20	8,52	8,75	9,04	9,12	9,30 %
$\eta_Z =$	7,42	7,42	7,30	7,07	6,33	5,36 %
$\eta_u =$	0,905	0,870	0,835	0,773	0,694	0,578

b) 2 C 2 Tenderlokomotive Reihe 61 (125 t Dienstgewicht mit vollen Vorräten):

$N_i = 1050$ kW Zylinderleistung bei 160 km/h.

$\eta_u =$	0,862	0,780	0,699	0,609	0,492
------------	-------	-------	-------	-------	-------

Kohle als indizierte Dampfarbeit gewonnen wird. Wie man sieht, sind das noch nicht 10%, genau 9,3% bei 160 km/h. Bei mittlerem Abnutzungszustand der Maschine und bei etwas

weniger gut beaufsichtigten Fahrten wird diese Zahl kaum über 8,5 hinausgehend angenommen werden dürfen. Von der Zylinderleistung wird noch ein erheblicher Anteil zur Überwindung des Lokomotivwiderstandes verbraucht, als eigentliche Zugförderungsarbeit wird nur der mit η_z bezeichnete Anteil der im Brennstoff enthaltenen Wärmemenge am Tenderzuhaken nutzbar. Bei den Versuchsfahrten der 05 waren das 5,36%. Im normalen Fahrdienst wird diese Zahl 5% nicht überschreiten; verglichen an den Wirkungsgraden der ortsfesten Kondensationskraftwerke und an denen der Ölmotoren ist dies ein wahrlich bescheidenes Ergebnis. Als Verhältnis von η_z zu η_{Ko} ist noch die Zahl η_u in die Zahlentafel 1 aufgenommen, sie liefert ein Maß für den Eigenwiderstand der Lokomotive im Verhältnis zu dem des geschleppten Zuges. $N_i(1-\eta_u)$ ist die zur Fortbewegung der Lokomotive benötigte Leistung. Wie der Vergleich der Widerstandszahlen η_u der kräftigen 05 mit der weniger starken 61 zeigt, wird η_u bei leistungsfähigeren Lokomotiven besser. Es ist dies eine Folge des nahezu gleichen Luftwiderstandes, der bei der gleichen äußeren Gestaltung zum größeren Teil vom Fahrzeugquerschnitt und zum kleineren von seiner Oberfläche abhängt. Je mehr die für das gleiche Lichtmaß gebaute Lokomotive leistet, desto besser wird η_u . Es ist also bei hohen Fahrgeschwindigkeiten wirtschaftlich vorteilhaft, möglichst starke Lokomotiven vor gut ausgelasteten Zügen verkehren zu lassen, ein Gesetz, das nicht nur für den Dampfzug, sondern für alle Antriebsarten gilt.

Das Haupthemmnis, das der Dampflokomotive in Hinsicht auf höhere Reisegeschwindigkeiten anhaftet, ist ihr geringer Fahrbereich. Zum Teil folgt dies aus dem schlechten thermischen Wirkungsgrad, die Hauptursache dafür ist jedoch der Wasserverbrauch infolge des Auspuffbetriebes. Die 05 verarbeitet bei einer Nennlast am Kolbenboden von $N_i = 1700 \text{ kW}$ stündlich folgende Vorräte:

1. Kohle (Wärmeaufwand $860/0,085 = 10\,120 \text{ kcal/kWh}$)
 $1700 \cdot 10\,120/7000 = \dots \dots \dots 2460 \text{ kg/h}$
 2. Wasser (Dampfverbrauch etwa $6,2 \text{ kg/PSih}$)
 $1700 \cdot 1,36 \cdot 6,2 = \dots \dots \dots 14\,320 \text{ kg/h}$
- zusammen 16780 kg/h

Der fünfachsigige Reichsbahntender 2' 3 T 80 St faßt bei 34 t Leergewicht 10 t Kohle und 38 m³ Wasser. Sein Wasservorrat reicht also nur für 2 Stdn. 39 Min. oder 425 km Vollaststrecke. Die künftige Gestaltung eines europäischen Schnellzugnetzes wird aber in wachsender Zahl längere Zugläufe vorsehen und den Lokomotivwechsel nach je 2½ Stdn. als große Behinderung empfinden. Die Einführung achtachsiger Tender könnte die Laufzeit auf etwa vier Vollaststunden erhöhen, doch ist auch der hiermit erzielbare Aktionsradius noch ungenügend, so daß man die großen Tendervorräte als am meisten ins Gewicht fallenden Nachteil der Dampflokomotive bezeichnen muß. Das Verhältnis Kohle zu Wasser gleich 1:3,8 in den üblichen Tendern läßt übrigens auf einen noch unterhalb 8½% liegenden betriebsmäßigen thermischen Wirkungsgrad schließen, denn dem Bestwert der Versuchsfahrten würde ein Verhältnis 1:6,3 entsprechen.

Das Leistungsgewicht, bezogen auf die Maschinenleistung an der Treibachskurbel, beträgt etwa für:

deutsche		amerikanische Baumuster		
		(nach C. T. Ripley,		
		Trans. A. S. M. E. 62 (1940) p. 347)		
05	61	2 C 2	2 D 2	3 BB 3
140	132	130	107	112 kg/kW,

worin als Bezugseinheit das Dienstgewicht von Lokomotive und Tender mit vollen Vorräten angenommen wurde. Die Tendervorräte betragen gewöhnlich etwa ¼ des Dienstgewichts bei Fahrtbeginn. Hinsichtlich des Beschaffungspreises liegt die Dampflokomotive, verglichen mit anderen Antriebsarten, gün-

stig, die Preise je Kilogramm Leergewicht bewegen sich um $\mathcal{R}M$ 1,60, entsprechend 1,30 je Kilogramm Dienstgewicht, so daß die Einheit der Lokomotivleistung auf etwa $1,30 \cdot 140 = 180 \mathcal{R}M/\text{kW}$ zu stehen kommt; amerikanische Veröffentlichungen geben 47 \$/kW an.

Zahlentafel 2.

Leistungsgewichte von Fahrdraktlokomotiven, bezogen auf die Stundenleistung.

Bautype:	E 44	E 16	E 18	SBB/ Gotthard	Lötsch- berg
Achsanordnung:	B ₀ +B ₀	1 D ₀ 1	1 D ₀ 1	2x(1 B ₀ 1 B ₀ 1)	1 C ₀ -C ₀ 1
Dienstgewicht:	80	110	109	233	142 t
Leistungsgewicht:	36,4	37,6	36	26,2	32 kg/kW

b) Elektrische Lokomotiven.

Im Gegensatz zur Dampflokomotive bereitet der Einbau einer ausreichenden Leistung in die Fahrdraktlokomotive keinerlei Schwierigkeiten. Die Vielfach- und Fernsteuerung ist mit Hilfe des elektrischen Stromes leicht zu bewerkstelligen und gestattet, eine beliebig große Leistung von einem Führerstand aus zu steuern. Die von der neuzeitlichen Einphasenlokomotive erreichten Leistungsgewichte, bezogen auf die Stundenleistung, die etwa 15% größer als die Dauerleistung an der Motorwelle ist, liegen um etwa 32 bis 37 kW und sind durch bessere Kühlung und erhöhte Drehzahl der Motoren noch bis 29 kg/kW abzusenken, so daß in einer 1 Do 1 von 115 t Gewicht etwa 4000 kW eingebaut werden können. Zum Teil ist diese Zahl schon überholt, die E 19 der Reichsbahn ist bekanntlich schon mit knapp 6000 kW gefahren worden.

Was die Triebwerksdynamik anbetrifft, so schafft der elektrische Antrieb die günstigsten Voraussetzungen für einen ruhigen Lauf; die Motoren weisen nur umlaufende Massen auf und der Einzelachsantrieb vermeidet die fluktuierenden Kräfte des Kuppelgestänges. Trotz der großen eingebauten Leistung werden die Lokomotiven verhältnismäßig kurz, die einrahmige 1 Do 1 wird für absehbare Zeit auch für den schwersten Reiseverkehr ausreichen.

Hinsichtlich des Energieaufwandes für die Zugförderung kommt der Elektrolokomotive der gute thermische Wirkungsgrad des ortsfesten Kraftwerkes zugute, dazu dessen billige Stromerzeugung in der Großdampfturbine. Für diese darf man annehmen, daß etwa 25% der Brennstoffwärme als Nutzleistung an den Generatorklemmen erscheinen. Infolge der Umspann- und Leitungsverluste geht zwar auf dem Weg bis zum Stromabnehmer hiervon wieder ein Viertel verloren, so daß am Fahrdrakt rund 18,5% des Brennstoffheizwertes als Strom entnommen werden können. Bis zur Motorwelle gehen nochmals 20% verloren, und es verbleiben schließlich mit $\eta_u = 0,7$ vor schweren Zügen bei 160 km/h als Zughakenleistung $0,7 \cdot 0,8 \cdot 18,5 = 10,35\%$ als vergleichbarer Wert η_z der Fahrdraktlokomotive übrig. Das ist rund das Doppelte der Dampflokomotive und diese Energieersparnis allein rechtfertigt schon auf Strecken größerer Verkehrsdichte die Elektrisierung. Leider verbieten die hohen Anlagekosten der Fahrleitungen, der Kraftwerke und der Stromverteilungseinrichtungen sowie deren Empfindlichkeit gegen außergewöhnliche Störungen eine allgemeine Einführung des elektrischen Betriebes. Wie wir weiter unten sehen werden, besteht Aussicht, auch die kohlegefeuerte Lokomotive mit eigener Kraftmaschine so weit zu verbessern, daß sie den η_z -Wert der Fahrdraktlokomotive erreicht. Damit entfällt der wirtschaftliche Anreiz zur Elektrisierung wenigstens für die Länder, die ausreichende Kohlevorkommen besitzen.

Die Anschaffungskosten der elektrischen Lokomotive liegen um 3,80 bis 4,20 $\mathcal{R}M/\text{kg}$, so daß der auf die Leistungseinheit bezogene Preis mit etwa 140 $\mathcal{R}M/\text{kW}$ angenommen werden kann. Die elektrische Lokomotive allein wäre demnach sogar

billiger als die dampfgetriebene, für einen gesamtwirtschaftlichen Vergleich müssen natürlich die Kosten für die ortsfesten Einrichtungen mit berücksichtigt werden, und diese betragen ein Vielfaches des Fahrzeugpreises.

Solange die Fahrleitungsnetze noch auf kleinere Bezirke beschränkt sind, kann die elektrische Lokomotive nicht mit wesentlichem Nutzen im Fernschnellzugsdienst eingesetzt werden. Was sie dank ihrer größeren Leistung an Fahrzeit einbringt, geht am Endpunkt des Netzes wieder dadurch verloren, daß sie den Zug an eine andere Lokomotive abgeben muß. Der große Vorteil, den die entfallenden Tendervorräte für die Fahrdratlokomotive für sich buchen kann, wird durch diese Beschränkung teilweise wieder wettgemacht.

c) Diesellokomotiven.

Während in Europa der Dieselmotor vorzugsweise in Triebwagen zu finden ist, daneben aber auch im Rangierdienst sich schon weitgehend durchgesetzt hat, hat er in Amerika in den letzten Jahren in größerem Umfange auch den schweren Streckendienst erobert. Die stärkste Diesellokomotive, die gegenwärtig auf der Union Pacific Rd. in Dienst steht, hat eine eingebaute Leistung von 4000 kW.

Da der Dieselmotor bei Stillstand kein Drehmoment ausüben kann, ist er zum unmittelbaren Antrieb der Treibräder ungeeignet. Zwischen Treibachse und Kurbelwelle des Motors muß ein drehzahlveränderliches Getriebe eingeschaltet werden, um mit laufendem Motor anfahren und größere Drehmomente bei verringerter Geschwindigkeit abgeben zu können. Die vielfältigen Versuche, eine billige mechanische, hydraulische oder pneumatische Kraftübertragung für diesen Zweck zu entwickeln, haben sämtlich bisher noch zu keiner brauchbaren Lokomotivbauart geführt. Als wirklich betriebssicher hat sich nur die elektrische Übertragung erwiesen; wahrscheinlich wird sie auch in Zukunft nicht verdrängt werden, denn nur mit ihr ist es möglich, die Annehmlichkeiten des Einzelachsantriebes auszunützen, ohne andere Nachteile dafür eintauschen zu müssen. Wir können deshalb die nachstehende Betrachtung auf die dieselelektrische Lokomotive beschränken. Soweit sie von der elektrischen Kraftübertragung herrühren, gelten die bei der Fahrdratlokomotive erwähnten Vorteile natürlich auch für die dieselelektrische. Neben dem erwähnten Einzelachs-antrieb ist es die Vielfachsteuerung und die leichte Austauschbarkeit der Einzelteile, die dieser Antriebsart von vornherein auch bei gleicher Zughakenleistung eine gewisse Überlegenheit über die Dampflokomotive sichern. Sowohl die Fahrmotoren als auch die Dieselgeneratoren können für Personen- und Güterzugdienst weitgehend übereinstimmen, überhaupt zeichnet sich die dieselelektrische Lokomotive dadurch aus, daß die gleiche Bauart ohne große Abweichungen für jeden Dienst verwendbar ist. Das höhere Gewicht auf den Treibachsen reicht auch für schweren Güterzugdienst, so daß man tatsächlich für alle Zwecke die gleiche Lokomotivbauart nur mit anderer Zahnradübersetzung zwischen Motorwelle und Treibrad einsetzen kann. In dieser Beziehung übertrifft sie an Einheitlichkeit sogar die Fahrdratlokomotive.

Die im Bahnbetrieb verwendeten Dieselmotoren sind heutzutage durchweg stehende Vielzylindermaschinen, entweder einreihig mit sechs oder acht Zylindern, oder auch zweireihig mit 12 oder 16. Die Leistung je Motor liegt bei 650 bis 750 kW, so daß für eingebaute Leistungen von 2500 bis 3000 kW stets vier Motoren notwendig sind. Die verhältnismäßig weitgehende Unterteilung der Dieselleistung auf 24 und mehr Zylinder hat ihren Grund in einer spezifischen Eigenschaft der Kolbenmotoren, nämlich mit steigender Zylinderleistung schwerer zu bauen. Da die Drehzahl des Motors von der Kolbengeschwindigkeit begrenzt wird, kann er um so schneller laufen, je kleiner sein Kolbenhub ist, d. h. je kleiner seine Zylinderabmessungen

sind. Wenn die Zylinderabmessungen zweier Motoren sich wie 2 zu 1 verhalten, kann der kleinere bei gleichen Spannungen in den Bauteilen die doppelte Drehzahl haben, d. h. auf einen Liter Zylinderinhalt bezogen doppelt so viel Brennstoff und Luft in der Zeiteinheit durchsetzen wie ein großer Motor. Die Literleistung eines Motors ist (Bezeichnungen nach Hütte II, 26. Aufl., S. 521):

$$N_L = \frac{N}{V_h} = \frac{P_m \cdot F_K \cdot n_a \cdot S}{F_K \cdot h \cdot 102 \cdot 60} = p_m \cdot \frac{n_a}{612} = p_m \cdot \frac{c_m}{40,8 \cdot S} \left(\frac{\text{kW}}{\text{l}} \right)$$

wenn mit p_m der mittlere indizierte Druck (kg/cm^2), mit c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit (m/sec) und mit S der Hub (m) bezeichnet wird (Viertaktmotoren). Das Litergewicht G_L (kg/l) hängt vom Verwendungszweck und von der Lebensdauer ab, für die der Motor entworfen ist, es beträgt bei Flugmotoren 8 bis 12 kg/l , bei Kraftwagenmotoren 40 bis 50 kg/l und kann bei schweren Schiffsmotoren auf 120 bis 200 kg/l ansteigen. Der mittlere Kolbendruck liegt bei 7 bis 9 kg/cm^2 und die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei 7 bis 11,5 m/sec . Aus den Zahlen G_L und N_L ergibt sich das Leistungsgewicht des Motors zu $G_N = G_L/N_L$ (kg/kW). Es liegt bei den ausgeführten Lokomotivmotoren in den Grenzen $G_N = 40/13$ bis $100/5 = 3,1$ bis 20 kg/kW . Natürlich hat der leichte Motor eine geringere Lebensdauer als der schwere. Für den Schnellzugsdienst, wo lange Lokomotivläufe und große Betriebssicherheit verlangt werden, wird man deshalb etwas schwerere Motoren vorziehen. Zumal die übrigen Teile der Lokomotive, die elektrische Kraftübertragung und der Fahrzeugteil Gewichtsanteile von etwa 18 und 40 kg/kW ergeben. Insgesamt erhält man als Leistungsgewicht der betriebsfertigen Lokomotive etwa die in Tafel 3 enthaltenen Zahlen.

Zahlentafel 3.

Gewichte dieselelektrischer Lokomotiven.

	Amerik. Standard	Rumänien	Schweiz	D. R. B. ¹⁾
Anordnung . . .	$C_0-C_0+C_0-C_0$	$2D_0+1D_0$	B_0-B_0	1 C 1
Leistung . . .	3000	3250	900	1000 kW
Dienstgewicht . . .	275	230	65,5	75 t
$G/N =$. . .	92	71	73	75 kg/kW

¹⁾ dieselhydraulische Lokomotive.

In betrieblicher Hinsicht unterscheidet sich die Diesellokomotive wesentlich von der Dampflokomotive durch den viel größeren Aktionsradius. Von dem Motorkühlwasser gehen nur unbedeutende Mengen während der Fahrt verloren und der gute thermische Wirkungsgrad des Dieselmotors bedingt einen wesentlich geringeren Brennstoffvorrat. Die Diesellokomotive begnügt sich mit einem Brennstoffverbrauch von $B_1 = 240 \text{ g/kWh}$ an der Motorkupplung oder $B_z = B_1/\eta_{el} \cdot \eta_u = 240/0,85 \cdot 0,578 = 0,5 \text{ kg/kWh}$ am Zughaken. Für die gleiche Streckenleistung kommt demnach die Diesellokomotive mit rund 1/30 des Vorratsgewichtes der gleichstarken Dampflokomotive aus. Für eine achtstündige Vollauffahrt braucht sie $8 \cdot 0,24 = 1,92 \text{ kg/kW}$ an Brennstoff, das sind 2,7% ihres Dienstgewichtes. Für die gleiche Laufleistung müßte die Dampflokomotive (rund 10 kg/kWh Vorratsverbrauch) etwa 80% ihres Leergewichtes im Tender mitführen! Man kann also praktisch jeden in Europa vorkommenden Zug mit Dieselmotoren ohne Lokomotivwechsel durchfahren. Diese Tatsache erklärt auch die große Beliebtheit der Diesellokomotive im Schnellzugsdienst der USA., wo von 60 Expreßzügen im Jahre 1939 schon 40 mit Diesellokomotiven gefahren wurden. Die Beschaffungskosten werden mit etwa 120 $\text{\$/kW}$ angegeben, liegen also beim 2½-fachen derjenigen einer Dampflokomotive gleicher Leistung. Bei einem Kohlenpreis von 2,5 Pf./kg und einem Ölpreis von

15 Pf./kg besteht praktisch kein Unterschied in den Brennstoffkosten. Dank der guten Pflege, die diese Maschinen erfahren und zufolge der guten Zugänglichkeit der Maschinenanlage während der Fahrt auch erfahren können, vollbringen sie beachtliche Laufleistungen, vor dem „Denver-Zephyr“ legen sie z. B. 1660 km als Tageslauf zurück. Jährliche Laufleistungen von 360 000 km gelten als erreichbar.

d) Die Turbinenlokomotive.

Oggleich der Dieselmotor hinsichtlich seines niedrigen Brennstoffverbrauchs und seines geringen Leistungsgewichtes die heute und in absehbarer Zukunft zu stellenden Anforderungen an eine Antriebsmaschine für schnellen Eisenbahnverkehr erfüllt, stellt er doch noch nicht das Endziel der für diesen Zweck zu erstrebenden Kraftanlage dar.

Wie der Kolbendampfmaschine, so sind auch dem Dieselmotor hin- und hergehende Triebwerksteile eigentümlich, die während des Laufs rhythmisch wechselnde Massenkräfte äußern. Zwar gelangen diese bei der dieselelektrischen im Gegensatz zur Kolbendampflokomotive nicht mehr in das Laufwerk des Fahrzeugs, sondern bleiben innerhalb des Motorgehäuses; aber auch an dieser Stelle verursachen sie hohe Wechselbeanspruchungen, Dauerbruchgefahr durch Werkstoffermüdung, Lockerung von

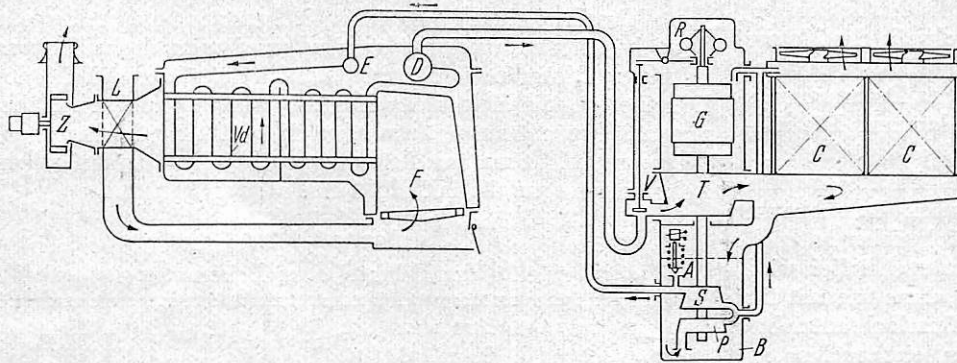


Bild 1. Schema einer Dampfkraftanlage für bei hoher Temperatur siedende Stoffe zum Antrieb von Lokomotiven.

Schraubenverbindungen und Resonanzen schwingungsfähiger Teile mit ihren unangenehmen Folgen. Dazu kommt die Abnutzung der aufeinander gleitenden Flächen, die vielen gegeneinander arbeitenden Nocken, Stößel, Ventile, Einspritzpumpen, welche sorgfältige Wartung und rechtzeitige Auswechslung schadhafter Teile zur Bedingung machen, wenn die Diesellokomotive ihre Dienstbereitschaft behalten soll. Schließlich verbreiten die großen, schnellläufigen Motoren ziemlich viel Lärm, der im Eisenbahndienst wegen der akustischen Signale noch unerwünschter ist als in irgendeinem anderen Betrieb.

Deshalb ist es nicht verwunderlich, daß man auch die hinsichtlich ihrer Laufruhe und Abnutzung der arbeitenden Teile besonders günstig sich verhaltende Dampfturbine als Lokomotivkraftmaschine zu verwenden versuchte.

Ähnlich wie die Diesellokomotive begann auch die Entwicklung der Turbinenlokomotive, wenn man von einem Vorläufer absieht, mit den nach dem Weltkrieg einsetzenden Versuchen, die Leistung der Dampfturbine über mechanische Zwischenglieder, Zahnräder und Kuppelstangen auf die Treibräder zu übertragen. Fast gleichzeitig traten die Bauarten von Zoelly und Ljungström in Erscheinung, die vor allem eine bessere Wärmeausnutzung durch Expansion des Dampfes in das Unterdruckgebiet zum Ziele hatten. Zu der aus Kessel und Kraftmaschine bestehenden bisherigen Kraftanlage der üblichen Lokomotive gesellte sich als drittes Hauptteil ein Kondensator hinzu.

Auf dem schon vom Kessel fast ausgefüllten Lokomotiv-

fahrzeug war dieser nicht mehr unterzubringen, sondern mußte auf den Tender verwiesen werden. Die hierdurch bedingte Teilung der Kraftanlage auf zwei gegeneinander bewegliche Fahrzeugteile brachte aber erhebliche konstruktive Schwierigkeiten mit sich. Bei der Ljungströmlokomotive wurde Kessel und Kohlenvorrat auf den „Lokomotivrahmen“ gestellt, der nur noch Laufachsen enthielt. Die Turbine wurde mit dem Kondensator zusammen auf dem Tenderfahrzeug untergebracht, das mit Treibachsen ausgestattet wurde und damit die eigentliche Rolle der Lokomotive übernahm. In der Zoellylokomotive baute man die Turbine an der Stelle ein, die bisher die Kolbendampfmaschine innehatte, nämlich unter der Rauchkammer des Kessels und der Tender bekam eine Rückkühlanlage für das Kühlwasser. Beide Bauarten haben nicht den Erwartungen entsprochen, die man auf sie gesetzt hatte. Der Kohlenverbrauch dieser Maschinen war nicht soviel besser, daß sich ihr Einsatz in größerem Umfange unter Inkaufnahme der vierteiligeren Kondensationseinrichtung gelohnt hätte. Zwar konnte ein thermischer Wirkungsgrad von 13,4% auf die Treibachskurbel bezogen bei Versuchsfahrten mit voller Geschwindigkeit erzielt werden, gegen 11% bei den besten Kolbenlokomotiven, doch wurde dieser Gewinn großenteils wieder aufgezehrt durch den mehrfach höheren Dampfbedarf während der Anfahrt. Die Kondensationseinrichtung mit ihren Hilfsmaschinen war ferner nicht betriebssicher genug für den rauhen Eisenbahnbetrieb, die vielen Gelenkrohre zwischen Lokomotive und Tender verursachten Anstände, die Aufstellung der meisten Hilfsmaschinen an während der Fahrt unzugänglichen Stellen erschwerte deren Wartung und ihr Antrieb durch unwirtschaftliche Kleindampfturbinen verschlechterte die thermische Güte der Gesamtanlage. Deshalb verzichtete man später auf die Kondensation und baute reine Auspuffturbinenlokomotiven, die sich aber auch nur in geringem Umfange einführen konnten, denn der wichtigste

Vorzug der Turbine, durch größeres Expansionsverhältnis zwischen ein- und austretendem Dampf ein höheres Wärmefälle zu verarbeiten als die Kolbendampfmaschine, wurde mit dem Verzicht auf die Kondensation aufgegeben. Eine kleine Serie solcher Auspuffturbinenlokomotiven ist in Schweden in Betrieb, wo sie hauptsächlich im Güterzugsdienst auf längeren Steigungen verwendet werden, ein Dienst, bei dem die Anfahrtperiode von kürzerer Dauer ist und sich deshalb nicht so ungünstig auf den Gesamtkohlenverbrauch bemerkbar machen kann. Eine gewisse Verwicklung bringt beim unmittelbaren Antrieb der Treibachsen die Umsteuerung mit sich; da die Turbine nur in einer Drehrichtung läuft, muß entweder ein umschaltbares Getriebe oder eine besondere Rückwärtsturbine vorgesehen sein. Setzt man diese auf die Welle der Hauptturbine, so läuft sie dauernd mit, und ihr Leerlaufkraftbedarf verschlechtert den Kupplungswirkungsgrad bei Vorwärtsfahrt. Eine abschaltbare Rückwärtsturbine dagegen verlangt besondere Schaltkupplungen. Schließlich zwingt der unmittelbare Achsantrieb zur Anwendung des Stangentriebwerks, bei dem auf jede Radumdrehung das Gestänge von einer höchsten Druckkraft über Null zu einer höchsten Zugkraft und zurück be- und entlastet wird, was zu Rüttelschwingungen und erhöhtem Verschleiß führen muß.

Auch bei der Turbinenlokomotive stellt die elektrische Kraftübertragung das einzige Mittel dar, um alle diese Nachteile zu vermeiden. Durch Umpolen der Motoren kann die Fahrtrichtung gewechselt werden, und in beiden Richtungen steht die volle Leistung und die volle Geschwindigkeit zur

Verfügung. Man spart also die Rückwärtsturbine samt ihren Schalt- und Regeleinrichtungen. Die Motoren können in Drehgestellen mit Einzelachsenantrieb untergebracht sein; der auf diese Drehgestelle aufgesetzte einteilige Rahmen bekommt eine genügende Länge, um die ganze Kraftanlage, Kessel, Turbine und Kondensator, zu einem einzigen starren Gebilde zu vereinigen, so daß dazwischen keine gelenkigen Rohrverbindungen mehr notwendig sind. Beim elektrischen Antrieb kommt auch den Hilfsmaschinen der bessere Wirkungsgrad der Hauptturbine zugute, so daß ihr Anteil am Gesamtwärmeverbrauch kleiner bleibt als bei Antrieb durch besondere Kleinturbinen. Schließlich kann bei der Aufstellung der betriebswichtigen Teile mehr Rücksicht auf gute Zugänglichkeit während der Fahrt genommen werden (was gerade bei Lokomotiven für lange Streckenläufe sehr wichtig ist), da der Radantrieb nicht mehr die Unterbringung der Hauptturbine festlegt.

anordnung $2 C_0 - C_0 2 + 2 C_0 - C_0 2$ für ihre schweren Challenger-Stream lined trains (zwischen Omaha und Los Angeles) in Auftrag, die 1939 in Dienst gestellt wurde. Jede Halblokomotive leistet 1850 kW und enthält eine Dampfkraftanlage mit 105 at Frischdampfdruck bei $490^{\circ} C$ Eintrittstemperatur in die Turbine. Diese hat zehn Stufen in zwei Gehäusen und treibt den Stromerzeuger über ein Untersetzungsgetriebe an. Der Zwanglauf-Wasserrohrkessel ist mit Ölfeuerung und mit selbsttätiger Regelung ausgestattet. Die ganze Kraftanlage einschließlich Kondensator ist fest auf dem Fahrzeugrahmen aufgebaut und mit einem Stromliniengehäuse umgeben, innerhalb dessen alle Teile während der Fahrt besichtigt werden können. Der Führer sitzt in einer vorn angeordneten Kabine und ist von der Aufsicht über die Maschinenanlage weitgehend entlastet. Mit einem Vorrat von $11,5 m^3$ Heizöl und $15 m^3$ Wasser wiegt die Einheit 236 t, ihr Leistungsgewicht beträgt

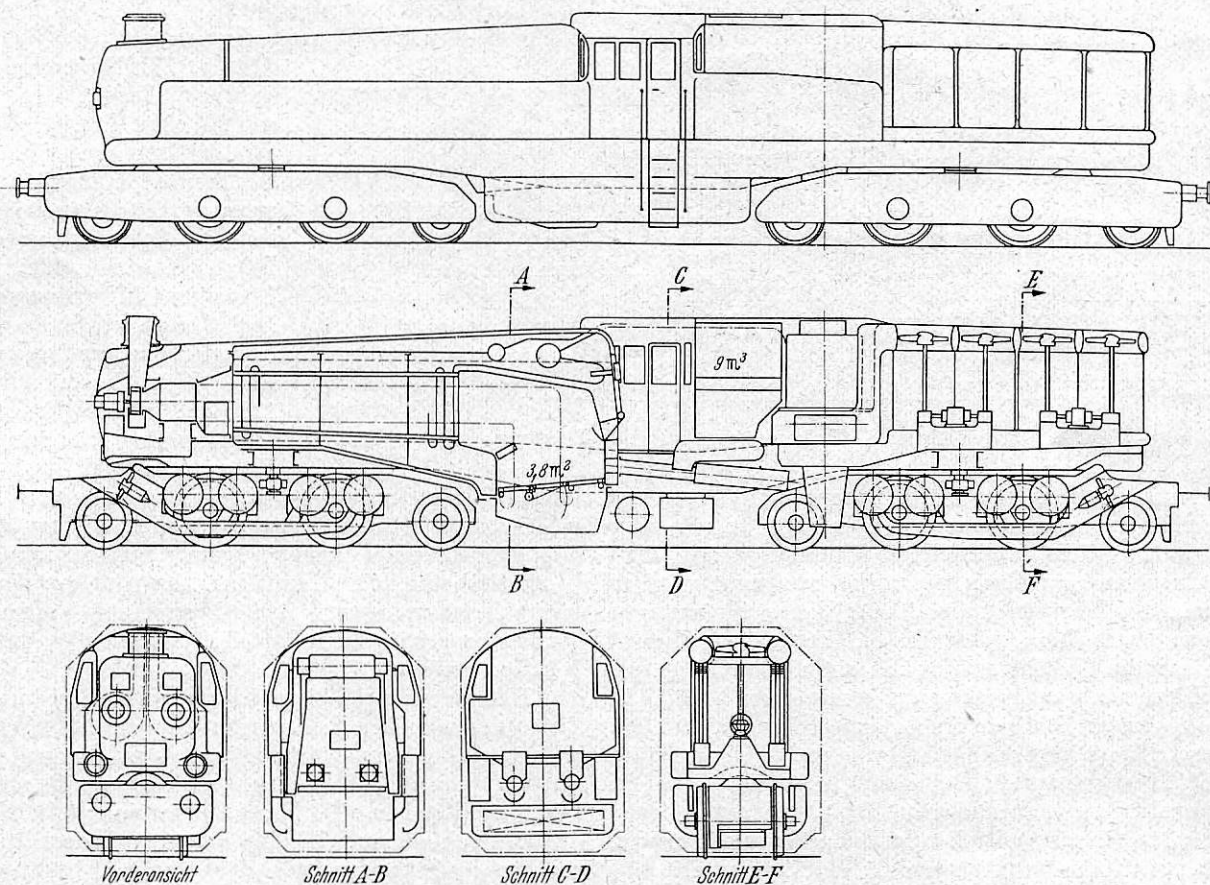


Bild 2. Turboelektrische Lokomotive mit Kraftanlage nach Bild 1.

Vom turboelektrischen Antrieb darf also beste Eignung für den schweren Schnellzugsdienst erwartet werden. Diese Erkenntnis ist nicht neu, schon bald nach dem Aufkommen der Dampfturbine in den achtziger Jahren des vorigen Jahrhunderts entwarf Heilmann seine „Thermolokomotive“, die auch um 1895 gebaut wurde und 1896 eine Anzahl Versuchsfahrten durchführte. Leider war dies eine verfrühte Pioniertat, denn es war weder die elektrische Kraftübertragung schon genügend durchentwickelt, noch hatte die Dampfturbine eine ausreichende Reifezeit hinter sich, um dem Wagnis einer solchen Neukonstruktion genügend Erfolgsaussichten zu bieten. Der Mißerfolg mit dieser Maschine schreckte auf lange Zeit vor weiteren Versuchen ab, so daß diese Antriebsart bis heute in Europa leider noch nicht wieder in Erscheinung getreten ist. In Amerika nahm das Wagnis, eine solche Maschine zu beschaffen, im Jahre 1936 die Union Pacific Rd. auf sich [Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 94 (1939), S. 382]. Sie gab eine Doppel-lokomotive für 200 km/h Höchstgeschwindigkeit der Achs-

dennach 128 kg/kW. Als Heizölverbrauch werden 0,73 kg/kWh genannt (die Zahl ist nicht ganz klar, da die Bilanzstelle für diesen Verbrauch, Turbinenkupplung, Generatorklemmen oder Motorwelle, in der Quelle nicht genannt ist), so daß mit den Vorräten rund 14500 kWh geleistet werden können, was für knapp acht Vollastfahrstunden ausreicht. An sich ist der diesem Heizölaufwand entsprechende thermische Wirkungsgrad von knapp 12% nicht besonders hoch und übertrifft den der besten Kolbenlokomotiven nur wenig. Da die Maschine aber fast kein Wasser verbraucht, kann sie wesentlich längere Strecken zurücklegen als eine solche. Dieser Umstand wird für ihre Beschaffung ausschlaggebend gewesen sein. Als Anlagekosten werden 150 \$/kW genannt, was dem 3,2fachen der Kolbendampflokomotive gleichkommt.

Auch diese Lokomotive ist noch nicht als Endziel für den turboelektrischen Antrieb anzusehen. Die weitere Entwicklung wird möglicherweise die Verbrennungsturbine bringen, wenigstens für solche Länder, die über ausreichend Heizöl verfügen,

um größere Mengen für die Zuförderung verwenden zu können. Mit solchen Ölturbinen sind bereits thermische Wirkungsgrade von 18% an der Kupplung erreicht worden. Der Fortfall von Kessel und Kondensator läßt auch auf ein geringeres Leistungsgewicht hoffen. Die eben fertiggestellte Ölturbinenlokomotive von 1500 kW der Schweizer Bundesbahn wiegt 62,5 kg/kW, wovon 16 kg/kW auf die Ölturbinenanlage und 17 kg/kW auf die elektrische Übertragung entfallen. Für den thermischen Wirkungsgrad am Radumfang sind etwa 13% zu erwarten.

Eine weitere bisher wenig beachtete Möglichkeit, Turbokraftanlagen für Lokomotivantrieb zu bauen, ergibt sich dadurch, daß man statt des Wasserdampfes einen anderen besser geeigneten Stoff als Energieträger in der Dampfturbine arbeiten lassen kann. Man ist dann hinsichtlich des thermischen Kreislaufs nicht mehr an die physikalischen Eigenschaften des Wassers gebunden, sondern kann z. B. die Siedetemperatur wesentlich höher legen, um auf diese Weise das nutzbare Temperaturgefälle und damit die Energieausbeute zu erhöhen.

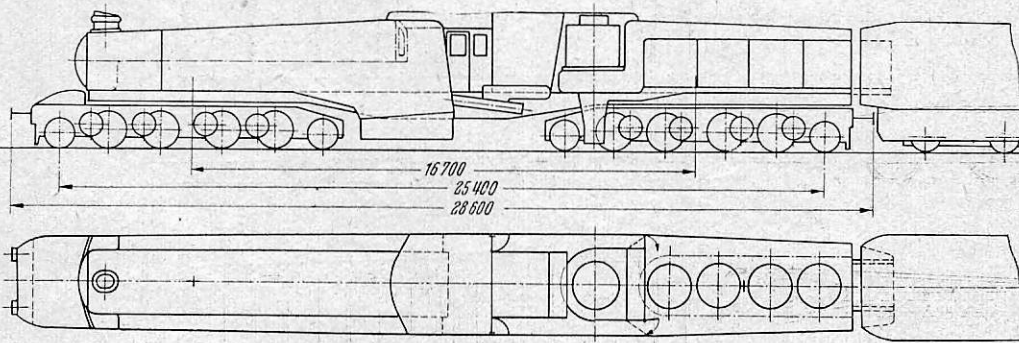


Bild 3. Turbogelektische Lokomotive für große Leistung.

Ferner kann man Stoffe wählen, deren Dämpfe sich durch eine möglichst große Massendichte auszeichnen, d. h. Stoffe mit hohem Molekulargewicht, wodurch die Umfangsgeschwindigkeiten der Turbinenschaufelung wesentlich erniedrigt werden und sich schon bei Leistungen von 1000 kW gute Strömungsverhältnisse in der Turbine erzielen lassen. Eingehende Untersuchungen über die Größenordnung des auf diesem Wege erreichbaren Wärmeverbrauchs lehrten, daß mit einem bei 350° C unter 30 ata siedenden Stoff, der im Lokomotivkondensator bei 90° C niedergeschlagen wird, sich ein thermischer Wirkungsgrad von etwa 18%, bezogen auf die Turbinenwelle, ergibt. Bezogen auf den Radumfang verbleiben hiervon 15,5%, und am Tenderzughaken dürften für eine mittelstarke Schnellzuglokomotive bei 160 km/h etwa 10,5% nutzbar werden. Man kommt also auf etwa den halben Kohlenverbrauch der Kolbendampflokomotive.

Eine eingehende Beschreibung einer Kraftanlage, die diesen Gedanken verwirklicht, muß einem späteren Zeitpunkt vorbehalten bleiben. An dieser Stelle soll nur auf ihre Verwendung als Lokomotivkraftmaschine eingegangen werden. Die Kraftanlage ist in Bild 1 schematisch dargestellt. Auf dem Fahrzeugrahmen sind, von vorn gesehen, aufeinanderfolgend aufgebaut: Zwei Kesselgebläse Z mit gemeinsamem Kamin, zwei Luftvorwärmer L, der Kessel mit Feuerung F (das Führerhaus, der Kohlebehälter mit zwei darunter liegenden Rostbeschickern), die Kraftmaschine, bestehend aus dem Generator G, der

Turbine T und der Speisepumpe S, und der Kondensator C. Der Kessel ist nicht mit Wasser gefüllt, sondern mit einer Salzschnmelze, deren Temperatur auf etwa 400 bis 450° C durch Beeinflussung der Saugzuggebläse geregelt wird. Zwischen die Rauchrohre des Kessels sind die vom Verteiler E ausgehenden Verdampferschlangen Vd eingehängt, in denen das Treibmittel unter Wärmeaufnahme aus der Salzschnmelze verdampft. Der Kreislauf des Stoffes nimmt folgenden Weg: Das verdampfte Treibmittel wird in der Trommel D gesammelt, gelangt durch eine Rohrleitung zur Turbine T, wird dort unter Arbeitsleistung entspannt und strömt in den Kondensator K. Dort wird es niedergeschlagen und fließt in den Behälter B unter der Turbine. Von dort aus fördert es die unmittelbar von der Turbine angetriebene Speisepumpe S zurück in den Verteiler V. Auf der in Bild 2 dargestellten Maschine mit der Achsanordnung 1 B₀ 1 — 1 B₀ 1 von 150 t Dienstgewicht sind etwa 1700 kW eingebaute Leistung unterzubringen. Der Kohlenvorrat von 8 t reicht bei einem Wärmeverbrauch von 4750 kal/kWh oder

0,68 kg/kWh Normalkohle für rund sieben Vollaststunden. Das entspricht einer Fahrstrecke von mehr als 1000 km, was für europäische Zugdienste in absehbarer Zukunft auslangt. Für schwerere Züge kann mit der Achsanordnung 1 D₀ 1 — 1 D₀ 1 eine Maschine von 230 t Dienstgewicht entworfen werden, Bild 3, auf welcher etwa 2500 kW Antriebsleistung unterzubringen sind. Ihre Zughakenleistung von 1800 kW würde für einen 650 t schweren Zug ausreichen. Wie die Entwürfe zeigen, sind die Haupt-

und Hilfsmaschinen der Kraftanlage bis auf die Kesselgebläse während der Fahrt zugänglich. Diese sind deshalb doppelt vorhanden, damit bei einer Störung wenigstens eines in Betrieb bleibt. Gegenüber der Gasturbinenlokomotive bietet der so weiterentwickelte Dampftrieb einen nicht hoch genug einzuschätzenden Vorteil: Die Kohlenfeuerung kann beibehalten werden.

Kehren wir noch einmal kurz zu den eingangs erwähnten Zielen des schnellen Schienenverkehrs zurück. Wir hatten als wichtigste Forderungen Schnelligkeit und Bequemlichkeit aufgestellt, wenn der Schnellzug im Wettbewerb mit Auto und Flugzeug bestehen soll. Dazu kommt eine weitere Forderung: die der Wohlfeilheit. Die Eisenbahn wird noch lange Zeit das wichtigste Verkehrsmittel der weniger begüterten Volksschichten bleiben; auch für diese gilt aber das Sprichwort „Zeit ist Geld“. Die Beschleunigung des Schienenverkehrs darf nicht auf einige FFD-Züge mit nur zweiter Klasse und doppeltem Zuschlag beschränkt bleiben, sondern muß sich auch auf die hauptsächlichsten Reisezüge erstrecken. Deshalb darf die Weiterentwicklung der Lokomotive nicht hinter derjenigen des Triebwagens zurückstehen. Denn eine kohlengefeuerte Lokomotive wird in einem Lande ohne eigene Ölvorkommen stets niedrigere Zuförderungskosten ergeben als der ölgefeuerten Triebwagen. Eine Richtung, in der diese Weiterentwicklung vorangetrieben werden kann, zeigt die vorliegende Abhandlung.

Rundschau.

Versuche an einer norwegischen Vierzylinder-Verbund-S-Lokomotive.

Die norwegische 1'D 2'-Gebirgs-Schnellzuglokomotive, über welche im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1941, S. 359 berichtet wurde, ist unter Zustimmung der Generaldirektion der Norwegischen Staatsbahnen vom Lokomotivversuchsamt Berlin-Grünwald ein-

gehenden Versuchen mit dem Meßwagen unterzogen worden. Prof. Dr. Nordmann gibt in einer ausführlichen Arbeit über die Berechtigung der Verbundbauart bei Heißdampftrieb bemerkenswerte Verbrauchszahlen dieser Lokomotive bekannt. Der Verfasser erörtert zunächst die Gründe, welche dazu geführt haben, neuere deutsche Schnellzuglokomotiven wie die stromlinienverkleideten Baureihen 01¹⁰, 03¹⁰ und 06 als Drillingslokomotiven mit einfacher

Dampfdehnung zu bauen, und erwähnt, daß der Antrag der Fried. Krupp A. G., der Erbauerin der norwegischen Lokomotive, diese neuzeitliche Maschine Versuchsfahrten zu unterziehen, gerade in eine Zeit fiel, wo insbesondere von französischer Seite bekanntgegebene Verbrauchszahlen von Vierzylinder-Verbundlokomotiven die Stimmung für die einstufige Dampfdehnung bei Lokomotiven dieser Art etwas zu erschüttern begonnen hatten. Die Gelegenheit, eine in Norwegen bereits praktisch erprobte Lokomotive genau untersuchen zu können, wurde deshalb von der Reichsbahn gerne wahrgenommen, wenn auch eine ganz oder fast ganz gleichwertige Lokomotive mit einfacher Dampfdehnung nicht vorhanden war. Vergleiche werden deshalb auf Grund älterer Versuche mit den Lokomotiven der Baureihen 01 (h2), 02 (h4v), 03 (h3), 04 (h4v 25 atü), 06 (h3) und der bayerischen Lokomotive S 3/6, letzte Ausführung, (h4v), durchgeführt, und zwar insbesondere hinsichtlich des Wärmeverbrauches in kcal/PSi h bezogen auf die Treibraddrehzahlen in der Minute. Die Ermittlungen werden bei Kesselanstregungen von 57, 50 und 30 kg Dampf je Quadratmeter Verdampfungsoberfläche und Stunde angestellt. Daß die Vergleichsgenauigkeit wegen gewisser Verschiedenheiten der Maschinen in Leistung, Dampfdruck und Überhitzung um einige Prozente, also etwa in der Größenordnung von 100 bis 200 kcal, leiden kann, mußte in Kauf genommen werden.

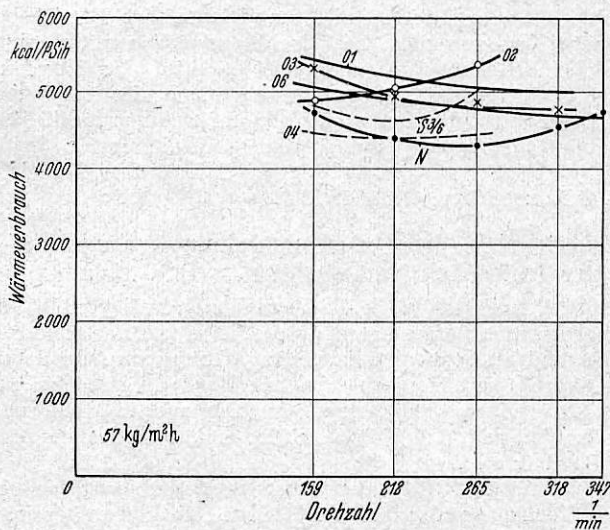


Bild 1.

Wärmeverbrauch von Lokomotiven mit einfacher und doppelter Dampfdehnung bei etwa 57 kg/m² h Heizflächenbelastung.

Der Versuchsbericht bezeichnet die 1'D2'-S.-Lokomotive der Norwegischen Staatsbahnen als „wohlgelungen“. Ihr Gewicht ist bemerkenswert niedrig, da es leer nur 88,6 t erreicht gegenüber 100 t der Reichsbahnlokomotive 01 (h2), deren Verdampfungsoberfläche noch um 10 m² geringer ist. Dampferzeugung und Überhitzung der norwegischen Lokomotive weisen darauf hin, daß die Abstimmung der Hauptabmessungen richtig ist. Bei nahezu 57 kg/m² h Heizflächenbeanspruchung wurde eine Dampftemperatur von 413° erreicht. Der Kesselwirkungsgrad liegt mit 75,5% bei etwa halber und mit 67% bei voller Anstrengung geringfügig über den Werten der Lokomotive Baureihe 01. Die baulich bedingte Hochlage des Blasrohres führte zu einem verhältnismäßig engen Schornstein und damit schon bei 50 kg/m² h Dampferzeugung zu 0,3 at Blasrohrdruck, weshalb das Lokomotivversuchsamt als höchste Dauerleistung des Kessels nur 50 kg/m² h vorschlägt, wobei bei 2320 PSI hergegeben werden. Bei 56,5 kg/m² h wurden 2620 PSI erreicht. Der ungewöhnlich sorgfältigen Zylinderisolierung wird ein nicht näher bestimmbarer Anteil an der Herabdrückung des Wärmeverbrauches je indizierter Leistungseinheit zugeschrieben. Die Leistungsverteilung auf Hoch- und Niederdruckzylinder ist recht befriedigend; die Abweichungen von den 50% beschränken sich im günstigsten Leistungsgebiet auf wenige Prozente. Die günstigste Geschwindigkeit für die indizierte Leistung liegt bei 63 bis 74 km/h je nachdem die Kesselanstrengung näher bei 30 oder bei 57 kg/m² h genommen wird, also im ganzen mehr in der Gegend der Steigungsgeschwindigkeiten (z. B. 60 km/h auf 18 v.T.

mit einem 300 t-Zug) als in jener der auf ebenen Strecken erlaubten Höchstgeschwindigkeit von 90 km/h, wie es der Besteller auch vorschrieb. Der Lauf der Maschine als ausgewuchtete Vierzylinderlokomotive war bis zur Höchstgeschwindigkeit ausgezeichnet.

Das Hauptinteresse bei den Versuchsfahrten galt naturgemäß der Wärmewirtschaft der Verbundlokomotive. Bild 1 zeigt den Verlauf der Wärmeverbrauches der verschiedenen oben angeführten Lokomotiven bei einer Heizflächenbelastung von rund 57 kg/m² h. In folgender Tabelle ist die Umrechnung der Drehzahlen auf die Fahrgeschwindigkeit angegeben:

Raddurchmesser mm	2000	1870	1530
ausgeführt bei Lokomotiven	01, 02, 03, 04, 06	S 3/6	Norwegen
Drehzahlen/min	km/h		
159	60	56	46
212	80	75	61
265	100	93,5	76,5
318	120	112	92
347	131	122	100

Die mit N bezeichnete Kurve entspricht der norwegischen Lokomotive. Sie liegt im Durchschnitt am günstigsten mit einem ziemlich flachen Minimum des Wärmeverbrauches von etwa 4340 kcal/PSi h bei 74 km/h. Die 2C1 h4v-S.-Lokomotive der Reichsbahn mit 25 atü Kesseldruck überschneidet die norwegische Lokomotive ab Drehzahlen über 210/min und die Lokomotive S 3/6 h4v der letzten Baureihe, die allerdings etwas niedrigeren

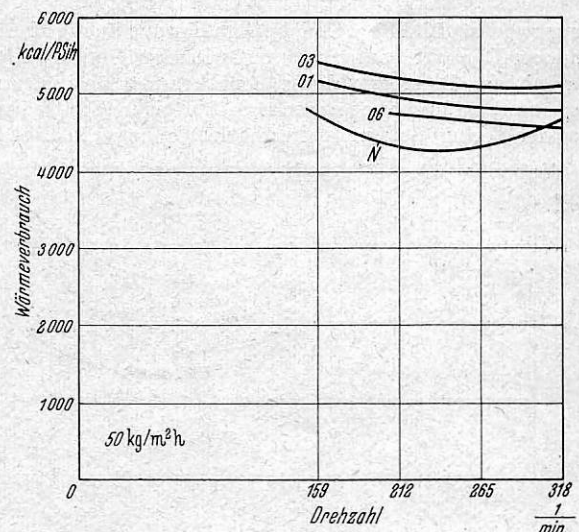


Bild 2. Wärmeverbrauch von Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und der norwegischen 1'D2' h4v S.-Lokomotive bei 50 kg/m² h Heizflächenbelastung.

Kesseldruck, niedrigere Überhitzung und eine um 20% geringere Leistung aufweist, kommt ganz über die norwegische Lokomotive zu liegen. Alle drei Verbundmaschinen liegen aber noch merklich unter den z. T. erheblich stärkeren Maschinen mit einfacher Dampfdehnung (Baureihen 01, 03, 06). Die h4v-S.-Lokomotive Baureihe 02 ist als wärmewirtschaftlich wenig gelungen bekannt. Zu bemerken ist, daß der Verwendungsbereich der norwegischen Lokomotive nach dem Bauprogramm bei n = 313/min endet, jener der Lokomotive S 3/6 mit 1870 mm Raddurchmesser, ursprünglich als Lokomotive für die bayerischen Hügellandstrecken gebaut, überwiegend zwischen n = 170 und 230/min liegt (auf 7 v.T. mit 670 t 70 km/h*).

Bei einer Heizflächenbelastung von 50 kg/m² h verläuft der Wärmeverbrauch (Bild 2) der norwegischen Lokomotive ebenfalls

*) Vergl. Z. VDI 1931 (75), S. 194.

erheblich unter jenen der Vergleichsmaschinen mit einstufiger Dampfdehnung mit einem Geringstwert von 4270 kcal/PSi h. Dabei zeigt sich, daß die Abhängigkeit drehzahlbedingter ist als bei den Zwilling- und Drillingslokomotiven. Ebenso fällt dies auf, wenn man den Wärmeverbrauch bei 30 kg/m² h Heizflächen-

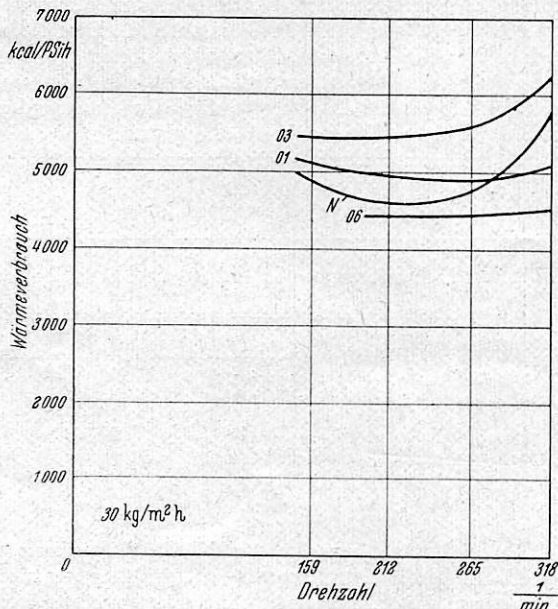


Bild 3. Wärmeverbrauch von Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und der norwegischen 1'D2'h 4 v S.-Lokomotive bei 30 kg/m² h Heizflächenbelastung.

belastung verfolgt (Bild 3), wobei die Annäherung an die Maschinen mit einfacher Dampfdehnung noch mehr in Erscheinung tritt, was offenbar mit der Blasrohrwirkung der Verbundmaschine in Verbindung steht, während das raschere Ansteigen des Wärmeverbrauches der Verbundlokomotiven mit der Drehzahl in Bild 1 bis 3

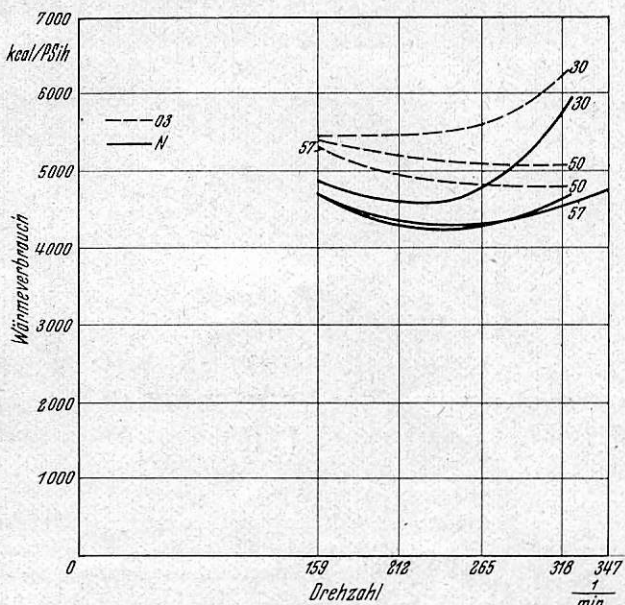


Bild 4. Wärmeverbrauch der 1'D2'h 4 v S.-Lokomotive der Norwegischen Staatsbahnen und der 2'C1'h 3 S.-Lokomotive, Baureihe 03, der Deutschen Reichsbahn bei 30, 50 und 57 kg/m² h Heizflächenbelastung.

hauptsächlich in der zunehmenden Drosselempfindlichkeit begründet sein dürfte. Daß der Wärmeverbrauch, je geringer die Heizflächenbelastung ist, mit der Drehzahl um so rascher ansteigt, wie Bild 4 zeigt, läßt sich daraus erklären, daß der schwächer überhitzte Dampf drosselungsempfindlicher wird. Außerdem spiegelt sich darin die stärkere Dampfdehnung bei kleinen Füllungs-

graden. Die alte Erfahrung, daß die Dampfwege durch Schieber und Zylinder bei der Verbundlokomotive besonders sorgfältig bemessen und gestaltet werden müssen, findet sich aufs neue bestätigt. Die Drillingslokomotive Baureihe 06 (NB. vorläufige Werte!) liegt nun in Bild 3 sogar unter der Verbundlokomotive, wobei aber dahingestellt bleiben muß, inwiefern ihre höhere Leistung die Vergleichsgrundlagen verschiebt.

Die sehr dankenswerten Versuche zeigen, daß eine richtig berechnete und bemessene Heißdampf-Verbundlokomotive den Maschinen mit einfacher Dampfdehnung in einem großen Bereich thermisch z. T. erheblich überlegen ist. Da sich der bessere Massenausgleich, wie Erfahrungen an Lokomotiven mit gleichmäßigem Drehmoment beweisen, auf den Wirkungsgrad der Zughakenleistung günstig auswirkt und das vierteilige Triebwerk durch die Verringerung der einzelnen Triebwerkskräfte aufgewogen wird, so ist, auf die Nutzpferdestärke bezogen, ein noch günstigeres Verhalten einer guten Vierzylinderlokomotive gegenüber dem Zwilling und besonders dem Drilling zu erwarten. Den von der Französischen Nationalen Eisenbahngesellschaft angekündigten Vergleichsversuchen mit untereinander weitgehend übereinstimmenden 2'C2'-S.-Lokomotiven in Drillings- und in Vierzylinderverbundbauart*) darf man nach den Versuchen mit der norwegischen Lokomotive mit großem Interesse entgegensehen. Nach den letzteren kennzeichnet sich die Verbundmaschine als besonders geeignet für gleichmäßige Betriebsbedingungen, wie sie vor allem bei Flachlandstrecken mit wenig veränderlichem Höhenverlauf vorliegen**). Prof. Dr. Nordmann empfiehlt auf Grund der guten Ergebnisse der norwegischen 1'D2'-Lokomotive den Bau von Verbundmaschinen für die Reichsbahn mindestens versuchsweise wieder aufzunehmen.

Schneider (München).

Die Lokomotive, Oktober 1941.

Ölgefeuerte 2'C1'h 2 Stromlinienlokomotive mit 2'2'T27 der Irakischen Staatsbahnen. (Bild 1 und 2.)

Am 17. Juli 1940 wurde die Bagdadbahn fertiggestellt, so daß — Friedenszeiten vorausgesetzt — die Reise von Berlin oder Paris nach Bagdad im bequemen Schnellzug (Orientexpress bis Istanbul, Taurusexpress von Haidarpasscha bis Bagdad) gemacht werden kann. Der internationale Zug, vorläufig nur ab Haidarpasscha, läuft zur Zeit von Tel Kotschek, der ersten irakischen Station, nach Bagdad an drei Tagen wöchentlich in 25 Std. 10 Min., einschließlich fast 2 Std. Aufenthalt in Mossul; zurück ebenfalls an drei Wochentagen in 23 Std. 30 Min. Die ganze Strecke mißt 532 km, Tel Kotschek—Mossul 119 km. Die neuen in England gebauten vier Pazifiklokomotiven weisen englische, amerikanische und kontinentale Einzelheiten auf. Das Zuggewicht soll in der Regel 400 bis 500 Tonnen betragen, d. h. der Zug aus etwa acht Schlafwagen zu je 55 t bestehen. Die Geschwindigkeit muß 95 bis 105 km/h in der Ebene und 48 km/h auf 8 vT. betragen. Die größte Steigung liegt bei Mossul und erreicht auf kurze Entfernung 12,5 vT. Beim Bau der Lokomotiven wurde eine leichte Konstruktion angestrebt, jedoch unter Vermeidung legierter Stähle. Nur ein Kessel und Feuerbüchse wurde kein Gewicht gespart. Die Rohrstege sind breit und schwere Heiz- und Rauchrohre aus Kupfer sind verwendet. Die schmale Feuerbüchse für Ölfeuerung konnte zwischen den hinteren Kuppelrädern angeordnet werden, was wegen der Gewichtsverteilung erwünscht war. Der bis auf die beiden Außenreihen vierreihige Überhitzer ist mit nur 30 Elementen auffällig klein. Im Dom befindet sich ein Absperrventil und ein Wasserabscheider, in der Rauchkammer ein mit dem Überhitzerkasten kombinierter Mehrfachregler. Die Form der Feuerbüchse ermöglicht eine lange Flamme und der Kessel macht rasch Dampf. Die Feuerbüchse ist im Zündraum unterhalb des Grundrahmens vollständig, oberhalb desselben teilweise mit feuerfestem Mauerwerk ausgekleidet, das bis auf 460 mm an die Rohrwand heranreicht. Dies entspricht der Ausführungsart der Irakischen Staatsbahn. Der Trogbrenner ist nach der mexikanischen Bauart ausgeführt. Zur Ausrüstung gehören zwei Frischdampfstrahlpumpen, drei Roß-Pop-Sicherheitsventile und zwei Dampfpeifen, davon eine Dreiklangpeife und eine für schrillen, einfachen Ton.

*) Vergl. Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1941, S. 249.

**) Vergl. auch „Zwilling oder Verbund“, Glasers Ann. 1923, II, S. 131.

Die Barrenrahmen von 95 mm Stärke sind zwischen den Zylindern durch ein starkes Stahlgußstück verbunden, auf dem der Rauchkammersattel ruht. Die Achslager in Stahlguß-Achsbüchsen werden durch gewöhnliche Schwerkraftöler mittels Öl geschmiert. Die Federn der beiden vorderen Kuppelachsen liegen oben und sind dadurch dem Bodenstaub entzogen. Der Rahmen der Bisselachse umfaßt nach amerikanischer Weise die Räder von außen; das seitliche Spiel ist insgesamt 165 mm. Die ebene Spurrinne des Drehgestells ist in senkrechten Pendeln an den Tragfedern aufgehängt. Der Zapfen hat insgesamt 160 mm Seitenspiel. Die Rückstellkraft der Federn ist auf einfache Weise einstellbar; und zwar beim Drehgestell zwischen 0 und 5750 kg, bei der Schlepp-

Treibraddurchmesser	1750 mm
Laufreddurchmesser, vorn	1000 mm
Laufreddurchmesser, hinten	1143 mm
Fester Achsstand	3962 mm
Gesamtachsstand	10 666 mm
Heizfläche der Feuerbüchse, wasserber.	18,3 m ²
Heizfläche der Rohre, wasserber.	184 m ²
Verdampfungsheizfläche, wasserber.	202,3 m ²
Überhitzerfläche	48,3 m ²
Rohrlänge	5260 mm
Kesseldurchmesser	1765 mm
Kesseldruck	15,5 kg/cm ²

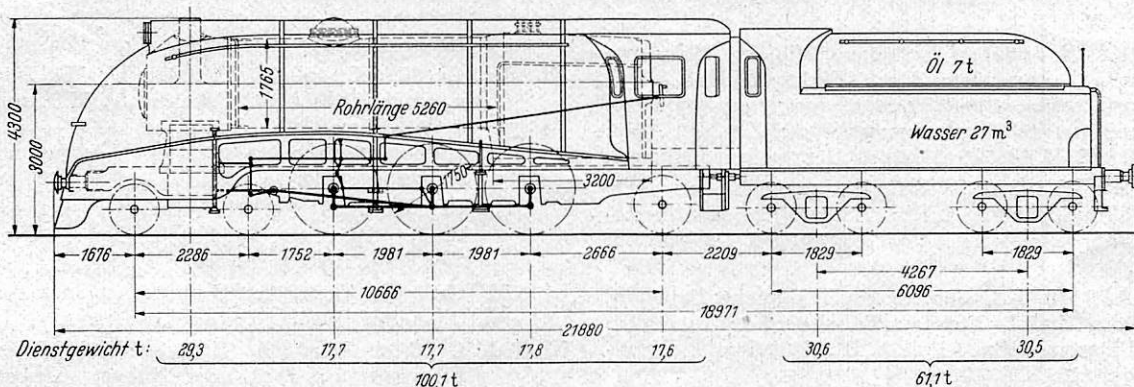
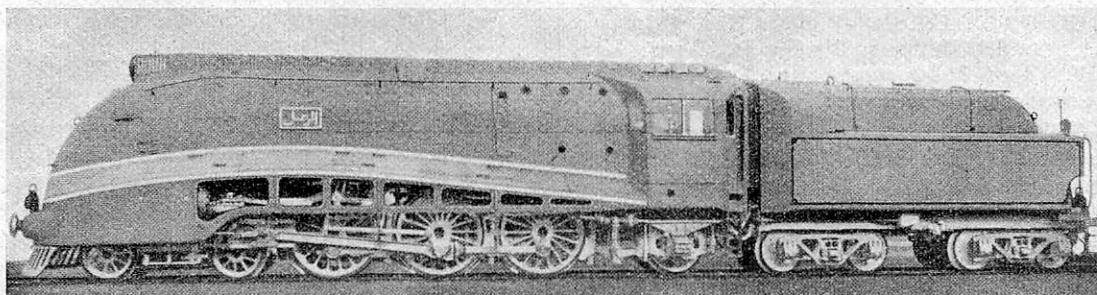


Bild 1 und 2. 2'C1'h2 Stromlinien-Schnellzuglokomotive für Rohölfeuerung der Irakischen Staatsbahnen.

achse zwischen 0 und 3750 kg. Dies war erwünscht wegen der noch unbekanntenen Eigenschaften des ziemlich nachgiebigen Oberbaues. Die Zylinder sind mit U. S. Metallpackungen und mit langhubigen Kolbenschiebern von 305 mm Durchmesser und schmalen Ringen versehen. Kuppel- und Treibstangen weisen geräumige Öl-Schmiergefäße auf. Es ist bemerkenswert, daß weder bei den Stangen noch bei den Achslagern von der Fettschmierung Gebrauch gemacht worden ist. Das gut ventilierte Führerhaus ist sehr geräumig, vollständig geschlossen und durch eine Türe mit dem Tender verbunden. Der Ölbehälter des Tenders kann auf einfache Weise abgenommen werden. Die Hauptabmessungen von Lokomotive und Tender sind:

Lokomotive:

Zylinderdurchmesser	2 × 533 mm
Kolbenhub	660 mm

Größter Achsdruck	17,8 t
Schleppachsdruck	17,6 t
Reibungsgewicht	53,25 t
Dienstgewicht	100 t

Tender:

Raddurchmesser	1000 mm
Wasservorrat	27,25 m ³
Heizölvorrat	7,1 t
Dienstgewicht	61 t
Achsstand von Lokomotive und Tender	18971 mm
Länge von Lokomotive und Tender	21880 mm

Schneider (München).

New Pacific Type Lokomotive for Iraq. Rly. Gaz. Bd. 75, Nr. 7, S. 162 (1941).

Patentberichte.

Bekanntgemachte Anmeldungen*).

Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 47 vom 20. November 1941.
Kl. 14d, Gr. 23. B 175316. Emanuele Brunatto, Paris; Vertr.: Dipl.-Ing. F. Seemann, Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Dipl.-Ing. H. Mißling u. Dr.-Ing. H. Negendank, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. *Vorrichtung zur Umsteuerung von Kolbenmaschinen, insbesondere für Lokomotiven.* 26. VIII. 36. Frankreich 26. VIII. 35.

*) Vorbemerkungen siehe Heft 21 vom 1. November 1941. Die bekanntgemachten Anmeldungen liegen vom Tage des Erscheinens des Patentblatts auf drei Monate zu jedermanns Einsicht beim Reichspatentamt aus.

Kl. 20c, Gr. 12. S 134429. Erfinder: Edmund Wied, Birkenbach, Kr. Siegen i. W. Anmelder: Siegerner Eisenbahnbedarf A.-G., Siegen i. W. *Klappbrücke für Fahrzeuge.* 31. X. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.

Kl. 20c, Gr. 15. C 56048. Albert Cremer G.m.b.H., Dortmund-Hörde. *Vorrichtung zum Verriegeln der Mulde von Rundkippern.* 12. X. 40.

Kl. 20c, Gr. 16. B 189527. Erfinder: Julius Lester, Dresden. Anmelder: Bischoff K.-G., Frankfurt a. M. *Selbsttätige Festhaltevorrichtung für Kippwagen, insbesondere Muldenkipper.* 8. I. 40.

- Kl. 20g, Gr. 1/02. B 192037. Erfinder, zugleich Anmelder: Erwin Bischoff, Berlin-Charlottenburg. *Transportable Drehscheibe für Feldbahnlokomotiven*. 7. X. 40.
- Kl. 20l, Gr. 22/01. S 134203. Erfinder: Carl Vogel, Berlin-Schöneberg. Anmelder: Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin-Siemensstadt. *Fußbetätigter Starkstromfahrerschalter für elektrische Fahrzeuge, insbesondere Oberleitungsummibusse*; Zus. z. Anm. S 130544. 11. X. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 21h, Gr. 29/18. B 178761. Erfinder: Dipl.-Ing. Heinrich Choulant, Berlin-Lankwitz. Anmelder: Bernhard Berg-haus, Berlin-Lankwitz. *Elektrode für elektrische Widerstandspunkt- oder Nahtschweißung*. 10. VI. 37. Österreich.
- Kl. 21h, Gr. 32/10. H 157915. Erfinder: Wilhelm Nies, Netphen. Anmelder: Friedrich Wilhelm Heider jr., Deuz, Kr. Siegen i. W. *Vorrichtung zum elektrischen Lichtbogen-schweißen von Nähten, insbesondere Rundnähten*. 6. XII. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 21h, Gr. 32/12. A 86232. Erfinder: Willi Bührung, Hennigsdorf, Osthavelland. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Elektrische Stumpf- oder Abbrems-schweißvorrichtung*. 21. III. 38. Österreich.
- Kl. 39b, Gr. 26/02. C 54920. Erfinder: Ottmar Conradty, Röhren-bach a. d. P. Anmelder: Fa. C. Conradty, Nürnberg. *Bremskörper aus Kunstkohle mit umgossener Metallfassung*. 22. III. 39.
- Kl. 49a, Gr. 22/01. F 88361. Erfinder: Wilhelm Hofmann, Düsseldorf. Anmelder: Paul Forkardt Kom.-Ges., Düsseldorf. *Spann- und Vorschubvorrichtung für Drehbänke und andere Werkzeugmaschinen*; Zus. z. Anm. F 88386. 27. V. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 49a, Gr. 22/01. W 102018. Erfinder, zugleich Anmelder: Karl Wolfram, Vollme i. W. *Werkstoffvorschubeinrichtung an stangenverarbeitenden, selbsttätigen Drehbänken*. 1. X. 37.
- Kl. 87a, Gr. 16. A 92510. Erfinder: Martin H. Blancke, Potsdam, u. Wilhelm Zettel, Potsdam-Babelsberg. Anmelder: Arado Flugzeugwerke G. m. b. H., Potsdam. *Hebel-kneifzange*. 12. XII. 40.
- Kl. 87a, Gr. 19. S 143702. Erfinder: Friedrich Henschel, Berlin. Anmelder: Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin-Siemensstadt. *Elektrisches Handdrehwerkzeug*. 21. I. 41.
- Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 48 vom 27. November 1941.
- Kl. 19a, Gr. 1/02. K 147027. Erfinder: Dipl.-Ing. Franz Krucken-berg, Berlin. Anmelder: Dipl.-Ing. Franz Krucken-berg, Berlin, u. Dipl.-Ing. Curt Stedefeld, Köln-Deutz. *Verankerung durchlaufend verschweißter Schnellbahnschienen in einer als Bettung dienenden Betondecke*. 26. VI. 37.
- Kl. 20b, Gr. 14. S 137612. Erfinder: Dr.-Ing. Ernst Baumann, Berlin-Charlottenburg. Anmelder: Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin-Siemensstadt. *Dampflokomotive*. 26. VI. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20c, Gr. 1. B 169403. Edward G. Budd Manufacturing Co., Philadelphia, Penns., V. St. A.; Vertr.: Dipl.-Ing. G. Bueren, Pat.-Anw., Berlin SW 61. *Fahrzeug, insbesondere Schienenfahrzeug*. 12. IV. 35. V. St. Amerika 13. IV. 34.
- Kl. 20f, Gr. 49. G 99719. Erfinder, zugleich Anmelder: Dr.-Ing. Hans Gallusser, Genf; Vertr.: Dr.-Ing. G. Mayer, Pat.-Anw., Berlin W 8. *Vorrichtung zur selbsttätigen Überwachung der Bremswirkung von Luftdruckbremsen bei hohen Geschwindigkeiten*; Zus. z. Pat. 660582. 17. III. 39.
- Kl. 20i, Gr. 11/01. V 35597. Erfinder: Otto Jansen, Berlin-Spandau-Haselhorst. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G. m. b. H., Berlin-Siemensstadt. *Schaltung für sich gegenseitig ausschließende Signale mit elektrischem Antrieb, im besonderen für Gleisperrsignale*. 20. I. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20i, Gr. 13. V 35434. Erfinder: Gotthold Rehschuh, Berlin-Charlottenburg. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G. m. b. H., Berlin-Siemensstadt. *Lampensignal-schaltung*. 26. XI. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20i, Gr. 38/01. V 37127. Erfinder: Gotthold Rehschuh, Berlin-Charlottenburg. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G. m. b. H., Berlin-Siemensstadt. *Anordnung bei Wechselstrombahnen mit selbsttätigem Strecken-block*. 5. XI. 40.
- Kl. 20i, Gr. 39/50. V 36781. Erfinder: Dipl.-Ing. Ulrich Jacobsen, Berlin-Siemensstadt. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G. m. b. H., Berlin-Siemensstadt. *Einrichtung zur Überwachung einer Fernmelde- oder Schalteinrichtung des Eisenbahnsignalwesens, insbesondere einer Überwegwarnsignalanlage*. 14. VI. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20k, Gr. 10. S 140204. Erfinder: Herbert Wulff, Berlin-Charlottenburg. Anmelder: Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin-Siemensstadt. *Fahrdrahtkreuzung für elektrische Bahnen*. 19. II. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 49a, Gr. 36/03. B 184503. Erfinder: Dr.-Ing. Johannes Krudewig, Göppingen. Anmelder: Gebrüder Böhringer G. m. b. H., Göppingen. *Arbeitsmaschine mit einem Kühlmittelstrom, insbesondere Werkzeugmaschine mit flüssigkeitsgekühltem Werkzeug*. 2. IX. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 49g, Gr. 16/03. H 159195. Erfinder: Willi Richter, Rostock. Anmelder: Ernst Heinkel Flugzeugwerke G. m. b. H., Rostock. *Vorrichtung zum Einführen von Nietn von Hand an schwer zugänglichen Bauteilen*. 1. IV. 39.
- Kl. 49h, Gr. 37. M 148055. Erfinder: Dr.-Ing. Richard Bechtle u. Erich Habermehl, Frankfurt a. M. Anmelder: Messer & Co. G. m. b. H., Frankfurt a. M. *Vorrichtung zur Höhenverstellung des Brenners bei ortsfesten Brennschneidmaschinen*. 25. VI. 40.
- Kl. 87b, Gr. 2/20. R 102194. Erfinder, zugleich Anmelder: Philipp Rixecker, Rohrbach, Saar. *Reinigungsvorrichtung für Preßluftwerkzeuge*. 27. IV. 38.
- Kl. 87d, Gr. 3/02. O 24835. Erfinder, zugleich Anmelder: Paul Ohlendorf, Berlin. *Ordner für Bohrer*. 4. I. 41.
- Kl. 87d, Gr. 3/02. P 80268. Erfinder: Otto Meyer, Wuppertal-Elberfeld, u. Dipl.-Ing. Hubert Grobe, Wuppertal-Barmen. Anmelder: Paul Pleiger, Maschinenfabrik, Sprockhövel-Hammertal-Nord. *Schlaghammer*. 23. VI. 38.
- Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 49 vom 4. Dezember 1941.
- Kl. 19d, Gr. 3/01. L 96250. Erfinder, zugleich Anmelder: Johannes Lahrs, Bad Schwartau, Schlesw.-Holst. *Strebloses Tragwerk*. 18. XI. 38.
- Kl. 19d, Gr. 6/01. M 148424. Erfinder: Anton Tietz, Mainz. Anmelder: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg. *Unterlegscheibe für Paßbolzen für den Stahlbau, insbesondere für zerlegbare Brücken*. 17. VIII. 40.
- Kl. 20b, Gr. 5/03. D 73724. Erfinder: Paul Braasch, Schöneiche b. Berlin. Anmelder: Deutsche Getriebe G. m. b. H., Berlin. *Sechs- und mehrgängiges Zahnradwechselgetriebe für Vor- und Rückwärtslauf*. 21. X. 36.
- Kl. 20b, Gr. 10. B 189994. Erfinder: Dipl.-Ing. Adolf Wolff, Berlin-Tegel, u. Dr.-Ing. Wladimir Lubimoff, Hennigsdorf, Osthavelland. Anmelder: Borsig Lokomotiv-Werke G. m. b. H., Hennigsdorf, Osthavelland. *Dampflokomotive mit zwei Zylinderreihen*. 29. II. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20c, Gr. 22. F 88477. Erfinder: Gustav Nemetz, Wien. Anmelder: Alex. Friedmann Kom.-Ges., Wien. *Selbsttätig durch einen Dehnungskörper geregelter und von Hand an- und abstellbarer Niederdruckdampfheizkörper, insbesondere für Eisenbahnwagen*. 22. VI. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20f, Gr. 43. Fiat Società Anonima, Turin, Italien; Vertr.: Dipl.-Ing. W. Meißner u. Dipl.-Ing. H. Tischer, Pat.-Anwälte, Berlin SW 61. *Wahlweise von Hand mittels eines Druckmittels zu betätigende Druckluftbremse für Schienentriebwagen*. 18. I. 40. Italien 12. IX. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

- Kl. 20f, Gr. 49. K 160039. Erfinder: Dr. Ernst Möller, Berlin-Karlshorst. Anmelder: Knorr-Bremse A.-G., Berlin-Lichtenberg. *Vorrichtung zum Auslösen festgebremster Achsen an Schienenfahrzeugen*; Zus. z. Zus.-Anm. K 157906. 20. VIII. 40.
- Kl. 20i, Gr. 31/10. F 87973. Erfinder: Dipl.-Ing. August Lindlau, Köln. Anmelder: Felten & Guillaume Carlswerk A.-G., Köln-Mülheim. *Schienenstromschließer*. 16. II. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20l, Gr. 3. L 101092. Erfinder: Ernst Trübenbach, Berlin-Südende. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Fernlichtschaltung für elektrische Bahnfahrzeuge*. 17. VI. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20l, Gr. 7/02. A 82333. Erfinder: Dipl.-Ing. Karl Schmer, Berlin-Mariendorf. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Turboelektrischer Antrieb für Triebfahrzeuge*. 16. III. 37. Österreich.
- Kl. 20l, Gr. 23/01. S 137820. Erfinder: Dipl.-Ing. Fritz Rampacher, Berlin-Charlottenburg. Anmelder: Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin-Siemensstadt. *Schaltwerk für elektrisch angetriebene Fahrzeuge*. 12. VII. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 21h, Gr. 29/12. A 88285. Erfinder, zugleich Anmelder: Otto Achtermann, Stuttgart. *Verfahren zum elektrischen Widerstandnahtschweißen von Blechmänteln*. 14. X. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 87b, Gr. 3/02. C 56094. Erfinder: Lester Arthur Amtsberg, Cleveland, Ohio, V. St. A. Anmelder: Chicago Pneumatic Tool Company, New York; Vertr.: J. Koch, Pat.-Anw., Berlin C 2. *Mittels Druckluft angetriebenes Werkzeug*. 31. X. 40. V. St. Amerika 22. XI. 39.
- Kl. 87d, Gr. 2. L 102243. Erfinder, zugleich Anmelder: Otto Leisten, Düsseldorf. *Feilenheft*. 28. X. 40.
- Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 50 vom 11. Dezember 1941.
- Kl. 13d, Gr. 11/01. R 101678. Erfinder: Wilhelm Wippermann, Berlin-Tegel. Anmelder: Rheinmetall-Borsig A.-G., Berlin. *Einrichtung zum Regeln der Dampftemperatur bei Überhitzern*. 26. II. 38. Österreich.
- Kl. 13f, Gr. 1/06. R 105242. Erfinder: Peter Prang, Berlin-Borsigwalde. Anmelder: Rheinmetall-Borsig A.-G., Berlin. *Verbindung von Röhren mit Sammlern, insbesondere für Dampfzeuger*. 17. V. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 18d, Gr. 2/20. B 173637. Gebr. Böhler & Co., A.-G., Wien. *Schweißdraht für Kohlelichtbogenschweißung*. 27. III. 36.
- Kl. 20c, Gr. 9. G 97881. Erfinder: Dr.-Ing. Konrad Oeser, Berlin-Schöneberg. Anmelder: Getefo Gesellschaft für technischen Fortschritt m. b. H., Berlin. *Befestigung von Behältern auf oder in Fahrzeugen*. 19. V. 38.
- Kl. 20f, Gr. 49. A 81761. Erfinder: Vladimir Bartos, Adamov, Protektorat Böhmen und Mähren. Anmelder: Aktiengesellschaft vormals Skodawerke in Pilsen, Prag, Protektorat Böhmen und Mähren. *Bremskraftregler für Druckluftbremsen*. 23. I. 37. Ehem. Tschechoslowakische Republik 27. I. 36.
- Kl. 20i, Gr. 35/20. L 102937. Erfinder: Dipl.-Ing. Karl Schmer, Berlin-Mariendorf, u. Dipl.-Ing. Raoul Baranowsky, Berlin-Treptow. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Einrichtung zur Überwachung des Zuglaufs mittels Hochfrequenz*. 9. I. 41.
- Kl. 20i, Gr. 39/50. P 80087. Erfinder: Ernst Wilckens, Berlin-Südende. Anmelder: Julius Pintsch Komm.-Ges., Berlin. *Einrichtung zur Überwachung selbsttätig arbeitender Überwegwarnsignalanlagen*. 30. XI. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20k, Gr. 9/01. F 87920. Erfinder, zugleich Anmelder: Walter Fischer, Weißenfels. *Streckentrenner für Einfachfahrleitungen*. 6. II. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20l, Gr. 23/11. W 105164. Erfinder, zugleich Anmelder: Oswald Remel de Wannemaeker, Schaerbeck, Belgien; Vertr.: Dipl.-Ing. E. Prinz, Pat.-Anw., Berlin-Charlottenburg. *Selbsttätige Anlaufvorrichtung für elektrische Motorfahrzeuge*. 24. II. 39. Belgien 20. VII. 38.
- Kl. 49a, Gr. 4. P 75674. Erfinder: Willy Korn, Leipzig. Anmelder: Pittler Werkzeugmaschinenfabrik A.-G., Leipzig-Wahren. *Einspindlige selbsttätige Drehbank zum Bearbeiten mehrfach abgesetzter und nach beiden Enden sich verjüngender Triebwellen*. 5. VIII. 37. Österreich.
- Kl. 49a, Gr. 31. E 52433. Erfinder: Heinrich Artz, Mülheim, Ruhr. Anmelder: Elektro-Apparate Kom.-Ges. Gothe & Co., Mülheim, Ruhr. *Von Hand mittels Aufsteckschlüssels zu betätigende Schnellspannvorrichtung für Werkzeugmaschinen mit Krauskopfmittnehmer oder Zangen-spannung*. 23. IV. 39.
- Kl. 49a, Gr. 32. M 145912. Erfinder, zugleich Anmelder: Christoph Müller, München. *Um eine zur Werkstückachse parallele Achse aufklappbarer Setzstock für Werkzeugmaschinen*. 17. VIII. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 87a, Gr. 11. A 92123. Erfinder: Ernst Peymann, Elmschenhagen, Holst. Anmelder: Anschütz & Co. G. m. b. H., Kiel-Neumühlen. *Werkzeug zum Lösen und Anziehen von Loch- und Schlitzmuttern*. 8. X. 40.
- Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 51 vom 17. Dezember 1941.
- Kl. 19f, Gr. 1. H 155398. Gottfried Hallinger, Gelsenkirchen. *Verfahren und Vorrichtung zum Auffahren eines Tunnels im Felsen durch Bohren und Sprengen*. 7. IV. 38. Österreich.
- Kl. 20c, Gr. 22. P 79746. Erfinder: Dipl.-Ing. Friedrich v. Schütz, Berlin-Lichterfelde. Anmelder: Julius Pintsch Komm.-Ges., Berlin. *Einrichtung zur selbsttätigen Regelung von Heizungen, insbesondere für Eisenbahnfahrzeuge*. 12. IX. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20d, Gr. 1/01. L 97397. Erfinder: Dipl.-Ing. Karl v. Waldstätten, Breslau. Anmelder: Linke-Hofmann-Werke A.-G., Breslau. *Untergestell mit Raumtragwerk für Schienenfahrzeuge, insbesondere für Plattformwagen und für Wagen mit abnehmbaren Seitenwänden*. 11. III. 39.
- Kl. 20d, Gr. 25. H 156312. Erfinder, zugleich Anmelder: Karl Heller, Essen. *Als Einheit auswechselbarer Radkranz mit Luftfederung für Schienenfahrzeuge*. 29. VI. 38.
- Kl. 20f, Gr. 49. K 157189. Erfinder: Dr. Ernst Möller, Berlin-Karlshorst. Anmelder: Knorr-Bremse A.-G., Berlin-Lichtenberg. *Vorrichtung zum Auslösen festgebremster Achsen von Schienenfahrzeugen*. 29. III. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20h, Gr. 7. R 107899. Erfinder, zugleich Anmelder: Erwin Riep, Krefeld. *Knippvorrichtung zum Bewegen von Fahrzeugen, insbesondere von Eisenbahnfahrzeugen*. 5. VII. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20l, Gr. 7/02. A 88294. Erfinder: Heinrich Weier, Ennetbaden, Schweiz, u. Dr. Gaston Borgeaud, Wettingen, Schweiz. Anmelder: Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Cie, Baden, Schweiz; Vertr.: Dr. H. Wirth, Rechtsanwalt, Berlin W 50. *Dieselektrischer Antrieb für Schienen- oder Straßenfahrzeuge*. 17. X. 38.
- Kl. 21h, Gr. 32/03. F 85327. Erfinder, zugleich Anmelder: Eduard Fries, Oerlikon, Schweiz; Vertr.: Dr. P. Ferchland, Pat.-Anw., Berlin-Schöneberg. *Ein- oder Mehrphasentransformator für elektrische Lichtbogenschweißung*; Zus. z. Pat. 710788. 15. VII. 38.
- Kl. 38e, Gr. 8. W 104514. Erfinder, zugleich Anmelder: Karl Wagner, Mannheim-Freudenheim. *Schraubstockartige Spannvorrichtung*. 7. XI. 38.
- Kl. 49a, Gr. 4. B 190216. Erfinder, zugleich Anmelder: André Bechler, Moutier, Schweiz; Vertr.: K. Lenck, Pat.-Anw., Berlin W 9. *Längsgeführter Taster zum Abtasten einer umlaufenden Nockenscheibe an Werkzeugmaschinen*. 1. II. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 49b, Gr. 4/05. W 107095. Erfinder: Hans Lappe, Berlin-Baumschulenweg. Anmelder: Fritz Werner A.-G., Berlin-Marienfelde. *Sicherung gegen unbeabsichtigtes Einschalten des Spindelmotors an Steuerhebeln für Fräsmaschinen*. 11. IV. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 87a, Gr. 18. T 54360. Erfinder, zugleich Anmelder: Walter Thomas, Berlin. *Werkzeug zum Zuführen und Eintreiben von Nägeln*. 12. X. 40.

- Kl. 87a, Gr. 19. H 158186. Erfinder, zugleich Anmelder: Friedrich Wilh. Holland-Letz, Steinbach-Hallenberg. *Spiralschraubenzieher*. 2. I. 39.
- Kl. 87b, Gr. 2/12. D 81277. Erfinder: Wilhelm Bode, Bochum-Gerthe u. Dipl.-Ing. Heinrich Heintzmann, Bochum. Anmelder: G. Düsterloh, Fabrik für Bergwerksbedarf G.m.b.H., Sprockhövel i. W. *Druckluftwerkzeug mit Rückstoßdämpfung*. 28. IX. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 52 vom 24. Dezember 1941.
- Kl. 20b, Gr. 1. B 186153. Erfinder: Samuel Jackson, Stockport, Chester, England. Anmelder: Beyer, Peacock & Co. Limited u. Samuel Jackson, Gorton, Manchester, England; Vertr.: Dr. F. Zumstein, Pat.-Anw., Berlin W 15. *Spurlager für Gelenklokomotiven*. 2. II. 39. Großbritannien 1. XII. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20c, Gr. 22. P 80103. Erfinder: Dipl.-Ing. Friedrich v. Schütz, Berlin-Lichterfelde. Anmelder: Julius Pintsch Komm.-Ges., Berlin. *Einlaßregler für Umlaufdampfheizungen von Eisenbahnfahrzeugen*; Zus. z. Pat. 696044. 2. XII. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20c, Gr. 22. P 80862. Erfinder: Dipl.-Ing. Friedrich v. Schütz, Berlin-Lichterfelde. Anmelder: Julius Pintsch Komm.-Ges., Berlin. *Einlaßregler für Umlaufdampfheizungen von Eisenbahnfahrzeugen*; Zus. z. Pat. 696044. 2. XII. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20c, Gr. 22. P 80299. Erfinder: Dipl.-Ing. Friedrich v. Schütz, Berlin-Lichterfelde. Anmelder: Julius Pintsch Komm.-Ges., Berlin. *Selbsttätige Regelung der Heizung mehrerer Räume, insbesondere der Abteile eines Eisenbahnfahrzeugs*. 26. I. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20i, Gr. 11/10. V 34509. Erfinder: Otto Schirm, Berlin-Halensee. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G.m.b.H.; Berlin-Siemensstadt. *Elektrisch angetriebene Schaltwalze für Stellwerke in Eisenbahnsicherungsanlagen*. 21. I. 38. Österreich.
- Kl. 21h, Gr. 30/11. I 60828. Erfinder: Dipl.-Ing. Hans Geiger, Frankfurt a. M. Anmelder: I. G. Farbenindustrie A.-G., Frankfurt a. M. *Verfahren zum Aufschiessen von Hartmetallen mittels des elektrischen Lichtbogens auf spanabhebende Werkzeuge*. 7. III. 38. Österreich.
- Kl. 87a, Gr. 22. G 103578. Erfinder: Karl Wick, Mainz. Anmelder: Gesellschaft für Linde's Eismaschinen A.-G., Zweigniederlassung Mainz-Kostheim, Mainz-Kostheim. *Werktisch-Schublade*. 27. V. 41.
- Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 1/2 vom 8. Januar 1942.
- Kl. 20i, Gr. 11/10. V 34948. Erfinder: Dipl.-Ing. Günter Lentz, Berlin-Grunewald. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G.m.b.H., Berlin-Siemensstadt. *Stromversorgungsanlage für Eisenbahnsicherungseinrichtungen, insbesondere für Kraftstellwerke*. 16. VI. 38.
- Kl. 20l, Gr. 7/02. M 148369. Erfinder: Ernst Anderegg, Zürich. Anmelder: Maschinenfabrik Oerlikon, Zürich-Oerlikon, Schweiz; Vertr.: Ph. Frhr. v. Habermann, Rechtsanwalt, München. *Steuerung für verbrennungselektrische Triebfahrzeuge*. 10. VIII. 40. Schweiz 20. VII. 40.
- Kl. 20l, Gr. 9/01. St 59630. Erfinder, zugleich Anmelder: Diederich Storjohann, Potsdam-Babelsberg. *Scherenstromabnehmer*. 17. IV. 40.
- Kl. 21h, Gr. 29/11. L 97565. Erfinder: Eberhard Rietsch, Berlin-Konradshöhe. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Elektrische Widerstands- und Nahtschweißmaschine*. 28. III. 39. Leipziger Frühjahrsmesse 5. III. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 49a, Gr. 18. St 56588. Erfinder, zugleich Anmelder: Erwin Sturm, Stuttgart-Botnang. *Vorrichtung zum Plandrehen mit gleichbleibender Schnittgeschwindigkeit*. 9. IX. 37. Österreich.
- Kl. 49a, Gr. 36/03. K 146550. Erfinder: Walter Liebsch, Ketschendorf. Anmelder: G. Kärger, Fabrik für Werkzeugmaschinen A.-G., Berlin. *Schutzvorrichtung für die Prismenführung an Werkzeugmaschinen, insbesondere Drehbänken*. 14. V. 37.
- Kl. 87a, Gr. 1/01. K 159838. Erfinder, zugleich Anmelder: Alois Kruschke, Botenwald b. Stauding, Kr. Wagstadt, Sudetenland. *Parallelschraubstock*. 13. I. 41.
- Kl. 87d, Gr. 3/01. M 151044. Erfinder: Friedrich Oskar Möller, Kleinschmalkalden, Thür. Anmelder: Fa. F. Oskar Möller, Kleinschmalkalden, Thür. *Werkzeuggriff für Schlagwerkzeuge*. 4. VI. 41.
- Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 3 vom 15. Januar 1942.
- Kl. 14a, Gr. 16/07. D 80220. Erfinder: Heinrich Rentmeister, Mülheim, Ruhr. Anmelder: Deutsche Eisenwerke, Mülheim, Ruhr. *Dichtung für die Wellen der Absperrorgane bzw. Regler an Lokomotivdampfmaschinen*. 6. IV. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 18c, Gr. 2/29. H 163803. Erfinder, zugleich Anmelder: Philipp Hilsheimer, Heidelberg-Dossenheim. *Vorrichtung zum Härten von Werkzeugschneiden*; Zus. z. Pat. 673278. 18. XI. 40.
- Kl. 20c, Gr. 13. G 103588. Erfinder: Gustav Kalb, Oberhausen-Sterkrade, Rhld. Anmelder: Gutehoffnungshütte Oberhausen A.-G., Oberhausen, Rhld. *Förderwagen*. 28. V. 41.
- Kl. 20d, Gr. 6. M 147562. Erfinder: Dr.-Ing. Heinrich Croseck u. Helmut Wiedemann, Berlin-Zehlendorf. Anmelder: Maschinenbau und Bahnbedarf A.-G., vormals Orenstein & Koppel, Berlin. *Drehgestell, dessen Radsätze in Abhängigkeit von den Schwenkbewegungen des Drehgestellrahmens gegenüber dem Wagenkasten kurvenrecht einstellbar sind*. 15. IV. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20i, Gr. 24/20. L 99512. Erfinder: Ernst Dozler, Berlin-Steglitz. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Signaleinrichtung, insbesondere für Fahrzeuge mit beliebiger Zahl von Anhängern*; Zus. z. Pat. 599583. 22. XI. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20i, Gr. 30/10. V 36750. Erfinder: Dipl.-Ing. Helmut Hampel, Finkenkrug b. Berlin. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G.m.b.H., Berlin-Siemensstadt. *Schaltung für isolierte Schienen bei Weichenhebelsperren*. 5. VI. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20i, Gr. 30/10. V 37242. Erfinder: Gotthold Rehschuh, Berlin-Charlottenburg. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G.m.b.H., Berlin-Siemensstadt. *Schaltung für elektrische Gleisfreimeldeanlagen mit mehreren Isolierabschnitten*; Zus. z. Pat. 715332. 13. XII. 40.
- Kl. 20i, Gr. 30/10. V 37243. Erfinder: Fritz Ackermann, Berlin-Spandau. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G.m.b.H., Berlin-Siemensstadt. *Schaltung für elektrische Gleisfreimeldeanlagen mit mehreren Isolierabschnitten*; Zus. z. Pat. 715332. 13. XII. 40.
- Kl. 20i, Gr. 30/10. V 37244. Erfinder: Gotthold Rehschuh, Berlin-Charlottenburg. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G.m.b.H., Berlin-Siemensstadt. *Schaltung für elektrische Gleisfreimeldeanlagen mit mehreren Isolierabschnitten*; Zus. z. Pat. 715332. 13. XII. 40.
- Kl. 20l, Gr. 7/02. S 144011. Erfinder: Dr.-Ing. Hans Kother, Berlin-Siemensstadt. Anmelder: Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin-Siemensstadt. *Wärmeelektrische Kraftübertragung für Fahrzeuge*. 23. XII. 36.
- Kl. 20l, Gr. 14/01. M 145285. Erfinder, zugleich Anmelder: Francesco Mento, Mailand, Italien; Vertr.: Dipl.-Ing. C. Huß, Pat.-Anw., Berlin SW 61. *Stromabnehmer für Straßenbahnen*. 7. VI. 39. Italien 9. VI. 38.
- Kl. 49a, Gr. 29/01. F 87494. Erfinder: Josef Scheelen, Düsseldorf. Anmelder: Paul Forkardt Kom.-Ges., Düsseldorf. *Spannvorrichtung für Werkstücke*; Zus. z. Pat. 707563. 7. X. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 49c, Gr. 10/02. M 139114. Erfinder: Kurt Klotzbach, Weingarten, Württ. Anmelder: Maschinenfabrik Weingarten A.-G., Weingarten, Württ. *Überlastungssicherung für Blechscheren*. 1. IX. 37. Österreich.
- Kl. 87a, Gr. 19. L 101866. Erfinder: Robert T. Reardon, Fort Wayne, Indiana, V.St.A. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Schraubenzieher*. 19. IX. 40. V. St. Amerika 19. IX. 39.