S-75
S-92
S-02

BUDOWA KOLEI ŻELAZNYCH

629.11.

37 B.

Inż. Dr. KAROL WĄTOREK
PROFESOR POLITECHNIKI LWOWSKIEJ

5-02

BUDOWA KOLEI ŻELAZNYCH

TOM PIERWSZY

Z 315 RYSUNKAMI

129

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

WARSZAWA 1924
INSTYTUT WYDAWNICZY „BIBLJOTEKA POLSKA"

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Gliwice

136585

Wszelkie prawa zastrzeżone.

Zakłady graficzne Instytutu Wydawniczego „Bibljoteka Polska" w Bydgoszczy.

D 1184/72

PRZEDMOWA.

Na treść niniejszej książki złożyły się moje wykłady w Politechnice Lwowskiej z nieznacznem uzupełnieniem.

Obszar i układ przedmiotu dobrałem odpowiednio do celu, jakim jest dostarczenie studentom wyższych uczelni technicznych, oraz inżynierom kolejowym podręcznika polskiego, którego brak odczuwają dotkliwie, zwłaszcza wobec wyczerpania nakładu dzieła Profesora Politechniki Warszawskiej Inż. Aleksandra Wasiutyńskiego p. t. „Drogi żelazne".

Przy pisaniu tekstu napotkałem na pewne trudności głównie z dwóch powodów.

Z chwilą powstania Państwa Polskiego podjęło Ministerstwo kolei żelaznych pracę nad ujednostajnieniem kolejnictwa polskiego. W dziedzinie projektowania i budowy pojawił się dotychczas szereg rozporządzeń, jednak wiele spraw oczekuje jeszcze załatwienia i z konieczności musimy jeszcze posługiwać się postanowieniami państw zaborczych, które często bardzo różnią się między sobą. Przedstawienie całokształtu postępowania, obowiązującego przy projektowaniu i budowie kolei, sprawiało mi sporo trudności i wymagało niejednokrotnie przeróbki gotowych już ustępów w miarę, jak pojawiały się nowe przepisy.

Drugą trudność stanowiło słownictwo, dotychczas niestety zupełnie nieustalone. Politechnika Lwowska była przez szereg lat jedyną wyższą uczelnią techniczną, w której wykład o budowie kolei żelaznych odbywał się w języku polskim, a długoletni profesor tego przedmiotu i wybitny uczony śp. Karol Skibiński dokładał usilnych starań, by powszechnie panującą nomenklaturę niemiecką zastąpić wyrazami polskiemi i trzeba przyznać, że zdziałał tu bardzo wiele. Opierając się na słownictwie, wprowadzonem przez Niego w wykładach, starałem się uzupełnić je i ewentualnie zmienić tam, gdzie pojawiły się wyrażenia trafniejsze, a zgodne z duchem języka. Nie roszcząc sobie pretensyj do nieomylności, poddaję słownictwo, wprowadzone w mej książce, światłej ocenie czytelników i będę bardzo szczęśliwy, jeśli drugie wydanie zawierać będzie mogło terminologję uzgodnioną i powszechnie przyjętą.

W książce mojej pominąłem dział o ubezpieczeniu ruchu pociągów, gdyż obejmuje on urządzenia mechaniczne, projektowane i wykonywane zawsze przez inżyniera maszynowego. Niektóre niezbędne uwagi z tego działu, wykładanego w Politechnice naszej od dawna jako oddzielny przedmiot, pomieściłem w toku wykładu.

Wkońcu spełniam miły obowiązek serdecznego podziękowania konstruktorowi mej katedry p. inż. Adamowi Stronczak-Miłaszewskiemu i asystentom p. p. inż. Stanisławowi Hauptowi i inż. Stanisławowi Słotwińskiemu za pomoc przy sporządzaniu rysunków, a Koledze Prof. Zygmuntowi Sochackiemu za przejrzenie rękopisu I rozdziału. Osobne podziękowanie składam Szanownemu Instytutowi Wydawniczemu „Bibljoteka Polska" za staranne wydanie mej książki, zaś Dyrektorowi Instytutu J. W. P. Prof. Tadeuszowi Piniemu dziękuję w szczególności za życzliwe zajęcie się wydawnictwem i troskliwą nad niem opiekę.

We Lwowie, w październiku 1923.

AUTOR.

TREŚĆ TOMU PIERWSZEGO.

PRZEDMOWA.

SPIS LITERATURY.

Str.

WSTĘP 1

Rozdział I. *ZARYS USTROJU POJAZDÓW KOLEJOWYCH. HISTORYCZNY ROZWÓJ KOLEI ŻELAZNYCH.*

1. Zasady ustroju nowoczesnej lokomotywy parowej 7
2. Siła pociągowa 11
   a) Określenie siły pociągowej podług ciężaru adhezyjnego 12
   b) Określenie siły pociągowej podług dzielności maszyny parowej . 13
   c) Określenie wydajności kotła podług wymaganej siły pociągowej . 16
3. Historyczny rozwój parowozu 18
4. Ruchy szkodliwe parowozu 27
5. Rozwój wozów kolejowych 33
6. Zestawianie pociągów 35
7. Rozwój toru kolejowego 38

Rozdział II. *OPORY RUCHU.*

8. Współczynnik oporu ruchu na torze prostym i poziomym 43
9. Źródła oporów ruchu 44
10. Wpływ spadku na wielkość oporów 47
11. Metody pomiaru oporów 48
12. Niektóre wzory dla współczynnika oporu w_o 54
13. Wpływ krzywizn na wielkość oporów 56
14. Opory ruchu przy chyżości zmiennej 57

Rozdział III. *SPADKI KOLEI ADHEZYJNYCH.*

15. Uwagi wstępne 61
16. Spadki największe 63
17. Spadek miarodajny 65
18. Spadki pokonywane rozpędem pociągu 66
19. Spadki nieszkodliwe 68
20. Spadki stracone 70
21. Spadki stacyjne 72
22. Załomy spadków 73
23. Rozkład spadków między stacjami 76
24. Spadek równomierny 78
25. Zmniejszenie spadku w tunelach 79
26. Linja o stałym oporze 79

Str.

Rozdział IV. *KRZYWIZNY.*

27. Uwagi wstępne 83
28. Ruch pojazdów kolejowych w łukach 83
29. Przyczyny zwiększonego zużycia szyn i kół podczas jazdy w łukach 87
30. Ruch pociągu w łuku 88
31. Ruch wozów trójosiowych w łuku 89
32. Urządzenia ułatwiające przejazd pojazdów przez łuki 91
    a) Osie zwrotne 91
    b) Podwozia ruchome 93
33. Poszerzenie toru 95
34. Najmniejsze promienie łuków 99
35. Przechyłka toru 102
36. Krzywe przejściowe 106
37. Włączenie krzywej przejściowej w tor istniejący, ułożony bez tych krzywych 115
38. Nowsza krzywa przejściowa 116
39. Łuki koszowe 121
40. Łuki o małych kątach środkowych 122
41. Proste między łukami 123

Rozdział V. *BUDOWA TORU KOLEJOWEGO.*

42. Części składowe nawierzchni 126
43. Szyna 127
    A) Materjał i sposób fabrykacji 127
    B) Długość szyny 129
    C) Gięcie szyn 132
    D) Kształt przekroju szyny 133
    E) Ciężar szyny 138
    F) Tabela wymiarów przekroju szyny 138
44. Ułożenie osi pojazdu w torze prostym 140
45. Poprzeczne pochylenie szyn w torze 141
46. Podkład poprzeczny drewniany 141
    A) Materjał 141
    B) Impregnowanie podkładów 142
    C) Wymiany podkładów 146
    D) Rozkład podkładów pod szynami 148
47. Nawierzchnia drewniana 148
    1. Nawierzchnia poprzeczna z szyną szerokostopową 149
    2. Nawierzchnia poprzeczna z szyną stołeczkową 155
    3. Porównanie nawierzchni z szyną szerokostopową i stołeczkową . 157
48. Dyblowanie podkładów drewnianych 158
49. Podkłady żelazno-betonowe 159
50. Nawierzchnia żelazna 160
    1. Nawierzchnia na podporach odosobnionych 161
    2. Nawierzchnia poprzeczna 161
    3. Nawierzchnia podłużna 172
51. Złącze stykowe 176
52. Migracja toru 193

Str.
53. Podłoże żwirowe 199
A) Materjał podłoża 199
B) Wymiary podłoża 200
C) Szerokość korony podtorza 202
54. Układanie toru 206
55. Utrzymanie toru 211
1. Dozór i ochrona toru 212
2. Naprawa drobna 214
3. Naprawa główna 216
4. Rozkład robót przy naprawie toru zależnie od pór roku 220
5. Koszta utrzymania toru 220
6. Zawieje śnieżne i urządzenia zapobiegające zawianiu toru . . . 221
Rozdział VI. *WYTRZYMAŁOŚĆ TORU KOLEJOWEGO.*
56. Pojęcia wstępne 228
I. *Obrachowanie nawierzchni podłużnej.*
57. Nawierzchnia podłużna pod działaniem sił pionowych 231
58. Nawierzchnia podłużna pod działaniem sił poziomych 242
59. Przykład 246
II. *Obrachowanie nawierzchni poprzecznej.*
60. Nawierzchnia poprzeczna pod wpływem sił pionowych 247
A) Wytrzymałość podkładu i podłoża; ugięcie podkładu 248
B) Wytrzymałość szyny 254
61. Nawierzchnia poprzeczna pod działaniem sił poziomych 267
62. Przykład 269
63. Określenie rzeczywistych odkształceń i natężeń toru kolejowego . . 270
64. Nowsze teorje wytrzymałości szyny w nawierzchni poprzecznej . . 278
1. Teorja Franckego 278
2. Teorja Skibińskiego 282
65. Obrachowanie złącza stykowego 285
A) Wpływ sił pionowych na złącze stykowe 285
B) Wpływ sił poziomych na złącze stykowe 293
C) Przykład 293
Rozdział VII. *OBRACHOWANIE POŁĄCZEŃ TORÓW.*
I. *Rozjazdy.*
66. Układ rozjazdu 297
67. Obrachowanie zwrotnicy 300
1. Zwrotnica z zakrzywioną iglicą zewnętrzną 300
2. Zwrotnica z prostemi iglicami 307
3. Zwrotnica z iglicą zewnętrzną częścią prostą a częścią zakrzywioną 308
68. Obrachowanie krzyżownicy 309
69. Obrachowanie rozjazdu prostego 310
70. Ułożenie rozjazdu z całych szyn 315
71. Schemat rozjazdu prostego 317
72. Obrachowanie rozjazdów łukowych 319
73. Rozjazd łukowy jednostronny 320
74. Rozjazd łukowy dwustronny 324
75. Rozjazd symetryczny 326

Str.

II. *Skupienia rozjazdów.*
76. Układy skupień 330
77. Obrachowanie skupienia jednostronnego 331
78. Obrachowanie skupienia dwustronnego 336
79. Rozjazd podwójny 340

III. *Skrzyżowania.*
80. Skrzyżowanie prostych torów 342
81. Rozjazd angielski 343
82. Rozjazd angielski skrócony 346

IV. *Rozgałęzienia i połączenia prostych torów.*
83. Rozgałęzienia dwóch torów równoległych 352
84. Drogi zwrotnicze proste 357
85. Drogi zwrotnicze wieloboczne 363
86. Rozgałęzienia torów zbieżnych 367
87. Połączenia torów równoległych 370
88. Połączenia torów zbieżnych 372
89. Skupienia torów 375
90. Połączenia torów czteroszynowych 376

V. *Rozgałęzienia i połączenia torów łukowych współśrodkowych.*
91. Włożenie prostego rozjazdu w tor łukowy 382
92. Włożenie rozjazdu łukowego w tor łukowy 383
93. Rozgałęzienia torów współśrodkowych 386
94. Połączenia torów współśrodkowych 391

Rozdział VIII. *KONSTRUKCJA POŁĄCZEŃ TORÓW*

I. *Rozjazdy.*
95. Uwagi ogólne 393
96. Zwrotnica 394
97. Obróbka ostrza iglicy 395
98. Osada iglicy 398
99. Ułożenie iglicy na podkładach pośrednich 405
100. Połączenie iglic w zwrotnicy 407
101. Przyrząd zwrotniczy 408
102. Zwrotnica z iglicami sprężystemi 410
103. Urządzenia zabezpieczające domykanie iglic 412
104. Krzyżownica zwykła 414
105. Kierownica 420
106. Rozkład podkładów i szyn w rozjeździe prostym 420

II. *Skrzyżowania.*
107. Krzyżownica symetryczna 422
108. Skrzyżowania pod wielkim kątem 426
109. Rozjazd angielski 427

III. *Obrotnice i przesuwnice.*
110. Ustrój obrotnicy 430
111. Układy torów przy zastosowaniu obrotnicy 436
112. Przesuwnice 442

SPIS LITERATURY.*)

I. DZIEŁA OGÓLNE.

Röll. Encyklopädie des Eisenbahnwesens. 2. Auflage. 1912—1923.
Förster. Taschenbuch für Bauingenieure. 4. Auflage. Berlin 1921.
Wasiutyński. Drogi żelazne. Warszawa 1910.
Troske. Allgemeine Eisenbahnkunde. Technischer Teil. Lipsk 1908.
Tschertou. Der Eisenbahnbau. Wiesbaden 1908.
Schau. Der Eisenbahnbau. Lipsk i Berlin 1914 i 1919.
Birk. Der Wegebau. Lipsk i Wiedeń 1915.
Esselborn. Lehrbuch des Tiefbaues. I. Band. Lipsk 1922.
Deharme. Chemins de fer superstructure. Paryż 1890.
Goschler. Traité pratique de l'etablissement, de l'entretien et de l'exploitation des chemins de fer. Paryż 1894.
Technische Vereinbarungen über den Bau und die Betriebseinrichtungen der Haupt- und Nebeneisenbahnen. Berlin 1909.
Grundzüge für den Bau und die Betriebseinrichtungen der Lokalbahnen. Berlin 1909.
Przepisy techniczne projektowania i budowy kolei żelaznych użyteczności publicznej znaczenia ogólnego. Dziennik urzędowy Ministerstwa kolei żelaznych Nr. 10 z r. 1923.
Przepisy techniczne o budowie i eksploatacji silnikowych kolei żelaznych normalnotorowych III. rzędu (dojazdowych i miejscowych) i wąskotorowych użytku publicznego. Warszawa 1920.
Oesterreichischer Ingenieur- und Architekten-Kalender. Wiedeń 1918.
Hütte. Des Ingenieurs Taschenbuch. Berlin 1922.

2. DZIEŁA I PRACE SPECJALNE.

Do rozdziału I i II.

Gostkowski. Die Mechanik des Zugsverkehrs. Wiedeń 1891.
Geschichte der Eisenbahnen der oesterr.-ung. Monarchie. Wiedeń 1898—1908.
Steiner. Bilder aus der Geschichte des Verkehrs. Praga 1880.
Skibiński. Komunikacje. Część pierwsza: Drogi i koleje. Lwów 1897.
Handbuch der Ingenieurwissenschaften. V. Band. 1. Abteilung. Einleitung und Allgemeines. Bahn und Fahrzeug. Lipsk 1897.
Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. I. Band. 1. Abschnitt. 1. Teil. Die Lokomotiven. Wiesbaden 1903. 2. Teil. Die Wagen. Wiesbaden 1910.
Hinnenthal. Eisenbahnfahrzeuge. Sammlung Göschen. Lipsk 1910.
Hruschka. Grundlagen der Zugförderung beim elektrischen Betriebe der oesterr. Staatsbahnen. München 1912.

*) W podanym spisie literatury wymienione są wyłącznie dzieła, prace i czasopisma, przejrzane przez autora i uwzględnione przy pisaniu tekstu.

Do rozdziału III i IV.

Launhardt. Teorie des Trassierens. Heft II. Die technische Trassierung der Eisenbahnen. Hannover 1888.
Handbuch der Ingenieurwissenschaften. V. Band. 1. Abteilung. Einleitung und Allgemeines. Bahn und Fahrzeug. Lipsk 1897.
Skibiński. Tyczenie tras. Lwów 1909.
Simon. Stellung von Eisenbahnfahrzeugen in Bogengleisen. Wiesbaden 1909.
Hoening. Die Bedingungen ruhigen Laufs von Drehgestellwagen für Schnellzüge. Berlin 1910.

Do rozdziału V i VI.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. V. Teil. II. Band. Berechnung, Konstruktion, Ausführung und Unterhaltung des Oberbaues. Lipsk 1906.
Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. II. Band. 2. Abschnitt. Oberbau und Gleisverbindungen. Wiesbaden 1908.
Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. III. Band. 1. Hälfte. Die Unterhaltung der Eisenbahnen. Wiesbaden 1901.
Tolkmitt-Guth. Bauaufsicht und Bauausführung. Berlin 1908.
Der Bahnmeister im Dienste der oestrr. Eisenbahnen. Wiedeń 1903.
Schubert. Schutz der Eisenbahnen gegen Schneeverwehungen und Lavinen. Lipsk 1903.
Krüger. Nawierzchnia dróg żelaznych. Lwów—Poznań 1923.
Haarmann. Fünf Jahre Starkstossoberbau. Osnabrück 1906.
Bloss. Das Eisenbahngleis auf starrem Unterbau. Drezno 1912.
Birk. Die Holzschwelle. Halle 1917.
Zimmermann. Die Berechnung des Eisenbahnoberbaues. Berlin 1888.
Wasiutyński. Déformations momentanées de la voie. Bruxelles 1898.
Skibiński. Teorja wytrzymałości nawierzchni kolejowej. Lwów 1906.
Wątorek. Nawierzchnia poprzeczna pod działaniem sił pionowych. Czasopismo techniczne. Lwów 1908.
Saller. Stosswirkungen an Tragwerken und am Oberbau im Eisenbahnbetriebe. Wiesbaden 1910.
Buchwald. Die Berechnung von Strassenbahn- und anderen Schwellenschienen. Berlin 1913.
Skibiński. Über Schienenstossverbindungen. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. 2. Heft. 1913.
Skibiński. Teoretische Untersuchung der Schienenstossverbindung. Oesterr. Wochenschrift für den oeff. Baudienst. Heft 11 i 12 vom 1913.
Skibiński. O wytrzymałości toru kolejowego. Lwów 1921.

Do rozdziału VII i VIII.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. V. Band. 3. Abteilung Gleisverbindungen. Lipsk 1908.
Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. II. Band. 2. Abschnitt. Oberbau und Gleisverbindungen. Wiesbaden 1908.
Skibiński. Połączenia torów. Lwów 1897.
Timpenfeld. Weichen und Gleisverbindungen. Lipsk 1904.
Ziegler. Weichenverbindungen. Erfurt 1902.
Wątorek. Połączenia torów czteroszynowych. Lwów 1906.

Oesterreichische Staatsbahnen. Normalkonstruktionen für den Oberbau. Wiedeń 1908.
Bäseler. Verkürzte Kreuzungsweichen. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen Nr. 85 und 86 vom J. 1918.

3. CZASOPISMA.

Czasopismo techniczne. Organ Ministerstwa robót publicznych i Polskiego Towarzystwa Politechnicznego we Lwowie.
Przegląd techniczny. Tygodnik poświęcony sprawom techniki i przemysłu. Warszawa.
Wiadomości techniczne. Organ stowarzyszenia inżynierów i architektów w Poznaniu.
Archiv für Eisenbahnwesen. Berlin.
Bulletin des internationalen Eisenbahnkongress-Verbandes. Bruksela.
Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung. Wiesbaden.
Schweizerische Bauzeitung. Zurych.
Wochenschrift für den oeffentlichen Baudienst. Wiedeń.
Zeitschrift des oest. Ingenieur- und Architekten-Vereins. Wiedeń.
Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Berlin.
Zeitschrift für Kleinbahnem. Berlin.
Zeitschrift für Transportwesen und Strassenbau (od r. 1919 zmieniono tytuł na „Verkehrstechnik").
La Revue technique et les annales des travaux publics et des chemins de fer. Paryż.
Wiadomości stałej delegacji polskich zrzeszeń technicznych. Warszawa.

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

WSTĘP.

Charakterystyczną cechę kolei żelaznych, odróżniającą je od dróg zwykłych, stanowią: *tor* i *lokomotywa*.

Podczas gdy na drodze zwykłej może wóz poruszać się swobodnie na całej jej szerokości, mamy na kolei żelaznej ruch pojazdów ściśle związany z dwoma zazwyczaj pasmami szyn, umieszczonemi na odpowiedniej podstawie, czyli z *torem kolejowym*.

Użycie toru znane było już na długi czas przed wprowadzeniem mechanicznej siły pociągowej, jednak rozwój kolei żelaznych rozpoczął się dopiero z chwilą zastosowania maszyny parowej, jako źródła siły pociągowej lokomotywy, przy równoczesnem związaniu tejże z torem szynowym.

Szybkość rozwoju kolei żelaznych charakteryzują następujące dane statystyczne.

Długość wszystkich linij kolejowych wynosiła w kilometrach:

	w r. 1835	1845	1855	1865	1875
Europa	673	8.235	34.185	75.882	142.494
Ameryka	1.282	7.683	32.417	62.534	134.098
Azja	—	—	350	5.489	11.332
Afryka	—	—	144	755	2.576
Australja	—	—	38	825	3.738
Razem	1.955	15.918	67.134	145.485	294.238

	w r. 1885	1895	1905	1910	1913	1920
Europa	195.833	251.421	309.805	333.848	346.235	379.847
Ameryka	249.246	370.370	460.196	526.382	570.108	611.722
Azja	22.285	43.375	81.421	101.916	108.147	119.185
Afryka	7.032	13.147	26.210	36.854	44.309	51.881
Australja	12.947	22.318	28.069	31.014	35.418	38.071
Razem	487.343	700.631	905.701	1.030.014	1.104.217	1.200.706

Z długości kolei europejskich w r. 1920 przypada na poszczególne państwa:

Niemcy 58 148 *km*, Anglja 39 262 *km*, Francja 53 561 *km*, Rosja 65 780 *km*, Włochy 20 118 *km*, Polska 20 158 *km*, Czecho-Słowacja 13 644 *km*, Belgja 11 093 *km*, Hiszpanja i Portugalja 18 643 *km*, Rumunja 11 678 *km*, Austrja 6 326 *km*, Węgry 7 052 *km*, Szwecja 15 061 *km*, inne państwa 39 323 *km*.

Długość kolei w Stanach Zjednoczonych Ameryki Północnej wynosiła w tymże roku 426 522 *km*.

Państwo Polskie odziedziczyło po państwach zaborczych następującą długość kolei: po Niemczech 4 228 *km*, po Austrji 4 357 *km*, po Rosji 7 362 *km*, razem 15 947 *km*.

Z końcem 1922 r. znajdowało się na obszarze Państwa Polskiego kolei

	istniejących	w budowie	razem
normalnotorowych	16 612	297	16 909 *km*
wąskotorowych użyt. publ. . .	3 546	201	3 747 „
wąskotorowych „ pryw..	859	261	1 120 „
Razem .	21 017	759	21 776 *km*

Powyższemi cyframi nie są objęte drugie tory linij dwutorowych, tory stacyjne dodatkowe i bocznice.

Na kolejach świata kursowało przed wojną około 160 000 lokomotyw, 300 000 wagonów osobowych i ponad 4 miljony wagonów towarowych. Roczny ruch na tychże kolejach wynosił 5000 miljonów osób i 3000 miljonów tonn towarów, zatem dziennie przewoziły koleje na całej kuli ziemskiej przeciętnie 14 miljonów osób i 8 miljonów tonn towarów. Koszt budowy wszystkich kolei wynosił do r. 1910 okrągło 227 miljardów marek niemieckich.

Wprowadzenie ruchu kolejowego wywarło olbrzymi wpływ na ukształtowanie się życia społecznego, a najważniejsze przejawy tego wpływu są:

1) wyrównanie płac robotników; 2) zmniejszenie kosztów pośrednictwa handlowego i przemysłowego, spowodowane bezpośredniem zetknięciem się wytwórcy z konsumentem; 3) regulacja cen i rozszerzenie rynków zbytu; 4) powstanie targów światowych, tak ważnych zwłaszcza dla rolnictwa; 5) rozwój wielkich środowisk z powodu łatwości zaopatrywania w środki żywności; 6) podniesienie dobrobytu klas pracujących; 7) oddziaływanie kulturalne, objawiające się wyrównywaniem różnic w mowie i obyczajach, w uprzystępnieniu nauki i sztuki, w podniesieniu oświaty i higjeny i t. p.; 8) rozwój i tworzenie nowych gałęzi przemysłu; 9) rozwój poczt; 10) ogromne zwiększenie możności i środków obrony państwowej przy równoczesnem wzmocnieniu władzy.

Wyższość kolei żelaznych nad drogami leży w zdolności przewozu wielkich mas z wielkiemi chyżościami, w taniości tegoż przewozu przy równoczesnej wygodzie, oraz w prawidłowości i bezpieczeństwie ruchu.

Współczynnik oporu ruchu na drodze dobrze utrzymanej, wynosi średnio 0,03, zaś na starannie utrzymanym torze kolei głównej spada prawie do 0,003, zatem na kolei możemy tą samą siłą pociągową przewieźć około 10 razy większy ciężar, niż na drodze. Jeśli jeszcze zastąpimy słaby stosunkowo motor żywy nieporównanie silniejszą lokomotywą, zdolną do rozwinięcia wielkiej chyżości, to zrozumiemy, dlaczego wielki ruch osobowy i towarowy przeniósł się tak szybko z dróg na koleje.

Na drogach poruszają się pojazdy należące do podróżującego, zaś na kolejach cały tabor stanowi własność jednolicie prowadzonego zarządu, w którego rękach spoczywa ruch, więc oczywiście prawidłowość i bezpieczeństwo ruchu są na kolejach nieporównanie wyższe.

Statystyka wykazuje, że bezpieczeństwo ruchu zwiększyło się po wybudowaniu kolei żelaznych kilkanaście razy i wzrasta stale, dzięki udoskonalaniu urządzeń sygnalizacyjnych.

Obraz bezpieczeństwa ruchu przedstawia przejrzyście następujące zestawienie:

Na 10 miljonów pociągo-kilometrów

	Ilość wypadków kolejowych			Ilość wypadków z pasażerami				
Rok	Niemcy	Austrja	Francja	Niemcy	Austrja	Anglja	Francja	Ameryka
1900	73	114	80	8	6	28	6	75
1901	63	115	49	5	10	25	8	87
1902	61	101	45	6	8	28	12	108
1903	55	95	37	5	9	30	4	123
1904	60	101	36	5	9	30	8	133
1905	61	107	37	5	18	28	4	149
1906	61	149	39	6	23	29	11	139
1907	63	161	42	7	28	29	10	156
1908	53	166	38	5	25	27	10	134

Obrazowo można wielkość bezpieczeństwa ruchu przedstawić w ten sposób, że podróżny jadący na kolejach rosyjskich (w okresie przedwojennym) bez wysiadania z pociągu z chyżością 50 $^{km}/_{g}$ powinien liczyć się z prawdopodobieństwem kalectwa lub śmierci po 75 latach takiej jazdy.

Na ulicach Londynu ginie corocznie 7 do 8 razy więcej ludzi, niż na wszystkich kolejach angielskich.

Ze wzrostem sieci kolejowej różniczkowały się coraz bardziej charakter i cele poszczególnych linij i w związku z tem sposób wykonania budowy i urządzenia ruchu, to też obecnie należy przeprowadzić podział kolei żelaznych na grupy, z któremi w dalszym ciągu spotykać się będziemy.

Podziału tego dokonać można z różnych punktów widzenia i tak:

1. Ze względu na *siłę poruszającą* rozróżniamy koleje, na których
   a) źródło siły porusza się razem z pociągiem i może być
      α) siłą ludzką lub zwierzęcą,
      β) siłą mechaniczną dostarczaną przez parę, ściśnione powietrze, gaz, elektryczność i t. p.
   b) źródło siły jest ustalone w jednem, lub kilku miejscach.
2. Z uwagi na *położenie pojazdów względem toru* i sposób ich ruchu po torze rozróżniamy:
   a) koleje, na których pojazdy toczą się ponad torem, przyczem tor posiada dwie, trzy lub jedną szynę. Tory dwuszynowe posiadają obie szyny gładkie i takie koleje nazywamy *adhezyjnemi*; w torach trójszynowych znajduje się obok dwóch szyn gładkich trzecia szyna zębata i wówczas mamy do czynienia z *koleją zębatą*. Tor jednoszynowy znalazł zastosowanie w systemach Brennana i Scherla przy użyciu wirującego bąka dla utrzymania pojazdu w równowadze.
   b) koleje, na których pojazdy zwisają pod torem i tu należą *koleje wiszące* patentu Langena i *koleje linowe* z jedną lub dwiema linami.
3. Ze względu na *teren* rozróżniamy koleje nizinne, podgórskie i górskie. Podział ten charakteryzują największe stosowane spadki 5‰, 10‰ i 25‰, o ile chodzi o koleje główne pierwszorzędne.
4. Ze względu na *szerokość toru* rozróżniamy koleje *normalnotorowe*, na których szerokość toru, mierzona w prześwicie (między wewnętrznemi krawędziami główek szyn), wynosi w prostych 1435 m/m; koleje *szerokotorowe* o szerokości toru większej od normalnej i koleje *wąskotorowe*, dla których ogólnie stosowane szerokości toru wynoszą 1000 m/m, 750 m/m i 600 m/m.
5. Ze względu na *ilość torów* rozróżniamy koleje jedno-, dwu- i więcejtorowe.
6. Ze względu na *ważność kolei* rozróżniamy koleje *znaczenia ogólnego (główne) pierwszo-* i *drugorzędne*, oraz koleje *znaczenia miejscowego (lokalne)*.
7. Ze względu na *rodzaj ruchu* rozróżniamy koleje *użyteczności pu-*

blicznej, prowadzące zazwyczaj ruch osobowy i towarowy, oraz koleje *prywatne*, jak tory przemysłowe, koleje polowe, leśne, kopalniane i t. p., prowadzące zwykle wyłącznie ruch towarowy.

8. Z uwagi na *położenie względem terenu* rozróżniamy koleje terenowe, nadziemne i podziemne.

Pomimo tej wielostronności, wynikającej chociażby tylko z powyższego podziału, doszło obecnie kolejnictwo do znacznego stopnia ujednostajnienia, a to dzięki wspólnym interesom i celom, do jakich służy.

Przedewszystkiem wspomnieć tu należy o *Związku niemieckich zarządów kolejowych*, do którego przystąpiły i do chwili podpisania Traktatu Wersalskiego formalnie należały wszystkie koleje niemieckie, austrjackie, węgierskie, belgijskie, luksemburskie, rumuńskie, niektóre holenderskie i kolej Warszawsko-Wiedeńska. Długość linij kolejowych objętych Związkiem, wynosiła z końcem 1909 roku 105 450 *km*.

Zadaniem Związku, określonem w statucie, było popieranie interesów własnych i interesów publiczności, a to zapomocą narad delegatów poszczególnych zarządów kolejowych i wspólnego postępowania tychże zarządów zgodnie z powziętemi uchwałami.

Prócz tego jednym z celów Związku było popieranie rozwoju umiejętności kolejowych przez rozpisywanie konkursów na wynalazki i prace naukowe i nagradzanie tychże.

Zarząd Związku obejmował szereg wydziałów, jak np. wydział dla ruchu osobowego i towarowego, wydział statystyczny, wydział wzajemnej używalności wozów, wydział techniczny i t. p.

Dla inżynierów budowy najważniejszy jest wydział techniczny, którego zadaniem było dążenie do ułatwienia wzajemnego ruchu na kolejach związkowych i do zwiększenia bezpieczeństwa ruchu drogą ujednostajnienia urządzeń technicznych.

Dla osiągnięcia tego celu wydał Związek dwa dziełka, a mianowicie:

1. Normy techniczne dla budowy i urządzeń ruchowych kolei głównych i pobocznych.
2. Zasady budowy i urządzeń ruchowych kolei lokalnych, oraz cały szereg cennych publikacyj, jak:
3. Zbiór konstrukcyj mostów kolejowych.
4. Zbiór konstrukcyj nawierzchni.
5. Zbiór planów stacyj kolejowych.
6. Doświadczenia z kolejami miejskiemi i zębatemi.
7. Nowe konstrukcje parowozów i wozów.
8. Własności żelaza i stali.

9. Statystyka złamań obręczy i osi kół, oraz zużycia szyn.
10. Próby hamulców automatycznych przy pociągach towarowych.
11. Regulamin ruchu
i wiele innych.

Najnowsze wydanie szczególnie nas interesujących dwóch pierwszych dziełek nastąpiło w r. 1909.

Dziełka te, z których pierwsze nadal nazywać będziemy *„Normami Związku"* (N. Z.) a drugie *„Zasadami Związku"* (Z. Z.), zawierają w szeregu paragrafów najważniejsze postanowienia, dotyczące budowy toru i pojazdów kolejowych. Postanowienia te dzielą się na obowiązujące wszystkie zarządy kolejowe, należące do związku i na postanowienia zalecone.

Nie przesądzając formy, jaką przybierze przyszły miedzypaństwowy związek kolei Europy środkowej i zachodniej, należy stwierdzić, iż związek taki jest koniecznością, jeśli rozwój komunikacji międzynarodowej nie ma napotkać trudności.

Wymienione wyżej normy względnie zasady związku są owocem wielkiej pracy najwybitniejszych znawców kolejnictwa i powinny być dobrze znane każdemu inżynierowi kolejowemu.

Z niektóremi ważniejszemi postanowieniami zawartemi w tych dziełkach, a interesującemi inżyniera budowy, zapoznamy się w niniejszej książce.

Oprócz wymienionego Związku czynne były przed wojną:

1. Europejskie konferencje, dotyczące dostawy wagonów i rozkładów jazdy;
2. Międzynarodowy komitet transportowy w Bernie szwajcarskiem;
3. Międzynarodowy Związek kongresowy z siedzibą w Brukseli, istniejący od r. 1885, do którego należały koleje całego świata.

Polskie Ministerstwo kolejowe, pracujące usilnie nad organizacją i ujednostajnieniem kolejnictwa polskiego, wydało w r. 1920 *„Przepisy techniczne o budowie i eksploatacji silnikowych kolei żelaznych normalnotorowych III. rzędu (dojazdowych i miejscowych) i wąskotorowych użytku publicznego"*, a obecnie opracowało *„Przepisy techniczne projektowania i budowy kolei żelaznych użyteczności publicznej znaczenia ogólnego"*. Z przepisami temi, które nazywać będziemy krótko *„Przepisami Polskiego Ministerstwa kolejowego"* (P. P. M.) zapoznamy się również w toku przedmiotu.

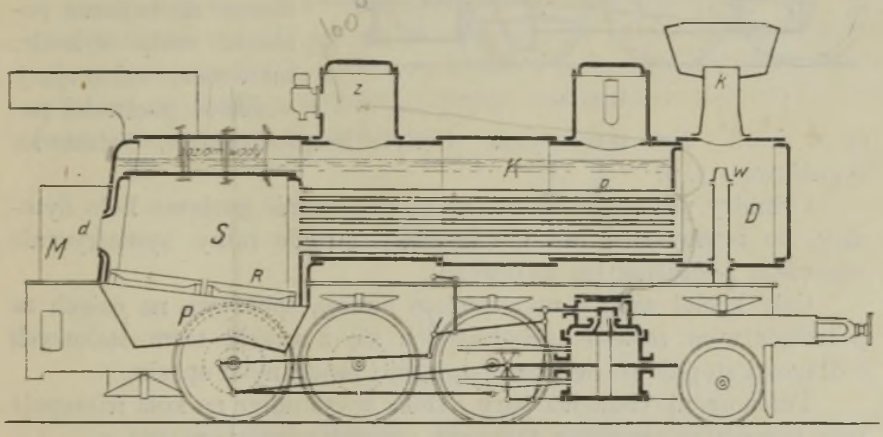
ROZDZIAŁ I.

ZARYS USTROJU POJAZDÓW KOLEJOWYCH. HISTORYCZNY ROZWÓJ KOLEI ŻELAZNYCH.

1. ZASADY USTROJU NOWOCZESNEJ LOKOMOTYWY PAROWEJ.

Rys. 1. przedstawia schematycznie przekrój podłużny *lokomotywy parowej*, zwanej krótko *parowozem*.

Na silnej *ramie* żelaznej, zwanej także *ostoją*, umieszczony jest leżący *kocioł parowy K* o przekroju walcowym, osłonięty szczelnym płaszczem ochronnym i opatrzony w tylnej części *skrzynią*, względnie *komorą paleniskową S*. U spodu tej skrzyni znajdują się *ruszty R*, na których spala się węgiel, wrzucany na nie przez *drzwiczki d*, umieszczone na *stanowisku maszynisty M*. Pod rusztami umieszczony jest



Rys. 1.

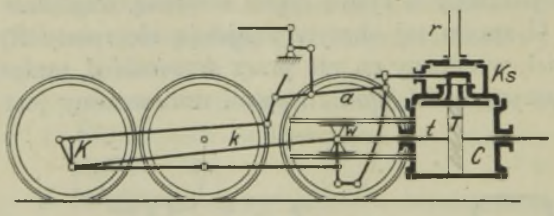
popielnik P, opatrzony klapami do regulowania dopływu powietrza, otwieranemi ze stanowiska maszynisty. Wewnątrz kotła przebiega system rur, zwanych *płomieniówkami p*, przez które gorące gazy

spalinowe przepływają ze skrzyni paleniskowej do *dymnicy D*, a następnie *kominem k* nazewnątrz. Ilość rur płomiennych wynosi w nowszych parowozach 140 do 260, a nawet 500.

Kocioł sam wypełniony jest wodą, której poziom powinien być zawsze nieco wyższy, niż górna powierzchnia komory paleniskowej.

Powierzchnia skrzyni paleniskowej, stykająca się z wodą w kotle, oraz powierzchnia rur płomiennych, tworzą *powierzchnię ogrzewalną* kotła. Nad kotłem umieszczony jest *dzwon parowy* czyli *zbieralnik pary z*, w którym zbiera się para suchsza, niż na powierzchni wody. Ze zbieralnika dopływa para rurą do *komór suwakowych*, stanowiących z *cylindrami* jedną całość. Wylot tej rury można swobodnie przymykać, lub otwierać ze stanowiska maszynisty.

Para, zużyta w cylindrach, ulata do komina. Rury odlotowe łączą się w jedną rurę zakończoną stożkowato u podstawy komina, tworząc tak zwaną *dyszę wylotową w*. Zapomocą dyszy uzyskujemy potrzebny dla spalania przeciąg, którego nie jest w stanie wytworzyć niski komin. Doprowadzenie wody do kotła odbywa się przy pomocy dwóch *smoczków* (injektorów), umieszczonych zazwyczaj na stanowisku maszynisty.



Rys. 2.

Niezbędne wyposażenie, czyli t. zw. *armaturę kotła* stanowią: wodoskaz, 3 kurki probiercze do badania poziomu wody w kotle, manometr wskazujący wielkość prężności pary w kotle, dwa samoczynne wentyle bezpieczeństwa, świstawka sygnałowa i t. p.

Cylindry parowe umieszczone są przeważnie poziomo koło dymnicy, po zewnętrznej lub wewnętrznej stronie ramy, symetrycznie względem podłużnej osi parowozu.

Cały kocioł wraz z urządzeniem i ramą spoczywa na osiach za pośrednictwem *resorów*, składających się z wiązki taśm stalowych o długości stopniowo się zmniejszającej i związanych opaską.

Przenoszenie ciśnienia pary z tłoka w cylindrze na koła następuje przy pomocy *mechanizmu pędowego*, przedstawionego na rys. 2.

W *cylindrze C* wykonanym z żelaza lanego, znajduje się stalowy *tłok T*, opatrzony *trzonem tłokowym t*, który przy pomocy *wodzika w*, umieszczonego w sankach, połączony jest zawiasowo z *drągiem korbowym k*, a ten z *korbą K*, namontowaną na koło parowozu.

Postępowy ruch tłoka w cylindrze tam i zpowrotem przenosi się na korbę, powodując ruch obrotowy koła, oraz osi parowozu, w ten sposób stale z korbą związanej.

Uruchomienie tłoka w cylindrze następuje pod wpływem ciśnienia pary, która ze zbieralnika dopływa rurą *r* do *komory suwakowej Ks.* Przy położeniu tłoka, przedstawionem na rys. 2, para dostaje się z komory suwakowej lewym otworem do cylindra i cisnąc na tłok, przesuwa go w kierunku na prawo. Równocześnie suwak, uruchomiony odrębnym mechanizmem, przesuwa się w lewo i w pewnej chwili zamyka lewy otwór dopływowy, a otwiera otwór prawy. Wówczas wpada para do cylindra po prawej stronie tłoka i cisnąc nań, przesuwa go w kierunku wstecznym, na lewo. W ten sposób uzyskujemy kolejny ruch posuwisty tłoka w cylindrze tam i zpowrotem, który zapomocą mechanizmu korbowego zamienia się na obrotowy ruch koła i osi parowozu.

Oś parowozu, związaną mechanizmem korbowym z tłokiem cylindra, nazywamy *osią pędową*, zaś koła na niej osadzone, *kołami pędowemi.*

Możemy związać jednę, lub więcej osi parowozu z tłokami, a wtedy mamy do czynienia z parowozem o jednej, dwóch, trzech i t. d. *osiach sprzężonych.*

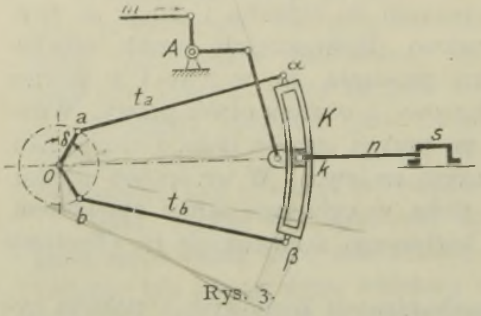
Osi parowozu, nie związane z tłokami, nazywamy *osiami luźnemi* albo *tocznemi.* Oznaczanie ustroju parowozu z uwagi na ilość osi następuje powszechnie w ten sposób, że osi toczne określamy liczbami arabskiemi, zaś osi sprzężone wielkiemi literami alfabetu, względnie przy pomocy kółek, przyczem kółka o małej średnicy oznaczają osi toczne, zaś kółka o większej średnicy, osi sprzężone, przyjmując przód parowozu po stronie lewej np.

○ ○	albo *B*
○ ○ ○	*C*
○ ○ o	*B 1*
o ○ ○	1 B
o ○ ○ o	*1 B 1*
o ○ ○ ○ o o	*1 C 2*
o o ○ ○ o	*2 B 1* i t. p.

Uruchomienie suwaka po płaszczyźnie, zwanej *zwierciadłem suwakowem*, następuje przy pomocy *mechanizmu stawidłowego*, zwanego krótko *stawidłem*, które obok powyższego zadania spełnia jeszcze dwa inne, a mianowicie umożliwia *wprowadzenie parowozu w ruch wsteczny*, oraz reguluje *dopływ pary do cylindrów*, czyli t. zw. *admisję pary.*

Najdawniejsze urządzenie stawidłowe, znane pod nazwą *stawidła kulisowego Stephensona* (rys. 3) wynalezione zostało przez Hove'a, ślusarza w fabryce Stephensona.

Na osi pędowej *O* osadzone są dwa *ekscentry a* i *b*, których *trzony* t_a i t_b związane są na końcach stalowym łukiem, zwanym *kulisą K*.



Rys. 3.

Kulisa zawieszona jest na parowozie w punkcie *A* w ten sposób, iż przy pomocy systemu dźwigni i *trzona m* można ją ze stanowiska maszynisty swobodnie podnosić do góry, lub opuszczać na dół. W wydrążeniu kulisy znajduje się stalowy klocek *k*, zwany kamieniem lub *wodzikiem kulisowym*, który przy poruszaniu kulisy ślizga się w jej wydrążeniu od punktu α do punktu β. Kamień kulisowy związany jest z suwakiem *s* zapomocą *trzona suwakowego n*.

Jeśli kamień kulisowy znajduje się w położeniu środkowem, jak na rys. 3, natenczas podczas obrotu osi pędowej kulisa wahać będzie około punktu środkowego *k* i suwak nie ruszy się z miejsca. Jeśli natomiast kulisę spuścimy wdół, natenczas kamień kulisowy przesunie się ku punktowi α i pozostając pod działaniem ekscentra *a*, wywoła przesunięcie suwaka wprzód. Odwrotne przesunięcie suwaka uzyskamy przy podniesieniu kulisy, a więc przy przesunięciu kamienia kulisowego ku punktowi β.

Obydwa ekscentry są pod takiemi kątami δ względem korby ustawione, że położeniu kamienia kulisowego między punktami *k* i α odpowiada ruch parowozu wprzód, zaś położeniu między punktami *k* i β ruch wsteczny. Odpowiednio do tego nazywamy ekscenter *a* ekscentrem dla jazdy wprzód, zaś ekscenter *b* dla jazdy wstecz.

Ruchy suwaka, a tem samem czas dopływu pary do cylindra, będą tem większe, im większą będzie odchyłka kamienia kulisowego od położenia środkowego, w ten sposób więc może maszynista swobodnie regulować dopływ pary do cylindrów. Podczas położenia środkowego, na które nastawione jest stawidło podczas postoju parowozu, są ruchy suwaka możliwe tak małe, że dopływ pary do cylindra jest zamknięty, a tem samem ruch tłoka niemożliwy.

Odmianami stawidła Stephensona są stawidła *Goocha* i *Allana*.

Podczas gdy w stawidle Stephensona maszynista podnosi ze swego stanowiska kulisę, czyni to przy stawidle Goocha z trzonem

suwakowym, zaś przy stawidle Allana uruchamia równocześnie obydwa elementy. Różnice tych trzech systemów polegają na łatwości manipulacji, wysokości i długości układu i kształcie kulisy, jednak żadne z nich nie wykazuje wybitnej wyższości.

Najwięcej rozpowszechnione jest obecnie stawidło *Walschaerta*, zwane w Niemczech stawidłem *Heusingera* (rys. 2). Kulisa, poruszana jednym ekscentrem, waha około punktu stałego; zamiast drugiego ekscentra znajduje się dźwignia, połączona z wodzikiem tłokowym. Przestawianie stawidła następuje przez podnoszenie, lub opuszczanie *trzona kulisowego a*. Wobec poprzednich wykazuje stawidło Walschaerta następujące korzyści: największą równomierność w rozdziale pary, małe opory tarcia, łatwe utrzymanie i nadzór.

Niektóre dalsze szczegóły ustroju parowozu poznamy przy opisie jego historycznego rozwoju.

2. SIŁA POCIĄGOWA.

Siła prężności pary, przeniesiona z cylindrów przy pomocy mechanizmu pędowego na obwód kół pędowych parowozu, służy do pokonania oporów ruchu pociągu i do nadania pociągowi pożądanej chyżości i dlatego nosi nazwę *siły pociągowej*.

Wielkość siły pociągowej zależy od trzech czynników, a mianowicie od wielkości tarcia kół pędowych po szynach, od dzielności maszyny parowej i od wydajności kotła.

Należycie zbudowany parowóz powinien zatem spełniać następujące trzy warunki:

1. Ciężar parowozu, spoczywający na osiach pędowych, który nazywamy *ciężarem adhezyjnym*, powinien być co najmniej tak wielki, aby tarcie na powierzchni szyn, wywołane tym ciężarem, było równe oporowi ruchu pociągu.

2. Maszyna parowa powinna być tak silna, by mogła z pożądaną chyżością przezwyciężyć opór ruchu pociągu.

3. Powierzchnia ogrzewalna kotła powinna dostarczać maszynie parowej ilość pary o wymaganej prężności, odpowiadającą zapotrzebowaniu.

Ogólnie biorąc, byłoby najkorzystniej, gdyby siła pociągowa, wyznaczona podług każdego z tych czynników, była jednakowo wielka, gdyż wówczas możnaby te czynniki w zupełności wyzyskać. W razie nierówności wpływu tych czynników na wielkość siły pociągowej, określona jest wydatność pracy parowozu czynnikiem najsłabszym, przy równoczesnem niewyzyskaniu czynników silniejszych.

a) Określenie siły pociągowej podług ciężaru adhezyjnego.

Obecność dostatecznie wielkiego tarcia między kołami pędowemi a szynami jest konieczna do uzyskania postępowego ruchu parowozu. Gdyby to tarcie było niewystarczające do pokonania oporów ruchu pociągu, natenczas po puszczeniu w ruch maszyny parowej otrzymalibyśmy obrót kół pędowych i ślizganie się ich po szynach, a parowóz nie ruszyłby z miejsca.

Tarcie między obręczami kół pędowych a szynami jest tarciem posuwistem, gdyż w razie, gdy ono jest za małe, występuje ślizganie się kół, a ponieważ jest ono konieczne do uzyskania ruchu postępowego parowozu, nazywamy je *tarciem użytecznem, tarciem adhezyjnem* lub krótko *adhezją*.

Wielkość adhezji parowozu określamy wzorem

$$Z_a = z_a \cdot L_a \qquad 1)$$

przyczem z_a jest współczynnikiem tarcia adhezyjnego, zaś L_a ciężarem adhezyjnym parowozu.

Oznaczając literą L całkowity ciężar parowozu wraz z tendrem, zaś literą α stosunek ciężaru, spoczywającego na osiach pędowych, do całkowitego ciężaru parowozu, otrzymamy wyrażenie na wielkość ciężaru adhezyjnego

$$L_a = \alpha \cdot L \qquad 2)$$

Wartość współczynnika α waha w granicach od 0·2 do 1·0 zależnie od ilości osi sprzężonych. Parowozy beztendrowe, posiadające wszystkie osi sprzężone, wyzyskują cały swój ciężar, jako adhezyjny, dla nich więc osiąga współczynnik α wartość 1·0, natomiast parowozy pośpieszne z jedną osią pędową mogą dojść z wartością współczynnika α do 0·2. Wielkość ciężaru adhezyjnego można dla każdego parowozu dokładnie oznaczyć.

Wartość współczynnika adhezyjnego z_a zależy od materjału, z jakiego sporządzone są obręcze kół pędowych i szyny, oraz od chwilowych warunków atmosferycznych.

Dla szyn suchych osiąga ten współczynnik wartość 0·143 do 0·167, dla szyn zanieczyszczonych kurzem, lub posypanych piaskiem 0·200 do 0·250, natomiast przy szynach wilgotnych, a zwłaszcza pokrytych warstewką lodu, spaść może do wartości 0·100, a nawet niżej.

Jako wartości średnie dla oznaczenia potrzebnego ciężaru adhezyjnego przy konstruowaniu parowozów przyjmuje się następujące ilości:

dla parowozów osobowych i pośpiesznych

na linjach z długiemi spadkami 0·15—0·16

„ „ z krótkiemi „ 0·17—0·20

dla parowozów towarowych

na linjach z długiemi spadkami 0·155—0·175

„ „ z krótkiemi „ 0·165—0·180

dla parowozów górskich

na linjach z długiemi spadkami 0·145—0·165

„ „ z krótkiemi „ 0·165—0·170

dla parowozów beztendrowych

z mało zmiennemi zapasami węgla i wody około 0·150

z bardzo „ „ „ „ 0·110—0·140

Oczywiście zdarzyć się może, iż w niekorzystnych warunkach atmosferycznych wartość współczynnika adhezyjnego dozna wydatnego obniżenia i parowóz nie może ruszyć z miejsca, mając przyczepiony ciężki pociąg. Maszyna parowa wprawi koła pędowe w ruch obrotowy, te jednak nie potoczą się po szynach, ale zaczną się ślizgać, gdyż wielkość tarcia adhezyjnego jest chwilowo mniejsza, niż opór pociągu. Szczególnie występuje to zjawisko przy ruszaniu z miejsca, gdyż opór pociągu jest wówczas znacznie większy, niż podczas jazdy. W takich wypadkach można współczynnik adhezyjny chwilowo zwiększyć, posypując szyny piaskiem. Każdy parowóz jest w tym celu wyposażony w urządzenie do sypania piasku na szyny przed przedniemi kołami pędowemi.

b) Określenie siły pociągowej podług dzielności maszyny parowej.

Weźmy pod uwagę parowóz z dwoma cylindrami bliźniaczemi, a więc parowóz, wyposażony dwiema maszynami parowemi jednocylindrowemi, rozmieszczonemi symetrycznie po obu stronach kotła. Dla średnicy tłoka d^{cm}, długości skoku tłoka l^{cm}, średnicy koła pędowego D^{cm} i ciśnienia pary na tłok p_i $^{kg}/_{cm^2}$, otrzymamy siłę pociągową obu cylindrów, mierzoną na obwodzie koła pędowego, z porównania prac podczas jednego obrotu tegoż koła

$$Z \cdot D \cdot \pi = 2 \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_i \cdot 2\,l \cdot \eta$$

czyli

$$Z = \eta \frac{d^2 \cdot l}{D} p_i \qquad 3)$$

Współczynnik η w powyższym wzorze określa stosunek siły pociągowej, mierzonej w cylindrach, do tejże siły, ujawniającej się na obwodzie kół pędowych. Ta ostatnia jest mniejsza od pierwszej, gdyż straty na sile wskutek oporów tarcia mechanizmu pędowego wynoszą 10 do 20%. Wobec tego wartość współczynnika η wynosi 0·8 do 0·9.

Wyraz p_i we wzorze 3) oznacza średnią prężność pary w cylindrze, która jest zawsze mniejsza od prężności pary w kotle z dwóch powodów.

Para z kotła dostaje się do cylindrów przewodami rurowemi, przyczem doznaje pewnego obniżenia temperatury, a tem samem częściowego skroplenia przy zetknięciu z chłodniejszemi ścianami cylindra, co pociąga za sobą obniżenie jej prężności. Drugi powód stanowi wyzyskanie rozprężania się czyli t. zw. *ekspanzji pary*. Byłoby to marnowaniem kosztownej energji pary, gdybyśmy ją wprowadzali do cylindra podczas całego czasu ruchu tłoka, gdyż wówczas byłoby trzeba wypuszczać do komina zużytą parę, posiadającą znaczną prężność. Dlatego zamykamy dopływ pary do cylindra w chwili, gdy tłok przebył zaledwie część skoku, poczem zamknięta w cylindrze ilość pary prężnością swą pcha tłok dalej i równocześnie rozpręża się, zwiększając swoją objętość. Mówimy wówczas, że para pracuje z ekspanzją.

Stosunek drogi przebytej przez tłok w czasie dopływu pary do cylindra, do całkowitego skoku tłoka, nazywamy *stopniem napełnienia* i oznaczamy go zazwyczaj w procentach. Tak np. stopień napełnienia wynosi 50%, gdy zamknięcie dopływu pary do cylindra nastąpiło w chwili, gdy tłok przebył połowę swego skoku.

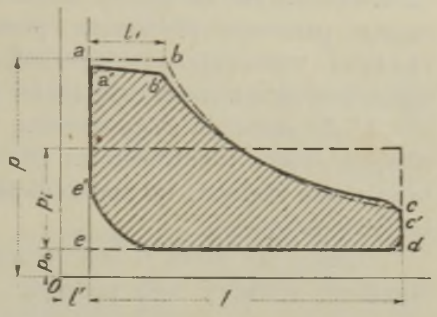
Przebieg zmiany prężności pary w cylindrze podczas jednego skoku tłoka tam i zpowrotem można zmierzyć bezpośrednio na parowozie przy pomocy *indikatora*.

Indikator jest to mały walec metalowy naśrubowany na cylinder parowozu w ten sposób, że para z cylindra wpływa swobodnie do niego. Walec ten zamknięty jest ruchomym tłokiem, na którego trzonku umieszczony jest ołówek. Przy zmianie prężności pary w cylindrze tłok indikatora podnosi się, lub opada, a ołówek kreśli diagram zmiany tej prężności na papierze, nawiniętym na obracającym się bębnie.

Schemat diagramu indikatorowego przedstawiony jest na rys. 4.

Gdyby ekspanzja pary w cylindrze odbywała się zgodnie z prawem Mariotte'a, otrzymalibyśmy wykres *a b c d e* dla napełnienia l_1. W rzeczywistości otrzymamy diagram zakreskowany. Prężność pary w kotle p dozna pewnego zmniejszenia wskutek oziębienia w rurze dopływowej i w komorze suwakowej i otrzymamy punkt a' zamiast a. Wskutek dalszego ochłodzenia przy zetknięciu ze ścianami cylindra, a jeszcze bardziej z powodu stopniowego przymykania do-

pływu pary przez suwak (t. zw. dławienia pary), linja $a' b'$ na przestrzeni l_1 będzie pochyła, a nie pozioma. Na przestrzeni $b' c'$ mamy pracę pary z ekspanzją, przyczem krzywa ta w drugiej swej części podnosi się ponad krzywą Mariotte'a z powodu ogrzania rozprężającej się pary silniej ogrzanemi ścianami cylindra. Koniec krzywej przy c' opada silnie wskutek przedwczesnego odpływu pary, poczem krzywa, osiągnąwszy prężność p_0, nieco wyższą od normalnej prężności powietrza (około 1·5 atm), podnosi się przy ruchu wstecznym tłoka z powodu ściśnienia pary, zamkniętej w cylindrze, a wreszcie od punktu e' podnosi się silnie wskutek przedwczesnego dopływu i osiąga znowu punkt a'.



Rys. 4.

Wymiar l' oznacza przestrzeń szkodliwą między końcem skoku tłoka a dnem cylindra.

Jeśli zakreskowaną powierzchnię zamienimy na prostokąt o podstawie l, to wysokość jego p_i jest szukaną średnią prężnością pary w cylindrze, zawartą we wzorze na siłę pociągową.

Prężność tę nazywamy *prężnością wskazaną*, albo *indikowaną*.

Badania wykresów indikatora wykazały, że prężność wskazana zależy od prężności pary w kotle, od stopnia napełnienia cylindra, oraz od prędkości jazdy.

Spostrzeżenia Goosa wykazały, że ze wzrostem prędkości jazdy prężność wskazana zmniejsza się dość znacznie i tak np. przy prężności pary w kotle 9·1 atm. i przy napełnieniu 25% wynosiła prężność wskazana przy chyżości jazdy 24 $^{km}/_{g}$ — 3·1 atm., zaś przy chyżości jazdy 88 $^{km}/_{g}$ zaledwie 1,27 atm.

Badania Grovego wykazały, że zmniejszenie stopnia napełnienia wpływa korzystnie na rozchód pary i tak np. przy zmniejszeniu napełnienia z 50% na 25% okazał się rozchód pary prawie o 40% mniejszy. Przypisać to należy tej okoliczności, że przy większej ekspanzji zmniejsza się niekorzystny wpływ miejsc szkodliwych. Wynika z tego, iż byłoby rzeczą ekonomiczną pracować małemi napełnieniami. Jednak ze zmniejszeniem napełnienia maleje prężność wskazana, a z nią siła pociągowa. Chcąc zachować tę samą siłę pociągową, należałoby zwiększyć wymiary cylindrów, to zaś ograniczone jest przestrzenią rozporządzalną. Zatem w wypadku, gdy potrzebna jest duża siła pociągowa, a więc dla ciężkich pociągów i stromych spadków, dopływ pary powinien być większy, niż wówczas, gdy pożądane jest zwiększenie chyżości, a można zadowolnić się mniejszą siłą pociągową. Parowozy pociągów towarowych pracują zatem znacznie większemi napełnieniami, niż parowozy pociągów osobowych i pośpiesznych.

We wzorze 3) występuje w mianowniku średnica koła pędowego, a więc siła pociągowa maleje ze wzrostem średnicy tychże kół, czyli ekonomiczną rzeczą byłoby stosowanie niskich kół pędowych. Tymczasem parowozy pośpieszne, przeznaczone do rozwinięcia wielkich chyżości, wymagają wysokich kół, gdyż ilość obrotów ich w jednostce czasu jest ograniczona względami konstrukcyjnemi.

N. Z. określają dopuszczalną ilość obrotów kół pędowych dla różnych typów parowozów na 180 do 360 w minucie, przyczem ilość ta jest tem większa, im spokojniejszy ruch jest zapewniony rodzajem budowy parowozu.

Oznaczając literą n ilość obrotów w sekundzie, otrzymamy dla określenia średnicy koła pędowego wzór

$$D^{cm} = \frac{100}{n \cdot \pi} \cdot V^{m}/_{s} \qquad 4)$$

Używany jest następujący praktyczny wzór na określenie średnicy koła pędowego

$$D^{m}/_{m} = 800 + 15\, V^{km}/_{g} \qquad 5)$$

Odpowiednio zbudowany parowóz powinien mieć możność zupełnego wyzyskania swej adhezji i siły pociągowej, a zatem podług wzorów 1) i 3) powinna zachodzić równość

$$z_a \cdot L_a = \eta \cdot \frac{d^2 \cdot l}{D} \cdot p_i \qquad 6)$$

c) Określenie wydajności kotła podług wymaganej siły pociągowej.

Do pokonania oporów ruchu pociągu podczas jazdy z chyżością $V^{m}/_{s}$ musi parowóz wykonać pracę, wyrażoną w koniach parowych

$$N^{HP} = \frac{Z^{kg} \cdot V^{m}/_{s}}{75} = \frac{Z^{kg} \cdot V^{km}/_{g}}{270} \qquad 7)$$

przyczem Z^{kg} oznacza rozporządzalną siłę pociągową, określoną wzorem 3). Pracę sekundową, określoną wzorem 7) nazywamy *mocą parowozu*. Moc parowozu zależy głównie od wielkości powierzchni ogrzewalnej kotła H i możemy napisać ogólnie

$$N = \nu \cdot H \qquad 8)$$

Współczynnik ν, oznaczający moc parowozu, odpowiadającą jednostce powierzchni ogrzewalnej, zależy od stosunku tejże powierzchni do powierzchni rusztu R, od prężności pary w kotle, od pojemności cylindrów i od ilości obrotów kół pędowych, a więc od chyżości.

Prof. Frank podaje następujące wzory na określenie współczynnika ν w koniach parowych:

parowozy osobowe i pośpieszne: $v = 1{\cdot}17\ \sqrt{v}$
„ ciężarowe . . . . . $v = 0{\cdot}6 + \sqrt{v}$
„ beztendrowe . . . . . $v = 2{\cdot}0 + 0{\cdot}8\sqrt{v}$ } 9)

przyczem v jest chyżością w metrach na sekundę.

Średnie wartości współczynnika v wynoszą:

dla parowoz. osobow. i pośpiesznych bliźniaczych 4·2 do 5·3 *HP*
„ „ „ „ sprzężonych 4·5 do 7·4 *HP*
„ „ ciężarowych bliźniaczych . . . . . 3·5 do 4·5 *HP*
„ „ „ sprzężonych . . . . . 3·8 do 5·0 *HP*

Bardzo ważny w konstrukcji parowozu jest stosunek $\frac{H}{R}$ i zależy głównie od rodzaju paliwa. Dobry węgiel, który można spalać w grubej warstwie, wymaga mniejszej powierzchni rusztu, niż węgiel miałki. Przeciętnie wynosi ten stosunek dla parowozów osobowych i pośpiesznych 50 do 60, dla parowozów ciężarowych i beztendrowych 55—65. Najwyższa wartość dla dobrego węgla wynosi 70, najmniejsza dla miału węglowego 25.

Podług wzorów 7) i 8), oraz podanych cyfr można dla pożądanej siły pociągowej określić potrzebną wielkość powierzchni ogrzewalnej i powierzchni rusztu. Od wielkości powierzchni ogrzewalnej zależą wymiary kotła, a więc i ciężar parowozu. Na jednostkę ciężaru parowozu wypada wielkość powierzchni ogrzewalnej:

dla parowozów z osobnym tendrem 2·2 do 3·2 m^2, średnio 2·8 m^2,
„ „ beztendrowych 1·7 do 2·1 m^2, średnio 1·9 m^2.

Podług tych danych obliczyć możemy przybliżony ciężar parowozu L. Jeśli wypada on większy od wyznaczonego poprzednio ciężaru adhezyjnego L_a, natenczas należy albo silniej obciążyć osi pędowe, albo też wprowadzić osi luźne. W przeciwnym wypadku należy wyznaczyć powierzchnię ogrzewalną H podług danego ciężaru adhezyjnego, a wówczas będzie wydajność kotła większą od żądanej.

Ilość zużywanej pary zależy głównie od chyżości jazdy, zaś ilość zużywanego opału także od jego dobroci.

Średnie wartości na jednego konia parowego i godzinę wynoszą:

	zużycie pary *kg*	zużycie węgla *kg*
parowozy pośpieszne	10·0	2·0
„ osobowe	10·5	2·0
„ ciężarowe	12·3	2·2
„ górskie	14·0	2·3
„ dla wyjątkowo wielk. pracy	17·0	2·9

Ilość wody przyjmować należy 1·2 razy większą, niż ilość pary.

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Podług tych danych oznaczyć możemy pojemność tendra.

Wymiary cylindrów można również dobrać odpowiednio.

Skok tłoka l przyjmujemy zazwyczaj 550 do 660 $^{m}/_{m}$, a w szczególności dla parowozów pośpiesznych i osobowych 0·30 do 0·38 średnicy koła pędowego, dla beztendrowych parowozów pośpiesznych i osobowych 0·33 do 0·40; dla parowozów ciężarowych i parowozów mniejszych 0·45 do 0·55 średnicy koła pędowego.

Dla przyjętej wielkości skoku tłoka otrzymamy średnicę cylindra parowozu bliźniaczego z wzoru

$$d^{cm} = \sqrt{\frac{Z^{kg} \times D^{m}/_{m}}{p_i^{kg}/_{cm^2} \times l^{m}/_{m}}} \qquad 10)$$

Podług powyższych danych określić można odpowiednie najważniejsze wymiary parowozu z dochowaniem warunku ich należytego ustosunkowania.

3. HISTORYCZNY ROZWÓJ PAROWOZU.

Rozwój parowozu przypada w całości na wiek 19-ty. Jako pierwsze wymienić należy nazwisko *Trevithicka*, mechanika angielskiego, który wypowiedział zdanie, że parowóz tylko w połączeniu z torem ma przyszłość przed sobą.

W r. 1804 zbudował Trevithick pierwszy parowóz, przeznaczony do transportu wózków z węglem w kopalni. Ponieważ parowóz ten okazał się zbyt lekki, aby skutecznie konkurować z końmi, gdyż mógł prowadzić tylko nieznaczny ciężar z małą chyżością, odjęto mu koła i użyto w kopalni, jako stałą maszynę parową do pompowania wody. Wkrótce buduje Trevithick drugi, znacznie cięższy parowóz i urządza w Londynie tor eliptyczny, na którym produkuje się jazdą przed publicznością, celem pozyskania środków finansowych do rozwinięcia swego pomysłu. Niestety tor zbudowany był z kruchych szyn z żelaza lanego, który pewnego dnia załamał się, parowóz się wykoleił i doznał uszkodzeń. Niepowodzenie to, łącznie z trudnościami finansowemi, zniechęciło Trevithicka; doszedł on do błędnego wniosku, że parowóz z gładkiemi kołami pędowemi na gładkich szynach nie zdoła rozwinąć dostatecznej siły pociągowej i zarzucił dalsze doświadczenia.

Celem sztucznego zwiększenia adhezji próbują wynalazcy różnych sposobów.

Blenkinsop zaopatruje boczną ścianę szyny poziomemi szczeblami, o które zaczepiają zęby osobnego koła zębatego; *Brunton* łączy tłok cylindra z systemem dźwigni, które popychają parowóz podobnie, jak tylne nogi końskie i t. p.

Mija szereg lat, a błędne próby nie posunęły naprzód idei, zapoczątkowanej przez Trevithicka; dopiero w r. 1813 podjął *Hedley* jego myśl i na podstawie doświadczeń doszedł do przekonania, że tarcie adhezyjne wystarczy do nadania parowozowi dostatecznej siły pociągowej, jeśli koła pędowe otrzymają odpowiednie obciążenie.

Obok kwestji ciężaru adhezyjnego, przedstawiała wielkie trudności sprawa przenoszenia siły pociągowej z tłoka na koła pędowe. Stosowany w tym celu system kół zębatych okazał się nieodpowiedni. Obok nieznośnego hałasu, jaki koła zębate sprawiały podczas jazdy, wymagały one stałego i niezmiennego odstępu osi, aby uzyskać należyte zaczepianie zębów, co czyniło układ sztywnym; wielkie opory tarcia zużywały wiele siły pociągowej, a twarda jazda niszczyła bardzo tor kolejowy.

Jerzy Stephenson, uważany słusznie za twórcę parowozu, badał pilnie postępy swoich poprzedników, poznał wszystkie błędy dotychczasowych konstrukcyj i ogarnąwszy swym genjalnym umysłem doniosłość pomysłu, przystąpił do pracy. Pierwszy parowóz Stephensona, zbudowany w r. 1814 i wzorowany na swych poprzednikach, posiadał jedną nowość, a mianowicie dyszę wylotową w kominie. Wskutek uzyskanego w ten sposób intensywnego spalania węgla, podniosła się wydajność kotła, a tem samem dzielność parowozu, który na spadku ponad 2‰ prowadził pociąg o ciężarze 30 tonn z chyżością 4 *km* na godzinę.

Drugi parowóz Stephensona, zbudowany w r. 1816, wykazuje już doniosłe zmiany.

Przenoszenie siły z tłoków na koła pędowe następuje przy pomocy mechanizmu korbowego, zamiast systemu kół zębatych; parowóz otrzymuje dwa cylindry z korbami, przestawionemi o 90° celem uniknięcia t. zw. *położenia martwego* i dwie osi pędowe, sprzężone zapomocą łańcucha bez końca, a sprężyste ułożenie kotła na ramie następuje przy pomocy małych, pionowych cylindrów, połączonych z kotłem i opatrzonych tłokami.

Wszystkie dotychczasowe parowozy Stephensona pełniły służbę w obrębie kopalni przy dowozie węgla i rudy, nie znalazły natomiast zastosowania dla ruchu publicznego.

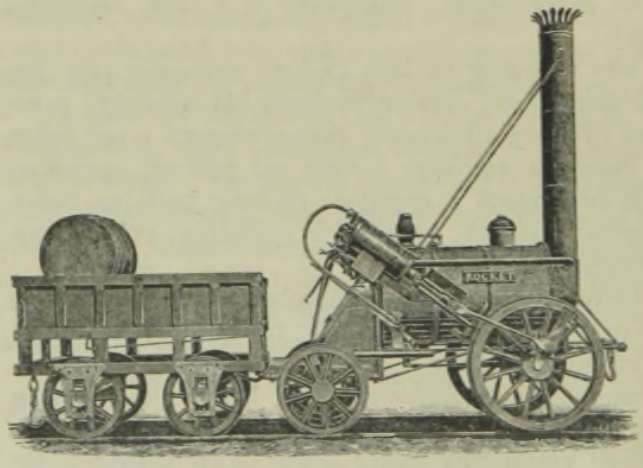
W r. 1822 postanowiono zbudować kolej konną do przewozu osób i towarów między miastami Stockton i Darlington w Anglji. Stephenson zbudował podówczas szereg torów kopalnianych i zapragnął wykorzystać swe doświadczenie na polu trasowania i budowy kolei. Dyrekcja projektowanej kolei przyjęła jego ofertę i powierzyła mu kierownictwo tej budowy. Stephenson rozpoczął wówczas ener-

giczną akcję celem wprowadzenia na budującej się kolei ruchu lokomotywowego. Mimo wielkich trudności i niechęci czynników miarodajnych, oceniających nawet z rezerwą trzeźwość jego umysłu, uzyskał tyle, że w akcie koncesyjnym wspomniano o możliwości ruchu parowego. Mimo tego, gdy czas otwarcia kolei się zbliżał, zarządzono zakupno koni do prowadzenia ruchu, a Stephenson uzyskał jedynie pozwolenie na przeprowadzenie próby i w tym celu zakupiono u niego 3 parowozy, natychmiast przez niego dostarczone.

W dniu 27 września 1825 przeprowadził Stephenson pociąg, złożony z 34 wózków, o łącznym ciężarze 90 tonn z prędkością, dochodzącą miejscami do 19 $^{km}/_{g}$. Korzystny wynik jazdy próbnej skłonił dyrekcję do wprowadzenia na tej pierwszej na świecie, publicznej linji kolejowej, ruchu mieszanego. Odcinki z silnemi spadkami urządzone były jako kolej linowa, uruchomiona przy pomocy stałej maszyny parowej; na odcinkach pozostałych ruch osobowy prowadziły konie, zaś ruch towarowy parowozy Stephensona.

Zwycięstwo Stephensona nie było jednak zupełne, jak to okazało się podczas budowy kolei z Liverpoolu do Manchesteru, której kierownictwo jemu powierzono. Dzięki usilnym zabiegom Stephensona rozpisano konkurs na budowę lokomotywy.

Według warunków konkursu miał parowóz ważyć co najwyżej 6 tonn i miał na torze poziomym prowadzić pociąg z ładunkiem 20 tonn z chyżością 16 $^{km}/_{g}$.



Rys. 5.

Tymczasem w prasie angielskiej rozpoczęła się energiczna kampanja przeciw pomysłowi Stephensona, wywołana poczęści przez Towarzystwo kanałowe dla kanału żeglugi między Liverpoolem a Manchestrem, któremu budowana linja kolejowa stwarzała groźną konkurencję. Znawcy, zaproszeni do oceny wynalazku Stephensona, wydali opinję nieprzychylną. Ter-

min konkursu, wyznaczony na dzień 6 października 1829 nadszedł, a równina pod Rainhill koło Liverpoolu, gdzie miały odbyć się jazdy konkursowe, zaroiła się tłumem publiczności, żądnej niezwykłego widowiska. Do zawodów stanęły cztery lokomotywy, a mianowicie: Rakieta z fabryki Stephensona w Newcastle, Novelty Ericksona, Sanspareil Hackwortha i Perseverance Burstalla. Pierwszą nagrodę otrzymała *Rakieta* Stephensona (rys. 5). Przepisaną dziesięciokrotną turę przebyła w ciągu 3 g. 12 min., osiągając miejscami chyżość 45 $^{km}/_{g}$. Jazdy próbne ukończono w dniu 8 października 1829 r. i dzień ten jest dniem narodzin kolei żelaznej.

Otwarcie kolei Liverpool-Manchester nastąpiło w r. 1830 parowozem Stephensona „Northumbrian".

Fabryka Stephensona w Newcastle rozwija się bardzo szybko, dostarczając parowozów nietylko kolejom angielskim, lecz także na stały ląd Europy i do Ameryki, przyczem każdy następny parowóz wykazuje coraz dalej sięgające udoskonalenia. Parowóz „Planet", zbudowany w r. 1831 dla kolei Liverpool-Manchester, posiadał dwa poziome cylindry, symetrycznie ułożone po obu stronach kotła; w kotle znajdowało się 129 rur płomiennych; dwie osie otrzymały sprzężenie przy pomocy korb i drążka, a ciśnienie pary w kotle wynosiło 4 atmosfery.

Nawiasowo dodać tu należy, że Stephenson okazał się genjalny także, jako inżynier budowy. Kolej liverpoolska przedstawiała niezwykłe na owe czasy trudności budowlane. Wykonano tam tunel, kilka większych mostów, przekopy skaliste, dochodzące do 20 *m* głębokości, a przedewszystkiem śmiałe przekroczenie długich i głębokich bagien.

Z chwilą otwarcia ruchu lokomotywowego na kolei liverpoolskiej, rozpoczyna się w Anglji gorączkowy ruch na polu budowy kolei, który szybko przenosi się do Ameryki i na kontynent Europy.

Ameryka wyprawiła do Anglji inżyniera *Allana*, aby przypatrzył się nowemu wynalazkowi i ewentualnie zakupił kilka parowozów. Przywiezione przez Allana parowozy angielskie nie mogły wprawdzie kursować na istniejących torach amerykańskich, które odznaczały się bardzo ostremi łukami, ale stanowiły wzory do wytworzenia własnych typów. Pierwszą linję kolejową w Ameryce otwarto w roku 1831 między miastami Camden i Amboy, lokomotywą Stephensona John Bull.

Parowóz Allana, zbudowany w r. 1831, posiadał już 4 osi sprzężone; amerykańskie parowozy wykazują również znacznie wyższe

prężności pary. W czasie, gdy w Anglji nie wychodzono poza 4½ atm., stosowano w Ameryce prężności 8 do 10 atm. W r. 1833 pojawia się wprowadzone przez *Norrisa* podparcie parowozu *wozakiem*, czyli t. zw. *trukiem*. Jestto dwu- lub trójosiowy wózek na niskich kołach i o małym rozstawie osi, podpierający przód parowozu za pośrednictwem czopa, który pozwala na swobodny skręt wózka względem osi podłużnej parowozu, a tem samem ułatwia jego przejazd przez ostre łuki. Bliżej poznamy ustrój wozaka w rozdziale IV, traktującym o krzywiznach. Pierwszą fabryką parowozów w Ameryce była istniejąca dotychczas fabryka Baldwina.

W Niemczech otwarto pierwszą linję kolejową z Norymbergi do Fürth w r. 1835. Otwarcia dokonała lokomotywa „Adler", zbudowana w fabryce Stephensona i wzorowana na Planecie. Otwarcia drugiej z rzędu kolei niemieckiej z Drezna do Lipska w r. 1836 dokonała lokomotywa „Saksonia", zbudowana już w Niemczech. Wielką fabrykę lokomotyw Borsiga w Berlinie otwarto w roku 1841.

Pierwszą linją kolejową na obszarze Polski była kolej Warszawsko-Wiedeńska, otwarta w r. 1845, a prawie równocześnie z nią kolej z Krakowa przez Krzeszowice do Słupny nad Przemszą, jako część późniejszej kolei Północnej.

Ważną datę w rozwoju lokomotywy stanowi rok 1841.

Dotychczasowe lokomotywy posiadały prymitywne i uciążliwe dla obsługi urządzenie do zmiany kierunku jazdy. Korba, względnie ekscenter, uruchomiające suwaki, były naklinowane na oś pędową. Jeśli maszynista chciał zmienić kierunek jazdy, musiał po zatrzymaniu parowozu zejść ze swego stanowiska, odklinować korbę, przestawić i na nowo zaklinować, a czynność ta wymagała oczywiście sporo czasu i samo urządzenie łatwo się rozluźniało i psuło. To też wynalezienie znanego nam już stawidła kulisowego stanowi duży krok naprzód w wydoskonaleniu parowozu.

Osobna wzmianka należy się budowie *kolei przez Semmering*, otwartej w r. 1854. Istniało podówczas już sporo kolei na kontynencie Europy, ale tu chodziło po raz pierwszy o przekroczenie górskiego pasma alpejskiego linją, przeznaczoną dla ruchu światowego, o niestosowanych dotychczas spadkach i licznych a ostrych łukach. Studja trasy tej kolei objął inżynier *Karol Ghega*, który na podstawie doświadczeń, zebranych w Ameryce, zaproponował zbudowanie kolei adhezyjnej. Jakkolwiek znawcy, wezwani przez rząd austrjacki do oceny projektu Ghegi, oświadczyli się przeciw niemu i zaproponowali budowę kolei linowej, rząd zdecydował się na linję adhezyjną i równocześnie rozpisał konkurs na budowę lokomotywy.

Według warunków konkursu miała lokomotywa, przy korzystnych warunkach atmosferycznych, prowadzić na spadku 25‰ i w łuku o promieniu 284 *m* pociąg, ważący 125 tonn z chyżością co najmniej 14·2 $^{km}/_{g}$.

Wobec znanych podówczas konstrukcyj parowozów, były to warunki bardzo ciężkie. Celem uzyskania dostatecznej siły pociągowej, trzeba było zbudować kocioł o wielkiej pojemności i znacznej prężności pary, więc ciężar i wymiary parowozu musiały wzróść wysoko ponad dotychczasową miarę.

Aby uniknąć nadmiernego obciążenia toru, trzeba było podeprzeć parowóz większą ilością osi i wszystkie osie sprzęgnąć celem wyzyskania całego ciężaru parowozu, jako ciężaru adhezyjnego, a tymczasem sprzężenie wszystkich osi utrudniało parowozowi przejazd przez ostre łuki.

Do konkursu stanęły cztery parowozy: Bavaria z fabryki Maffei w Monachjum, Wiener Neustadt z fabryki w tem mieście, Seraing z fabryki Cockerilla w Seraing w Belgji i Vindobona z fabryki w Gloggnitz.

Sąd konkursowy miał trudne zadanie do spełnienia, gdyż miał orzekać o rzeczach, co do których brak było doświadczeń; to też nic dziwnego, iż orzeczenie wypadło mylnie, jak to przyszłość okazała. Znawcy skierowali główną uwagę na oszczędność w paliwie i ruchliwość parowozu, nie zważając na trwałość i niezawodność konstrukcji. Nagrodę otrzymała Bavaria, zaś co do Vindobony oświadczył się sąd przeciw jej użyteczności, a tymczasem ten właśnie parowóz okazał się po pewnych zmianach najlepszym i jako parowóz Engertha prowadzi dotychczas pociągi na linjach Semmeringu i Brennera. Zastosowane w parowozach konkursowych sprzęgnięcie osi tendra z parowozem przy pomocy łańcucha bez końca, celem wyzyskania ciężaru tendra jako adhezyjnego, okazało się niepraktyczne i zostało zarzucone. Budowa kolei przez Semmering okazała, że ruch parowozowy da się przeprowadzić nawet w bardzo trudnych warunkach terenowych i stanowi pierwowzór dla całego szeregu wspaniałych przekroczeń alpejskich, o których wspomniemy w nauce o trasowaniu kolei. Austrję uważa się słusznie za ojczyznę kolei i parowozów górskich.

W dalszym rozwoju parowozu wymienić należy rok 1876, w którym inżynier szwajcarski Mallet zbudował pierwszy *parowóz o cylindrach sprzężonych (parowóz dwuprężny)*. Wielkość siły pociągowej parowozu zależy, jak wiemy, od wymiarów cylindra i od średnicy koła pędowego, oraz od prężności pary. Ponieważ wymiary cylindrów są ograniczone względami konstrukcyjnemi, zaś średnica kół pędowych

jest określona pożądaną chyżością jazdy, więc zwiększenie siły pociągowej uzyskać możemy przez podniesienie prężności pary. I rzeczywiście obecnie prężność ta dochodzi do 15, 16 a nawet 18 atmosfer. Im wyższa jest prężność początkowa, tem obszerniejsze mogą być granice ekspanzji.

Tymczasem w cylindrach *parowozów bliźniaczych (jednoprężnych)* granice ekspanzji nie mogą być zbyt obszerne, gdyż wobec wzrostu objętości pary ze spadkiem prężności zaszłaby potrzeba budowy cylindrów o wielkości, niedopuszczalnej ze względu na rozporządzalne miejsce, a nadto zbyt silne ochładzanie ścian cylindra powodowałoby znaczne skraplanie pary, ze szkodą dla samej kosztownej energji, jak i dla cylindra. Wobec tego należałoby przy wysokiej prężności początkowej wypuszczać parę zużytą z cylindra o dość znacznej jeszcze prężności, co znów byłoby marnotrawieniem energji.

Wszystkich tych trudności i strat unikamy, przeprowadzając parę przez dwa cylindry. Z kotła wpływa para do *cylindra o wysokiem ciśnieniu (wysokoprężnego)*, gdzie ekspanduje do pewnej granicy, poczem wpływa do *cylindra o niskiem ciśnieniu (niskoprężnego)* w którym oddaje resztę swej energji. Oczywiście objętość obu cylindrów musi być różna, gdyż para, zmniejszając prężność, zwiększa równocześnie swą objętość i stosunek tych objętości, używany przy parowozach, wynosi 1 : 2·5 do 1·3; zaś spadki ciśnień i temperatury wynoszą przy prężności początkowej np. 12 atm. i temperaturze 190° C. w cylindrze o wysokiem ciśnieniu 5 do 4 atm. z temperaturą około 150° C., zaś w cylindrze o niskiem ciśnieniu od 3 atm. z temperaturą około 140° C. do 1·3 atm. i temperatury 113° C.

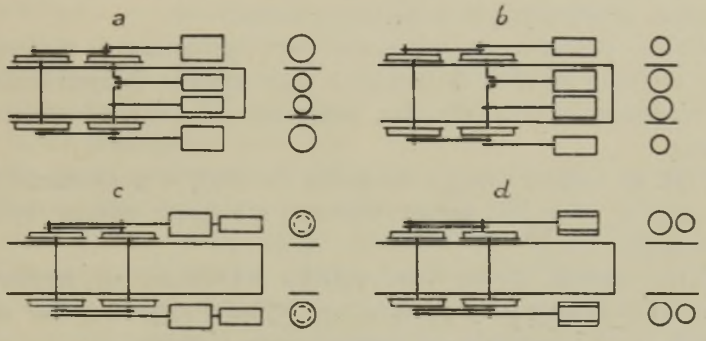
Oszczędność na parze i węglu wynosi przy zastosowaniu cylindrów sprzężonych wobec bliźniaczych około 15%.

Niekorzyścią ustroju dwuprężnego jest więcej skomplikowana budowa parowozu i urządzenia stawidłowego, to też parowozy te znalazły przedewszystkiem tam zastosowanie, gdzie liczono się bardzo z oszczędnością paliwa. Najobszerniej wprowadzono ten ustrój w Austrji i w Niemczech, a także we Francji i w Ameryce, natomiast Anglja zatrzymała ustrój jednoprężny. Parowozy dwuprężne posiadają 2, 3 lub 4 cylindry.

Parowozy dwucylindrowe mają prawy cylinder wysokoprężny, a lewy niskoprężny, z korbami przestawionemi o 90°. Wobec takiego przestawienia korb, para nie może po wykonaniu pracy w cylindrze o wysokiem ciśnieniu przepłynąć wprost do cylindra niskoprężnego, lecz musi być przez moment przechowana w zbiorniku, zwanym *receiverem*, a doznając tam pewnej kondenzacji, traci nieco ze swej prężności.

Parowozy trójcylindrowe mają zazwyczaj jeden cylinder o wysokiem ciśnieniu, leżący w pośrodku i oddający parę dwom cylindrom o niskiem ciśnieniu, ułożonym po obu stronach kotła. Korby poszczególnych cylindrów otrzymują przestawienie o 120°, albo też korby cylindrów o niskiem ciśnieniu przestawione są o 90° względem siebie, a o 135° względem cylindra o wysokiem ciśnieniu.

Parowozy czterocylindrowe wykonane są podobnie, jak dwucylindrowe bliźniacze, czyli mają obustronnie niezależne od siebie maszyny parowe, przyczem każda posiada jeden cylinder o wysokiem



Rys. 6.

i jeden o niskiem ciśnieniu. Wzajemny układ cylindrów może być rozmaity. Rysunki 6 *a*, *b*, *c* i *d* przedstawiają układy, najczęściej spotykane. Korby każdej pary cylindrów jednej maszyny przestawione są zawsze o 180°, zaś korby obu maszyn parowych o 90°.

Parowozy dwu- i trójcylindrowe otrzymywać muszą osobne urządzenia do ruszania z miejsca, gdyż może zajść wypadek, że cylinder o niskiem ciśnieniu jest zamknięty suwakiem w chwili ruszania i nie otrzymuje wcale pary, maszynista musi więc mieć możność doprowadzenia świeżej pary wprost do tego cylindra, czyli zamiany chwilowej mechanizmu sprzężonego na bliźniaczy. Urządzenie to jest dość skomplikowane i stanowi ujemną stronę ustroju wobec parowozów czterocylindrowych.

Mówiąc o rozwoju lokomotywy, wspomnieć należy jeszcze o parowozach, uruchomionych *parą przegrzaną*, wprowadzonych po raz pierwszy przez Schmidta w r. 1898, a używanych obecnie prawie wyłącznie.

Para sucha, czyli nasycona jest najkorzystniejszym produktem, jaki można otrzymać w kotle, w którym para styka się bezpośrednio z wodą. Para nasycona odznacza się tem, że jej prężność, objętość

i temperatura posiadają ściśle określone, wzajemne wartości. Nie można podnieść temperatury takiej pary bez równoczesnego zwiększenia prężności i odwrotnie. Jeśli natomiast parę nasyconą wprowadzimy do osobnego zbiornika, zwanego *przegrzewaczem*, nie mającego styczności z wodą i tam będziemy ją dalej ogrzewali, natenczas podniesiemy jej temperaturę przy niezmiennej prawie prężności. Taką parę nazywamy *przegrzaną*. Różni się ona tem od nasyconej, że nabiera cech właściwego gazu, a więc jest lotniejsza i mimo pewnego spadku temperatury nie zmniejsza swej prężności i nie skrapla się tak łatwo. Przytem jest złym przewodnikiem ciepła, więc nie tak łatwo oddaje swe ciepło chłodniejszym ścianom cylindra.

Wobec powyższych własności pary przegrzanej możemy dopuścić szerokie granice ekspanzji, a więc używać dużych cylindrów, przy miernem napełnieniu, bez potrzeby stosowania ustroju dwuprężnego.

Zysk na wodzie i węglu dochodzi do 20% w porównaniu z parą nasyconą, a więc jest nawet wyższy, niż przy użyciu cylindrów sprzężonych.

Jako ujemną stronę tego ustroju wymienia się niekorzystny wpływ temperatury pary przegrzanej, wyższej zwykle o 100° od temperatury pary nasyconej, na uszczelnienia i smary.

Obecnie stosowane są parowozy bliźniacze dwucylindrowe z parą przegrzaną, a to dla prostoty ustroju, lecz pojawiają się już coraz liczniej parowozy o trzech i czterech cylindrach bliźniaczych celem zwiększenia siły pociągowej.

Dalszy postęp w rozwoju parowozu stanowią: wprowadzenie kotłów wodnorurkowych, stawidła wentylowego Lentza, maszyn przelotowych Stümpfa, oraz motorów spalinowych Diesla i turbin parowych zamiast maszyn parowych. Wszystkie te nowości otwierają przed parowozem szerokie horyzonty, ograniczamy się jednak do tej krótkiej wzmianki, ponieważ nowości te jeszcze stadjum prób nie przeszły. O urządzeniach, ułatwiających przejazd parowozu przez łuki, mówić będziemy w rozdziale o krzywiznach.

Z rozwojem kolei żelaznych wzrastały wymagania co do ciężaru pociągów i chyżości jazdy, a w parze z temi wymaganiami szło zwiększanie ciężaru parowozów i prężności pary, oraz związane z ciężarem zwiększanie ilości osi sprzężonych. Podczas gdy pierwsze lokomotywy posiadały prężność pary 4 do 5 atmosfer, dochodzimy dziś z prężnością do 18 atmosfer. Obciążenie osi wynosiło dawniej 4 do 6 tonn, a obecnie dochodzi do 18 tonn, a w Ameryce nawet do 26 tonn. Ciężary silnych parowozów pośpiesznych, mających przebywać długie przestrzenie

bez zatrzymania przy chyżościach, przekraczających 100 $^{km}/_{g}$, dochodzą obecnie wraz z tendrem do 120 tonn, a w Ameryce nawet do 390 tonn.

Dla linij krótkich, nie wymagających dużego zapasu paliwa i wody, używane są z korzyścią parowozy, nie posiadające osobnego tendra, lecz prowadzące te zapasy na samym parowozie. Parowozy takie, zwane *beztendrowemi*, znajdują także obszerne zastosowanie, jako parowozy stacyjne do obsługi ruchu przetokowego. Parowozy beztendrowe przedstawiają następujące korzyści: nie zużywają siły pociągowej na prowadzenie martwego ciężaru osobnego tendra, mogą mieć wszystkie osi sprzężone i wyzyskać cały swój ciężar jako adhezyjny, mogą jechać bez przeszkody kominem naprzód i wtył, więc nie wymagają obrotnic przy zmianie kierunku jazdy, a wreszcie z powodu małej średnicy kół pędowych i niezbyt wielkiego rozstawu osi mogą łatwo pokonywać ostre łuki.

Jako wady parowozów beztendrowych wymienić należy: zmienność ciężaru adhezyjnego w miarę zużywania zapasów wody i węgla, mały zapas paliwa i wody, zatem potrzebę mniejszego odstępu stacyj wodnych, oraz trudniejszy dostęp do poszczególnych części mechanizmu.

Następujące zestawienie zawiera kilka dat, dotyczących nowszych parowozów:

L. p.	Rodzaj parowozu	Ilość i układ osi	Średnica cylindrów	Skok tłoka	Średnica koła pędowego	Powierzchnia ogrzewalna	Powierzchnia rusztu	Powierzchnia przegrzewania	Prężność pary	Ciężar adhezyjny	Ciężar całkowity	Siła pociągowa	Zarząd kolejowy
			m/m	m/m	m/m	m^2	m^2	m^2	atm	t	t	kg	
1.	posp.	2 *B* 1	380/580	600	1980	258	4.0	—	14	32	73	6 000	kol. pruskie
2.	„	2 *C*	590	630	1750	200	2.6	50	12	47	71	7 800	„ „
3.	„	2 *C* 1	425/670	610/670	1800	259	4.5	50	16	48	88	9 000	„ badeń.
4.	osob.	1 *C*	410/650	700	1520	154	2.3	—	16	44	54	7 000	„ włosk.
5.	towar.	*D*	540/810	660	1250	172	2.5	—	13	57	57	8 000	„ bawar.
6.	„	1 *D*	570	632	1300	184	3.9	38	13	58	61	12 300	„ polskie*)
7.	beztendr.	*E*	630	660	1350	140	2.7	44	12	85	85	12 000	Paryż-Orl.
8.	„	*C*	500	600	1350	85	1.5	16	12	42	42	6 700	kol. pruskie

4. RUCHY SZKODLIWE PAROWOZU.

Obok ogólnego ruchu postępowego w torze wykonuje parowóz szereg ruchów ubocznych, które sprawiają, iż droga środka ciężkości parowozu podczas jazdy nie jest linją, równoległą do osi toru, lecz przestrzenną linją falistą.

*) Pierwszy parowóz, wykonany w Polsce (w zakładach Warszawskiej Sp. akc. Budowy Parowozów), oddany do ruchu 23. grudnia 1923.

Ruchy te wywierają zgubny wpływ na stałość toru i parowozu, a więc zasługują na baczną uwagę inżyniera kolejowego.

Wszystkie te ruchy można sprowadzić do ruchu postępowego środka ciężkości parowozu wprzód i wstecz w kierunku osi toru, do takiegoż ruchu w płaszczyźnie pionowej, oraz do ruchów obrotowych około wszystkich trzech osi, przechodzących przez środek ciężkości.

Ruchy te dzielą się na dwie kategorje, a mianowicie na ruchy wykonywane przez cały parowóz i na ruchy wykonywane przez części parowozu, spoczywające na resorach, a więc przez kocioł z ramą.

Do pierwszej kategorji należą:

1. *wężykowanie*, charakteryzujące się tem, że środek ciężkości parowozu opisuje poziomą linję falistą wzdłuż osi toru;
2. *szarpanie*, jako rezultat postępowego ruchu wprzód i wstecz w kierunku osi toru;
3. *rzucanie na boki*, objawiające się jako ruch obrotowy około osi pionowej.

Drugą kategorję stanowią:

1. *ruch kaczkowy*, albo *chwianie się* parowozu, jako obrót około poziomej osi podłużnej;
2. *kłusowanie*, jako obrót około poziomej osi poprzecznej i
3. *wahanie*, jako ruch postępowy w płaszczyźnie pionowej, objawiający się kolejnem podnoszeniem się i opadaniem kotła na resorach.

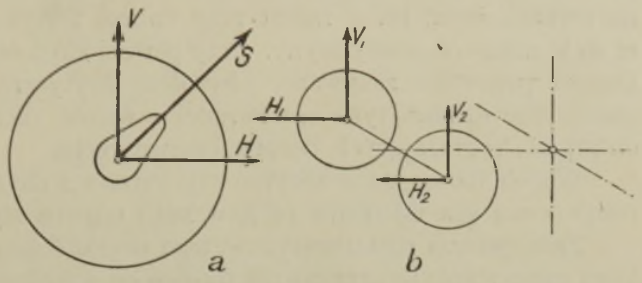
Ruchy te nazywamy *szkodliwemi*, ponieważ wywierają szkodliwy wpływ na stałość toru i jego ułożenia w żwirówce, powodują nierównomierne obciążenie obydwu toków, niszczą konstrukcję parowozu przez zwiększone zużycie obręczy i rąbków kół oraz resorów, a wreszcie wywołują zwiększenie oporów ruchu.

Przyczyna ruchów szkodliwych leży przedewszystkiem w *nierównościach toru*, nieuniknionych nawet przy starannie utrzymywanej nawierzchni, oraz w *niezrównoważeniu ruchomych mas mechanizmu parowozowego*. Pierwsza przyczyna wywołuje wężykowanie pojazdów, zaś inne ruchy szkodliwe mają swe źródło w przyczynie drugiej, jak to zaraz zobaczymy.

Weźmy pod uwagę np. korbę mechanizmu pędowego. Występująca przy ruchu obrotowym korby siła odśrodkowa S (rys. 7 a) rozkłada się na siłę poziomą H i siłę pionową V. Składowe te są w każdem położeniu korby inne. Gdy korba zajmuje położenie pionowe wgórę, natenczas siła $H=o$, zaś $V=+S$, zaś przy korbie ustawionej pionowo wdół mamy $H=o$, zaś $V=-S$. Podobnie przy położeniu poziomem korby otrzymamy $V=o$, zaś $H=+S$ względnie $-S$. Podobnie ma

się rzecz z innemi obracającemi się częściami mechanizmu, a więc z drągiem korbowym, ekscentrami i ich trzonami, z wyjątkiem osi i kół pędowych, gdzie siły te są zrównoważone.

Do sił H i V, pochodzących od obracających się części mechanizmu, należy dodać siły H i V, pochodzące od części sunących, jak tłok z trzonem i wodzikiem, oraz suwak ze swoim trzonem. Siły te, występujące w pewnym momencie po prawej stronie parowozu, dodane razem, niech wynoszą H_1 i V_1 (rys. 7 b). Z powodu przestawienia korb obustronnych mechanizmów o 90°, otrzymamy równocześnie po lewej stronie parowozu siły H_2 i V_2, różne od sił H_1 i V_1. Przyjmijmy, że w danym momencie mamy $H_1 > H_2$ i $V_1 > V_2$, natenczas siła H_2 i część siły H_1, równa sile H_2, oraz siła V_2 i część siły V_1, równa sile V_2, powodować będą ruch postępowy parowozu w płaszczyźnie poziomej i pionowej, a ponieważ siły te zmieniają swój znak, otrzymamy ruch postępowy kolejno wprzód i wtył, względnie wgórę i wdół. Nadmiar sił H_1 i V_1 powodować będzie obrót parowozu około wszystkich trzech osi przechodzących przez środek ciężkości.



Rys. 7.

Przejdźmy teraz kolejno wymienione wyżej rodzaje ruchów szkodliwych.

1. *Wężykowanie* parowozu możliwe jest wobec istnienia gry między rąbkami kół a szynami, która podług N. Z. ma w torze prostym wynosić co najmniej 10 $^m/_m$, a nie więcej, jak 25 $^m/_m$.

Przyczyna wężykowania leży w nierównościach toru. Z powodu takiej nierówności w jednym toku nastąpi skręt toczącego się parowozu i jedno z kół przedniej osi najedzie swym rąbkiem na szynę. Natrafiwszy na opór, zostanie ono reakcją szyny odepchnięte, oś nie wróci jednak do położenia środkowego, lecz przysunie się drugiem kołem do drugiej szyny, od której znów zostanie odepchnięta i w ten sposób rozpocznie się wężykowanie pojazdu. Gdyby dalszych nierówności toru nie było, musiałby ruch wężykowaty słabnąć wobec oporów tarcia obręczy kół po szynach i po pewnym czasie ustać. Podobnie ustałby ten ruch, gdyby kolejno zdarzały się nierówności znoszące

działanie nierówności poprzednich; natomiast przy zgodnem działaniu następujących po sobie nierówności może ten ruch wzróść do rozmiarów niebezpiecznych i doprowadzić nawet do wytoczenia się rąbka koła na szynę i wykolejenia pojazdu.

Szczególnie niebezpiecznemi mogą się stać nierówności toru, powtarzające się w stałych odstępach, a mianowicie zagłębienia toru na stykach szyn, które nawet przy dobrze utrzymanej nawierzchni są stale niższe od reszty szyny. Przy pewnej chyżości jazdy, którą dla danego parowozu nazywamy chyżością krytyczną, może nastąpić sumowanie działań tych nierówności i wzrost ruchu wężykowatego do granic, zagrażających bezpieczeństwu ruchu.

Wogóle biorąc, ruch wężykowaty wzrasta z chyżością jazdy, gdyż rośnie z nią siła uderzenia rąbków kół i odporu szyn.

Zmniejszenie ruchu wężykowatego uzyskać można przedewszystkiem przez staranne utrzymanie toru co do wysokości, które powinno być tem staranniejsze, im większa jest chyżość jazdy. Podobnie uzyskamy zmniejszenie tych ruchów, stosując znaczny rozstaw osi pojazdów, gdyż ze wzrostem rozstawu osi maleje kąt między rąbkiem koła i szyną, a z nim maleje uderzenie i odpór szyny. Korzystne jest również wysunięcie przedniej osi przed czoło parowozu i mniejsze jej obciążenie, gdyż w ten sposób zmniejsza się wielkość momentu skręcającego. Szczególnie korzystne okazuje się podparcie przodu parowozu zapomocą truka, gdyż tenże z powodu małej masy i bocznej przesuwalności czopa nie bierze udziału w ruchu wężykowatym. Z tego powodu parowozy pośpieszne otrzymują z reguły na przedzie podparcie trukiem.

2. *Rzucanie na boki* parowozu, objawiające się podobnie, jak wężykowanie, uderzeniami rąbków kół osi skrajnych o szyny, pochodzi od obrotu parowozu około osi pionowej, przechodzącej przez środek ciężkości, wywołanego nadmiarem składowej poziomej siły H w ruchomych częściach mechanizmu pędowego. Ruch ten jest na ogół słabszy i mniej niebezpieczny, niż wężykowanie, może jednak przyczyniać się do jego zwiększenia.

Siła rzucania na boki zależy od wielkości siły, wywołującej to rzucanie i od ramienia momentu tejże siły. Jest ona największa przy parowozach dwucylindrowych, zwłaszcza przy cylindrach ułożonych zewnątrz ramy; przy parowozach czterocylindrowych z przestawionemi korbami jest ona mniejszą, a znika prawie zupełnie przy parowozach trójcylindrowych z korbami przestawionemi o 120°.

Bezpośrednim środkiem zmierzającym do zrównoważenia sił H i V mechanizmu pędowego jest *przeciwwaga*, wprowadzona po raz pierwszy przez Stephensona.

Jak wspomnieliśmy poprzednio, koło pędowe jest zrównoważone, gdyż każdy jego element posiada odpowiedni, przeciwległy element, dający siłę odśrodkową tej samej wielkości, a działającą w kierunku przeciwnym. Jeśli teraz na obwodzie koła umieścimy żelazny klocek, którego wielkość i położenie obierzemy tak, że składowe H i V jego siły odśrodkowej będą równe i wprost przeciwne siłom H i V, pochodzącym od mas niezrównoważonych reszty mechanizmu pędowego, natenczas otrzymamy zupełną równowagę sił.

W rzeczywistości takiego idealnego stanu uzyskać nie możemy, gdyż bezwzględna wielkość największości sił H i V mechanizmu pędowego jest bardzo różna. Siła V, pochodząca tylko od części rotujących, jest znacznie mniejsza od siły H, na którą obok części rotujących składają się znaczne siły poziome, pochodzące od części sunących; natomiast największości sił H i V dla przeciwwagi są sobie równe. Gdybyśmy zatem wielkość przeciwwagi tak dobrali, aby jej siła H równoważyła siły H reszty mechanizmu pędowego, otrzymalibyśmy nadmiar siły V tejże przeciwwagi wobec sił V mechanizmu pędowego. Nadmiar ten, działając podczas obrotu koła naprzemian do góry i na dół, powodowałby kolejne odciążanie i przeciążanie toru, z wielką szkodą dla stałości toru zwłaszcza przy większych chyżościach, gdyż siła odśrodkowa rośnie z kwadratem chyżości. Przeciążenia, działające jak uderzenia młotem, niszczą tor i obręcze kół, zaś odciążenia mogą doprowadzić nawet do wykolejenia. Z tych powodów ograniczamy przeciwwagę przy parowozach, przeznaczonych dla większych chyżości, do wielkości równoważącej siły mas rotujących, zaś sił mas sunących nie równoważymy wcale, albo tylko częściowo. Dawniejsze parowozy, przy których tego nie uwzględniano, były wrogiem stałości toru kolejowego. N. Z. postanawiają: Na kołach pędowych należy umieścić przeciwwagi, któremi masy rotujące powinny być ile możności całkowicie zrównoważone, zaś masy sunące w wysokości 15 do 60% i to tem więcej, im mniejszy jest rozstaw osi w stosunku do całej długości parowozu. Przy parowozach czterocylindrowych z korbami przestawionemi można zrównoważenie mas sunących pominąć. Przy nowych parowozach może wolna siła odśrodkowa, występująca na każdem kole przy największej chyżości, wynosić co najwyżej 15% nacisku koła, mierzonego w stanie spoczynku

3. *Szarpanie lokomotywy* pochodzi od sił poziomych, wytworzonych przez sunące i rotujące masy mechanizmu pędowego. Każdy obrót powoduje zmianę położenia środka ciężkości całego układu, co objawia się na sprzęgle jako ruch szarpiący. Złagodzenie tego

ruchu uzyskać można przez stosowanie możliwie małych mas mechanizmu pędowego, oraz przez ścisłe sprzęgnięcie parowozu z tendrem, gdyż wówczas musi tender brać udział w ruchach szarpiących, a masa jego poprawia stosunek masy całkowitej do mas sunących i rotujących. Wreszcie pomaga tu przeciwwaga, o ile jej wielkość jest tak obrana, iż obok obrotu wyrównuje częściowo masy sunące.

Ruchy szkodliwe, wykonywane przez części parowozu, spoczywające na resorach są:

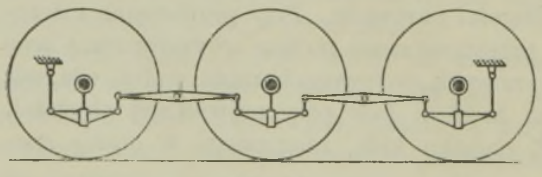
1. *Ruch kaczkowy*, wywołany pionową składową siły odśrodkowej. Ruch ten zniesiony zostaje oporem sztywności odpowiednio zbudowanych resorów i nie przenosi się na koła, lecz wywołuje kolejne przeciążenie obydwu toków.

2. *Kłusowanie* wywołują te same siły, co ruch kaczkowy. Powoduje ono kolejne przeciążanie i odciążanie osi skrajnych.

3. *Wahanie kotła* zniesione zostaje oporem sztywności resorów i nie przenosi się na koła. Wszystkie te ruchy łagodzi wydatnie przeciwwaga, a przy odpowiedniej konstrukcji resorów mają one wobec ruchów pierwszej grupy znaczenie podrzędne.

Ważną rolę w uzyskaniu spokojnego ruchu parowozu odgrywają *resory*, gdyż sprężystość ich sprawia, że nierówności toru i twardość toczenia się kół po szynach nie udzielają się wprost samemu pojazdowi. Ponieważ obszerność wahań resorów powinna być z uwagi na niepożądane przeciążenia toru ograniczona, a ograniczenie to wywołuje tarcie między piórami resoru, dlatego odpowiednie są resory niezbyt miękkie i niezbyt długie, złożone z większej ilości piór o małej grubości. Odpowiednie resorowanie pojazdów posiada ważne znaczenie nie tylko dla samych pojazdów, lecz i dla toru, z uwagi na zmienność obciążenia toru i bezpieczeństwo jazdy.

Z rozważań dotychczasowych wynika, że warunkiem spokojnego ruchu parowozu jest możliwie mała zmienność nacisku kół na szyny, a przedewszystkiem osi przedniej. Takie wyrównanie obciążeń uzyskujemy przez zastosowanie *wahaczy*. Są to dźwignie dwuramienne, zawieszone na ramie parowozu, a na ich końcach zawieszone są resory, dźwigające osi pojazdu (rys. 8.). W razie chwilowego przeciążenia osi przedniej następuje natychmiastowy rozkład tego ciśnienia na pozostałe osie i wyrównanie obciążeń. Za-



Rys. 8.

stosowanie wahaczy spotykamy często przy parowozach. N. Z. zalecają równomierne obciążenie osi sprzężonych, mniejsze obciążenie osi przedniej i wyrównanie nacisku kół zapomocą wahaczy.

5. ROZWÓJ WOZÓW KOLEJOWYCH.

Pierwsze wozy (wagony) kolejowe naśladowały swą budową i kształtem pojazdy pocztowe i towarowe wozy drogowe, wkrótce jednak rosnące wymagania ruchu wywołały potrzebę wprowadzenia konstrukcyj, któreby tym wymaganiom jak najlepiej odpowiedziały tak pod względem spokojnej jazdy, jak i ekonomicznego wyzyskania przestrzeni ładownej.

Pierwszą odmianą, jaką wprowadzono, jest *stałe osadzenie kół na osiach*. Podczas gdy przy wozach drogowych osie są stale z ramą wozu związane, zaś koła obracają się swobodnie na czopach osiowych, mamy przy wozach kolejowych koła związane stale i silnie z osiami, z któremi razem obracają się w łożyskach. Układ taki nastręcza wprawdzie pewne niedogodności przy przejeździe przez łuki, okazał się jednak nieporównanie korzystniejszy ze względu na zużycie czopów i obręczy, oraz ze względu na spokojny ruch wozów. Niedogodność przejazdu przez łuki doznała wydatnego złagodzenia dzięki urządzeniom, ułatwiającym ten przejazd, o których pomówimy w rozdziale traktującym o krzywiznach.

Pierwsze wozy kolejowe były podparte dwiema osiami, ujętemi stale w ramę tak, że nie mogły zmieniać swego ułożenia prostopadłego względem podłużnej osi wozu. Osie takie nazywamy *stałemi*. Ze względu na swobodny przejazd przez łuki, wozy takie nie mogły posiadać wielkich rozstawów osi a więc i znacznej długości pudła.

Z drugiej strony, z uwagi na spokojny ruch wozu w torze, nie powinien rozstaw osi schodzić poniżej pewnej granicy.

Według postanowień N. Z. musi rozstaw osi wozów na kolejach głównych wynosić co najmniej 2·5 *m*; dla wozów towarowych w ruchu międzynarodowym zaleca się stosowanie stałego rozstawu osi nie ponad 4·5 *m*.

Zalecone największe rozstawy osi stałych dla linij, na których wymienione promienie łuków często występują, zawiera następujące zestawienie:

dla łuków o promieniu:	180, 210, 250, 300, 400, 500 *m*
zalecony rozstaw osi:	3·9, 4·3, 4·6, 5·1, 5·9, 6·6 *m*.

Bezpieczeństwo ruchu nie będzie jednak zagrożone, jeśli znajdą zastosowanie większe rozstawy osi stałych, a mianowicie:

dla łuków o promieniu: 180, 210, 250, 300, 400 *m*
największy rozstaw osi: 4·5, 4·9, 5·4, 6·0, 7·2 *m*.

Długość wozu mierzona między zderzakami nie powinna przekraczać następujących wymiarów:

przy rozstawie osi: 3·0, 4·0, 5·0, 6·0, 7·0, 8·0, 9·0, 10·0 *m*
długość wozu: 7·2, 9·2, 11·1, 12·0, 12·8, 13·6, 14·4, 15·2 *m*.

P. P. M. ustalają dla kolei lokalnych normalno- i wąskotorowych następujące największe rozstawy osi stałych:

dla promienia . . . . . 25, 40, 50, 75, 100, 125, 150, 180, 210, 250, 300 *m*
rozstaw osi w parowozach . 1·1, 1·5, 1·6, 2·0, 2·3, 2·6, 2·9, 3·2, 3·5, 3·8, 4·1 *m*
„ „ w wagonach . . 1·4, 1·8, 2·0, 2·5, 2·9, 3·3, 3·6, 3·9, 4·3, 4·6, 5·1 *m*.

Ze wzrostem długości pudła wozu wzrastał rozstaw osi i ciężar wozu wraz z ładunkiem. Aby uniknąć nadmiernego obciążenia kół i toru, należało podeprzeć wóz jeszcze jedną osią i tak powstały *wozy trójosiowe*. Zaznaczyć należy, że ustrój ten przedstawia szczególne trudności przy przejeździe przez łuki i wymaga osobnych urządzeń ułatwiających ten przejazd.

Dopiero z chwilą zastosowania truków do podparcia wozów, można było budować wozy o długości dochodzącej do 20 *m*, przejeżdżające łatwo nawet przez ostre łuki.

Ze względu na przeznaczenie rozróżniamy wagony osobowe, pocztowe, bagażowe (brankardy), towarowe i specjalne.

Z rozwojem ruchu kolejowego zaczęto przy wozach osobowych zwracać coraz więcej uwagi na wygodę podróżującej publiczności, wskutek czego ciężar wozu, przypadający na jednę osobę stale wzrastał i przy nowoczesnych wozach pociągów pośpiesznych wynosi on przeciętnie dla III klasy 450—600 *kg*, dla II klasy 600—850 *kg*, zaś dla I klasy 850—1100 *kg*. Wozy sypialne dochodzą do ciężaru 2500 *kg* na jednę osobę.

Pierwotne wozy osobowe były to tak zwane *wozy przedziałowe* typu angielskiego; były one przeważnie dwuosiowe z obustronnem wejściem do poszczególnych przedziałów wprost z peronu. Wozy takie spotykamy i obecnie na linjach, prowadzących ruch na niewielkie odległości. Posiadają one pewne korzyści, a mianowicie: wsiadanie i wysiadanie podróżnych jest ułatwione, co przy szybkim i gęstym ruchu pociągów kolei miejskich i podmiejskich odgrywa ważną rolę w zysku na czasie postoju na przystankach. Ścianki, oddzielające poszczególne przedziały, stanowią dobre usztywnienie pudła wozu i pozwalają na zupełne oddzielenie pewnych grup podróżnych, jak np. przedziałów dla niepalących, przedziałów kobiecych i t. p.

Niekorzyścią natomiast jest trudność komunikacji między przedziałami i wagonami, możliwej dla podróżnych tylko na przystankach, oraz potrzeba większej ilości ustępów i umywalni i t. p.

Linje główne, prowadzące ruch na większe odległości, posiadają obecnie prawie wyłącznie *wozy przechodnie* typu amerykańskiego z korytarzem w pośrodku, albo z boku, z którego prowadzą drzwi do poszczególnych przedziałów. Wejście do wagonu opatrzone jest platformą krytą; między sobą połączone są wozy pomostami, nakrytemi ewentualnie skórzanemi miechami. Przy takiem urządzeniu umożliwiona jest podróżnym pewna swoboda ruchów, tak cenna podczas długotrwałej podróży. Długie, nowoczesne wozy podparte są dwoma wozakami z potrójnem resorowaniem, wskutek czego jazda jest cicha i spokojna. Wozy takie noszą nazwę pullmanowskich od amerykańskiego fabrykanta Pullmanna.

Wozy towarowe wykazują wielką rozmaitość ustroju, odpowiednio do rodzaju ładunku, dla jakiego są przeznaczone.

Przeważnie używane są wozy dwuosiowe, które posiadały dawniej dopuszczalny ciężar ładunku 10 tonn. Ciężar ten wzrastał z biegiem czasu do 12·5, 15 a nawet 20 tonn tak, że obciążenie koła z uwzględnieniem ciężaru własnego wozu dochodzi obecnie do 7·5 tonn. Pudło wozu może być wykształcone rozmaicie. Wozy otwarte platformowe, posiadające tylko platformę bez ścian bocznych, służą do transportu ciężkich i dużych przedmiotów, jak maszyny, pojazdy, działa, albo przedmiotów lekkich, lecz wymagających dużo miejsca, jak słoma, siano i t. p. Wozy otwarte ze stałemi, albo ruchomemi ścianami bocznemi służą do przewozu towarów sypkich, jak węgiel, koks, ruda, żwir i t. p. wreszcie wozy kryte, służące do przewozu towarów, które trzeba zabezpieczyć przed kradzieżą i wpływami atmosferycznemi, albo towaru żywego. Prócz wozów zwykłych mamy przeróżne rodzaje wozów specjalnych, jak np. wozy cysternowe do przewozu płynów, wozy z podwójnemi ścianami chłodzonemi do przewozu mięsa, wozy do przewożenia żywych ryb, wozy z ruchomem dnem lub skrzynią do szybkiego wyładowania towarów sypkich, wozy robocze i służbowe i t. p. Nowsze wozy towarowe otrzymują wielkie długości, a ciężar ładunku dochodzi do 50 tonn; podparte są podobnie, jak wozy osobowe, zapomocą truków.

6. ZESTAWIANIE POCIĄGÓW.

Rozróżniamy pociągi pośpieszne, osobowe komunikacji bezpośredniej i miejscowej, mieszane, towarowe pośpieszne i zwykłe, wojskowe i służbowe. W skład pociągu można wprowadzać wagony, znaj-

dujące się w dobrym stanie i odpowiednio załadowane, a więc z dochowaniem przepisanej skrajni, dozwolonego obciążenia osi i możliwie równomiernego rozdziału obciążenia na osie.

W pociągach osobowych z chyżością jazdy ponad 50 $^{km}/_{g}$ należy między parowóz i pierwszy wagon osobowy wstawić wagon ochronny, nie zajęty przez podróżnych. Rolę wagonu ochronnego może spełnić brankard lub wagon pocztowy.

Wagony cięższe należy umieszczać z przodu pociągu; wagony z ładunkiem łatwo zapalnym należy odsunąć od parowozu. Materjały wybuchowe można przewozić tylko w wagonach krytych bez hamulców, odsuniętych jak najdalej od parowozu.

Długość pociągu określa się ilością osi (nie wagonów) i zależy ona od rodzaju pociągu, od spadków i krzywizn i od długości głównych torów stacyjnych. Szybsze pociągi otrzymują mniejszą ilość osi, aby przez zmniejszenie ciężaru pociągu ograniczyć jego siłę żywą. Ilość osi, dopuszczalną dla różnych rodzajów pociągów na poszczególnych linjach, określają tabele dołączone do służbowych rozkładów jazdy.

Ważną rolę przy składaniu pociągu odgrywa jego ciężar, zależny od wytrzymałości sprzęgieł i od wielkości siły pociągowej parowozu. Ciężar pociągu, dopuszczalny dla różnych rodzajów parowozu, określa się rozmaicie. Używany często sposób określenia na zasadzie t. zw. jednostek ciężaru polega na tem, że każdy wagon przedstawia pewną ilość jednostek zależnie od rodzaju wagonu i od tego, czy jest on naładowany, czy próżny. Tabele zestawione dla każdej linji, określają, ile jednostek można przyczepić do danego rodzaju parowozu. Obecnie sporządza się tabele dopuszczalnych ciężarów pociągów na podstawie rzeczywistego ciężaru pociągu w tonnach, uwzględniając w obliczeniu ciężar własny wagonu i rzeczywisty lub przeciętny ciężar ładunku.

W każdym pociągu znajdować się musi odpowiednia ilość osi hamowanych, zależna od spadków, od chyżości jazdy i od długości drogi, jaką pociąg może przebyć od chwili dania sygnału do hamowania, do chwili zatrzymania pociągu. Ilość hamulców czynnych, potrzebnych dla każdego rodzaju pociągu na danej linji, określają tabele podające albo ilość osi nie hamowanych, przypadających na jednę oś hamowaną, albo też procent ciężaru pociągu, jaki ma spoczywać na osiach hamowanych.

Odróżniać należy *hamulce ręczne*, działające na jednę oś, względnie na osie jednego wagonu i *hamulce zespolone*, uruchomione ze stanowiska maszynisty.

Tabele, zawarte w „Przepisach ruchu“ Polskich kolei państwowych, podają dla kolei głównych procent hamowanego ciężaru pociągu dla spadków od 0 do 40‰ i dla chyżości do 60 $^{km}/_{g}$ dla hamulców ręcznych, a do 115 $^{km}/_{g}$ dla hamulców zespolonych, przyczem drogę hamowania przyjęto równą 700 *m*. Tabele te odpowiadają wzorowi przyjętemu przez Związek kolei niemieckich.

$$C_h = \frac{K}{f}\left(\frac{x \cdot v^2}{l-b} - 0{\cdot}1\, w_o + y \cdot s\right) \qquad 11)$$

W tym wzorze oznaczają: C_h procent hamowanego ciężaru pociągu; K współczynnik, wynoszący 1·3 dla hamulców zespolonych, a 1·5 dla ręcznych; f współczynnik tarcia klocków hamowniczych o koła; v chyżość jazdy w $^{km}/_{g}$; l drogę hamowania w *m*, b drogę w *m*, jaką przebiega pociąg od chwili dania sygnału do hamowania, do chwili rozpoczęcia działania hamulców (wielkość jej przyjmuje się 0·6 v dla hamulców zespolonych, a 3·0 v dla ręcznych); w_o współczynnik oporu ruchu na torze prostym i poziomym; s spadek w „pro mille“, a x i y współczynniki doświadczalne, zależne od prędkości jazdy i różne dla hamulców zespolonych i ręcznych.

Pociągi o chyżości ponad 60 $^{km}/_{g}$ powinny być wyposażone automatycznym hamulcem zespolonym, a pociągi o chyżości ponad 80 $^{km}/_{g}$ powinny mieć wszystkie osie zaopatrzone w hamulce.

Osi hamowane należy rozmieścić w pociągu równomiernie, a jeśli to jest niemożliwe, należy je umieszczać przeważnie w tylnej części pociągu. Ostatni wagon powinien posiadać hamulec i sygnały, oznaczające koniec pociągu.

Parowóz powinien znajdować się na przodzie pociągu, a więc powinien go ciągnąć. Pchanie pociągu parowozem dopuszczalne jest tylko wyjątkowo przy zmniejszonej chyżości jazdy, gdyż łatwo może nastąpić wykolejenie lekkiego stosunkowo wozu czołowego, a nadto maszynista, znajdujący się na tyle pociągu, nie ma swobodnego przeglądu szlaku.

Wyjątek stanowią parowozy kolei zębatych, które ze względów bezpieczeństwa pchają pociąg podczas jazdy pod górę. Parowozy z osobnym tendrem powinny jechać kominem naprzód.

N. Z. dopuszczają największą chyżość jazdy 25 $^{km}/_{g}$ dla pociągu pchanego przez parowóz przy nadzorowanych przejazdach w poziomie, a 20 $^{km}/_{g}$ przy przejazdach nie nadzorowanych. Jazda parowozu tendrem naprzód dozwolona jest z chyżością co najwyżej 45 $^{km}/_{g}$.

Jeśli do prowadzenia pociągu potrzebne są dwa parowozy, nie należy umieszczać obu na przedzie pociągu, gdyż ze względu na wy-

trzymałość sprzęgieł siła pociągowa nie powinna przekraczać pewnej granicy. Obydwa parowozy powinny posiadać jednakową dopuszczalną chyżość największą, aby parowóz o mniejszej chyżości nie wpadł w razie jej przekroczenia w niebezpieczny ruch wężykowaty. Z dwóch parowozów ciągnących ustawia się parowóz, zdolny do rozwinięcia większej chyżości, jako pierwszy. Na silnych spadkach i przy ciężkich pociągach korzystne jest umieszczenie drugiego parowozu z tyłu pociągu. W tym wypadku przedni parowóz ciągnie połowę pociągu i sprzęgła tej połowy są napięte, a parowóz tylny pcha drugą połowę pociągu i wozy stykają się tutaj zderzakami. Z tych powodów prowadzenie obu parowozów wymaga zręczności i uwagi maszynistów, zwłaszcza przy ruszaniu z miejsca i przy zatrzymywaniu pociągu.

7. ROZWÓJ TORU KOLEJOWEGO.

Pierwsze ślady toru napotykamy w starożytnej Grecji. Były to rowki, wykute w płytach kamiennych, starannie wygładzone, w których toczyły się koła wozów, zwożących dary dla świątyń i przewożących ciężkie posągi bóstw podczas uroczystych pochodów. Te drogi torowe, urządzone celem łatwiejszego i bezpieczniejszego przewożenia ciężarów dowodzą, że już starożytni umieli ocenić korzyści gładkiej podstawy dla kół wozów.

U Rzymian torów nie odkryto nigdzie; wcale też historja nie wspomina o jakiemkolwiek zastosowaniu toru w wiekach średnich; dopiero w wieku 15-tym pojawia się tor w niemieckich kopalniach, nie można jednak wykazać żadnego związku między temi torami, a torami greckiemi. Celem ułatwienia wywozu rudy i węgla w szybach kopalnianych układano tory, wykonane z drewnianych belek, po których toczyły się wózki, zwane „Hunte“. Tor składał się z czterech belek podłużnych; dwie skrajne stanowiły podpory dla kół, dwie środkowe były zesunięte tak, że między niemi znajdowała się szpara do prowadzenia żelaznego trzpienia, przymocowanego do spodu wózka i utrzymującego wózek na torze podczas jazdy.

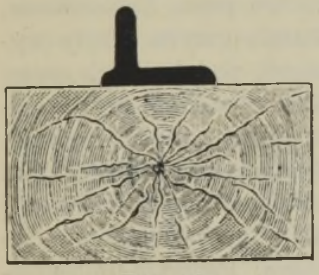
W wieku 15-tym król angielski Henryk VI. sprowadził wyćwiczonych górników z Austrji i Niemiec w celu podniesienia przemysłu górniczego w Anglji i w ten sposób dostał się tor drewniany do kraju, który w setki lat później miał przodować Europie i światu w rozwoju kolei żelaznych.

Stan dróg ówczesnych był fatalny; powierzchnia drogi, niczem nie utrwalona, przedstawiała znaczne trudności w przewozie ciężarów. Tymczasem rozwijający się przemysł zwiększał nieustannie transporty z kopalni do portów. Celem zwiększenia ładunku wozów

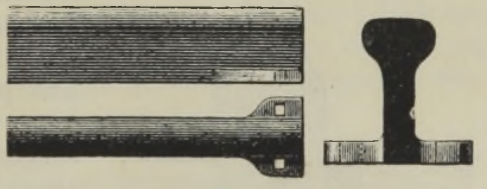
trzeba było drogi poprawić i w tej myśli rozpoczęto układać na drogach podłużne belki drewniane, jako podstawę dla kół wozów; tak znalazł tor na powierzchni ziemi po raz pierwszy zastosowanie. Korzystne rezultaty wywołały szybkie rozpowszechnienie torów drewnianych. Dla uzyskania większej stałości zaczęto układać w pewnych odstępach belki poprzeczne, a na nich dopiero podłużne w ten sposób, iż górna powierzchnia tych ostatnich leżała w poziomie drogi. Przestrzeń między belkami wypełniano żwirem i tak umożliwiono wozom swobodną jazdę po torze, lub obok niego.

Wobec wzmagającego się ruchu i wzrastającego obciążenia kół belki drewniane zużywały się szybko; aby więc trwałość toru zwiększyć, zaczęto w r. 1716 przybijać do powierzchni belek cienkie płyty z żelaza kutego, lecz sposób ten stosowano w zakresie ograniczonym, ponieważ żelazo kute było wówczas drogie. Zastąpienie blach kutych tańszemi płytami z żelaza lanego, wprowadzone w roku 1738, nie okazało się praktyczne, gdyż kruche żelazo lane łatwo pękało pod kołami. Krach angielskich hut żelaznych w r. 1767 wywołał gwałtowny spadek cen żelaza; fabryki posiadały je w wielkiej ilości, a sprzedać nie było można. Wówczas *Reynolds*, właściciel jednej z hut, postanowił użyć żelaza do sporządzenia grubych i silnych szyn w tej myśli, że będzie je można z toru wyjąć, gdy ceny żelaza wzrosną i użyć do innego celu. Rzeczywiście szyny te, 3 *cm* grube, nie pękały już na belkach podłużnych. (Rys. 9 a).

Rys. 9 a.



Rys. 9 b.



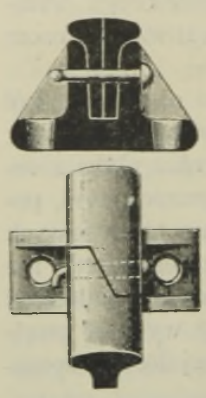
Rys. 9 c.

Ponieważ niskie krawędzie boczne szyny Reynoldsa nie zapewniały należytego prowadzenia kół wozów, wprowadza *Curr* szynę z silnie wystającym brzegiem (rys. 9 b).

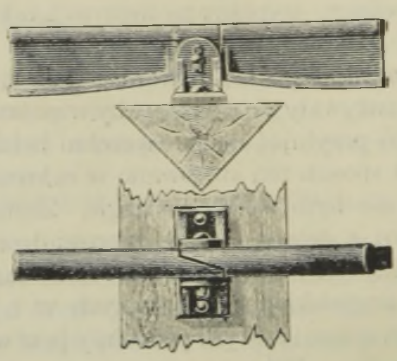
Ważny krok naprzód w rozwoju toru stanowi pomysł *Jesoppa*, wprowadzony w r. 1789. Jesopp obiera odmienny kształt przekroju

szyny i podnosi ją ponad poziom drogi, a koła wozów opatruje rąbkami. Zwykłe wozy drogowe nie mogą już używać tego toru i tak po raz pierwszy występuje kolej, jako samodzielny, odrębny środek komunikacyjny.

Szyna Jesoppa posiadała kształt grzyba, a więc składała się z główki i ścianki (rys. 9 c). Początkowo opatrzona była na końcach uchami, przy pomocy których przytwierdzano ją do podpór drewnianych. Ponieważ jednak ucha te łatwo się odłamywały, odrzucono je i przymocowano szynę do podkładu za pośrednictwem żelaznego stołeczka (rys. 9 d). W kierunku podłużnym posiadała szyna kształt podobny do brzucha ryby (rys. 9 e). Tor był gotowy, ale przecież niepewny, a przyczyna tej niepewności leżała w materjale szyny. Lane żelazo jest kruche, to też szyny łatwo pękały, a przytem były bardzo krótkie, gdyż długość ich dosięgała zaledwie 1 metra.

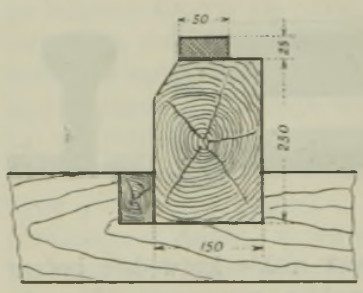


Rys. 9 d.



Rys. 9 e.

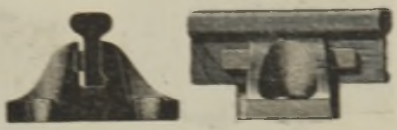
Wynalezienie sposobu walcowania żelaza przyczyniło się wybitnie do rozwoju toru kolejowego. Pierwsze szyny walcowane, wykonane w r. 1820 przez *Berkinshawa*, posiadały kształt grzyba i były wypukłe ku dołowi, podobnie jak szyny lane, przyczem wypukłość tę uzyskiwano przy pomocy obróbki ręcznej. Długość ich wynosiła 15 stóp, czyli 4572 $^{m}/_{m}$, a wydatnę zmniejszenie ilości styków przyczyniło się bardzo do poprawy toru. Pierwsza linja kolejowa ze Stockton do Darlington, otwarta w r. 1825, otrzymała takie szyny, ułożone na podporach odosobnionych za pośrednictwem stołeczków z żelaza lanego, ze stykiem na ukośną nakładkę i sworzniem (ulepszony system Jesoppa na rys. 9 d).



Rys. 10.

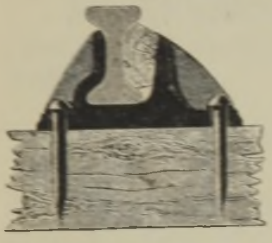
Szyny te były bardzo drogie i można było nabyć je tylko w Anglji, to też w Ameryce zastosowano dla pierwszych kolei belki drewniane z przybitemi na ich powierzchni pasami z żelaza płaskiego. Podobny tor stosowano także w Europie i projektowano w r. 1838 dla kolei Warszawsko-Wiedeńskiej (rys. 10).

Wyrób szyn walcowanych o przekroju zmiennym zarzucono rychło, gdyż wymagał obróbki ręcznej, a więc był drogi i zaczęto wyrabiać szyny o przekroju stałym z zatrzymaniem kształtu grzyba. Dolna krawędź ścianki otrzymała zgrubienie, celem lepszego osadzenia w stołeczku, a sworzeń zastąpiono żelaznym klinem (rys. 11 a).



Rys. 11 a.

Układ ten rozwinął i wydoskonalił Robert Stephenson, syn Jerzego, nadając szynie przekrój symetryczny i zastępując klin żelazny, drewnianym (rys. 11 b). Po raz pierwszy wprowadzono ten typ nawierzchni w r. 1838 na linji z Londynu do Birmingham. Przez nadanie szynie symetrycznego kształtu przekroju, pragnął Stephenson uzyskać przedłużenie jej trwałości. Po zużyciu górnej główki miano szynę obrócić i używać nadal.



Rys. 11 b.

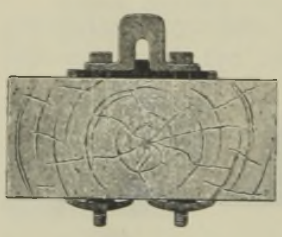
Szyna Stephensona z podwójną główką, zwana także *szyną stołeczkową*, znalazła powszechne zastosowanie w Anglji, oraz na wielu linjach kontynentu Europy, szczególnie we Francji, przyczem sposób ułożenia jej na podkładach za pośrednictwem stołeczków prawie nie uległ zmianie; zarzucono jednak symetryczność przekroju, gdyż myśl obracania szyny nie okazała się praktyczną. Zużyta górna główka nie mieściła się należycie w stołeczku i ułożenie szyny nie posiadało pożądanej stałości.

Inną drogą poszedł rozwój toru w Ameryce. Wspomniane wyżej szyny płaskie okazały się rychło niewystarczające, nie posiadały bowiem dostatecznej wytrzymałości w płaszczyźnie pionowej i wtłaczały się w drzewo pod ciężarem kół, a równocześnie końce nie obciążone podnosiły się wgórę mimo przybicia gwoździami, co powodowało niejednokrotnie wykolejenie.

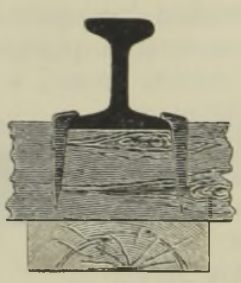
Zaczęto więc wzmacniać przekrój szyny, przyczem dążono do układów, pozwalających na bezpośrednie przytwierdzenie szyny do podkładów.

Z różnych stosowanych kształtów wymieniamy szynę *Brunela* o kształcie podkowy (rys. 12 a), która następnie przez pewien czas rozpowszechniła się w Europie.

Ulepszenie sposobu walcowania żelaza skłoniło Amerykanina *Stevensa* w r. 1832 do zatrzymania przekroju grzybkowego z przeprowadzeniem dolnych występów na całej długości szyny i w ten sposób powstała *szyna szerokostopowa* (rys. 12 b). W kilka lat później inżynier Vignoles wprowadził ten kształt przekroju szyny w Anglji i od niego kształt ten otrzymał nazwę szyny Vignoles'a. Ten typ przekroju szyny, odpowiednio udoskonalony, stosowany jest obecnie prawie wyłącznie na kontynencie Europy i Ameryki.



Rys. 12 a.



Rys. 12 b.

ROZDZIAŁ II.

OPORY RUCHU.

Znajomość oporów, jakie pociąg napotyka podczas ruchu po torze kolejowym, posiada pierwszorzędne znaczenie ekonomiczne, gdyż od ich wielkości zależy potrzebna siła pociągowa parowozu.

Badania nad wielkością oporów sięgają pierwszych dni powstania kolei żelaznych, gdyż już Jerzy Stephenson zapoczątkował je w r. 1818, i ciągną się nieprzerwanie po dzień dzisiejszy, zaprzątając wielu poważnych badaczy.

Najpierw zajmiemy się badaniem oporów ruchu na torze prostym i poziomym, a następnie poznamy wpływ spadków i krzywizn na ich wielkość.

8. WSPÓŁCZYNNIK OPORU RUCHU NA TORZE PROSTYM I POZIOMYM.

Oznaczając ciężar parowozu z tendrem literą L, ciężar wozów w pociągu literą Q, a całkowity opór, jaki pociąg napotyka na torze prostym i poziomym literą W_o możemy napisać:

$$W_o = w_o (L+Q)$$

skąd otrzymujemy

$$w_o = \frac{W_o}{L+Q} \qquad 12)$$

Wyrażenie w_o, określone równaniem 12), nazywamy *współczynnikiem oporu na torze prostym i poziomym*, który jest stosunkiem oporu pociągu do jego ciężaru. Jeśli ciężar pociągu, a więc: $L+Q = 1$, natenczas

$$w_o = W_o$$

a więc wartość współczynnika oporu określa wielkość oporu, jaki napotyka jednostka ciężaru podczas ruchu. W tem pojęciu jest współczynnik oporu ilością mianowaną i posiada ten sam wymiar, co ciężar pociągu.

W licznych wzorach na współczynnik oporu, jakie później poznamy, spotykamy wyrażenie: w_o $^{kg}/_{t}$, określające wartość współczynnika w_o w kilogramach na jedną tonnę ciężaru pociągu. Jest to wartość tysiąc razy większa od wartości bezwzględnej, a ten sposób oznaczania używany jest chętnie dla uproszczenia pisania, gdyż współczynnik oporu jest ilością bardzo małą. Zachodzi tu analogja z określaniem wartości spadku. Bezwzględna wielkość spadku jest stosunkiem wysokości do przynależnej odległości poziomej, a określamy ją często wartością tysiąc razy większą, pisząc spadek w „pro mille".

9. ŹRÓDŁA OPORÓW RUCHU.

Źródła oporów ruchu pociągu są bardzo różnorodne, głównie jednak składają się na nie następujące wpływy:

1. *Opory tarcia czopów osiowych w łożyskach.*

Badania wykazały, że opory te zależą od średnicy koła D, od średnicy czopa osiowego d, od smarowania, od temperatury i od obciążenia, natomiast są prawie niezależne od chyżości jazdy i dlatego określamy je wzorem

$$w_o^1 = \frac{d}{D} \cdot f \cdot P \qquad 13)$$

przyczem f jest współczynnikiem tarcia na obwodzie czopa, a P obciążeniem koła.

Ponieważ d i D są dla wszystkich kół w pociągu prawie jednakowe, zaś f jest przy równie starannem smarowaniu również jednakowe, możemy przyjąć, że w_o^1 zależy jedynie od obciążenia. Przy należytem smarowaniu jest ono nieznaczne w porównaniu z innemi wpływami.

2. *Opory toczenia się kół po szynach.*

Pochodzą one prawdopodobnie od zgniatania materjału szyny i obręczy koła w punkcie zetknięcia i ujawniają się jako tarcie potoczyste, którego wielkość jest wprost proporcjonalna do wielkości nacisku, a odwrotnie proporcjonalna do średnicy kola, nie zależy natomiast od prędkości jazdy. Ponieważ średnice kół pojazdów różnią się tylko nieznacznie, możemy przyjąć, że opory te zależą tylko od obciążenia.

3. W parowozie występują odrębne *opory wewnętrzne mechanizmu pędowego*, a mianowicie opory tarcia części ruchomych, jak tłoków, suwaków, korb, ekscentrów i wodzików w sankach, oraz opory tarcia pary zużytej, wychodzącej z cylindrów i zależą od masy po-

ruszającej się, od ciśnienia pary i prawdopodobnie od chyżości. Ponieważ ta ostatnia zależność nie jest dotychczas zbadana i jest prawdopodobnie nieznaczna, przyjmujemy, że wielkość tych oporów zależy tylko od obciążenia.

4. *Opory toru.*

Zaliczamy tu opory, pochodzące od częściowego ślizgania się kół po szynach z powodu stożkowatości obręczy, od uderzeń wywołanych nierównościami toru i szkodliwemi ruchami parowozu, oraz od uderzeń na stykach. Wielkość ich zależy od obciążenia i od chyżości jazdy. Niema dotychczas zgody badaczy, czy opory te zależą od pierwszej potęgi, czy od kwadratu chyżości i we wzorach, podanych przez różnych autorów, występują te opory, jako zależne od pierwszej, lub od drugiej potęgi chyżości.

5. *Opory powietrza.*

Pochodzą one od bezwładności cząsteczek powietrza, wprowadzonych w ruch płaszczyznami prostopadłemi i nachylonemi do kierunku jazdy.

Wielkość oporów powietrza określił Newton wzorem

$$W_p = k \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot v^2$$

w którym k oznacza pewien współczynnik doświadczalny, γ ciężar gatunkowy powietrza, g przyśpieszenie ziemskie, a więc $\frac{\gamma}{g}$ masę jednostki objętości powietrza, F powierzchnię prostopadłą do kierunku ruchu, a v chyżość ruchu. Zależność oporów powietrza od kwadratu chyżości, określoną przez Newtona, potwierdziły w zupełności szeregi doświadczeń.

Badania nad wartością współczynnika k dla parowozów przeprowadził prof. *Frank* i znalazł, że na wielkość oporu powietrza wywiera wpływ, obok chyżości, także kształt obwodu rzutu parowozu na płaszczyznę prostopadłą do toru, oraz bryłowatość parowozu, skutkiem której nie wszystkie powierzchnie, uderzające o powietrze, leżą w jednej płaszczyźnie.

Wyniki, otrzymane przez Franka, potwierdziły bardzo dokładne doświadczenia, przeprowadzone w r. 1903 przez Towarzystwo dla badań ruchu szybkich kolei elektrycznych w Berlinie.

Według prof. Franka wynosi wartość współczynnika k dla obwodu kołowego 0·553, zaś dla kwadratu 0·582.

Ponieważ ograniczenie rzutu parowozu na płaszczyznę prostopadłą do toru stanowią proste i łuki, można przyjąć dla parowozu wartość średnią z obu powyższych.

Wprowadzając jeszcze do wzoru Newtona odpowiednio do średnich stosunków wysokościowych $\frac{\gamma}{g} = 0.1225$, oraz chyżość jazdy v w kilometrach na godzinę, otrzymał Frank

$$W_p = \frac{0{\cdot}553+0{\cdot}582}{2} \times 0{\cdot}1225 \times F_m^2 \times \left(\frac{V^{km}/_g}{3{\cdot}6}\right)^2$$

czyli

$$W_p = 0{\cdot}54 \times F_m^2 \times \left(\frac{V^{km}/_g}{10}\right)^2 \qquad 14)$$

Następnie stwierdził Frank, że z powodu bryłowatości parowozu nie należy wprowadzać do wzoru 14) za F powierzchni rzutu parowozu na płaszczyznę prostopadłą do toru, lecz pewną idealną powierzchnię zastępczą. Wielkość tej powierzchni zastępczej należy dla każdego pojazdu wyznaczyć doświadczalnie i tak postąpiło Towarzystwo do badań ruchu szybkich kolei elektrycznych.

Dla parowozów można według Franka przyjąć, że idealna powierzchnia zastępcza jest o 10% większa od powierzchni rzutu parowozu na płaszczyznę prostopadłą do toru, a więc dla parowozów otrzyma wzór 14) postać

$$W_p = 0{\cdot}594 \times F_m^2 \times \left(\frac{V^{km}/_g}{10}\right)^2 \qquad 15)$$

przyczem F oznacza powierzchnię rzutu parowozu na płaszczyznę prostopadłą do toru.

Prof. Frank wyznaczył również udział w oporach powietrza dla poszczególnych pojazdów w pociągu, określając ich powierzchnie zastępcze, jak to później poznamy przy pisaniu wzorów na współczynnik oporu.

Dodając razem wszystkie wymienione wpływy, otrzymany całkowity opór pociągu na torze prostym i poziomym, a wzór na współczynnik tego oporu otrzyma ogólną postać

$$w_o = a + b\,v^2 \qquad 16)$$

albo

$$w_o = a + b\,v + c\,v^2 \qquad 17)$$

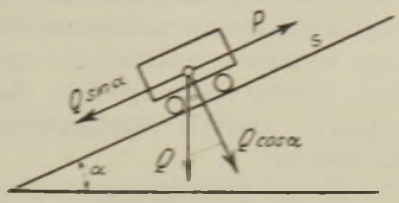
Współczynnik a w obu wzorach określa opory niezależne od chyżości, wymienione pod 1. 2. i 3. Współczynnik b we wzorze 16) obejmuje opory toru i opory powietrza w przypadku, gdy przyjmiemy opory toru jako zależne od kwadratu chyżości.

We wzorze 17) oznacza współczynnik b opory toru zależne od pierwszej potęgi chyżości, zaś współczynnik c określa opory powietrza.

Obydwie postacie wzoru na współczynnik oporu są równie często przez różnych autorów stosowane.

10. WPYW SPADKU NA WIELKOŚĆ OPORÓW.

Do poprowadzenia wozu ruchem jednostajnym pod górę po torze nachylonym do poziomu pod kątem α (rys. 13), należy użyć siły pociągowej, pokonującej składową ciężaru wozu równoległą do toru, oraz opory nacisku na tor składowej, prostopadłej do toru.



Rys. 13.

Oznaczając literą P wielkość potrzebnej siły pociągowej, zaś literą Q ciężar wozu, otrzymamy równanie

$$P = Q \sin \alpha + w_o Q \cos \alpha$$

Ponieważ na kolejach adhezyjnych mamy do czynienia z małemi spadkami, a więc małemi kątami α, możemy przyjąć w przybliżeniu, że $\sin \alpha = tg \alpha = s$, zaś $\cos \alpha = 1$, a wówczas wzór powyższy otrzyma postać

$$P = Q (w_o + s)$$

Dla jazdy wdół składowa ciężaru wozu, równoległa do toru, pomaga ruchowi, a więc działa zgodnie z siłą pociągową i dlatego dla tej jazdy równanie powyższe otrzyma postać

$$P = - Q \sin \alpha + w_o Q \cos \alpha$$

względnie

$$P = Q (w_o - s)$$

Ponieważ przy ruchu jednostajnym siła pociągowa równa jest oporowi ruchu W, więc możemy napisać

$$W = Q (w_o \pm s)$$

względnie dla jednostki ciężaru wozu, a więc dla $Q = 1$

$$w = w_o \pm s \qquad 18)$$

Z wzoru 18) widzimy, że współczynnik oporu ruchu na torze, położonym w spadku, wzrasta algebraicznie o wielkość tego spadku wobec współczynnika oporu na torze poziomym.

Z wzoru tego wynika dalej, że dla jazdy w dół po spadku $s = w_o$ nie potrzebujemy żadnej siły pociągowej do uzyskania ruchu jednostajnego, a na spadku $s > w_o$ wypada siła pociągowa ujemna, a więc w tym wypadku trzeba wóz przytrzymywać, co uskuteczniamy na kolejach zapomocą hamowania.

Wyrażając współczynnik oporu w kilogramach na tonnę, możemy wzór 18) napisać w postaci

$$w \, {}^{kg}/_{t} = w_o \, {}^{kg}/_{t} \pm s \, {}^{o}/_{oo} \qquad 19)$$

11. METODY POMIARU OPORÓW.

Istnieją liczne próby określenia wartości współczynnika w_0 na drodze teoretycznej, posiadają one jednak wartość wyłącznie naukową, natomiast nie nadają się do praktycznego użytku, ponieważ nie dają wyników dostatecznie zgodnych z rzeczywistością. Na wielkość oporów ruchu składają się bardzo liczne i bardzo różnorodne czynniki, których określenie matematyczne jest trudne, a nawet niemożliwe.

Z tego powodu rozporządzamy w praktyce wyłącznie wzorami, uzyskanemi na podstawie rozległych i bardzo starannie przeprowadzonych pomiarów, przy których stosowano następujące metody:

1. Zastosowanie dynamometru.

Dynamometr sprężynowy, włączony między parowóz i pociąg, względnie między osobny parowóz i pociąg w pełnym składzie (wraz z parowozem), mierzy wielkość siły pociągowej, potrzebnej do prowadzenia pociągu z pewną określoną chyżością. Przy ruchu jednostajnym siła pociągowa równa jest oporowi ruchu.

Zastosowanie dynamometru, dawniej bardzo obszerne, zostało w nowszych czasach zarzucone wobec innych, dokładniejszych metod. Wskazania dynamometru nie ujawniają siły pociągowej, zużytej na pokonanie oporów powietrza parowozu, które zwłaszcza przy większych chyżościach są bardzo znaczne; w przypadku włączenia dynamometru między parowóz i pociąg wskazania jego nie obejmują oporów samego parowozu, a wreszcie odczyty na dynamometrze są niepewne wobec ciągłych wahań wskazówki.

2. Zastosowanie indikatora.

Indikator daje możność oznaczenia całkowitej pracy pary w cylindrach i może być stosowany nawet przy znacznych prędkościach jazdy. Mimo tego zastosowanie indikatora do pomiaru oporów ruchu nie było dotychczas zbyt rozpowszechnione, gdyż najpierw zdejmowanie wykresów indikatora na parowozie w ruchu było niedogodne, a nadto przyśpieszenia, jakich nabywa tłok indikatora przy większych chyżościach, wpływały ujemnie na dokładność jego wskazań. Obecna konstrukcja indikatorów sterowanych elektrycznie z przyrządami Böttchera, sumującemi wprost pracę pary w cylindrach, umożliwia bardzo dokładne i wygodne pomiary, a tem samem czyni tę metodę bardzo przydatną do oznaczania oporów ruchu.

3. Pomiar przyśpieszenia ruchu pociągu.

Jeżeli pociąg stacza się wdół po spadku s przy zamkniętym dopływie pary do cylindrów, natenczas siła, wywołująca ruch po-

ciągu, wynosi s na jednostkę ciężaru pociągu. Zgodnie z wzorem 18) i 19) część tej siły zostaje zużyta na pokonanie oporów ruchu, wynoszących w_o na jednostkę ciężaru pociągu, zaś reszta, którą oznaczamy literą σ, powoduje przyśpieszenie ruchu γ; możemy zatem napisać:

$$w_o = s - \sigma$$

Między siłą σ i przyśpieszeniem γ istnieje związek

$$\sigma = \alpha \cdot \frac{1}{g} \cdot \gamma$$

przyczem $\frac{1}{g}$ oznacza masę jednostki ciężaru pociągu, a współczynnik α oznacza zwiększenie bezwładności pociągu z powodu ruchu obrotowego osi i kół pojazdów.

Jeśli mówimy o masie toczącego się pociągu, należy brać pod uwagę nietylko jego ruch postępowy, lecz także ruch obrotowy osi i kół, zwiększający energję kinetyczną pociągu.

Oznaczając literą m_1 masę jednej osi z kołami, literami J i ϱ jej moment i promień bezwładności, zaś literą m_2 jej masę zredukowaną na obwód koła mającego promień r, otrzymamy

$$J = m_1 \varrho^2 = m_2 r^2$$

czyli

$$m_2 = m_1 \left(\frac{\varrho}{r}\right)^2$$

Oznaczając ciężar wszystkich osi i kół pociągu literą P_1, otrzymamy ich masę

$$\Sigma m_1 = \frac{P_1}{g}$$

zaś masę zredukowaną na obwód koła

$$\Sigma m_2 = \frac{P_1}{g}\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2$$

Dla ciężaru pociągu P i prędkości jazdy v otrzymamy energję kinetyczną

$$E = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{2} + \frac{P_1}{g}\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2} = \alpha \cdot \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$$

przyczem

$$\alpha = 1 + \frac{P_1}{P}\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 \qquad 20)$$

Dla średnich stosunków $\frac{P_1}{P}$ i $\frac{\varrho}{r}$ zachodzących przy pociągach wynosi ten współczynnik $\alpha = 1{\cdot}06$ do $1{\cdot}10$ czyli średnio $1{\cdot}08$ 20 a)

Wprowadzając wartość współczynnika α, określoną wzorem 20 a oraz $g = 9{\cdot}81$ otrzymamy

$$\sigma = 1{\cdot}08 \times \frac{1}{9{\cdot}81} \times \gamma = 0{\cdot}110\,\gamma$$

a zatem

$$w_o = s - 0{\cdot}110\,\gamma \qquad 21\,a)$$

względnie

$$w_o\ {}^{kg}/_{t} = s\ {}^{0}/_{00} - 110\,\gamma \qquad 21\,b)$$

Jeśli pociąg toczy się po torze prostym i poziomym, natenczas od chwili zamknięcia dopływu pary do cylindrów ruch pociągu staje się opóźniony, a opóźnienie to sprawia jedyna siła działająca, a mianowicie opór ruchu. Wzory 21) otrzymują dla tego przypadku postać

$$w_o = 0{\cdot}110\,\gamma \qquad 22\,a)$$

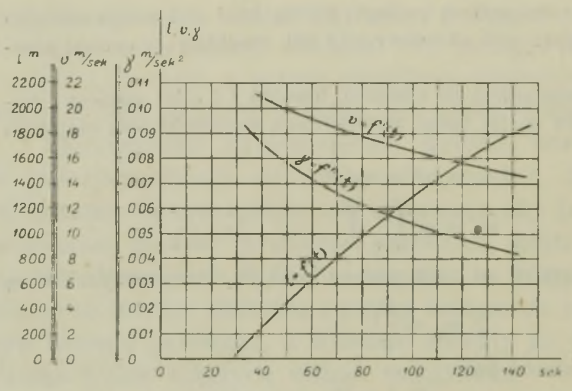
względnie

$$w_o\,{}^{kg}/_{t} = 110\,\gamma \qquad 22\,b)$$

Określenie przyśpieszenia, względnie opóźnienia ruchu pociągu może nastąpić rozmaicie i tak:

a) przez pomiar drogi pociągu w oznaczonym czasie.

Podczas przejazdu pociągu przy zamkniętym dopływie pary do cylindrów na szlaku, leżącym w spadku s i opatrzonym sygnałami odległościowemi, notujemy czas mijania poszczególnych sygnałów. Dla dokładności oznaczamy ten czas przy pomocy chronometru z osobną wskazówką, pracującego z dokładnością $^1/_5$ części sekundy. Nanosząc na osi odciętych czasy, zaś na rzędnych przebyte drogi (rys. 14), otrzymamy szereg punktów, które łączymy krzywą, określoną równaniem



Rys. 14.

$$l = f(t)$$

Oznaczając w poszczególnych punktach tej krzywej tangensy kątów, jakie styczna do krzywej zawiera z osią odciętych i nanosząc je jako rzędne, otrzymamy krzywą chyżości

$$v = \frac{dl}{dt} = f'(t)$$

Powtarzając tę czynność z krzywą chyżości, otrzymamy krzywą przyśpieszeń

$$\gamma = \frac{d^2l}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = f''(t)$$

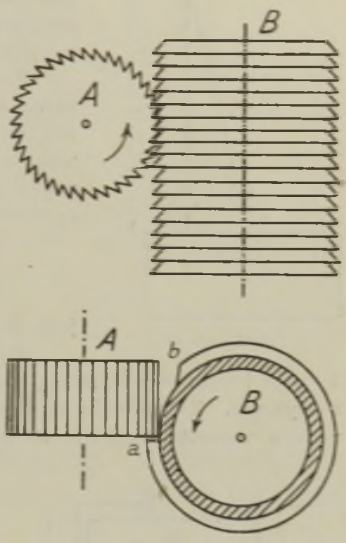
z której w każdym punkcie odczytać możemy wielkość przyśpieszenia.

b) przez bezpośredni pomiar chyżości.

Do tego celu służy przyrząd, wynaleziony przez Haushältera (rys. 15).

Walec metalowy *B* o płaszczu zazębionym obraca się około swej osi pionowej ruchem jednostajnym. Kółko zębate *A*, połączone z osią pojazdu, a więc obracające się tem prędzej, im szybszy jest ruch pojazdu, zaczepia swemi zębami o zęby walca *B* i podnosi go do góry. Zęby walca *B* posiadają na przestrzeni *ab* przerwę, więc walec musi opaść po każdym pełnym obrocie. Im szybszy jest ruch pojazdu, tem szybszy obrót kółka *A*, a więc tem wyżej podniesie się walec *B* podczas jednego swego obrotu. Wysokość podnoszenia walca jest zatem proporcjonalna do prędkości jazdy.

Przyrząd ten daje bardzo dokładne wyniki, ale oczywiście podaje on chyżość średnią podczas jednego obrotu walca, to też nie można go używać przy szybko zmieniającej się prędkości jazdy.



Rys. 15.

Mając wykreśloną krzywą chyżości, możemy wykreślić krzywą przyśpieszeń podobnie, jak w przypadku a), albo też wyznaczyć pracę oporów ze zmiany energji kinetycznej na określonej drodze Δl.

Dla ciężaru równego jedności i dla toru, położonego w spadku s, otrzymujemy równanie prac

$$w_o \cdot \Delta l = \pm s \cdot \Delta l + \frac{1}{g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

jeśli v_1 i v_2 oznaczają chyżości na początku i na końcu przestrzeni Δl. Z równania tego otrzymujemy

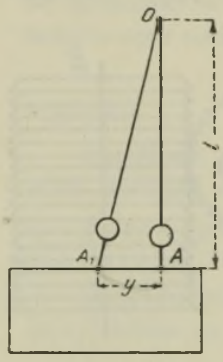
$$w_o = \frac{1}{2g} \cdot (v_1^2 - v_2^2) \cdot \frac{1}{\Delta l} \pm s \qquad 23)$$

Wyznaczony z tego równania współczynnik oporu odpowiada średniej chyżości między v_1 i v_2, a więc ten sposób postępowania dopuszczalny jest tylko dla małych zmian chyżości, a zatem niewielkich długości Δl.

c) przez bezpośredni pomiar przyśpieszeń.

Pomiar ten można uskutecznić zapomocą *wahadła dynamometrycznego*, przystosowanego do tych celów jako przyrząd przez *Dedouits'a*.

Wahadło proste o długości l (rys. 16 a) umieszczone jest w pociągu tak, że jego płaszczyzna wahania jest równoległa do osi toru. Pod wahadłem znajduje się walec, obracający się ruchem jednostajnym około osi poziomej, leżącej w płaszczyźnie wahadła. Ołówek, przyczepiony do spodu wahadła i przyciśnięty do walca, kreśli na nim podczas ruchu pociągu krzywą wychyleń wahadła.



Rys. 16 a.

Rzędne y tej krzywej podzielone przez długość wahadła l wyrażają wielkość siły, wywołującej przyśpieszenie, odpowiadającą jednostce ciężaru, gdyż wychylone wahadło zajmie położenie OA_1 równoległe do wypadkowej z ciężaru pociągu P i z siły G wywołującej przyśpieszenie pociągu, a zatem

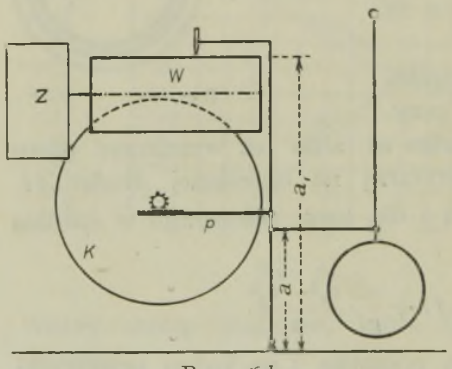
$$\frac{y}{l} = tg\,\alpha = \frac{G}{P} = \frac{M \cdot \gamma}{M \cdot g} = \frac{\gamma}{g}$$

jeśli M oznacza masę pociągu.

Ponieważ siła G jest nieznaczna w porównaniu z siłą P, więc i rzędne y wypadną małe, a tem samem trudne do dokładnego zdjęcia z wykresu. Zwiększenie tych rzędnych uzyskuje Dedouits przez przeniesienie ruchów wahadła na walec za pośrednictwem dźwigni jednoramiennej (rys. 16 b). W ten sposób rzędne y_1, kreślone na walcu, wzrosną w takim stosunku do rzędnych y rzeczywistych wychyleń wahadła, jak odpowiednie ramiona dźwigni, a więc

$$y : y_1 = a : a_1$$

czyli $$y = \frac{a}{a_1} y_1$$



Rys. 16 b.

Samo wahadło jest ciężkim walcem metalowym, zawieszonym między dwoma prętami. Zwiększenie bezwładności wahadła i zmniejszenie jego wrażliwości na drobne wstrząśnienia celem otrzymania wyraźnego obrazu sił, działających przez pewien czas, a nie momentalnie, uzyskujemy przez połączenie wahadła zazębionemi prętami p z jednem, lub dwoma kołami rozpędowami K. Walec W, na którym ołówek kreśli linję, obraca się ruchem jednostajnym zapomocą mechanizmu zegarowego Z.

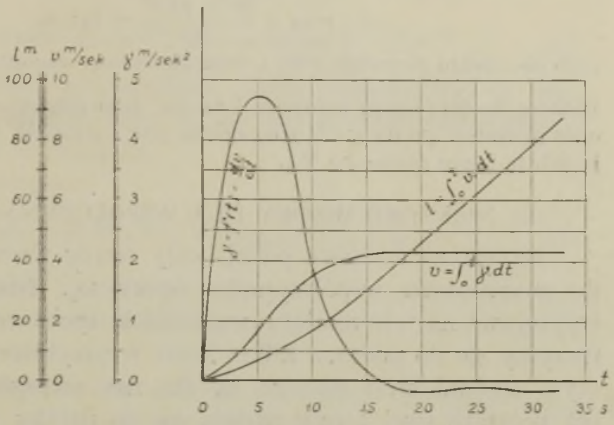
Wykres krzywej przyśpieszenia pociągu pozwala nam wyznaczyć wartości współczynnika oporu w_o z wzorów 21 a) i b), a zarazem daje możność określenia każdoczesnej chyżości i przebytej drogi zapomocą całkowania tejże krzywej (rys. 17), otrzymujemy bowiem:

$$\int_o^v \gamma\, dt = \int_o^v \frac{dv}{dt}\, dt = \int_o^v dv = v$$

$$\int_o^l v\, dt = \int_o^l \frac{dl}{dt}\, dt = \int_o^l dl = l$$

Celem przeprowadzenia tego całkowania sposobem wykreślnym, należy zmierzyć powierzchnię ograniczoną krzywą przyśpieszeń i osią odciętych do rzędnej odpowiadającej czasowi t, dla którego ma być określona chyżość. Powierzchnie te, naniesione jako rzędne, dadzą nam krzywą chyżości.

Podobnie postępujemy z krzywą chyżości, celem otrzymania krzywej, określającej przebyte drogi.



Rys. 17.

Przeprowadzając równocześnie z pomiarem przyśpieszeń bezpośredni pomiar przebytych dróg według a), uzyskamy doskonałą kontrolę dokładności naszych pomiarów.

Wszystkim metodom pomiaru oporów przy zamkniętym dopływie pary do cylindrów można zrobić zarzut nieuwzględnienia części oporów mechanizmu pędowego, pochodzącej od ciśnienia pary na tłoki i od tarcia suwaków. Równocześnie występują tu opory dodatkowe wskutek wciągania i ściskania powietrza w próżnych cylindrach, których niema przy ruchu parowozu pod parą. Otóż opory te stanowią tylko bardzo nieznaczną cząstkę ogólnej sumy oporów i mogą być pominięte bez ujmy dla dokładności wyników, a zresztą można je określić dodatkowo, stosując pomiary przy pomocy indikatora.

Badania nad oporami mechanizmu parowozu pod parą przeprowadził *Goos*. Według tych badań całkowity opór parowozu dał się przezwyciężyć ciśnieniem pary na tłoki 0·27 atm., przyczem wielkość jego prawie nie zmieniała się ze zmianą szybkości i napełnienia.

Ponieważ opór parowozu, jako pojazdu, a więc z wyłączeniem oporów mechanizmu pędowego, wynosi, jak to wynika z innych doświadczeń, 1·8 do 2·0 $^{kg}/_{t}$, więc przy badanym parowozie o ciężarze adhezyjnym 25·4 tonn, średnicy kół pędowych 160 *cm*, średnicy cylindrów 43·2 *cm* i skoku tłoka 61 *cm* zużywał on ciśnienie pary na tłoki

$$p_i = 25 \cdot 4 \times \frac{160}{61 \times 43{\cdot}2^2} \times (1{\cdot}8 \text{ do } 2{\cdot}0) = 0{\cdot}065 \text{ do } 0{\cdot}072\ ^{kg}/_{cm^2} \text{ średnio } 0{\cdot}07\ ^{kg}/_{cm^2}$$

Resztę ciśnienia $p_i' = 0{\cdot}27 - 0{\cdot}07 = 0{\cdot}20\ ^{kg}/_{cm^2}$

zużywał mechanizm pędowy na pokonanie oporów własnych, co odpowiada sile, mierzonej na obwodzie koła pędowego

$$0{\cdot}20 \times \frac{61 \times 43{\cdot}2^2}{160} = 142 \ kg$$

czyli dla ciężaru parowozu wraz z tendrem 65 tonn wynosiły te opory: $\frac{142}{65} = 2{\cdot}2 \ ^{kg}/_{t}$

Dodając do tego opory parowozu i tendra, jako pojazdów, otrzymamy całkowity opór parowozu 4·0 do 4·2 $^{kg}/_{t}$ co zgodne jest z wzorami wielu autorów, przyjmujących te opory równe 4·0 $^{kg}/_{t}$.

12. NIEKTÓRE WZORY DLA WSPÓŁCZYNNIKA OPORU w_o.

Literatura fachowa podaje cały szereg wzorów doświadczalnych do wyznaczenia współczynnika oporu w_o. Niepodobna oczywiście wypisywać na tem miejscu wszystkich tych wzorów i dlatego ograniczymy się do podania kilku, które w przybliżeniu odpowiadają naszym stosunkom i dlatego są dla nas szczególnie przydatne, albo też prostotą swej formy nadają się do użytku przy pobieżnych rachunkach.

1. Z wzorów dawniejszych był dłuższy czas powszechnie używany wzór *Clarka*, ważny dla całych pociągów:

$$w_o \ ^{kg}/_{t} = 2{\cdot}4 + \frac{(V^{km}/_{g})^2}{1300} \qquad 24)$$

2. Około roku 1860 przeprowadzili inżynierowie francuscy *Vuillemin*, *Guébhard* i *Dieudonné* szereg doświadczeń na francuskiej kolei wschodniej przy zastosowaniu rozmaitych chyżości i ustawili następujące wzory ważne dla całych pociągów:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{dla } v = 32-50 \ ^{km}/_{g} & w_o \ ^{kg}/_{t} = 1{\cdot}8 + 0{\cdot}08 \ V^{km}/_{g} + 0{\cdot}009 \frac{F}{G}(V^{km}/_{g})^2 \\ \text{,, ,, } = 50-65 \text{ ,,} & w_o \ ^{kg}/_{t} = 1{\cdot}8 + 0{\cdot}10 \ V^{km}/_{g} + 0{\cdot}006 \frac{F}{G}(V^{km}/_{g})^2 \\ \text{,, ,, ponad 70 ,,} & w_o \ ^{kg}/_{t} = 1{\cdot}8 + 0{\cdot}14 \ V^{km}/_{g} + 0{\cdot}004 \frac{F}{G}(V^{km}/_{g})^2 \end{array}\right\} \ 25)$$

przyczem F jest powierzchnią rzutu pociągu na płaszczyznę prostopadłą do toru w m^2, zaś G ciężarem pociągu w tonnach.

3. *Prof. Gostkowski* napisał na podstawie dat statystycznych kolei niemieckich i na podstawie własnych doświadczeń, przeprowadzonych na kolei Czerniowieckiej, wzór ważny dla całych pociągów:

$$w_o \ ^{kg}/_{t} = 2{\cdot}4 + 0{\cdot}01 \ (V^{m}/_{s})^2 \qquad 26)$$

Wzór ten daje dobre wyniki dla niewielkich chyżości, a prostotą swej formy zaleca się dla rachunków przeciętnych.

Nowsze wzory odznaczają się wyszczególnieniem różnych rodzajów oporów, a głównie oporów powietrza w zależności od składu pociągu i tu przedewszystkiem na uwagę zasługują:

4. Wzory *prof. Franka:*

a) dla parowozów:

$$w_o\ ^{kg}/_t = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}000142\ (v\ ^{km}/_g)^2 + 0{\cdot}00594 \left(\frac{F}{L}\right) (v\ ^{km}/_g)^2 \qquad 27)$$

przyczem F oznacza powierzchnię rzutu lokomotywy na płaszczyznę prostopadłą do toru w m^2, zaś L ciężar lokomotywy wraz z tendrem w tonnach.

b) dla wozów w pociągu:

$$w_o\ ^{kg}/_t = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}000142\ (v\ ^{km}/_g)^2 + 0{\cdot}0054 \left(\frac{2 + nf}{Q}\right) (v\ ^{km}/_g)^2 \qquad 28)$$

przyczem Q oznacza łączny ciężar wszystkich wozów w pociągu w tonnach, n ilość wozów każdej kategorji, zaś f ich powierzchnie zastępcze.

Wielkość tych powierzchni zastępczych określa Frank:

dla wozu osobowego lub towarowego krytego 0·56 m^2
„ „ towarowego, otwartego, próżnego 1·62 m^2
„ „ towarowego, otwartego, naładowanego 0·32 m^2
„ „ krytego, idącego za otwartym dodatkowo 1·00 m^2
„ pierwszego wozu poza parowozem dodatkowo 2·00 m^2

Powierzchnia rzutu lokomotywy F wynosi według Franka 8-10 m^2.

5. Wobec zamierzonej elektryzacji kolei alpejskich przeprowadziło austrjackie ministerstwo kolejowe obszerne studja nad oporami ruchu. Wyniki tych badań ogłosił inż. *Hruschka* w r. 1910. Ponieważ wzory, podane przez Hruschkę, zbudowane zostały na podstawie studjum najnowszych doświadczeń z równoczesnem uwzględnieniem stosunków ruchowych, zbliżonych do stosunków naszych, a nadto posiadają dogodną formę, nadają się one do użytku nawet przy dokładniejszych rachunkach.

Ważniejsze z nich są następujące:

a) dla lokomotyw elektrycznych

$$w_o\ ^{kg}/_t = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}00065\ (v\ ^{km}/_g)^2 \qquad 29)$$

b) dla wozów osobowych w pociągu (nie na trukach):

$$w_o\ ^{kg}/_t = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}00055\ (v\ ^{km}/_g)^2 \qquad 30\ a)$$

dla wozów osobowych na trukach w pociągu:

$$w_o\ ^{kg}/_t = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}0004\ (v\ ^{km}/_g)^2 \qquad 30\ b)$$

dla wozów towarowych w pociągu:

$$w_o\ ^{kg}/_t = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}0007\ (v\ ^{km}/_g)^2 \qquad 30\ c)$$

c) dla całych pociągów:

pociągi ekspresowe i luksusowe (v do 120 $^{km}/_g$):

$$w_o\ ^{kg}/_t = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}00045\ (v\ ^{km}/_g)^2 \qquad 31)$$

pociągi pośpieszne i osobowe (v do 105 $^{km}/_{g}$):

$$w_o\ ^{kg}/_{t} = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}0005\ (v\ ^{km}/_{g})^2 \qquad 32)$$

pociągi towarowe (v do 60 $^{km}/_{g}$):

$$w_o\ ^{kg}/_{t} = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}0007\ (v\ ^{km}/_{g})^2 \qquad 33)$$

pociągi kolei lokaln. i wąskotorowych (v do 45 $^{km}/_{g}$):

$$w_o\ ^{kg}/_{t} = 2{\cdot}5 + 0{\cdot}001\ (v\ ^{km}/_{g})^2 \qquad 34)$$

Dla lokomotyw parowych Hruschka nie podaje wzoru. Uwzględniając zwiększone opory tarcia mechanizmu pędowego pod parą i mniej korzystny kształt parowozu, można napisać dla nich wzór:

$$w_o\ ^{kg}/_{t} = 4{\cdot}0 + 0{\cdot}00067\ (v\ ^{km}/_{g})^2 \qquad 35)$$

6. Polskie Ministerstwo kolei żelaznych wprowadza w rozporządzeniu, dotyczącem określania przelotności projektowanych linij kolejowych znaczenia ogólnego, następujące wzory, ustawione przez *Strahla:*

a) dla parowozów o ciężarze wraz z tendrem L^t

$$w_o\ ^{kg}/_{t} = \frac{1}{L}\left[2{\cdot}5\,T + c\,L_a + 0{\cdot}6\,F\left(\frac{v+12}{10}\right)^2\right] \qquad 36)$$

b) dla wagonów pociągu towarowego o składzie mieszanym:

$$w_o\ ^{kg}/_{t} = 2{\cdot}5 + \frac{1}{20}\left(\frac{v+12}{10}\right)^2 \qquad 37)$$

W wzorach tych oznaczają:

T ciężar tendra i osi tocznych parowozu w tonnach,

L_a ciężar adhezyjny parowozu w tonnach,

F idealną powierzchnię zastępczą przekroju parowozu w m^2,

v chyżość jazdy w $^{km}/_{g}$,

c współczynnik o wartości zależnej od ustroju parowozu.

13. WPŁYW KRZYWIZN NA WIELKOŚĆ OPORÓW.

Zwiększenie oporów ruchu w łukach wobec oporów w prostych pochodzi ze wzmożonego tarcia obręczy i rąbków kół o szyny, na co składa się wiele przyczyn, o których pomówimy obszerniej w rozdziale o krzywiznach. Tutaj nadmienimy jedynie, że wielkość tego dodatkowego oporu zależy od wielkości promienia łuku, od rozstawu osi pojazdu i od sposobu osadzenia osi, a mianowicie opór ten rośnie ze zmniejszeniem promienia łuku i z wzrostem rozstawu osi, przyczem jest on znacznie większy dla osi stałych, niż dla osi zwrotnych i podwozi ruchomych. Wielki wpływ wywiera także gra między rąbkami kół i szynami.

Doświadczenia nad dodatkowym oporem w łukach były nieliczne, a wzory często używane, są następujące:

1. Wzór *Röckla*, ustawiony na podstawie doświadczeń, przeprowadzonych na kolejach bawarskich, ważny dla kolei głównych:

$$w_l\,{}^{kg}/_{t} = \frac{650}{R-55} \qquad 38)$$

2. Wzory *Hoffmanna*, ustawione na podstawie doświadczeń, przeprowadzonych na kolejach saskich w r. 1884 i dające wyniki dość zgodne z rzeczywistością:

a) dla wozów z osiami stałemi o rozstawie osi l^m:

$$w_l\,{}^{kg}/_{t} = 21\,\frac{4l+l^2}{R-45} \qquad 39)$$

b) dla wozów z osiami zwrotnemi:

$$w_l\,{}^{kg}/_{t} = \frac{40\,l}{R} + 0{\cdot}4 \qquad 40)$$

3. Dla kolei lokalnych używane są wzory:

dla kolei lokalnych normalnotorowych:

$$w_l\,{}^{kg}/_{t} = \frac{500}{R-30} \qquad 41)$$

dla kolei o szerokości toru 1000 $^{m}/_{m}$

$$w_l\,{}^{kg}/_{t} = \frac{400}{R-20} \qquad 42)$$

dla kolei o szerokości toru 750 $^{m}/_{m}$

$$w_l\,{}^{kg}/_{t} = \frac{350}{R-10} \qquad 43)$$

dla kolei o szerokości toru 600 $^{m}/_{m}$

$$w_l\,{}^{kg}/_{t} = \frac{200}{R-5} \qquad 44)$$

Dodatkowy opór w łuku jest zawsze dodatni, a więc całkowitą wartość jednostkowego oporu w torze łukowym, ułożonym w spadku możemy określić ogólnym wzorem

$$w = w_o \pm s + w_l \qquad 45)$$

względnie

$$w\,{}^{kg}/_{t} = w_o\,{}^{kg}/_{t} \pm s^{0}/_{00} + w_l\,{}^{kg}/_{t} \qquad 46)$$

14. OPORY RUCHU PRZY CHYŻOŚCI ZMIENNEJ.

Należy jeszcze odpowiedzieć na pytanie, jak mamy posługiwać się poznanemi wzorami na współczynnik oporu w zagadnieniach z chyżością zmienną, których praktyka kolejowa nastręcza wiele. Każde ruszanie pociągu z miejsca i każde zatrzymanie, każda przeszkoda na szlaku, wymagająca zwolnienia biegu pociągu — stanowią zagadnienie z chyżością zmienną.

Z mechaniki znane nam są związki między drogą s, chyżością v, przyśpieszeniem p i czasem t, a mianowicie:

$$\frac{ds}{dt} = v \quad \text{i} \quad \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = p$$

Przyśpieszenie ruchu pociągu otrzymujemy wówczas, gdy siła pociągowa przeważa nad oporami ruchu. Jeśli oznaczymy literą z wielkość siły pociągowej, odpowiadającą jednostce ciężaru pociągu, literą m masę tejże jednostki, a literą w współczynnik oporu ruchu, natenczas przyśpieszenie ruchu wyniesie podług powyższego

$$p = \frac{z - w}{m} \qquad 47)$$

Celem uzyskania opóźnionego ruchu pociągu zamykamy dopływ pary do cylindrów, a wówczas $z = o$ i otrzymujemy dla tego przypadku

$$p = -\frac{w}{m} \qquad 48)$$

Równania 47) i 48), określające nam wielkość przyśpieszenia, dozwalają w związku z poprzedniemi równaniami podstawowemi oznaczyć wszystkie związki dotyczące ruchu zmiennego, a mianowicie:

$$f(s,t) = 0, \quad f(v,t) = 0 \quad \text{i} \quad f(s,v) = 0$$

Jako przykład rozwiążmy następujące zadanie:

W jakim czasie pociąg, rozporządzający siłą pociągową z i ruszający z miejsca, osiągnie na torze prostym i poziomym chyżość v?

Mamy tu określić związek $f(v, t) = o$ dla ruchu przyśpieszonego w granicach zmiany chyżości od zera do wartości v.

Korzystając z drugiego równania podstawowego i z równania 47) otrzymamy równanie różniczkowe:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{z - w_o}{m}$$

Wprowadzając: $w_o = a + bv^2$ i oznaczając: $\frac{z-a}{m} = \alpha^2$ oraz $\frac{b}{m} = \beta^2$, otrzymamy:

$$\frac{dv}{dt} = \alpha^2 - \beta^2 v^2$$

czyli

$$dt = \frac{dv}{\alpha^2 - \beta^2 v^2}$$

skąd

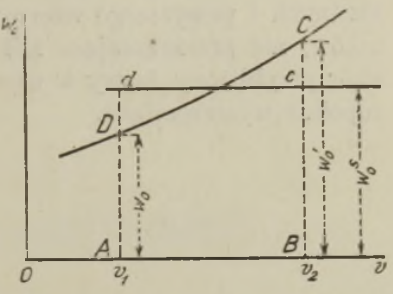
$$t = \int_v^o \frac{dv}{\alpha^2 - \beta^2 v^2} = \frac{1}{2\alpha\beta} \log_n \frac{\alpha + \beta v}{\alpha - \beta v} \qquad 49)$$

jako wzór na określenie szukanego czasu.

Podobnie postępując, otrzymamy szereg równań, określających powyższe związki. Używanie tych równań o dość złożonym kształcie przedstawia znaczne trudności rachunkowe i staje się wskutek tego uciążliwe w praktycznem zastosowaniu.

Trudność tę możemy ominąć przy pomocy wzoru przybliżonego, który uzyskamy, wprowadzając pojęcie *oporu średniego*.

Ogólne równanie 16) określające wielkość współczynnika oporu w_o jest równaniem paraboli rzędu drugiego, przedstawionej na rys. 18.



Rys. 18.

Dla zmiany chyżości w granicach od v_1 do v_2 możemy powierzchnię $ABCD$, zawartą między krzywą, osią odciętych i rzędnemi, odpowiadającemi chyżościom granicznym, zamienić na prostokąt $ABcd$, którego wysokość będzie szukanym oporem średnim w_o^s. Otrzymujemy zatem:

$$w_o^s (v_2 - v_1) = \int_{v_1}^{v_2} (a + b v^2) \, dv$$

skąd

$$w_o^s = \frac{1}{v_2 - v_1} \int_{v_1}^{v_2} (a + bv^2) \, dv$$

Po wykonaniu całkowania w podanych granicach otrzymamy:

$$w_o^s = a + b \cdot \frac{v_1^2 + v_1 v_2 + v_2^2}{3} \qquad 50)$$

Wzór ten posiada postać podobną do wzoru 16). Oznaczając

$$v_s = \sqrt{\frac{v_1^2 + v_1 v_2 + v_2^2}{3}} \qquad 51)$$

możemy napisać:

$$w_o^s = a + b v_s^2 \qquad 52)$$

W szczególnym przypadku, gdy $v_1 = o$, zaś $v_2 = v$, otrzymamy:

$$v_s = \frac{v}{3}\sqrt{3} \qquad 53)$$

Wprowadzając współczynnik średniego oporu, określony równaniem 50), względnie średnią chyżość podług równania 51) lub 53), zamieniamy zagadnienie z chyżością zmienną na zagadnienie ze stałą, średnią chyżością i przynależnym jej średnim oporem.

Dokładność wyników, uzyskana przy tem postępowaniu przybliżonem, będzie tem większa, im mniejsze są granice zmiany chyżości. Z przerachowanych licznych przykładów przy użyciu wzorów dokładnych i powyższego wzoru przybliżonego, otrzymano różnice wyników, nie przekraczające kilku procentów, można zatem stosować wzór przybliżony, łatwy w użyciu i uzyskać dokładność, w praktyce zupełnie wystarczającą.

ROZDZIAŁ III.

SPADKI KOLEI ADHEZYJNYCH.

15. UWAGI WSTĘPNE.

Spadki stanowią najważniejszy element trasowania, gdyż od ich wielkości zależy wydatność ruchu projektowanej linji kolejowej. Z tego powodu dobór spadku, któryby najlepiej odpowiadał charakterowi kolei, oraz warunkom terenowym, posiada pierwszorzędne znaczenie i powinien być uskuteczniony z całą starannością, po rozważeniu wszystkich czynników, wywierających wpływ na jego wielkość.

Wiele istniejących linij kolejowych wykazuje błędy w układzie spadków i doborze ich wielkości, pochodzące częścią od niedoceniania ich ważności, a częścią ze źle zrozumianej oszczędności w kosztach budowy, a błędy te dają się dotkliwie uczuwać podczas ruchu, zmniejszając jego wydatność i zwiększając koszta. Pierwsze linje kolejowe układane były w poziomie albo w bardzo małych spadkach. Pozwalał na to teren płaski, w jakim te koleje budowano, a zmuszała do tego mała siła pociągowa ówczesnych lokomotyw. Dopiero budowa kolei przez Semmering wykazała, że lokomotywy z gładkiemi obręczami kół pędowych zdolne są do prowadzenia ciężkich pociągów nawet na wielkich spadkach, jeśli tylko otrzymają dostateczny ciężar adhezyjny i odpowiednią siłę pociągową. Jak trafnie dobrano wówczas spadek 25‰ dla tej pierwszej linji górskiej o charakterze pierwszorzędnym, dowodzi fakt, iż spadek ten uważany jest dotychczas za największy, dozwolony dla takich linij kolejowych.

Najważniejsze czynniki, wywierające wpływ na wielkość spadku, są następujące:

1. *Teren.* Nie trudno zrozumieć, że w terenie nizinnym, gdzie punkty, które mamy połączyć trasą kolejową, leżą w tym samym poziomie, lub wykazują znikome różnice wysokości w porównaniu z odległością, otrzymamy spadki małe; natomiast w terenie górskim jesteśmy z reguły zmuszeni do stosowania spadków jak największych,

aby skrócić długość trasy, potrzebną do pokonania znacznych różnic wysokości. Z tych powodów uzasadniony jest podział kolei podług terenu na koleje nizinne, podgórskie i górskie, które dla linij pierwszorzędnych charakteryzują największe spadki 5, 10 i 25‰.

2. *Charakter kolei.* Im linja jest ważniejsza, tem większe stawiamy wymagania co do jej zdolności przewozu wielkich mas z wielkiemi chyżościami, to też naturalną jest rzeczą, że koleje główne znaczenia pierwszorzędnego otrzymać powinny w tym samym terenie znacznie mniejsze spadki, niż koleje drugo- i trzeciorzędne. Wyraz tego znajdujemy w N. Z., które postanawiają, iż koleje główne pierwszorzędne nie powinny z reguły otrzymywać spadku większego, jak 25‰, podczas gdy dla kolei głównych drugorzędnych i dla kolei lokalnych wynosi ta granica 40‰.

3. *Koszta.* Mówiąc o kosztach kolei żelaznych, rozróżniać należy koszta budowy, utrzymania i ruchu. Koszta te pozostają we wzajemnej zależności. Im mniejszy zastosujemy spadek przy danej różnicy wysokości punktów, które mamy połączyć trasą, tem linja będzie dłuższa, a więc droższa. Tymczasem ze zmniejszeniem spadku zmniejszają się niewątpliwie koszta utrzymania, a zwłaszcza koszta ruchu na jednostkę długości. Dla każdego przypadku istnieje spadek, przy którym ogólne koszta są najmniejsze, a wyznaczenie tego spadku wymaga studjów i rachunków porównawczych.

4. *Współczynnik adhezyjny* wywiera również wpływ na wielkość spadku. Na linjach górskich należy się liczyć ze stałą wilgotnością szyn w głębokich przekopach i w tunelach, co pociąga za sobą zmniejszenie wielkości współczynnika adhezyjnego i okoliczność ta powinna być przy obieraniu spadku uwzględniona.

5. *Długość spadku* nie posiada bezpośredniego wpływu na jego wielkość, gdyż przy ciężarze pociągu, dobranym odpowiednio do spadku i do siły pociągowej lokomotywy jest jego długość ograniczona tylko zapasem paliwa i wody. Jednakowoż na dłuższych spadkach może zachodzić obawa, że wskutek niedoświadczenia maszynisty, lub nieobeznania jego z profilem podłużnym linji, może nastąpić spadek ciśnienia pary w kotle, co na wielkim spadku może spowodować zmniejszenie chyżości, a nawet zatrzymanie pociągu. Potrzeba hamowania przy jeździe z góry może być również względem ograniczającym długość wielkich spadków. Przy energicznem hamowaniu klocki hamulcowe zużywają się silnie i rozgrzewają, co może mieć wpływ na dokładność działania hamulców. Wreszcie przy lokomotywach beztendrowych stanowi zapas wody i węgla część ciężaru adhezyjnego. Na dłuższych spadkach może nadmierne zużycie tych zapasów zmniejszyć wydatnie

wielkość adhezji lokomotywy i wywołać ślizganie się jej kół pędowych po szynach, a tem samem przyczynić się do zmniejszenia chyżości, a nawet zatrzymania pociągu. Wszystkie te powody stanowią pewne ograniczenie długości stromych spadków.

16. SPADKI NAJWIĘKSZE.

Aby dojść do poznania największych spadków, jakie wolno nam stosować, przeprowadźmy następujące rozważanie.

Oznaczając ciężar lokomotywy z tendrem literą L, zaś ciężar wozów w pociągu literą Q, otrzymujemy z wzoru 18) całkowity opór W, jaki napotyka pociąg, jadący pod górę po spadku s:

$$W = (L + Q)\,(w_o + s)$$

W wyrażeniu tem pominięty jest wpływ dodatkowych oporów przy przejeździe łuków, ponieważ na większych spadkach zmniejszamy zazwyczaj spadki w łukach o wartość współczynnika oporu z powodu łuku i otrzymujemy linję, na której opory ruchu w prostych i w łukach są jednakowe. Jeśli pociąg na spadku s ma poruszać się pod górę ruchem jednostajnym, musi siła pociągowa lokomotywy Z równać się oporowi ruchu, a więc otrzymamy równanie

$$Z = (L + Q)\,(w_o + s)$$

z którego otrzymujemy, podstawiając

$$\frac{Q}{L} = m, \text{ oraz } Z = z \cdot L$$

$$s = \frac{(z - w_o) - m w_o}{1 + m} \qquad 54)$$

Oznaczając literą α stosunek ciężaru adhezyjnego do całkowitego ciężaru lokomotywy, oraz przyjmując wartość współczynnika adhezyjnego $z_a = 0{\cdot}15$, otrzymamy zgodnie z wzorami 1) i 2)

dla	$\alpha =$	0·4	0·6	0·8	1·0
wartość współczynnika	$z =$	0·06	0·09	0·12	0·15

Ponieważ chodzi nam o wyznaczenie spadków największych, wprowadzimy do rachunku małą chyżość jazdy, a więc np. $v = 10\ ^{km}/_{g}$.

Z wzorów 30 c) i 35) otrzymamy wartość współczynnika oporu w_o:

dla	$m =$	0,	1,	2,	4, 6,
	$w_o =$	0·0040,	0·0033,	0·0031,	0·0029, 0·0028.

Wstawiając powyższe wartości we wzorze 54), otrzymamy następującą tabelkę:

dla $m =$	0	1	2	4	6
		$s^0/_{00} =$			
$z = 0{\cdot}06$	56	27	17	9	6
0·09	86	42	27	15	10
0·12	116	57	37	21	14
0·15	146	72	47	27	18

Przypatrzmy się bliżej otrzymanym wynikom.

Kolumna I podaje największe spadki dla kolei, na których poruszają się same lokomotywy. Do tej kategorji należą koleje elektryczne, na których wóz motorowy służy równocześnie do przewozu osób lub ciężarów. Ponieważ w tym przypadku zazwyczaj wszystkie osie wozu są pędowemi, więc i spadki, jakie nam wolno stosować, wypadają bardzo wielkie. Istnieje wiele linij tramwajowych, na których spadki przekraczają $100^0/_{00}$ i tak w Czerniowcach spadki te dochodzą do $101^0/_{00}$, w Remscheid w Niemczech do $108^0/_{00}$ i t. p. Lokomotywa beztendrowa, mająca wszystkie osie sprzężone, zdoła sama przy korzystnym współczynniku adhezyjnym poruszać się z niewielką chyżością po spadku $140^0/_{00}$.

Kolumna II (dla $m = 0{\cdot}5 - 1{\cdot}5$) obejmuje koleje przeznaczone do przewozu niewielkich ciężarów, a więc kolejki robocze i turystyczne, na których spadki mogą dojść do $70^0/_{00}$. Taki spadek posiada kolejka turystyczna na górę Uetli koło Zurychu, nieco mniejszy, bo $67^0/_{00}$ kolej z Filadelfji do Columbji w Ameryce i t. p.

Do tej grupy zaliczyć można t. zw. *trajekty*, służące do wprowadzania pociągów na łodzie. Spadki bywają tu bardzo znaczne, a pokonanie tychże możliwe jest przez podział pociągu na części.

Kolumna III (dla $m = 1{\cdot}5 - 2{\cdot}5$) charakteryzuje koleje górskie. Lokomotywa, dla której $\alpha = 0{\cdot}6$, zdoła na spadku $25^0/_{00}$ wyprowadzić pod górę pociąg, którego ciężar równa się 2·4-krotnemu ciężarowi lokomotywy, a największy spadek dla lokomotywy beztendrowej, mającej wszystkie osie sprzężone i prowadzącej pociąg o ciężarze przeszło 2 razy większym od jej własnego ciężaru, dojść może przy korzystnym współczynniku adhezyjnym do $45^0/_{00}$. Dla kolei głównych, przeznaczonych do pokonywania wielkiego ruchu, należy przyjmować większe chyżości, a więc odpowiednio mniejsze spadki. Doświadczenie wykazało, że na linjach pierwszorzędnego znaczenia nie należy przekraczać spadku $25^0/_{00}$. Na kolei Arulańskiej zastosowano spadek ponad $30^0/_{00}$ i nastręcza on wielkie trudności ruchowi. Klocki hamulcowe rozgrzewają się silnie i zużywają często już po jednorazowym zjeździe wdół ciężkiego pociągu i muszą być wymie-

nione, co utrudnia obsługę ruchu i zwiększa koszta utrzymania pojazdów.

Na kolejach podrzędnych, na których mamy do czynienia z mniejszemi obciążeniami i stosujemy mniejsze chyżości, można wprowadzić odpowiednio większe spadki. P. P. M. ustanawiają dla kolei lokalnych normalno- i wąskotorowych największy dopuszczalny spadek 70‰ przy trakcji elektrycznej, a 40‰ przy innych rodzajach trakcji.

Pomijając kolumnę IV przejdźmy do:

Kolumny V, która obejmuje koleje nizinne. Na tych kolejach żądamy z reguły większych chyżości, a nadto na linjach głównych wielkich wartości dla m, to też zrozumiałą jest rzeczą, dlaczego dla takich kolei uważamy spadek 5‰ za największy tem bardziej, że tutaj każde, choćby mierne zwiększenie spadku, powoduje wydatne zmniejszenie wartości m, a więc wydatności ruchu. Dla kolei podrzędnych ze słabym ruchem może być ten graniczny spadek odpowiednio większy. — Według P. P. M. największy dopuszczalny spadek na kolejach głównych powinien być obrany odpowiednio do warunków terenu i wielkości oczekiwanego ruchu przewozowego.

17. SPADEK MIARODAJNY.

Na podstawie powyższych rozważań ustalamy po dokładnem zbadaniu warunków terenowych i odpowiednio do charakteru projektowanej kolei, największy dopuszczalny spadek, który, stosowany w prostych na większych długościach, nazywamy *spadkiem miarodajnym* i oznaczamy literą s_m. Spadek miarodajny służy za podstawę do obrachowania ciężaru pociągu podług wzoru

$$L + Q = \frac{Z}{w_o + s_m} \qquad 55)$$

Zastosowanie jednakowego spadku miarodajnego na całej długości linji kolejowej jest oczywiście bardzo pożądane, gdyż wówczas praca lokomotywy jest należycie wyzyskana; często jednak przeprowadzenie tego żądania jest trudne i zajdzie potrzeba wprowadzenia na pewnej części linji spadku większego od ustalonego spadku miarodajnego.

Pokonanie takich zwiększonych, dłuższych spadków może nastąpić przez zastosowanie silniejszych lokomotyw, albo przez podział pociągu na części, lub wreszcie przez przyprzęg lokomotywy pomocniczej.

Pierwsze dwa sposoby używane są rzadko, gdyż stanowią wielkie utrudnienie ruchu. Zmiana typu lokomotywy jest niepożądana, a na linjach o silniejszym ruchu niemożliwa, gdyż na takich linjach już na

szlakach o małych spadkach używane są silne typy lokomotyw, celem uzyskania jak największego składu pociągów.

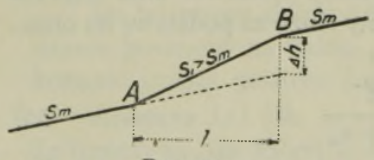
Dzielenie pociągów na części powoduje zwiększenie ilości pociągów, które trzeba dziennie po danej linji przeprowadzić, co przy silnym ruchu może okazać się niewykonalne, a w każdym razie podnosi koszta ruchu.

Z tych powodów najczęściej bywa stosowany sposób trzeci, jakkolwiek i on przedstawia wiele niedogodności dla ruchu, oraz zwiększa wydatnie zapotrzebowanie lokomotyw. Z powyższych rozważań wynika, iż należy unikać układania takich odcinków dłuższych o spadku większym od miarodajnego, zwłaszcza na linjach z silnym ruchem, choćby to wymagało nawet znacznego zwiększenia kosztów budowy.

Przykład takiego uciążliwego zwiększenia spadku przedstawia linja dwutorowa główna pierwszorzędna ze Lwowa do Złoczowa. Cała ta linja posiada spadki nie przekraczające 6‰, a tylko szlak między Lwowem i Podzamczem leży w spadku 10·5‰. Ciężkie pociągi, idące od Podzamcza ku Lwowu, otrzymują w Podzamczu lokomotywę pomocniczą, lub muszą być dzielone, a ten nadmierny spadek daje się dotkliwie uczuwać ruchowi.

18. SPADKI POKONYWANE ROZPĘDEM POCIĄGU.

Krótkie odcinki mogą otrzymać spadek większy od miarodajnego i nie wymagają stosowania żadnego ze sposobów, wymienionych w poprzednim ustępie, jeśli chyżość jazdy pociągu u podnóża tego spadku jest odpowiednio wielka, gdyż wówczas można energję pędzącego pociągu wyzyskać do pokonania tej części oporów, których nie równoważy siła pociągowa lokomotywy. Wyzyskanie częściowe energji kinetycznej pociągu następuje kosztem zmniejszenia chyżości jazdy.



Rys. 19.

Rys. 19 przedstawia profil podłużny trasy, ułożonej w spadku miarodajnym s_m z rampą na długości AB, posiadającą spadek s_1 większy od s_m. Długość tej rampy wynosi l. Niech chyżość pociągu na spadku miarodajnym, a zatem w punkcie A wynosi v_1 i dopuśćmy zmniejszenie chyżości takie, by w punkcie B wynosiła ona v_o, natenczas otrzymamy do rozporządzenia energję kinetyczną

$$E = \alpha \frac{L + Q}{2g} (v_1^2 - v_o^2)$$

przyczem α oznacza znany nam z wzoru 20) współczynnik zwiększenia energji kinetycznej pociągu skutkiem rotacji osi i kół, wynoszący średnio 1·08; L i Q oznaczają ciężar lokomotywy i wozów, zaś g przyśpieszenie ziemskie.

Elementarna rozporządzalna energja kinetyczna na długości dl wynosi

$$dE = d\left[\alpha \frac{L+Q}{2g}(v_1^2 - v_o^2)\right] = \alpha \frac{L+Q}{g} v\, dv$$

jeśli v oznacza chyżość jazdy w badanym elemencie dl przestrzeni AB.

Siła pociągowa lokomotywy wynosi, jak wiemy,

$$zL = (L+Q)(w_o + s_m) = (L+Q)(a + bv_1^2 + s_m)$$

zaś opory ruchu w elemencie dl

$$W = (L+Q)(w_o + s_1) = (L+Q)(a + bv^2 + s_1)$$

Opory ruchu, niezrównoważone siłą pociągową lokomotywy, wynoszą zatem

$$W - zL$$

a ich elementarna praca na długości dl ma być zrównoważona elementarną energją kinetyczną; otrzymujemy więc równanie

$$[(L+Q)(a + bv^2 + s_1) - (L+Q)(a + bv_1^2 + s_m)]\, dl = \alpha \frac{L+Q}{g} v\, d\, v$$

czyli

$$[(s_1 - s_m) - b(v_1^2 - v^2)]\, dl = \frac{\alpha}{g} v\, d\, v$$

$$dl = \frac{\alpha}{g} \cdot \frac{v\, d\, v}{(s_1 - s_m) - b(v_1^2 - v^2)}$$

a po scałkowaniu w granicach od v_1 do v_o

$$l = \frac{\alpha}{2\, b\, g} \int_{v_o}^{v_1} \frac{2\, b\, v\, d\, v}{(s_1 - s_m) - b(v_1^2 - v^2)}$$

czyli ostatecznie

$$l = \frac{\alpha}{2\, bg} \log_n \frac{s_1 - s_m}{(s_1 - s_m) - b(v_1^2 - v_o^2)} \qquad 56)$$

wzór pozwalający nam wyznaczyć dopuszczalną długość rampy ułożonej w spadku s_1.

Wzór ten, niedogodny w użyciu, zastąpić można wzorem przybliżonym, ustawionym na podstawie przyjęcia, iż współczynnik oporu ruchu w_o jest na długości AB niezmienny. Otrzymujemy wówczas równanie:

$$[(L+Q)(w_o + s_1) - (L+Q)(w_o + s_m)]\, l = \alpha \frac{L+Q}{2g}(v_1^2 - v_o^2)$$

skąd

$$l = \frac{\alpha}{2\, g} \cdot \frac{v_1^2 - v_o^2}{s_1 - s_m} \qquad 57)$$

Zysk na wysokości na długości AB wynosi

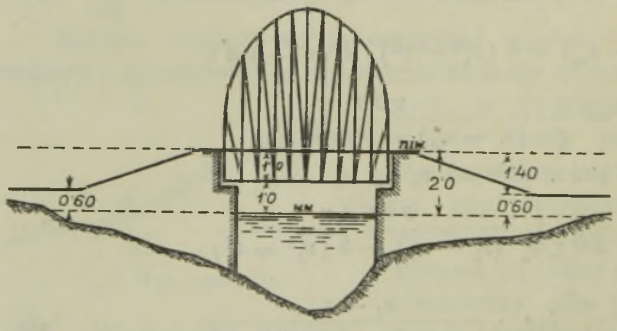
$$\Delta h = (s_1 - s_m)\, l = \frac{\alpha}{2g}(v_1^2 - v_o^2) \qquad 58)$$

Zastosowanie ramp, pokonywanych rozpędem pociągu, może nastąpić tylko tam, gdzie mamy do czynienia z małym spadkiem miarodajnym, a więc ze znaczną chyżością jazdy, gdyż wtedy dopuścić możemy wydatniejsze zmniejszenie chyżości. Wypadek ten zachodzi przeważnie na kolejach nizinnych.

Trzeba również pamiętać o tem, że rampy takie wskutek zmniejszenia chyżości powodują stratę czasu, potrzebnego na przejazd danego odcinka, a więc są dla ruchu niesposobne. Należy zatem unikać ich na linjach ważniejszych tem więcej, iż są one bądź co bądź przestrzeniami niepewnemi. Nieuwaga maszynisty, lub niekorzystne chwilowo warunki atmosferyczne, mogą stać się powodem utknięcia pociągu, to też rampy takie należy stosować oględnie, a w każdym razie unikać trzeba ramp krótkich, a stromych.

W praktyce zachodzi sporo przypadków, w których przez wprowadzenie takich ramp można uzyskać wydatną oszczędność w kosztach budowy.

Zaliczyć tu należy przedewszystkiem przekroczenia rzek w terenie nizinnym. W takim terenie mamy zazwyczaj do czynienia z dużym obszarem zalewowym, w którym niweletę kolei ułożyć należy ponad najwyższym stanem wód, ale możliwie nisko, aby wysokość obustronnych nasypów wypadła jak najmniejsza. Niweleta trasy na moście musi uzyskać wydatniejsze wzniesienie ponad wysoką wodę, jak to z rys. 20 widzimy.



Rys. 20.

Jeśli wprowadzimy obustronne rampy, pokonywane rozpędem pociągu, uzyskamy możność stosowania niskich nasypów, zamiast wysokich, sięgających do linji kreskowanej, co przy znacznej zazwyczaj ich długości stanowi wydatną oszczędność w kosztach robót ziemnych.

Podobny wypadek zajść może przy skrzyżowaniu kolei z kanałem żeglugi lub ważnym gościńcem i t. p.

19. SPADKI NIESZKODLIWE.

Weźmy pod uwagę dwa punkty trasy A i B (rys. 21) o odległości poziomej l i takiej różnicy wysokości h, że spadek między temi dwoma punktami nie przekracza wartości współczynnika oporu w_o.

Praca siły pociągowej lokomotywy wynosi przy jeździe pod górę

$$Z_1 \cdot l = (L + Q)\,(w_o + s)\,l$$

a przy jeździe wdół i tym samym ciężarze pociągu

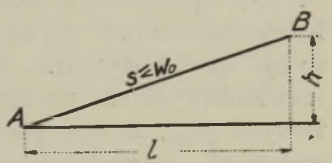
$$Z_2 \cdot l = (L + Q)\,(w_o - s)\,l$$

Średnia z obu tych prac wynosi

$$\frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot l = (L + Q)\,w_o\,l$$

a więc tyle, co praca siły pociągowej podczas jazdy na poziomie.

Rachunek powyższy pozostaje dopóty ważny, dopóki przy jeździe wdół potrzeba dodatniej siły pociągowej, a to ma miejsce przy spadku $s \leqslant w_o$.



Rys. 21.

Gdy $s > w_o$, nie potrzeba przy jeździe wdół żadnej siły pociągowej, a chcąc uniknąć przyśpieszenia ruchu pociągu, należy go hamować. Otrzymujemy zatem $Z_2 = o$, a średnia siła pociągowa

$$\frac{Z_1 + Z_2}{2} = (L + Q)\frac{w_o + s}{2}$$

będzie wobec $s > w_o$ większa, niż siła pociągowa na poziomie.

Takie spadki, na których średnia z prac siły pociągowej przy jeździe wgórę i wdół równa się pracy na poziomie, nazywamy *spadkami nieszkodliwemi.*

Granicę tych spadków stanowi spadek

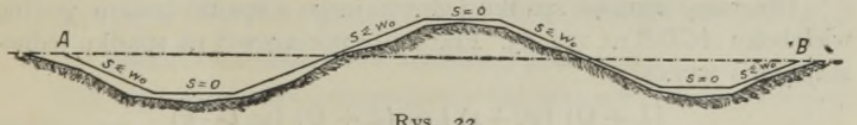
$$s = w_o$$

to też możemy powiedzieć, iż spadkami nieszkodliwemi nazywamy takie spadki, na których przy jeździe wdół nie potrzeba hamowania pociągu.

Spadki większe od współczynnika oporu w_o nazywamy *spadkami szkodliwemi.*

Wykazana powyżej właściwość spadków nieszkodliwych posiada ważne zastosowanie przy trasowaniu kolei nizinnych, na których właśnie z takiemi spadkami mamy do czynienia.

Teren nizinny wykazuje obok dłuższych szlaków poziomych, lub do poziomu zbliżonych niskie, a długie fale (rys. 22). Gdybyśmy



Rys. 22.

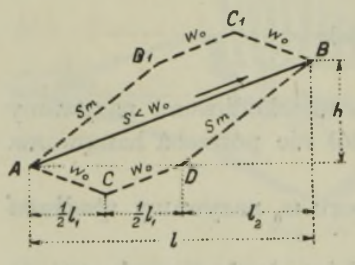
między punktami A i B, które mamy połączyć trasą, ułożyli niweletę podług linji kreskowanej, natenczas zaszłaby potrzeba wykonania długich a płytkich przekopów i takichże nasypów. Przez zastosowanie spadków odwrotnych, byle nie przekraczających granicy spadków nieszkodliwych, uzyskamy niweletę wykreśloną pełną linją, dostosowaną do terenu, a więc wykazującą wydatne zmniejszenie robót ziemnych wobec linji kreskowanej, przyczem nie będzie ona gorsza, gdyż koszta siły pociągowej będą na obu linjach jednakowe pod założeniem równie silnego ruchu w obu kierunkach.

Na tej podstawie możemy scharakteryzować koleje nizinne jako koleje posiadające wyłącznie spadki nieszkodliwe, przyczem mogą to być spadki odwrotne. Podług Launhardta wynosi granica spadków nieszkodliwych dla pociągów towarowych 3·5‰, dla pociągów osobowych 5‰, a dla pociągów pośpiesznych 8‰. Średnia wartość wynosi 5‰ i ten właśnie spadek uważany jest ogólnie, jako charakterystyczny, największy spadek kolei nizinnych.

20. SPADKI STRACONE.

Spadkami straconemi nazywamy spadki, odchylające się od spadku jednostajnego, na których praca siły pociągowej lokomotywy jest większa, niż na spadku jednostajnym.

Na drogach zwykłych stanowi każde odstępstwo od spadku jednostajnego stratę na pracy motoru żywego, a więc jest spadkiem straconym. Inaczej przedstawia się rzecz na kolejach żelaznych, gdyż tutaj — jak zobaczymy — dopuszczalne jest pewne odstępstwo od spadku jednostajnego bez straty na pracy lokomotywy.



Rys. 23.

Należy zbadać, w jakich granicach dopuszczalne jest to odstępstwo. Otóż granice te są różne zależnie od tego, czy spadek jednostajny jest szkodliwy, czy nieszkodliwy, oraz czy rozważamy jazdę pod górę, czy też wdół. Otrzymujemy w ten sposób cztery przypadki, które kolejno zbadamy.

1. Spadek jednostajny s jest nieszkodliwy; jazda wgórę.

Obierzmy zamiast spadku jednostajnego s spadki łamane podług wieloboku $ACDB$ na rys. 23. Praca siły pociągowej na spadku jednostajnym s wynosi

$$(L+Q)\,(w_o+s)\,l = (L+Q)\,(w_o l+h)$$

zaś na spadkach łamanych wieloboku $ACDB$:

na odcinku AC: $(L+Q)(w_o-w_o)\frac{l_1}{2} = o$

„ „ CD: $(L+Q)(w_o+w_o)\frac{l_1}{2} = (L+Q)\,w_o\,l_1$

„ „ DB: $(L+Q)(w_o+s_m)\,l_2 = (L+Q)(w_o\,l_2+h)$

czyli razem

$$(L+Q)\,[w_o\,(l_1+l_2)+h] = (L+Q)(w_o\,l+h)$$

Otrzymujemy zatem tę samą pracę, co na spadku jednostajnym, a więc wielobok $ACDB$ nie zawiera spadków straconych. Kreśląc taki sam wielobok ponad spadkiem jednostajnym, otrzymujemy sześciobok określający granice, wewnątrz których niema spadków straconych.

2. Spadek jednostajny s jest nieszkodliwy; jazda wdół.

Obierzmy zamiast spadku jednostajnego s spadki łamane podług wieloboku ACB na rys. 24 i napiszmy równania prac siły pociągowej.

Dla jazdy po spadku jednostajnym otrzymujemy pracę

$$(L+Q)\,(w_o-s)\,l = (L+Q)\,(w_o\,l-h)$$

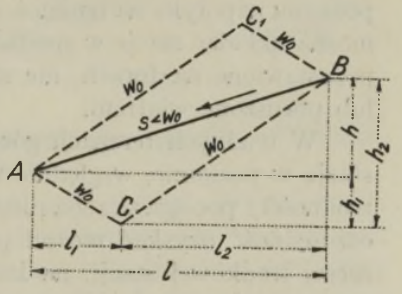
zaś dla jazdy po wieloboku ACB pracę

$$(L+Q)\,[(w_o-w_o)\,l_2+(w_o+w_o)\,l_1] = (L+Q)\,(w_o\,l_1+h_1+w_o\,l_2-h_2) = (L+Q)\,(w_o\,l-h)$$

a więc to samo, co dla spadku jednostajnego.

Kreśląc podobny wielobok AC_1B ponad spadkiem jednostajnym, otrzymujemy czworobok, wewnątrz którego niema spadków straconych.

Jeśli badać będziemy równocześnie jazdę pod górę i wdół, uwzględnić musimy granice ciaśniejsze, określone czworobokiem na rys. 24 i możemy powiedzieć:



Rys. 24.

Na linjach z równie ważnym ruchem w obu kierunkach, na których spadek jednostajny jest nieszkodliwy, możemy od spadku jednostajnego odstąpić i mimo tego nie mieć spadków straconych, jeśli stosować będziemy wyłącznie spadki nieszkodliwe, przyczem mogą to być spadki odwrotne.

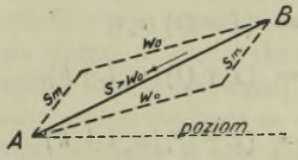
Regułę tę poznaliśmy już przy omawianiu spadków nieszkodliwych.

3. Spadek jednostajny s jest szkodliwy; jazda wgórę.

Dla tego przypadku otrzymujemy ten sam sześciobok, co w przypadku 1).

4. Spadek jednostajny s jest szkodliwy; jazda wdół.

Przy jeździe po spadku jednostajnym niepotrzeba żadnej pracy siły pociągowej, możemy zatem zastosować tylko takie spadki łamane, które również nie wymagają żadnej pracy siły pociągowej. Warunek ten spełnia układ spadków podług czworoboku przedstawionego na rys. 25, wewnątrz którego nie mamy spadków straconych.



Rys. 25.

Jeśli weźmiemy pod uwagę równocześnie jazdę pod górę i wdół, natenczas należy uwzględnić granice ciaśniejsze, określone czworobokiem podług rys. 25 i otrzymujemy regułę:

Na linjach z jednako ważnym ruchem w obydwu kierunkach, na których spadek jednostajny jest szkodliwy, możemy od tego spadku odstąpić i nie mieć spadków straconych, jeśli zastosujemy wyłącznie spadki szkodliwe, w jedną stronę skierowane.

Znajomość prawidła o spadkach straconych posiada dla trasowania znaczenie pierwszorzędne, gdyż określa ono granice, w jakich wolno nam odstąpić od spadku jednostajnego, a tem samem przystosować trasę do terenu i danych warunków bez szkody dla jej dobroci.

21. SPADKI STACYJNE.

Z uwagi na ułatwienie czynności przetaczania wozów pożądane jest ułożenie niwelety stacyjnej w poziomie, jeśli jednak zastosowanie poziomu napotyka na trudności i wymaga zwiększenia robót ziemnych, można układać stacje w spadkach, lecz co najwyżej takich, aby wozy, pozostawione na torach, nie staczały się, potrącone innemi wozami, lub poruszone wiatrem.

W trudnych terenach górskich ułożenie długiej partji trasy pod stację w poziomie, względnie w małym spadku, przedstawia znaczne trudności i pociąga za sobą niepożądaną stratę wysokości, to też pewną oszczędność uzyskać można przez ułożenie w małym spadku tylko części środkowej stacji, na której zatrzymują się pociągi, natomiast części skrajne, obejmujące rozjazdy, otrzymać mogą spadki większe.

Jeśli stacja jest mała, z ograniczonym ruchem przetokowym, natenczas można w trudnych warunkach uzyskać większą oszczędność, układając całą stację w większym spadku, a tylko tory przeznaczone do odstawiania poszczególnych wozów, w poziomie lub w małym spadku.

P. P. M. zalecają zgodnie z N. Z. układanie stacyj kolei głównych zasadniczo w poziomie, a w każdym razie w spadkach nie przekracza-

jących 2·5‰, z wyjątkiem torów przetokowych. Końce torów mijankowych mogą zachodzić na spadki przyległych szlaków. Długość równi stacyjnych winna odpowiadać projektowanemu układowi torów stacyjnych i przewidywanemu ich rozwojowi, co najmniej zaś długości użytkowej torów z uwzględnieniem rozmieszczenia rozjazdów krańcowych i zaokrąglenia załomów.

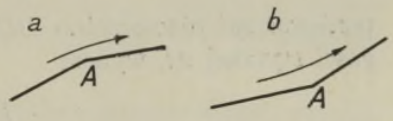
Na kolejach lokalnych normalno- i wąskotorowych należy na torach stacyjnych, przeznaczonych do ustawiania pociągów, tudzież na torach ładowniczych na szlakach poza stacjami stosować spadki nie większe, jak 3‰. Mijalnie na szlaku poza stacjami mogą otrzymać spadki większe, jednak przy trakcji parowej nie ponad 7‰.

22. ZAŁOMY SPADKÓW.

Lokomotywa pracuje najkorzystniej, gdy jej prędkość jazdy i siła pociągowa pozostają stałe. Częste zmiany napełnienia cylindrów wpływają ujemnie na rozchód paliwa, utrudniają należyte utrzymanie ognia i absorbują uwagę maszynisty. Prócz tego nagłe zmiany spadków powodują zaburzenia w spokojnej jeździe.

Z tych powodów pożądane jest prowadzenie trasy w jednostajnym spadku na możliwie długich odcinkach, zaś zmiany spadku powinny być łagodnie przeprowadzone.

Weźmy pod uwagę ostry, wypukły załom spadku (rys. 26 a). Podczas jazdy pod górę lokomotywa, minąwszy punkt załomu *A*, zwiększy nagle swoją chyżość, podczas gdy pociąg, znajdujący się jeszcze na dużym spadku, toczy się z niewielką chyżością. Wystąpi zatem szarpnięcie na sprzęgle, łączącem lokomotywę z pociągiem, które może nawet doprowadzić do przerwania sprzęgła. Podobnie przedstawi się rzecz przy jeździe wdół.



Rys. 26.

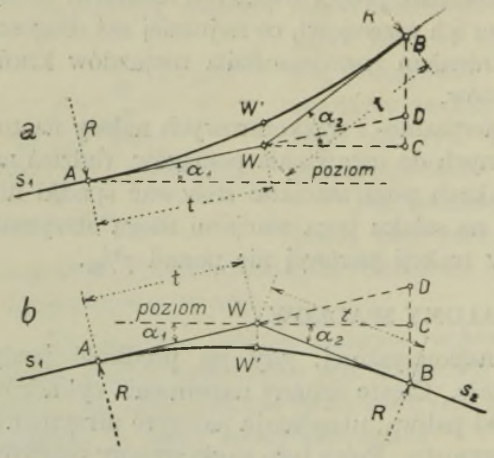
Przy załomie wklęsłym (rys. 26 b) lokomotywa, dostawszy się na większy spadek, szybko zmniejsza swą chyżość, a pociąg, toczący się z nabytą większą chyżością, napiera na wozy przednie, wywołując uderzenia, które w niekorzystnych okolicznościach doprowadzić mogą nawet do wykolejenia.

Celem uzyskania łagodnej zmiany chyżości oraz dania maszyniście czasu na regulowanie dopływu pary do cylindrów, należy punkty załomu niwelety wyokrąglić.

Teoretycznie korzystną krzywą wyokrąglającą byłaby parabola, gdyż zmiana promienia krzywizny tego wyokrąglenia następowałaby

w sposób ciągły, jednakowoż z uwagi na łatwość ułożenia i utrzymania toru stosuje się powszechnie łuki kołowe o wielkich promieniach.

W profilu podłużnym nie uwzględniamy wyokrągleń, lecz kreślimy załomy niwelety w postaci ostrych wierzchołków, to też dla celów wytyczenia potrzebna nam jest znajomość długości stycznych łuku wyokrąglającego, oraz odchylenie niwelety wyokrąglonej od teoretycznego punktu załomu.



Rys. 27.

Dla spadków skierowanych w tę samą stronę otrzymujemy z rys. 27a.

$$BD = BC - CD$$

Z uwagi na to, że na kolejach mamy do czynienia z małemi spadkami, możemy przyjąć w przybliżeniu, że $\sin \alpha = tang\, \alpha = s$, a wówczas otrzymamy

$$BC = t \sin \alpha_2 = t \cdot s_2 \quad \text{oraz} \quad CD = t \sin \alpha_1 = t \cdot s_1$$

a więc

$$BD = t\,(s_2 - s_1)$$

ponieważ zaś równocześnie BD jako rzędna łuku, odpowiadająca długości stycznej $2t$, wynosi

$$BD = \frac{(2t)^2}{2R}$$

zatem

$$t\,(s_2 - s_1) = \frac{2t^2}{R}$$

czyli ostatecznie

$$t = \frac{R}{2}\,(s_2 - s_1) \qquad 59)$$

Wzniesienie niwelety ponad teoretyczny punkt załomu wynosi:

$$WW' = \frac{t^2}{2R} = \frac{1}{2R} \cdot \frac{R^2}{4}\,(s_2 - s_1)^2 = \frac{R}{8}\,(s_2 - s_1)^2 \qquad 60)$$

Podobnie otrzymamy przybliżone wzory dla spadków odwrotnych podług rys. 27 b.

$$BD = BC + CD = t\,(s_1 + s_2) = \frac{(2t)^2}{2R}$$

skąd

$$t = \frac{R}{2}(s_1 + s_2) \qquad 59\,a)$$

zaś

$$WW' = \frac{R}{8}(s_1 + s_2)^2 \qquad 60\,a)$$

Podług P. P. M. powinny załomy spadku na kolejach głównych otrzymać wyokrąglenie łukiem o promieniu nie mniejszym niż 10.000 *m*, zaś w obrębie stacyj i dojść do nich łukiem o promieniu nie mniejszym niż 5 000 *m*. Dla kolei lokalnych normalno- i wąskotorowych określona jest wielkość tego promienia na 5 000 *m*.

Dla zapewnienia możliwie spokojnego biegu pociągów i umożliwienia maszyniście należytego regulowania dopływu pary do cylindrów należy unikać *częstych i ostrych załomów spadku.*

Odstęp punktów załomu powinien odpowiadać prędkości jazdy, a więc być większy na kolejach głównych, niż na lokalnych, o czem należy pamiętać przy projektowaniu trasy.

Ostre załomy spadku należy złagodzić przez *wstawki* w spadku pośrednim, przyczem długość tych wstawek, liczona łącznie z łukami wyokrąglającemi załomy, powinna równać się co najmniej długości pełno ładowanych pociągów.

Szczególnie potrzebne są takie wstawki między większemi spadkami odwrotnemi, które układamy w poziomie lub łagodnie pochylone.

P. P. M. dla kolei lokalnych wymagają, aby algebraiczna różnica dwóch sąsiednich spadków nie przekraczała $10^0/_{00}$. Dla kolei głównych należy oczywiście granicę tę nietylko zatrzymać, lecz ile możności zmniejszyć.

Warunki techniczne projektowania i budowy kolei głównej znaczenia pierwszorzędnego Kutno—Strzałków określają promień wyokrąglenia załomów spadku na 10 000 *m*, a wstawki między spadkami odwrotnemi powinny leżeć w poziomie lub w spadku nie przekraczającym $2^0/_{00}$ i posiadać długość co najmniej 120 *m*. Podobnie warunki techniczne dla kolei głównej drugorzędnej Nasielsk—Sierpc ustalają promień wyokrąglenia załomów spadku na 5000 *m* z wstawkami między odwrotnemi spadkami w poziomie lub w spadku nie przekraczającym $2^0/_{00}$ o długości co najmniej 100 *m*.

Swoboda w obieraniu punktów załomu spadku doznaje na kolejach żelaznych pewnych ograniczeń i tak:

1. Należy unikać załomów spadku w łukach, gdyż zakrzywienie obydwu toków w płaszczyźnie poziomej i pionowej przy równoczesnem zastosowaniu przechyłki toru utrudnia należyte ułożenie i utrzymanie toru. Jeśli zmuszeni jesteśmy umieścić załom spadku w łuku, należy odsunąć go od początku, względnie końca łuku o tyle, aby łuk wyokrą-

glający nie wpadał w krzywą przejściową, gdyż w tym wypadku należyte ułożenie i utrzymanie toru wobec zmienności promienia krzywizny i przechyłki toru byłoby wręcz niemożliwe.

2. Podobnie unikać należy załomów spadku na mostach otwartych i wpobliżu tychże, gdyż układanie podkładów poprzecznych na konstrukcji mostowej odpowiednio do kształtu łuku wyokrąglającego, nastręcza trudności. Odsunięcie punktu załomu od przyczółka mostowego powinno równać się co najmniej długości stycznej do łuku wyokrąglającego. Łagodne załomy spadku na mostach sklepionych nie sprawiają trudności.

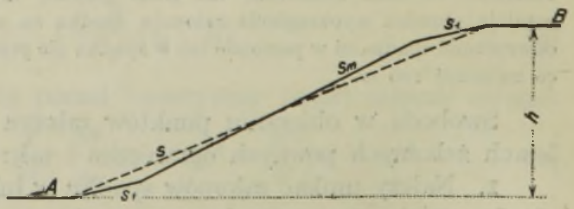
3. Nie należy urządzać załomów spadku w tych częściach torów stacyjnych, gdzie znajdują się rozjazdy, gdyż należyte ułożenie i utrzymanie rozjazdu w krzywej pionowej jest trudne i może być przyczyną niedomykania iglic. Z tego też powodu należy punkt załomu spadku przed stacją odsunąć od początku rozjazdu wjazdowego w kierunku szlaku co najmniej o długość stycznej do łuku wyokrąglającego.

Spełnienie powyższych wymagań natrafia niejednokrotnie na trudności i powoduje wydatne zwiększenie robót ziemnych np. przy przekroczeniu ciasnej doliny, jeśli most na przekroczeniu otrzymuje konstrukcję żelazną. Podobnie wymagania te zwiększają długość równi stacyjnej.

Według P. P. M. należy unikać rozmieszczenia mostów otwartych i rozjazdów na całej długości łuków zaokrąglenia załomów spadku i w odległości do 6 *m* poza niemi.

23. ROZKŁAD SPADKÓW MIĘDZY STACJAMI.

Z dotychczasowych rozważań wynika, że między dwiema stacjami *A* i *B* (rys. 28), położonemi z różnicą poziomów *h*, najkorzystniejszy byłby spadek jednostajny *s*, łączący końce obu stacyj. Spadek ten byłby najmniejszy ze wszystkich, jakie dla danej poziomej odległości punktów *A* i *B* można uzyskać.



Rys. 28.

Mimo tego odstępujemy od powyższej zasady i układamy na początku i na końcu szlaku krótkie partje w spadku pośrednim s_1 mniejszym od spadku *s*,

chociaż wskutek tego musimy albo zwiększyć odległość poziomą obu stacyj, albo też zwiększyć spadek z wartości s na s_m.

To odstępstwo od zasady uwarunkowane jest wymaganiami ruchu. Jeśli pociąg, jadący od stacji A ku B ma swobodnie pokonać wielki spadek s_m, musi już u jego podnóża posiadać pożądaną chyżość, gdyż na wielkim spadku chyżości tej nabyć nie może. Rozpędzanie pociągu na samej stacji jest trudne z powodu braku odpowiedniej długości, a nadto niekorzystne jest przejeżdżanie rozjazdów końcowych ze znaczną chyżością. Aby więc dać maszyniście możność nabrania potrzebnego rozpędu, wkładamy spadek pośredni dolny, znacznie mniejszy od miarodajnego. Przy jeździe wdół spadek ten ułatwia maszyniście zmniejszenie chyżości przy wjeździe na stację, oraz zatrzymanie pociągu przed stacją w razie wjazdu zamkniętego.

Podobnie potrzebny jest spadek pośredni przy wjeździe na stację górną.

Podczas jazdy pod wielki spadek należy utrzymywać pod kotłem silny ogień, aby otrzymać dostateczną ilość pary o wysokiem ciśnieniu. Gdyby ten silny spadek sięgał do początku stacji B, musiałby maszynista po zatrzymaniu pociągu na stacji wypuścić nadmiar pary nagromadzonej w kotle, a tem samem marnować kosztowną energję, w niej zawartą. Spadek pośredni ułatwia ekonomiczną gospodarkę opałem i wodą.

Obok tego zdarzyć się może, iż maszynista zastanie zamknięty sygnał wjazdowy do stacji B i musi pociąg przed nim zatrzymać. Ruszenie z miejsca pociągu na dużym spadku może być utrudnione, a w niekorzystnych warunkach nawet niemożliwe, natomiast spadek pośredni ułatwia zatrzymanie i następne ruszenie pociągu.

Wreszcie wprowadzenie spadków pośrednich zmniejsza w sposób pożądany ostrość załomów.

Przytoczone względy ruchowe zalecają zastosowanie przedstacyjnych spadków pośrednich, gdyby nawet następstwem tego była potrzeba zwiększenia spadku miarodajnego, lub wydłużenia trasy.

Długość spadków pośrednich powinna być co najmniej równa (z pewnym nadmiarem) odległości sygnałów wjazdowych od początku stacji, a więc na kolejach głównych 400—800 m, zaś na kolejach podrzędnych zejść można z nią do 300 a nawet 200 m.

Wielkość spadku pośredniego obieramy zazwyczaj równą połowie spadku miarodajnego, albo jeszcze mniej.

P. P. M. zalecają złagodzenie w miarę możności spadku na dojściach do stacyj i mijalni.

24. SPADEK RÓWNOMIERNY.

Spadkiem równomiernym nazywamy taki spadek jednostajny, na którym praca siły pociągowej lokomotywy jest równa pracy rzeczywistej na linji o tej samej długości, a posiadającej spadki zmienne.

Niech oznaczają:

$L+Q$ ciężar pociągu;

l_o łączną długość poziomów i spadków nieszkodliwych;

l_1 łączną długość spadków szkodliwych;

h_1 łączną wysokość uzyskaną spadkami szkodliwemi;

α_o i λ_o sumę kątów środkowych i długości łuków leżących w poziomie i w spadkach nieszkodliwych;

α_1 i λ_1 sumę kątów środkowych i długości łuków leżących w spadkach szkodliwych

Przyjmując jednakowo silny ruch w obu kierunkach, otrzymamy wielkość średniej pracy siły pociągowej dla obu kierunków:
na szlakach leżących w poziomie lub w spadkach nieszkodliwych

$$(L+Q)\, w_o\, l_o$$

na szlakach leżących w spadkach szkodliwych

$$\tfrac{1}{2}\,(L+Q)\,(w_o+s)\,l_1 = (L+Q)\left(\frac{w_o\, l_1}{2}+\frac{h_1}{2}\right)$$

Dodać tu jeszcze należy pracę dodatkową z powodu zwiększonego oporu w łukach, przyjmując ogólną postać wzoru na współczynnik tego oporu

$$w_l = \frac{n}{R}$$

Ponieważ długość łuku wynosi

$$\lambda = \frac{R\,\pi\,\alpha}{180}$$

więc

$$R = \frac{180\,\lambda}{\pi\,\alpha}$$

zatem

$$w_l = \frac{n\,\pi\,\alpha}{180\,\lambda}$$

Praca oporów z powodu łuku zostaje przy jeździe wdół na spadkach szkodliwych zrównoważona pracą składowej ciężaru pociągu, równoległej do toru, otrzymamy zatem średnią pracę oporów z powodu łuku dla jazdy w obu kierunkach:

na spadkach nieszkodliwych

$$(L+Q)\, w_l\, \lambda_o = (L+Q)\,\frac{n\,\pi\,\alpha_o}{180}$$

zaś na spadkach szkodliwych

$$(L+Q)\, w_l \cdot \frac{\lambda_1}{2} = (L+Q)\, \frac{n\,\pi\,\alpha_1}{360}$$

Oznaczając szukany spadek równomierny literą s_r, otrzymamy równanie prac dla $l = l_o + l_1$

$$(L+Q)\, \frac{w_o + s_r}{2} \cdot l = (L+Q)\left[w_o\, l_o + \frac{w_o\, l_1}{2} + \frac{n\,\pi}{180}\left(\alpha_o + \frac{1}{2}\alpha\right)\right]$$

skąd otrzymujemy

$$s_r = \frac{1}{l}\left[w_o\, l_o + h_1 + \frac{n\,\pi}{180}\,(2\,\alpha_o + \alpha_1)\right] \qquad 61)$$

Jeśli badana linja kolejowa posiada wyłącznie spadki nieszkodliwe, natenczas otrzymujemy:

$$l_o = l \text{ i } h_1 = 0 \text{ oraz } \alpha_o + \alpha_1 = \alpha$$

a wzór 61) otrzymuje postać

$$s_r = w_o + \frac{n\,\pi\,\alpha}{90\,l} \qquad 61\,a)$$

Pojęcie spadku równomiernego może być przydatne przy badaniach porównawczych poszczególnych warjant projektowanej linji kolejowej z uwagi na koszta ruchu, gdyż ułatwia określenie wielkości pracy siły pociągowej lokomotywy i jej zmiany ze zmianą kierunków i spadków.

25. ZMNIEJSZENIE SPADKU W TUNELACH.

W dłuższych tunelach oraz w dłuższych, głębokich przekopach występuje stale zawilgocenie szyn, powodujące zmniejszenie współczynnika adhezyjnego. Z tego powodu należy spadek miarodajny w tunelach i głębokich przekopach odpowiednio zmniejszyć. Jeśli zmniejszenie współczynnika adhezyjnego z_a następuje do wartości $\beta \cdot z_a$, natenczas zmniejszenie spadku s_m do wartości s_m' powinno nastąpić podług proporcji

$$\frac{w_o + s_m'}{w_o + s_m} = \frac{\beta\, z_a}{z_a}$$

skąd otrzymujemy

$$s_m' = \beta\, s_m - w_o\,(1-\beta) \qquad 62)$$

P. P. M. zalecają zmniejszenie spadku miarodajnego w dłuższych tunelach do 0·7 jego wartości na szlaku otwartym.

26. LINJA O STAŁYM OPORZE.

Trasa kolejowa powinna posiadać tem większe promienie łuków, im większe są spadki, aby zwiększenie oporów ruchu z powodu łuku było jak najmniejsze. Tymczasem w rzeczywistości stosunki układają

się wprost przeciwnie. Silne spadki zachodzą w trudnych terenach górskich, gdzie wzgląd na dostosowanie trasy do terenu i uzyskanie jak najmniejszych robót ziemnych zmusza nas do stosowania łuków o małych promieniach.

Fakt ten znajduje wyraz w starej regule praktycznej, która przy podziale kolei głównych pierwszorzędnych ze względu na teren, podaje obok spadku także wartość najmniejszego promienia i tak: koleje nizinne charakteryzuje spadek $5^0/_{00}$ i promień $r = 1000$ *m*; koleje podgórskie spadek $10^0/_{00}$ i promień 600 *m*, zaś koleje górskie spadek $25^0/_{00}$ i promień 300 *m*.

Aby tę sprzeczność między żądaniem teorji i praktyki usunąć, urabiamy t. zw. *linję o stałym oporze*, czyli linję ze spadkami tak dobranemi, aby praca siły pociągowej lokomotywy w prostych i w łukach była jednakowa.

Siła pociągowa lokomotywy wynosi dla jazdy na spadku *s* pod górę w prostych

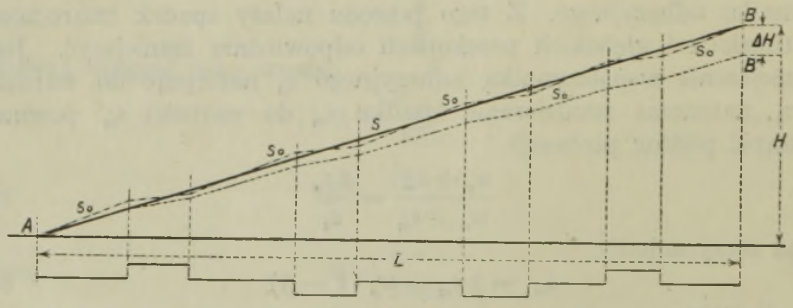
$$(L + Q)\ (w_o + s)$$

a w łukach $$(L + Q)\ (w_o + s + w_l)$$

Jeśli te dwie ilości przy niezmiennem $(L+Q)$ mają być sobie równe, należy w łukach spadek zmniejszyć do wartości s_1 tak, aby miała miejsce równość

$$s = s_1 + w_l$$

Jeśli zatem między punktami *A* i *B* (rys. 29) mamy trasę ułożoną w spadku jednostajnym *s*, natenczas, gdybyśmy w łukach pomniej-



Rys. 29.

szyli ten spadek o wartość w_l zgodnie z powyższem równaniem, nie doszlibyśmy do punktu *B*, lecz do jakiegoś punktu *B'*, leżącego o ΔH niżej punktu *B*.

Aby trasą naszą osiągnąć punkt *B*, należy spadek w prostych obrać większy od spadku jednostajnego *s*. Oznaczmy ten szukany

spadek literą s_o, a wtedy w łukach otrzymamy niweletę w spadku $s_o - w_t$.

Do obrachowania wartości współczynnika oporu w_t dla poszczególnych łuków użyjemy wzorów 38 i 41 do 44.

Oznaczmy literą l_o sumę długości wszystkich prostych na przestrzeni AB; literą l_1 sumę długości łuków, dla których w_t wynosi 1 $^{kg}/_t$ literą l_2 sumę długości łuków, dla których w_t wynosi 2 $^{kg}/_t$ i t. d., natenczas wysokość uzyskana na prostych, ułożonych w spadku s_o, wyniesie $h_o = l_o \cdot s_o$; wysokość uzyskana na łukach pierwszej grupy wyniesie $h_1 = l_1 (s_o - 1)$, na łukach drugiej grupy $h_2 = l_2 (s_o - 2)$ i t. d., nareszcie na łukach n tej grupy $h_n = l_n (s_o - n)$. Uwzględnić należy jeszcze stratę wysokości, wywołaną potrzebą zmniejszenia współczynnika adhezyjnego. Jeśli łączną długość tunelów i głębokich przekopów oznaczymy literą t, a potrzebne zmniejszenie spadku wynosi m, to stracona wysokość wyniesie $h_m = m \cdot t$.

Mamy osiągnąć tę samą wysokość H spadkiem jednostajnym, co spadkami łamanemi, otrzymujemy zatem równanie:

$$H = L \cdot s = l_o \cdot s_o + l_1 (s_o - 1) + l_2 (s_o - 2) + \ldots l_n (s_o - n) - m \cdot t$$

skąd wyrachujemy wartość szukanego spadku s_o

$$s_o = s + \frac{\sum_1^n n \cdot l_n + m t}{L} \qquad 63)$$

Wyrachowany z tego wzoru spadek s_o zaokrąglamy na całe, ewentualnie na dziesiętne pro mille, aby nie wprowadzać uciążliwych w użyciu spadków, podawanych na wiele miejsc dziesiętnych. Wskutek takiego zaokrąglenia otrzymamy spadek na wszystkich prostych i łukach nieco za wielki, względnie nieco za mały, zależnie od tego, czy zaokrąglenie nastąpiło wgórę, czy wdół, a więc nie dojdziemy dokładnie do punktu B.

Tym punktem B jest zazwyczaj jakaś stacja, a wówczas na małej zmianie wysokości ułożenia stacji może nam nie zależeć, albo też uzyskaną różnicę wysokości możemy zagubić na przedstacyjnym spadku pośrednim, zmieniając nieco jego wielkość, lub długość.

Wskutek zastąpienia niwelety o spadku jednostajnym linją o spadkach łamanych, zachwiane zostaje uzyskane przez nas wyrównanie robót ziemnych. Różnice położenia obu niwelet wystąpią tem silniej, im mniej równomiernie rozłożone są łuki na długości L. Jeśli np. w pierwszej połowie trasy przeważają proste, zaś w drugiej połowie łuki, natenczas nowa niweleta wzniesie się ponad poprzednią i otrzymamy przewagę nasypów.

Jeśli różnice w robotach ziemnych wypadają takie, iż pozostawić ich nie możemy, natenczas trzeba trasę odpowiednio poprawić; ponieważ zaś przy tem poprawieniu zmienią się nieco długości prostych i łuków, trzeba obrachowanie linji o stałym oporze powtórzyć.

Linja o stałym oporze, urobiona podług powyższych zasad, ważna jest dla jazdy pod górę. Dla jazdy wdół należałoby dla linji o stałym oporze spadki w łukach powiększyć względem spadku w prostych, gdyż opory z powodu łuku są dodatnie dla jazdy w obu kierunkach. Ponieważ jazda pod górę jest dla nas ważniejszą, niż jazda wdół, bo dla niej potrzebujemy kosztownej energji lokomotywy, dlatego urabiamy linję o stałym oporze dla jazdy pod górę, choć przez to stosunki dla jazdy wdół pogarszamy.

Natomiast na linjach, gdzie przy jeździe wdół transportujemy ciężkie pociągi, a pod górę lekkie np. kolejki leśne, kopalniane i t. p. jest jazda wdół dla nas ważniejszą i dla takich linij nie urabiamy linji o stałym oporze, lecz pozostawiamy spadek jednostajny.

P. P. M. zalecają złagodzenie wzniesień miarodajnych na łukach o wartość dodatkowego oporu wskutek krzywizny.

Przykład obrachowania linji o stałym oporze.

Dane: $L = 3{\cdot}0\ km$; $s = 22^0/_{00}$; $l_0 = 1{\cdot}38\ km$; $l_1 = 0{\cdot}18\ km$; $l_3 = 0{\cdot}42$; $km\ l_5 = 1{\cdot}02\ km$; $t = 0{\cdot}18\ km$; $m = 4^0/_{00}$.

Z wzoru 63 otrzymujemy:

$$s_0 = 22 + \frac{0{\cdot}18 \times 1 + 0{\cdot}42 \times 3 + 1{\cdot}02 \times 5 + 0{\cdot}18 \times 4}{3{\cdot}0} = 22 + 2{\cdot}42 = 24{\cdot}42^0/_{00}$$

Zaokrąglając s_0 na $24{\cdot}4^0/_{00}$ otrzymamy w łukach pierwszej grupy spadek $23{\cdot}4^0/_{00}$ w łukach drugiej grupy spadek $21{\cdot}4^0/_{00}$ zaś trzeciej grupy spadek $19{\cdot}4^0/_{00}$. W tunelach i głębokich przekopach nastąpi zmniejszenie spadku o dalszych $4^0/_{00}$. Różnica wysokości wskutek zaokrąglenia spadku wynosi: $3000 \times 0{\cdot}02^0/_{00} = 6\ cm$.

ROZDZIAŁ IV.

KRZYWIZNY.

27. UWAGI WSTĘPNE.

Trasa kolejowa tworzy wielobok prostych, przecinających się w punktach, zwanych punktami wierzchołkowemi. Celem umożliwienia przejazdu pociągu z jednego kierunku prostego w drugi trzeba ostre załomy trasy odpowiednio wyokrąglić. Najodpowiedniejsze wyokrąglenie stanowiłyby krzywe paraboliczne, gdyż wobec zmiany promienia krzywizny takich krzywych od ∞ do r i odwrotnie uzyskalibyśmy ciągłość tej zmiany, a tem samem spokojny przejazd przez łuk.

Mimo tej niewątpliwej korzyści krzywe paraboliczne nie znajdują zastosowania na kolejach, a to ze względu na trudności w ułożeniu i utrzymaniu toru. Jak to zobaczymy później, urządzamy w łukach przechyłkę toru, mającą na celu zniweczenie szkodliwego działania siły odśrodkowej, przyczem wielkość przechyłki jest proporcjonalna do promienia krzywizny. Przy zmiennym promieniu musiałaby zmieniać się przechyłka, a dochowanie tego warunku utrudniałoby w wysokim stopniu ułożenie i prawidłowe utrzymanie toru.

Z tych powodów stosujemy na kolejach wyłącznie łuki kołowe, a tylko na początku i końcu każdego łuku umieszczamy krótkie krzywe paraboliczne t. zw. krzywe przejściowe, aby wjazd z prostej do łuku i wyjazd z niego odpowiednio złagodzić.

28. RUCH POJAZDÓW KOLEJOWYCH W ŁUKACH.

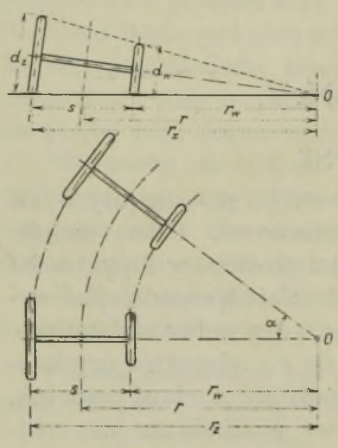
Łukowy tor kolejowy otrzymuje ukształtowanie odmienne od toru prostego i to tak w płaszczyźnie poziomej, jak i w pionowej; podobnie otrzymują pojazdy kolejowe osobne urządzenia, mające na celu ułatwienie ich przejazdu przez łuki.

Aby zrozumieć należycie cel tych urządzeń, należy przedewszystkiem zapoznać się z naturą ruchu pojazdu kolejowego w łuku. Zajmiemy się badaniem ruchu pojazdów o osiach stałych.

Pomiędzy pojazdami drogowemi i kolejowemi zachodzi zasadnicza różnica w budowie zestawów osiowych przez stałe utwierdzenie kół na osiach pojazdów kolejowych. Następstwem takiego utwierdzenia jest *nieswobodny ruch* tychże pojazdów w łukach.

Weźmy pod uwagę oś pojazdu kolejowego z kołami o nierównych średnicach (rys. 30). Oś taka, ułożona na płaszczyźnie i wprawiona w ruch potoczy się swobodnie po łuku o promieniu r, którego środek O znajduje się w punkcie przebicia płaszczyzny przez oś przedłużoną i dla którego zachodzi proporcjonalność

$$d_z : d_w = r_z : r_w$$

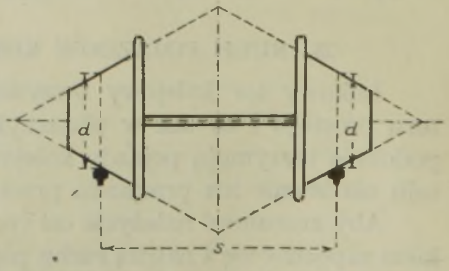


Rys. 30.

Gdybyśmy tę oś chcieli potoczyć po łuku o innym promieniu, dla którego nie będzie powyższej proporcjonalności, to ruch ten nie będzie już swobodny. Jedno koło będzie się obracało, a drugie obok obrotu będzie się ślizgało na długości proporcjonalnej do różnicy między średnicą rzeczywistą, a średnicą odpowiadającą powyższej proporcji. Podobnie nieswobodny będzie ruch tej osi w linji prostej lub w łuku, w inną stronę skręcającym.

Z powyższego rozważania wynika, że *pierwszym warunkiem ruchu swobodnego w łuku jest proporcjonalność średnic kół danej osi do promieni łuków, przez nie opisywanych.*

Weźmy teraz pod uwagę dwie osie związane ze sobą stale zapomocą ramy tak, aby wzajemnego położenia zmienić nie mogły. Aby ruch takiego układu był swobodny w łuku o promieniu r, potrzeba obok poznanej wyżej proporcjonalności średnic obu kół każdej osi, spełnienia drugiego warunku, a mianowicie *ustawienia obu osi pod takim kątem* α (rys. 30), *aby ich przedłużenie przechodziło przez środek łuku O.*



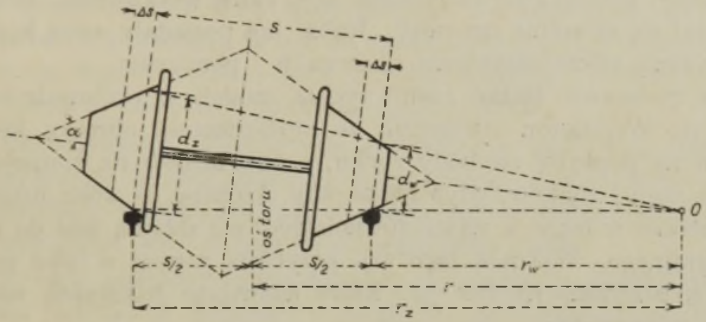
Rys. 31 a.

Zbadajmy teraz, o ile pojazdy kolejowe spełniają powyższe warunki ruchu swobodnego.

Spełnienie warunku proporcjonalności średnic kół każdej

osi pojazdu starano się uzyskać przez nadanie obręczom kół kształtu stożkowego.

Jeśli oś z takiemi kołami ustawimy w torze w ten sposób, że średnice okręgów tocznych obu kół będą jednakowe i równe d (rys. 31 a), natenczas oś potoczy się swobodnie w kierunku prostym. Przez



Rys. 31 b.

przesunięcie osi w kierunku jej długości (rys. 31 b) można uzyskać proporcjonalność

$$d_z : d_w = r_z : r_w$$

Jeśli wielkość przesunięcia z położenia środkowego oznaczymy Δs, to otrzymamy:

$$d_z = d + 2\,\Delta s\,\mathrm{tg}\,\alpha \qquad d_w = d - 2\,\Delta s\,\mathrm{tg}\,\alpha$$

$$r_z = r + \frac{s}{2} \qquad r_w = r - \frac{s}{2}$$

zatem

$$\frac{d + 2\,\Delta s\,\mathrm{tg}\,\alpha}{d - 2\,\Delta s\,\mathrm{tg}\,\alpha} = \frac{r + \frac{s}{2}}{r - \frac{s}{2}}$$

Tworząc proporcję z sum i różnic, otrzymamy:

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{1}{4} \cdot \frac{d}{r}\,\mathrm{cotg}\,\alpha \qquad 64)$$

Wobec tego, iż stosunek $\frac{d}{r}$ jest ilością małą, otrzymamy potrzebne przesunięcie Δs bardzo małe wobec szerokości obręczy, przyczem będzie ono tem większe, im mniejszy jest promień łuku.

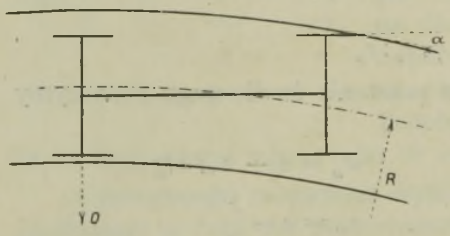
Zaraz zobaczymy, że zastosowanie stożkowatych obręczy kół nie osiąga zamierzonego celu, gdyż niema siły, któraby wywoływała pożądane przesunięcie osi. Wóz dwuosiowy z osiami stałemi — a o ta-

kich narazie mówimy — nie spełnia drugiego warunku ruchu swobodnego, gdyż z powodu równoległości osi okazuje dążność do potoczenia się w kierunku prostym.

Amerykański inżynier A. Wellington zbudował kilka ciężkich modeli wozów dwuosiowych z osiami stałemi, dokładnie równolegle ułożonemi i kołami albo walcowemi, albo silnie stożkowemi. Rozstaw osi dawał się dowolnie zmieniać. Rąbki kół posiadały ostrą krawędź w pachwinie celem ułatwienia obserwacji i pomiarów.

Na podstawie badań ruchu tychże modeli w próbnych torach łukowych Wellington stwierdził, że stożkowatość obręczy kół nie wpływa na poprawę swobody ruchu, a tem samem na zmniejszenie zużycia szyn i rąbków, gdyż niema siły, któraby oś wozu ustawiała odpowiednio w torze, a nadto równoległość osi skłania wóz do ruchu prostolinijnego. Wskutek tego wóz przybiera zawsze w łuku położenie, przedstawione na rys. 32, które nazwijmy *położeniem naturalnem*, a mianowicie:

Rąbek zewnętrznego koła osi przedniej pozostaje stale przyparty do toku zewnętrznego, natomiast oś tylna okazuje dążność do ustawienia się w kierunku promienia łuku i przysuwa się do toku wewnętrznego. Jeśli gra między rąbkami kół a szynami nie dozwala na ustawienie się osi tylnej w kierunku promienia łuku, następuje przyparcie rąbka koła wewnętrznego do toku wewnętrznego.



Rys. 32.

Wobec takiego położenia wozu mamy wprawdzie przy osi przedniej średnicę koła zewnętrznego większą od średnicy koła wewnętrznego, ale oś ta odchyla się silnie od kierunku promienia; natomiast oś tylna posiada wprawdzie położenie w przybliżeniu zgodne z promieniem łuku, lecz średnica koła wewnętrznego jest większa, niż zewnętrznego, a zatem stożkowatość kół wywiera tu wpływ szkodliwy. Wogóle powiedzieć możemy, iż żadna oś nie spełnia obu warunków ruchu swobodnego.

W pierwszym okresie kolejnictwa mniemano, że stożkowatość obręczy kół przyczynia się do spokojnego ruchu pojazdów w prostych, gdyż w razie wychylenia się osi z położenia normalnego, wywołanego jakąś zewnętrzną przyczyną, powstaje nierówność średnic, która skłoni oś do powrotu do położenia środkowego. Późniejsze doświadczenia nie potwierdziły tego mniemania, okazało się bowiem, że nawet koła ze silną stoż-

kowatością wahają nieustannie około położenia środkowego, co prowadzi do częściowego ślizgania się kół po szynach, a tem samem do silniejszego ich zużycia i do zwiększonego zapotrzebowania siły pociągowej.

Przy obręczach walcowych stosunki te układają się korzystniej. Przy nierównościach toru, przy małych niedokładnościach w ustawieniu osi i t. p. zbliżają się one do jednego lub drugiego toku podobnie, jak to ma miejsce podczas jazdy w łuku i pozostając w tem położeniu czas dłuższy, powodują spokojny ruch pojazdu.

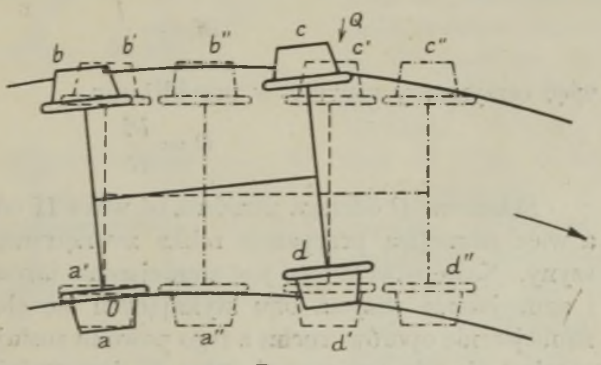
Doświadczenia Wellingtona z wozami o walcowych obręczach kół wykazały, że przyjmują one równie łatwo opisane wyżej położenie naturalne w łuku, jak koła stożkowe, zatem stożkowatość obręczy nie przyczynia się i w łukach do ułatwienia ruchu.

Z tych powodów wprowadzona powszechnie stożkowatość kół straciła obecnie na ważności i stosuje się ją wogóle nieznaczną. Na kolejach związkowych wynosi ona 1 : 20, zaś na kolejach amerykańskich zaledwie 1 : 40, a pochylenie to ma raczej na celu zgrubienie obręczy przy rąbku, gdzie następuje najsilniejsze jej użycie. Wellington twierdzi, że znany spokojny ruch pojazdów amerykańskich przypisać należy po części kształtowi obręczy kół, odchylającemu się bardzo nieznacznie od walcowego.

Szczegóły ukształtowania obręczy i rąbka koła kolei związkowych i kolei amerykańskich przedstawione są na rysunkach 61 b i c.

29. PRZYCZYNY ZWIĘKSZONEGO ZUŻYCIA SZYN I KÓŁ PODCZAS JAZDY W ŁUKACH.

Zbadajmy ruch pojazdu dwuosiowego w łuku, rozkładając go na ruchy elementarne. Niech na rys. 33 położenie wozu *abcd* w łuku będzie znanem nam położeniem naturalnem. Aby dalszy ruch wozu w kierunku strzałki był możliwy, musi nastąpić przedewszystkiem skręt jego około pewnego punktu *O* do położenia $a'b'c'd'$.



Rys. 33.

Skręt ten następuje pod wpływem siły przyparcia Q rąbka zewnętrznego koła osi przedniej do toku zewnętrznego po przezwyciężeniu oporów tarcia obręczy kół o szyny podczas przesunięcia. Oś skrętu O leży na przedłużeniu promienia łuku, prostopadłego do podłużnej osi pojazdu, znajduje się więc stale w pobliżu osi tylnej, o ile ona mniej lub więcej dokładnie nastawiona jest w kierunku promienia łuku.

Po wykonaniu skrętu potoczy się wóz w kierunku prostym do położenia $a''b''c''d''$, analogicznego do położenia $abcd$.

W ten sposób możemy ruch wozu w łuku rozłożyć na elementarne ruchy prostolinijnego toczenia się, właściwego pojazdom z osiami równoległemi, i na skręty, a tarcie posuwiste obręczy kół po szynach podczas skrętu, oraz częściowe ślizganie się kół po szynach podczas ruchu prostolinijnego wskutek nierówności okręgów tocznych stanowią przyczynę silniejszego zużycia kół i szyn, oraz dodatkowych oporów ruchu, które nazwaliśmy oporami ruchu z powodu łuku, a współczynnik ich oznaczyliśmy literą w_l.

30. RUCH POCIĄGU W ŁUKU.

Dotychczasowe nasze rozważania dotyczyły jednego pojazdu, toczącego się luzem po torze. Przypatrzmy się teraz, jaki wpływ na swobodę jazdy w torze łukowym wywiera sprzęgnięcie wozów w pociąg.

Z rys. 34 widzimy, że siła pociągowa P przenosi się z wozu I zapomocą sprzęgła A na wóz II i tu rozkłada się na dwie siły P' i Q, przyczem

$$P' = P \cos \alpha \text{ zaś } Q = P \sin \alpha,$$

a ponieważ w przybliżeniu możemy napisać

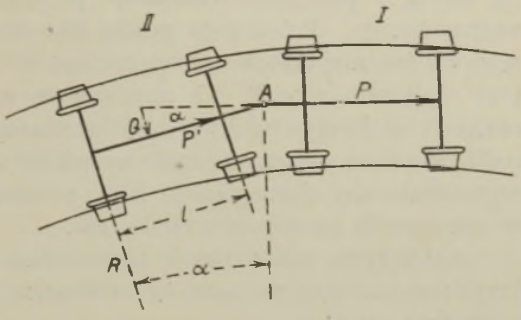
$$\sin \alpha = \frac{l}{R}$$

więc otrzymamy również w przybliżeniu

$$Q = \frac{Pl}{R}$$

Składowa Q odciąga przednią oś wozu II od toku zewnętrznego, a więc zmniejsza przyparcie rąbka zewnętrznego koła tejże osi do szyny. Następstwem tego jest zmniejszenie tarcia tegoż rąbka o szynę i zmniejszenie zużycia obu stykających się elementów. Natomiast zmniejszenie oporów ruchu z tego powodu zostaje zniweczone zmniejszeniem się siły pociągowej, gdyż P' jest mniejsze niż P.

Możemy zatem powiedzieć, iż przez sprzęgnięcie wozów w pociągu uzyskujemy wprawdzie pewne zmniejszenie zużycia rąbków kół i szyn, nie uzyskujemy natomiast zmniejszenia oporów ruchu z powodu łuku.



Rys. 34.

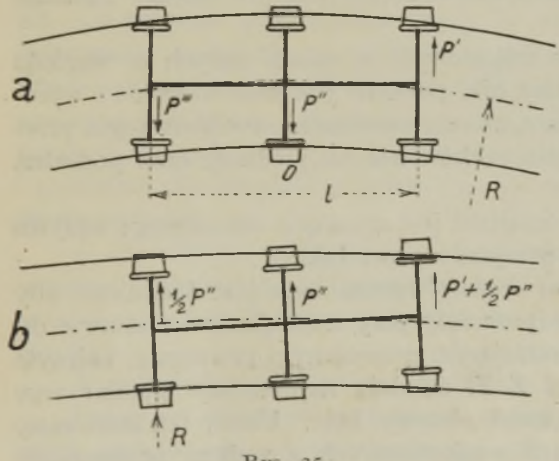
Uwagi powyższe nie dotyczą oczywiście lokomotywy, prowadzącej pociąg, bo ta znajduje się w warunkach jeszcze niekorzystniejszych, niż przy jeździe luzem. Opór pociągu, przenoszący się przez sprzęgło na tył lokomotywy, powoduje jej skręt i zwiększa w ten sposób przyparcie zewnętrznego koła przedniej osi do szyny.

31. RUCH WOZÓW TRÓJOSIOWYCH W ŁUKU.

Lokomotywy i wozy trójosiowe przedstawiają szczególną trudność przejazdu przez łuki i dlatego sprawie tej poświęcimy kilka słów uwagi.

Rozważmy dwa przypadki, a mianowicie:

1. Oś podłużna pojazdu trójosiowego tworzy cięciwę łuku, rąbki zewnętrznych kół osi skrajnych dotykają toku zewnętrznego, a rąbek koła wewnętrznego osi średniej dotyka toku wewnętrznego (rys. 35a).



Rys. 35.

Przy takim układzie następuje przyparcie rąbka zewnętrznego koła osi przedniej do toku zewnętrznego siłą P' podobnie, jak przy pojeździe dwuosiowym. Równocześnie oś tylna usiłuje zająć położenie naturalne w kierunku promienia krzywizny i przysunąć się do toku wewnętrznego. Przeszkadza temu oś

średnia, to też oś tylna ciśnie na swoje łożyska pewną siłą P''' w kierunku środka łuku, a ciśnienie to przenosi się na oś średnią zapomocą jej łożysk i powoduje wzmożenie przyparcia tejże osi P'' do toku wewnętrznego. Prócz tego punkt przyparcia rąbka koła wewnętrznego osi średniej do toku wewnętrznego O stanowi punkt obrotu wozu pod wpływem siły P''', a tem samem wzmożenie siły P'. W warunkach niekorzystnych, a więc w ciasnym łuku i przy znacznym rozstawie l osi skrajnych, może nacisk osi średniej P'' wywołać nawet wytoczenie się zewnętrznego koła przedniej osi na szynę i stać się w ten sposób powodem wykolejenia.

2. Oś tylna ma możność nastawienia się w kierunku promienia krzywizny, a więc porusza się swobodnie, jak w pojeździe dwuosiowym (rys. 35 b).

W tym przypadku, nieporównanie korzystniejszym od poprzedniego, usiłuje oś średnia potoczyć się nazewnątrz i ciśnie wskutek tego pewną siłą P'' na swoje łożyska, a nacisk ten przenosi się za pośrednictwem ramy pojazdu po połowie na osie skrajne. Przy osi przedniej następuje wzmożenie nacisku P' o wielkość $\frac{1}{2} P''$. Nacisk $\frac{1}{2} P''$ na oś tylną nie zdoła zazwyczaj przezwyciężyć tarcia między obręczami i szynami i oś ta pozostaje w położeniu zgodnem z promieniem krzywizny.

Z rozważań tych wynika, iż pojazdy trójosiowe powodują w każdym wypadku większy nacisk zewnętrznego koła osi przedniej na tok zewnętrzny, a tem samem większe zużycie rąbka koła i szyny, niż pojazdy dwuosiowe o tym samym rozstawie i tem samem obciążeniu osi i to tem bardziej, im mniejsza jest gra między rąbkami kół a szynami.

Wadliwość pojazdów trójosiowych o osiach stałych ze względu na swobodę przejazdu przez łuki poznano już dość wcześnie i wprowadzono urządzenia mające na celu zwiększenie swobody tegoż przejazdu, a mianowicie ścięcie rąbków kół osi średniej, oraz podłużną przesuwalność tejże osi.

Celem obydwu tych urządzeń jest usunięcie szkodliwego wpływu osi średniej na swobodę przejazdu przez łuki.

Ścięcie rąbków kół osi średniej ograniczone jest żądaniem, aby koła pozbawione rąbków posiadały przy największym rozstawie osi skrajnych i w łuku o najmniejszym dozwolonym promieniu, należyte podparcie szyną. N. Z. i Z. Z. ustalają najmniejszy wymiar tego podparcia na 45 $^{m}/_{m}$ szerokości obręczy koła. Ustrój ten stosowany jest obszernie na kolejkach wąskotorowych z małemi promieniami

łuków; w Anglji i Ameryce spotykamy go na kolejach głównych przy lokomotywach z większą ilością osi. Obręcze kół bez rąbków otrzymują kształt walcowy.

Korzyść tego urządzenia okazuje się w praktyce wątpliwa, gdyż na gładkiej obręczy koła tworzą się rychło wgłębienia wskutek zużycia, działające podobnie, jak rąbki.

Podłużną przesuwalność osi średniej uzyskuje się przez pozostawienie pewnej gry między panewką a zgrubieniem czopa osiowego, wykonując czop osiowy o wielkość tejże gry dłuższy od łożyska, albo dając łożysku grę w widełkach łożyskowych. Przesunięcie osi następuje w łuku wskutek nacisku rąbka koła na szynę; po ustaniu nacisku oś wraca do położenia normalnego przy pomocy odpowiedniego urządzenia.

Przesuwalność osi znajduje zastosowanie przy lokomotywach i przy wozach trójosiowych. Przy lokomotywach można nadać przesuwalność osiom tocznym i sprzężonym, osie pędowe urządzenia tego nie otrzymują.

N. Z. ustalają wielkość przesuwalności osi średniej w granicach od 5 do 63 $^{m}/_{m}$ w każdą stronę dla wozów trójosiowych o rozstawie osi skrajnych od 4·5 do 10·0 *m*. Oś średnia, pozbawiona rąbków, nie może być przesuwalna.

32. URZĄDZENIA, UŁATWIAJĄCE PRZEJAZD POJAZDÓW PRZEZ ŁUKI.

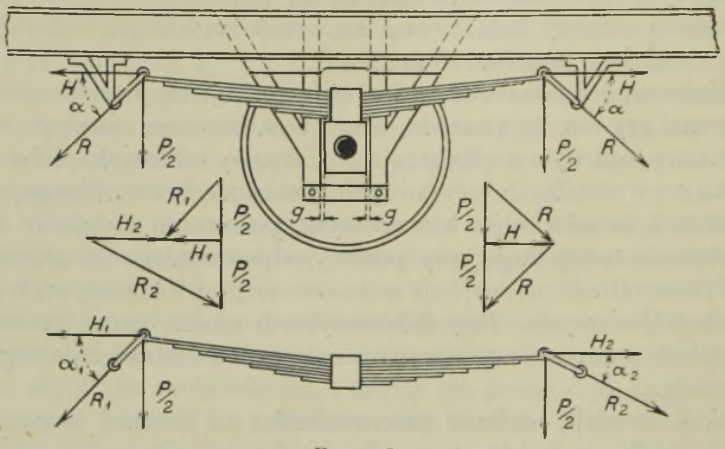
Z rozwojem kolei wzrastał rozstaw osi pojazdów i obciążenie, zaś łuki stawały się coraz ciaśniejsze, bo trasy kolejowe wkraczały w trudny teren; to też wzajemne zużywanie się szyn i kół zaczęło przybierać groźne rozmiary. Wprowadzono szereg środków zaradczych, jak zastosowanie stali zamiast żelaza do wyrobu szyn i obręczy kół, smarowanie pachwiny na przejściu z obręczy do rąbka koła, dobór odpowiedniego kształtu główki szyny oraz obręczy i rąbka koła, a nadto specjalne urządzenia, ułatwiające przejazd przez łuki. Do tych ostatnich należą, oprócz znanego nam już ścięcia rąbków kół osi pośrednich i podłużnej przesuwalności tychże osi, osie zwrotne (nastawne) i podwozia ruchome.

a) *Osie zwrotne* są to osie tak urządzone, że mogą w łuku samoczynnie wychylać się z położenia prostopadłego do osi podłużnej pojazdu i ustawiać się w kierunku zgodnym z kierunkiem promienia łuku.

Rozróżniamy osie zwrotne swobodne i sprzężone.

Ustrój *osi zwrotnych swobodnych*, stosowany na kolejach związkowych, przedstawia schematycznie rys. 36.

Na ramie pojazdu zawieszony jest resor stalowy zapomocą dwóch zawiasów, a do niego przytwierdzona jest maźnica z panewką łożyskową. Między maźnicą a widełkami łożyskowemi pozostawiona jest



Rys. 36.

obustronna gra g, pozwalająca na wychyłkę osi wraz z resorami z położenia środkowego, a więc umożliwiająca skręt osi.

Wielkość gry g określają N. Z. wzorem

$$min\ g\ ^{m}/_{m} = 2{\cdot}5\ l^{m} \qquad 65)$$

gdzie l oznacza rozstaw osi pojazdu. Największa wartość dla g przy osiach zwrotnych swobodnych nie powinna przekraczać 35 $^{m}/_{m}$ w obie strony, zaś nachylenie zawiasów do poziomu powinno przy środkowem położeniu osi i przy próżnym pojeździe wynosić co najmniej 30°. Długość zawiasu ma być tak dobrana, aby tenże przy największem wychyleniu osi z położenia środkowego nie przybierał położenia zbyt zbliżonego do poziomu. Obciążenie przenosi się z ramy na oś za pośrednictwem zawiasów i resorów. Jeśli obciążenie koła oznaczymy literą P, natenczas na każdy zawias przypada ciężar $\frac{1}{2} P$, który wywołuje siłę poziomą H i siłę R, działającą wzdłuż zawiasu.

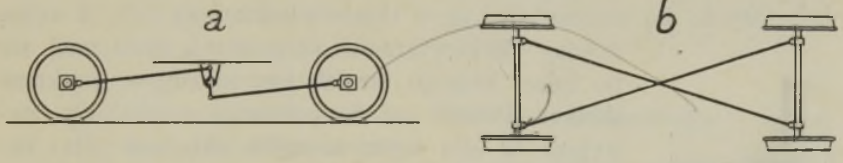
Podczas jazdy w prostej zajmuje maźnica położenie środkowe z jednakową obustronną grą g. Przy tem położeniu maźnicy otrzymują obydwa zawiasy jednakowe nachylenie do poziomu pod kątem α, a tem samem jednakowe są obustronne siły H i R (rys. 36 górny).

Gdy pojazd wjeżdża do łuku, wówczas nacisk rąbka zewnętrznego koła osi przedniej na szynę powoduje skręt osi i maźnica przesunie

się ku jednemu z ramion widełek, a z nią przesunie się resor i zawiasy zajmą położenie przedstawione na rys. 36 dolnym, z kątami nachylenia α_1 i α_2 i odpowiadającemi im siłami H_1 i H_2 oraz R_1 i R_2, przyczem H_2 staje się większe od H_1. Podczas jazdy w łuku nacisk rąbka koła na szynę równoważy różnicę sił H_2 i H_1 i utrzymuje oś w położeniu wychylonem, natomiast w chwili, gdy wóz opuszcza łuk, nacisk rąbka koła ustaje, a siła $H_2 - H_1$ przesuwa oś do położenia środkowego.

Obserwacje ruchu pojazdów z osiami zwrotnemi swobodnemi wykazały, iż w ostrych łukach oś przednia nastawia się trudno i niezupełnie, oraz waha ustawicznie około położenia środkowego. Tem tłumaczy się skłonność pojazdów z osiami zwrotnemi swobodnemi do wężykowania i to tem większa, im dłuższe jest pudło wozu w porównaniu z rozstawem osi. Natomiast oś tylna przyjmuje łatwo naturalne dla niej położenie zgodne z kierunkiem promienia krzywizny i w tem położeniu utrzymuje się trwale.

Tę właściwość tylnej osi można wykorzystać do ustalenia położenia osi przedniej przez związanie obu osi łącznikami, ułożonemi



Rys. 37.

w płaszczyźnie pionowej lub poziomej (rys. 37 a i b), zapomocą których następuje równoczesne nastawienie obu osi, przyczem oś tylna utrzymuje przednią w położeniu wychylonem.

W ten sposób powstały *osie zwrotne sprzężone.*

Zwrotność osi ułatwia w wysokim stopniu przejazd przez łuki, zmniejsza wzajemne ścieranie się rąbków kół i szyn, dozwala na stosowanie zwiększonych rozstawów osi i powoduje bardzo wydatne, bo 4 do 6 krotne zmniejszenie współczynnika oporu z powodu łuku wobec osi stałych.

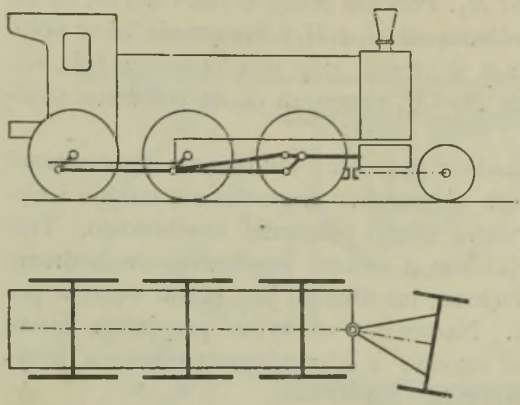
N. Z. zalecają stosowanie osi zwrotnych, przyczem z uwagi na bezpieczeństwo ruchu nie należy przekraczać rozstawu osi 9 *m* przy promieniu 180 *m*, zaś 10 *m* przy promieniu 210 *m*.

b) *Podwozia ruchome.*

Lokomotywy z mniejszą ilością osi otrzymują podwozia jednoosiowe, umieszczone na przedzie lokomotywy.

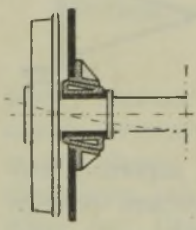
Do starszych układów zaliczamy:

1. *Układ Bissela* (rys. 38). Oś luźna, ułożona w osobnej ramie, połączona jest z ramą lokomotywy zapomocą dyszla i czopa, około którego może swobodnie wykonywać skręty. Układ ten nie przedstawia korzyści dla jazdy w tył. Doświadczenie uczy, iż lokomotywy, opatrzone na przedzie osią Bissela, przejeżdżają wprzód łatwo przez łuki, w których jazda wstecz sprawia wiele hałasu, świadczącego o wzmożonych oporach tarcia. Prócz tego przy większych chyżościach okazują te lokomotywy skłonność do wężykowania.



Rys. 38.

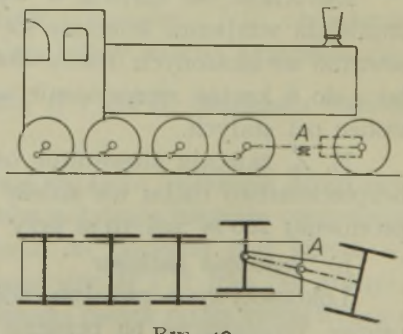
2. *Układ Adamsa* (rys. 39). Oś luźna nie posiada dyszla, natomiast łożyska jej umieszczone są w ramie lokomotywy tak, iż mogą między płaszczyznami ślizgowemi przesuwać się po łuku, którego środek jest idealnym punktem skrętu. Powrót osi do położenia normalnego następuje w obu wymienionych układach albo zapomocą sprężyn, albo też zapomocą ukośnych powierzchni ślizgowych.



Rys. 39.

Nowszy układ jednoosiowego podwozia ruchomego stanowi:

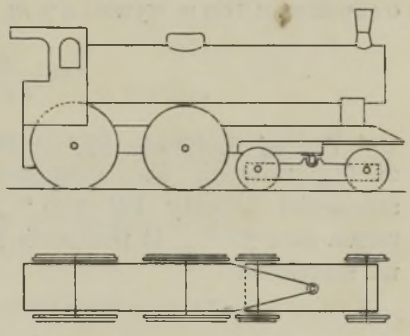
3. *Podwozie Kraussa* (rys. 40), znajdujące przy lokomotywach bardzo częste zastosowanie. Stanowi ono połączenie dyszlowego układu Bissela z sąsiednią osią przesuwalną, tworząc w ten sposób rodzaj podwozia dwuosiowego. Dyszlowa rama przedniej, luźnej osi obracalna jest około czopa *A*, umieszczonego w ramie lokomotywy i przedłużona wstecz obejmuje oś sąsiednią, urządzoną przesuwalnie. Skręt osi przedniej powoduje przesunięcie osi tylnej, z nią zwią-



Rys. 40.

zanej. Ponieważ oś przesuwalna może być sprzężona zapomocą mechanizmu pędowego z osiami następnemi, więc ciężar lokomotywy, na niej spoczywający, może być wyzyskany jako ciężar adhezyjny.

4. *Podwozie amerykańskie* czyli t. zw. *wozak* albo *truk* jest to wózek platformowy, podparty dwiema, lub trzema osiami luźnemi. Niskie koła i niewielki rozstaw osi, wynoszący 2—3 *m*, nadają wozakowi wielką ruchliwość w łuku. Na platformie wózka umieszczony jest czop kulisty, pozwalający na swobodny skręt wózka względem podłużnej osi pojazdu (rys. 41). Prócz tego może czop wykonywać pewne boczne przesunięcie względem ramy pojazdu podczas wjazdu do łuku. Przy wyjeździe z łuku następuje powrót czopa do położenia normalnego przy pomocy spiralnych sprężyn, umieszczonych między ramą główną a wozakiem. Wielkość wychyłki czopa z położenia normalnego wynosi zazwyczaj 30 $^{m}/_{m}$ i jest odpowiednio ograniczona. Zastosowanie truka jest bardzo rozpowszechnione przy lokomotywach osobowych i pośpiesznych o 2 osiach sprzężonych, przyczem wozakiem podparty jest przód lokomotywy, oraz przy długich wozach osobowych, podpartych dwoma wozakami. Wozaki wagonów osobowych otrzymują podwójne, a nawet potrójne resorowanie. Ponieważ znajdują tu zastosowanie resory podłużne i poprzeczne o różnych okresach wahnienia, następuje wzajemne tłumienie wahań i otrzymujemy ułożenie wozu, jak w kołysce, co czyni jazdę bardzo miękką i spokojną.



Rys. 41.

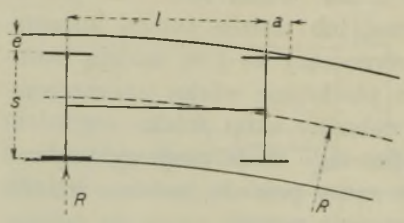
Długie pullmanowskie wagony sypialne i restauracyjne otrzymują podparcie trukami trójosiowemi.

Małe rozstawy osi i wzajemna niezależność ruchu obu truków pozwalają na budowę wozów przekraczających 20 *m* długości, które przejeżdżają swobodnie przez bardzo ostre łuki.

33. POSZERZENIE TORU.

Obok poznanych dotychczas urządzeń w pojazdach kolejowych, których zadaniem jest ułatwienie przejazdu przez łuki, stanowi poszerzenie toru środek, zmierzający do tego samego celu.

Jak to poznaliśmy przy badaniu natury ruchu wozu w łuku, pożądanem byłoby ze względu na swobodny przejazd przez łuk zastosowanie takiej gry między rąbkami kół i szynami, aby tylna oś pojazdu mogła ustawić się w kierunku promienia łuku.



Rys. 42.

Z rys. 42 widzimy, że dla takiego przyjęcia gra ta powinna wynosić

$$e = \frac{(l+a)^2}{2\left(R + \frac{s}{2} + e\right)}$$

lub w przybliżeniu $e = \frac{l^2}{2R}$

Zbadajmy na przykładzie, czy wolno nam takie poszerzenie toru zastosować. Podług N. Z. dozwolony rozstaw osi stałych dla łuku o promieniu 180 *m* wynosi 4·5 *m*, a więc dla tych danych otrzymujemy

$$e = \frac{4{\cdot}5^2}{2 \times 180} = 56\,{}^{m}/_{m}$$

Podług rysunku 61a otrzymujemy dla rąbka zużytego do 20 $^{m}/_{m}$ grubości, dla wewnętrznego odstępu rąbków 1410 $^{m}/_{m}$, dla szerokości obręczy kół 130 $^{m}/_{m}$ i dla wyznaczonego wyżej poszerzenia toru 56 $^{m}/_{m}$, iż podparcie koła wewnętrznego szyną nastąpiłoby na szerokości

$$1410 - 20 + 130 - 1435 - 56 = 29\,{}^{m}/_{m}$$

a więc o 16 $^{m}/_{m}$ mniej, niż N. Z. dozwalają (obacz str. 90).

Z rozważania tego wynika, iż z uwagi na należyte podparcie kół szynami, a także celem uzyskania spokojnego ruchu pojazdów o małym rozstawie osi, musi wartość poszerzenia toru pozostać ograniczona i wskutek tego dla małych promieni łuków i większych rozstawów osi stałych nie otrzymamy pożądanego ustawienia się tylnej osi pojazdu w kierunku promienia.

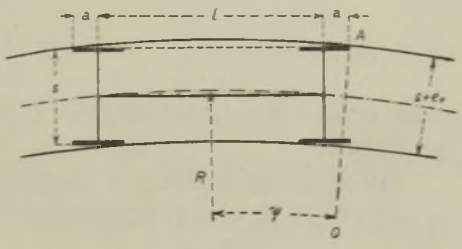
Podług N. Z. poszerzenie toru nie powinno przekraczać wymiaru 30 $^{m}/_{m}$ dla promieni do 300 *m*, zaś wymiaru 35 $^{m}/_{m}$ dla promieni mniejszych.

P. P. M. zalecają odpowiednie zwiększenie szerokości toru na łukach o promieniu mniejszym niż 500 *m* i ustalają największy wymiar tego poszerzenia na 30 $^{m}/_{m}$ dla kolei głównych pierwszorzędnych i 35 $^{m}/_{m}$ na kolejach drugorzędnych. Poszerzenie 30 $^{m}/_{m}$ wypada z wzoru 67a dla promienia 200 *m*, zaś 35 $^{m}/_{m}$ dla promienia 175 *m*. Promienie mniejsze jak 175 *m* zachowują poszerzenie 35 $^{m}/_{m}$.

Koleje pruskie zatrzymują wymiar poszerzenia 30 $^{m}/_{m}$ do promienia 150 *m*, a koleje austrjackie do promienia 325 *m*.

Znaczna różnica między normami pruskiemi i austrjackiemi pochodzi stąd, że w Austrji istnieje wiele kolei górskich, na których znachodzą się często łuki o promieniu 300 a nawet 250 *m*, natomiast silne lokomotywy o znacznym rozstawie osi skrajnych wymagają w takich łukach największego dopuszczalnego poszerzenia.

Celem określenia prawidła dla zmiany poszerzenia toru ze zmianą promienia łuku, weźmy pod uwagę takie położenie wozu dwuosiowego z osiami stałemi, przy którem wóz ten jeszcze się w łuku mieści. Przy takiem położeniu wszystkie koła dotykają szyn swemi rąbkami (rys. 43).



Rys. 43.

Poszerzenie toru, jakie dla tego przypadku otrzymamy, będzie teoretycznie najmniejsze dla danego promienia łuku *R* i danego rozstawu osi *l*. Oznaczmy to poszerzenie literą e_o.

Z rzutu osi pojazdu na kierunek *AO* otrzymujemy:

$$s + e_o = 2\,a\,sin\,\psi + s\,cos\,\psi$$

Wobec tego, iż kąt ψ jest bardzo mały, możemy przyjąć $cos\,\psi = 1$, a zatem

$$e_o = 2a\,sin\,\psi$$

Z rysunku otrzymujemy dalej:

$$sin\,\psi = \frac{\frac{l}{2} + a}{R + \frac{s + e_o}{2}} = \frac{l + 2a}{2R + (s + e_o)}$$

albo w przybliżeniu $sin\,\psi = \frac{l}{2R}$

a więc $e_o = \frac{a \cdot l}{R}$

Aby ruch pojazdu w łuku był możliwy, należy wprowadzić poszerzenie toru *e* większe od e_o, możemy zatem napisać

$$e = \beta \cdot e_o$$

przyczem β jest współczynnikiem większym od jedności.

Dla określenia współczynnika β wprowadzimy ustaloną górną granicę poszerzenia e_1 i odpowiadający mu promień R_1. Otrzymamy w ten sposób

$$e_1 = \beta \cdot \frac{a \cdot l}{R_1}$$

skąd

$$\beta = \frac{e_1 \cdot R_1}{a \cdot l}$$

a więc

$$e = \beta \cdot e_o = \frac{e_1 \cdot R_1}{a \cdot l} \cdot \frac{a \cdot l}{R}$$

czyli ostatecznie

$$e = \frac{e_1 \cdot R_1}{R} \qquad 66)$$

jako ogólny wzór, określający zmianę poszerzenia toru ze zmianą promienia.

Przyjmując zgodnie z normami polskich kolei państwowych $e_1 = 30\ ^m/_m$ i $R_1 = 200\ m$, otrzymamy wzór

$$e\ ^m/_m = \frac{6000}{R^m} \qquad 67\,a)$$

Z wzoru tego otrzymujemy dla

R =	200,	250,	300,	350,	400,	500,	600,	800,	1000,	1200,	1500 m
e =	30,	24,	20,	17,	15,	12,	10,	8,	6,	5,	4 $^m/_m$

Polskie koleje państwowe stosują wzór w istocie swej podobny do powyższego teoretycznego, a mianowicie

$$e\ ^m/_m = \frac{7000}{R^m} - 5 \qquad 67\,b)$$

z którego otrzymujemy tabelkę

dla R =	200,	250,	300,	350,	400,	500,	600,	800,	1000,	1200,	1500 m
e =	30,	23,	18,	15,	13,	9,	7,	4,	2,	1,	0 $^m/_m$

Według P. P. M. szerokość toru w łuku nie powinna nigdy przekraczać 1465 $^m/_m$ na kolejach pierwszorzędnych i 1470 $^m/_m$ na drugorzędnych.

Poszczególne zarządy kolejowe stosują różne poszerzenia toru, wyznaczone zazwyczaj na podstawie własnych obserwacyj co do spokojności jazdy i najmniejszego zużycia kół i szyn. Przyczyna tej różnorodności w wielkościach poszerzeń leży w różnicach rozstawów osi pojazdów, promieni kół pojazdów, w wysokości i ukształtowaniu rąbka koła i główki szyny, w wielkości bocznej przesuwalności osi i t. p. gdyż wszystkie te czynniki wywierają wpływ na wielkość potrzebnego poszerzenia.

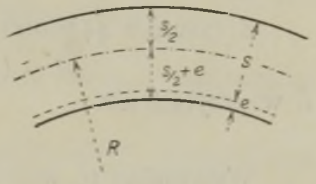
Wogóle zauważyć należy, iż określenie zmienności poszerzenia wzorem 66 jest odpowiednie, a oznaczenie wartości współczynnika zależy od danych warunków.

Dla kolei wąskotorowych nie mamy dotychczas wzorów na poszerzenie toru, ustalonych przez polskie koleje państwowe. Skibiński *) zaleca wprowadzenie następujących wzorów:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{dla szerokości toru } 1000\ {}^{m}/_{m} & e = \dfrac{1400}{R} - 5 \\ \text{,,} \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad 750\ {}^{m}/_{m} & e = \dfrac{880}{R} - 4 \\ \text{,,} \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad 600\ {}^{m}/_{m} & e = \dfrac{450}{R} - 2 \end{array}\right\} \qquad 67\,c)$$

ustawionych na podstawie przyjęcia, iż dla najmniejszych promieni 50 *m*, 40 *m* i 25 *m*, odpowiadających wymienionym szerokościom toru, poszerzenie toru nie przekroczy wartości 23, 18 i 16 ${}^{m}/_{m}$, zaś dla promieni 200, 150 i 120 *m* osiągnie wartość 2 ${}^{m}/_{m}$.

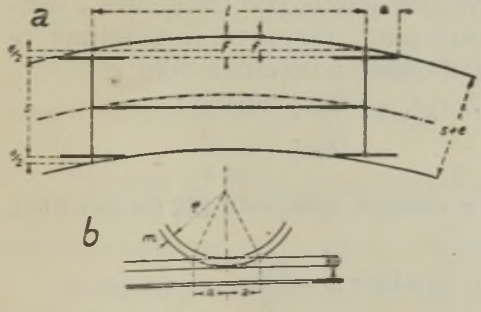
Poszerzenie toru urządzamy przez przesunięcie toku wewnętrznego o cały wymiar poszerzenia, a wówczas tok zewnętrzny, prowadzący przednie koło pojazdu, tworzy łuk kołowy, równoległy do osi toru, zatoczony promieniem $R + \frac{s}{2}$ (rys. 43 a).



Rys. 43 a.

34. NAJMNIEJSZE PROMIENIE ŁUKÓW.

Celem zbadania, jakie czynniki wywierają wpływ na wielkość dopuszczalnych promieni łuków, weźmy pod uwagę takie ostateczne, możliwe jeszcze położenie wozu dwuosiowego w łuku, że rąbki wszystkich kół dotykają szyn (rys. 44 a). Uzyskany w ten sposób promień łuku będzie dla danego pojazdu możliwie najmniejszy.



Rys. 44.

Z rysunku 44 a otrzymujemy:

$$F = f + \frac{e}{2}$$

*) K. Skibiński. O przepisach dla budowy toru kolejowego. Przegląd Techniczny 1921. Nr. 9.

ponieważ zaś

$$F = \frac{\left(\frac{l}{2} + a\right)^2}{2\left(R + \frac{s}{2}\right)}, \quad \text{zaś} \quad f = \frac{l^2}{8\left(R + \frac{s}{2}\right)}$$

więc

$$\frac{\left(\frac{l}{2} + a\right)^2}{2\left(R + \frac{s}{2}\right)} = \frac{l^2}{8\left(R + \frac{s}{2}\right)} + \frac{e}{2}$$

$$4\left(\frac{l}{2} + a\right)^2 - l^2 = 4e\left(R + \frac{s}{2}\right)$$

$$4al + 4a^2 = 4e\left(R + \frac{s}{2}\right)$$

i ostatecznie

$$min\ R = \frac{1}{e}(a^2 + al) - \frac{s}{2}$$

Z rysunku 44 b otrzymujemy:

$$a^2 = (\varrho + m)^2 - \varrho^2 = 2\varrho m + m^2$$

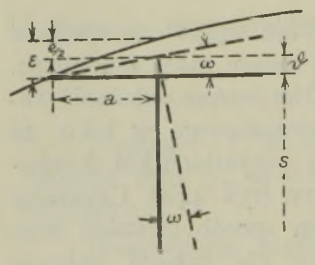
a w przybliżeniu

$$a = \sqrt{2\varrho m}$$

Wstawiając tę wartość w równanie dla min. R, otrzymujemy:

$$min\ R = \frac{1}{e}(2\varrho m + l\sqrt{2\varrho m}) - \frac{s}{2} \qquad 68)$$

Wzór 68) wskazuje, że wybitny wpływ na wielkość promienia wywierają: rozstaw osi pojazdu, promień koła pojazdu i wysokość jego rąbka, a przedewszystkiem poszerzenie toru, natomiast wpływ szerokości toru jest bardzo nieznaczny.



Rys. 45.

Weźmy jeszcze pod uwagę wóz z osiami zwrotnemi, przyczem zachowajmy tę samą wielkość poszerzenia toru e.

Z rys. 45 otrzymujemy:

$$tang\ \omega = \frac{g}{s}$$

jeśli g oznacza całkowitą grę osi zwrotnej.

Ponieważ

$$\vartheta = a\ sin\ \omega \approx a\ tang\ \omega = \frac{a\,g}{s}$$

więc

$$\varepsilon = \frac{e}{2} + \frac{a\,g}{s}$$

a wstawiając tę wartość do wzoru 68) otrzymamy

$$min\ R = \frac{1}{2\varepsilon}(2\varrho m + l\sqrt{2\varrho m}) - \frac{s}{2} \qquad 69)$$

Wzór ten, ważny dla osi zwrotnych, jest ogólniejszy, gdyż dla osi stałych mamy $g = o$ a więc $\varepsilon = \frac{e}{2}$ i wzór 69), po wstawieniu tej wartości, przechodzi we wzór 68).

Celem lepszego zorjentowania się, jak wielki wpływ na wartość promienia wywierają wymiary koła pojazdu, rozstaw osi i poszerzenie toru, przerachujmy kilka przykładów.

Przykład 1. Kolej normalnotorowa; lokomotywa z rozstawem osi $l = 4{\cdot}0\ m$; promień koła $\varrho = 0{\cdot}5\ m$; nowy rąbek o wysokości $m = 25\ ^m/_m$. Najmniejsze możliwe poszerzenie toru $e = 7\ ^m/_m$, zaś największe $e = 30\ ^m/_m$. Dla tych wartości otrzymujemy:

$$min\ R = \frac{1}{0{\cdot}007}(2 \times 0{\cdot}5 \times 0{\cdot}025 + 4{\cdot}0\sqrt{2 \times 0{\cdot}5 \times 0{\cdot}025}) - 0{\cdot}75 = 93\ m$$

$$min\ R = \frac{1}{0{\cdot}030}(2 \times 0{\cdot}5 \times 0{\cdot}025 + 4{\cdot}0\sqrt{2 \times 0{\cdot}5 \times 0{\cdot}025}) - 0{\cdot}75 = 22\ m$$

Przykład 2. Kolej normalnotorowa; lokomotywa z rozstawem osi $l = 6{\cdot}0\ m$; promień koła $\varrho = 1{\cdot}0\ m$; rąbek zużyty $m = 36\ ^m/_m$. Dla granicznych wartości poszerzenia toru $e = 7\ ^m/_m$ i $30\ ^m/_m$ otrzymujemy $min\ R = 240\ m$ i $56\ m$.

Porównując wyniki otrzymane w obu przykładach widzimy, iż rozstaw osi, promień koła i wysokość rąbka wywierają wprawdzie znaczny wpływ na wielkość promienia, gdyż stosunek tych wielkości wynosi $\frac{240}{93} = 2{\cdot}6$, względnie $\frac{56}{22} = 2{\cdot}6$, jednak wpływ poszerzenia toru zaznacza się nieporównanie dobitniej, gdyż stosunek promieni urasta do wartości $\frac{93}{22} = \frac{240}{56} = 4{\cdot}3$.

Przykład 3. Kolej o szerokości toru $750\ ^m/_m$. Dane dla pojazdu $l = 3{\cdot}0\ m$; $\varrho = 0{\cdot}30\ m$; $m = 20\ ^m/_m$. Dla krańcowych wartości poszerzenia toru $e = 7\ ^m/_m$ i $18\ ^m/_m$ otrzymujemy $min\ R = 49\ m$ i $19\ m$.

Porównując otrzymane wyniki z wynikami przykładów 1 i 2 widzimy, iż dla toru wąskiego otrzymujemy znacznie mniejsze wartości promieni, co pochodzi głównie od mniejszych wymiarów rozstawu osi i koła pojazdu.

P. P. M. ustalają następujące najmniejsze wartości promieni:

a) W torach głównych kolei głównych należy stosować możliwie wielkie promienie łuków, jednak nigdy mniejsze niż 300 *m* na kolejach pierwszorzędnych i 180 *m* na drugorzędnych.

b) Na kolejach lokalnych normalnotorowych, na które mogą przechodzić parowozy kolei głównych, promień łuków nie może być mniejszy niż 180 *m*; na kolejach, na które przechodzić może wszelki inny tabor kolei głównych, prócz parowozów, promień ten nie może być mniejszy niż 140 *m*; w innych zaś wypadkach nie mniejszy niż 100 *m*.

c) Na kolejach wąskotorowych promień łuków na szlakach głównych nie może być mniejszy niż: 100 *m* przy szerokości toru 1000 $^{m}/_{m}$, 75 *m* przy szerokości toru 750 $^{m}/_{m}$, 60 *m* przy szerokości toru 600 $^{m}/_{m}$; zaś na stacjach i bocznicach linji głównej nie mniejszy niż: 50 *m* przy szerokości toru 1000 $^{m}/_{m}$, 40 *m* przy szerokości toru 750 $^{m}/_{m}$, 30 *m* przy szerokości toru 600 $^{m}/_{m}$. Mniejsze promienie mogą być stosowane za zezwoleniem Ministerstwa kolei żelaznych.

Wartości te okazują się dla kolei głównych 3—5 razy większe, zaś dla kolei podrzędnych około 2 razy większe od obrachowanych przez nas wartości w powyższych przykładach. Różnicę tego stosunku tłumaczy chyżość. Na kolejach głównych mamy do czynienia ze znacznemi chyżościami, to też z uwagi na bezpieczeństwo jazdy oraz na możliwe zmniejszenie oporów ruchu muszą promienie łuków otrzymać znacznie wyższe wartości, niż na kolejach podrzędnych zwłaszcza, że na tych ostatnich mamy obok tego z reguły do czynienia z mniejszemi rozstawami osi pojazdów, co również umożliwia wydatne zmniejszenie promieni.

Jeśli pojazdy otrzymują urządzenia, ułatwiające im przejazd przez ostre łuki, wówczas można stosować promienie mniejsze, niż podane w przepisach. W istocie okazało się możliwe zastosowanie promienia 30 *m* na normalnotorowej paryskiej kolei miejskiej „Métropolitain", a amerykańskie koleje główne nie rzadko posiadają promienie, schodzące do 70 *m*.

35. PRZECHYŁKA TORU.

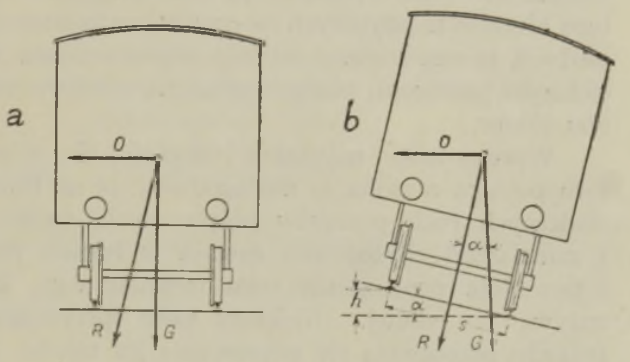
We wstępie do niniejszego rozdziału zaznaczyliśmy, że w celu zniweczenia szkodliwego wpływu siły odśrodkowej urządzamy w łukach przechyłkę toru w ten sposób, iż zewnętrzny tok łuku podnosimy o pewien wymiar nad tok wewnętrzny. Zastanówmy się obecnie bliżej nad sprawą przechyłki toru. Na pojazd poruszający się po łuku

działa obok jego ciężaru G także siła odśrodkowa O (rys. 46 a i b). Wielkość siły odśrodkowej określona jest równaniem

$$O = \frac{G\,v^2}{g\,R}$$

gdzie v jest prędkością jazdy w $^m/_s$, g przyśpieszeniem ziemskiem, a R promieniem łuku w metrach.

Gdybyśmy ułożyli obydwa toki w jednym poziomie (rys. 46 a), natenczas wypadkowa R obydwu sił G i O wychyliłaby się ku tokowi zewnętrznemu i jakkolwiek nawet w niekorzystnym wypadku nie wyjdzie ona poza punkt podparcia pojazdu szyną, a więc nie wywoła jego wywrotu, to w każdym razie sprawi nierównomierny rozkład obciążenia na obydwa toki, a tem samem przeciążenie toku zewnętrznego i wślad za tem idące nadmierne jego zużycie.



Rys. 46.

Aby uniknąć nierównomiernego rozkładu obciążenia na obydwa toki, należy tor pochylić tak, aby wypadkowa R padała w oś toru. Dla takiego układu otrzymujemy z rys. 46 b:

$$tang\ \alpha = \frac{O}{G} = \frac{G\,v^2}{g\,R} \cdot \frac{1}{G} = \frac{v^2}{g\,R}$$

oraz

$$h = s\ sin\ \alpha$$

Przyjmując w przybliżeniu, że

$$sin\ \alpha = tang\ \alpha$$

otrzymamy

$$\frac{h}{s} = tang\ \alpha = \frac{v^2}{g\,R}$$

a więc

$$h = \frac{s\,v^2}{g\,R} \qquad 70)$$

jako ogólny wzór teoretyczny do oznaczenia wielkości przechyłki toru.

Wprowadzając $g = 9{\cdot}81$, oraz chyżość jazdy w kilometrach na godzinę, otrzymamy dla toru normalnego

$$h\ ^m/_m = 11{\cdot}8\ \frac{(v\ ^{km}/_g)^2}{R^m} \qquad 70\,a)$$

Wielkość przechyłki toru powinna być zatem wprost proporcjonalna do kwadratu z chyżości jazdy i odwrotnie proporcjonalna do promienia krzywizny.

Na każdej linji kolejowej kursują pociągi o rozmaitych chyżościach i nasuwa się pytanie, jaką chyżość należy przyjąć dla oznaczenia wielkości przechyłki.

Niektóre zarządy kolejowe wychodzą z założenia, że najszybszym pociągom należy zapewnić największe bezpieczeństwo ruchu i odpowiednio do tego wprowadzają dla oznaczenia wielkości przechyłki toru chyżość najszybszych pociągów, natomiast inne zarządy wprowadzają pewną średnią chyżość odpowiadającą najczęstszym i najcięższym pociągom, biorąc wzgląd na możliwie równomierne zużycie obu toków.

Wprowadzenie największej chyżości dla wyznaczenia przechyłki toru pociąga za sobą tę niedogodność, iż na linjach głównych, prowadzących ruch pociągów pośpiesznych, ciężkie pociągi towarowe z mniejszemi chyżościami zastają w łukach przechyłkę za wielką i powodują przeciążenie toku wewnętrznego, który wskutek tego zużywa się silniej. Niekiedy przy sprzyjających okolicznościach pojazdy przesuwają się poprzecznie ku tokowi wewnętrznemu, powodując jego deformację niebezpieczną dla ruchu i zwiększającą koszta utrzymania toru.

Z rozważania tego wynika, iż wielkość przechyłki należy przystosować do warunków ruchu. Na linjach lokalnych jest różnica między chyżością pociągów osobowych i towarowych tak nieznaczna, iż przechyłka toru może być liczona podług chyżości pociągów osobowych. Natomiast na linjach głównych, na których różnica chyżości pociągów pośpiesznych i towarowych wynosi 35 $^{km}/_{g}$ a dojść może do 60 $^{km}/_{g}$, należy, celem uzyskania możliwie równomiernego działania siły poprzecznej na obydwa toki, wprowadzić przechyłkę mniejszą od przechyłki, odpowiadającej pociągom o największej szybkości.

Odpowiednio do tego zawierają przepisy Polskich Kolei państwowych dwa wzory do obrachowania przechyłki toru, a mianowicie dla chyżości w granicach od 0 do 50·85 $^{km}/_{g}$ stosują powyższy wzór teoretyczny 70 a, natomiast dla chyżości większych, aż do 120 $^{km}/_{g}$ wzór

$$h\,^{m}/_{m} = 600\,\frac{v^{2}\,^{km}/_{g}}{R^{m}} \qquad 70\,b)$$

przyczem w obu wzorach należy za $v\,^{km}/_{g}$ wprowadzać szybkość dopuszczalną w łuku ze względu na wielkość promienia lub budowę toru, o ile ta ostatnia wymaga mniejszych szybkości w łukach. Naj-

większa dopuszczalna szybkość w zależności od promienia łuku jest określona w tablicach, przyjętych na kolejach niemieckich, a mianowicie:

dla promienia łuku: 100, 120, 150, 180, 200, 250, 300, 350, 400, 500 *m*
największa dozwolona chyżość: 25, 30, 40, 45, 50, 60, 65, 70, 75, 80 $^{km}/_{g}$
dla promienia łuku: 600, 700, 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500 *m*
najw. dozwolona chyżość: 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 120, 120 $^{km}/_{g}$

Według zdania prof. Skibińskiego dają normy polskie dla szybkosci między 30 a 70 $^{km}/_{g}$ przechyłki za wielkie, szczególnie dla małych promieni. W punkcie zetknięcia się paraboli, określonej wzorem 70 a) z prostą, określoną wzorem 70 b), powstaje silny załom, który Skibiński wyrównuje zapomocą prostej pośredniej, proponując dla chyżości od 30 do 70 $^{km}/_{g}$ wprowadzenie wzoru

$$h^{m}/_{m} = \frac{784{\cdot}5\ v^{km}/_{g} - 12915}{R^{m}} \qquad 70\,c)$$

Tabela przechyłek toru, wprowadzona na polskich kolejach państwowych.

Dla $v^{km}/_{g}$ =	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
i R =					$h^{m}/_{m}$ =							
100	27	47										
120	22	39	89									
150	18	31	71	126								
180	15	26	59	105								
200	13	24	53	94	148							
250	11	19	42	76	118	144						
300	9	16	35	63	98	120						
400	7	12	27	47	74	90	105					
500	5	9	21	39	59	72	84	96				
600	4	8	18	31	49	60	70	80				
700	4	7	15	27	42	51	60	69	77			
800	3	6	13	24	37	45	53	60	68			
900	3	5	12	21	33	40	47	53	60	67		
1000	3	5	11	19	30	36	42	48	54	60		
1200	2	4	9	16	25	30	35	40	45	50	55	
1500	2	3	7	13	20	24	28	32	36	40	44	48

Dla kolei wąskotorowych nadaje się do użycia wzór teoretyczny, który, po wprowadzeniu odpowiednich wartości, otrzyma formę:

dla s = 1000, 750, 600 $^{m}/_{m}$

$$h^{m}/_{m} = 8{\cdot}0\,\frac{(v^{km}/_{g})^{2}}{R^{m}} \qquad 5{\cdot}9\,\frac{(v^{km}/_{g})^{2}}{R^{m}} \qquad 4{\cdot}7\,\frac{(v^{km}/_{g})^{2}}{R^{m}} \qquad 70\,d)$$

Podwyższenie toku zewnętrznego możemy osiągnąć, pozostawiając tok wewnętrzny bez zmiany i podnosząc wyłącznie tok zewnętrzny, albo też podnosząc tok zewnętrzny o połowę wartości przechyłki i obniżając o tyleż tok wewnętrzny.

Teoretycznie odpowiedniejszy byłby sposób drugi, gdyż wówczas środek ciężkości pojazdu nie zmieniałby swego położenia co do wysokości przy przejściu z prostej do łuku. Zazwyczaj stosuje się sposób pierwszy, aby nie zmniejszać grubości warstwy żwiru pod wewnętrznemi końcami podkładów, coby ujemnie wpływało na stałość toru, oraz aby utrzymać niweletę toru, określoną w łukach położeniem toku wewnętrznego.

Pojawiają się w literaturze fachowej zdania przeciwne stosowaniu przechyłki toru w łukach, ponieważ zarządzenie to utrudnia ułożenie i utrzymanie toru, a celowość jego jest wątpliwa. Jeśli zważymy, że wpływ sił poprzecznych na tor jest bardzo znaczny i niejednokrotnie już w torze prostym przewyższa wpływ obciążenia pionowego, to zrozumiemy, iż wpływu tego nie powinniśmy powiększać w łuku przez dodatkowe działanie siły odśrodkowej, lecz należy go ile możności zmniejszyć zapomocą odpowiednio dobranej przechyłki, chociaż wprowadzenie tejże zwiększa koszta ułożenia i utrzymania toru.

P. P. M. postanawiają:

Na łukach szyna zewnętrzna winna być wzniesiona nad szyną wewnętrzną na wysokość, zależną od promienia łuku i od prędkości pociągów tak, aby praca obydwóch toków była możliwie jednakowa. Tak określone podwyższenie szyny zewnętrznej winno być całkowite już na początku łuku kolistego.

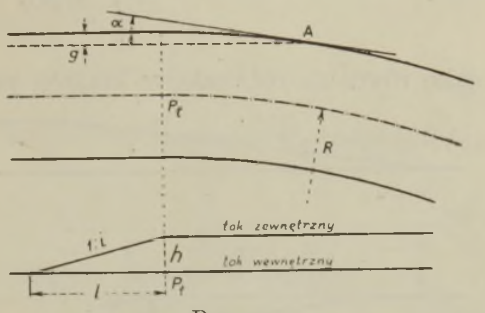
36. KRZYWE PRZEJŚCIOWE.

Przejście z prostej do łuku stanowi znaczne utrudnienie ruchu pojazdów i jest przyczyną jego zaburzeń, a to z następujących powodów:

1. Pojazd kolejowy wjeżdżający z prostej do łuku potoczy się tak długo w kierunku prostym, aż rąbek zewnętrznego koła osi przedniej zetknie się z szyną, po wyczerpaniu gry g, jaka znajduje się między rąbkiem a szyną (rys. 47). Im ostrzejszy jest łuk i im większa gra g, tem większy jest kąt α, jaki tworzy styczna do toku zewnętrznego w punkcie przyparcia rąbka A, a ze wzrostem kąta α i ze wzrostem chyżości jazdy wzrasta siła uderzenia i wielkość skrętu pojazdu.

2. Na początku łuku P_1 powinna przechyłka toru posiadać pełną wielkość, a ponieważ punkt ten jest zarazem końcem prostej, więc teore-

tycznie biorąc powinien tok zewnętrzny otrzymać w tym punkcie pionowy stopień o wysokości, równej przechyłce toru. Aby tego stopnia uniknąć, zagubiamy przechyłkę toru w prostej, sprowadzając tok zewnętrzny rampą o pewnem pochyleniu $1 : i$. Na tej długości toru prostego otrzymujemy w ten sposób przechyłkę, której nie potrzeba, a zatem następuje tu nierównomierne obciążenie obydwu toków i ewentualne przesunięcie pojazdu ku tokowi wewnętrznemu, a więc zwiększenie gry g i kąta α i w następstwie zwiększenie uderzenia w punkcie A i skrętu pojazdu.



Rys. 47.

Celem uniknięcia tych niedogodności układamy na przejściu z prostej do łuku *krzywą przejściową*, której kształt określają następujące warunki:

1. Dla łagodnego wprowadzenia pojazdu do łuku powinna krzywa przejściowa zmieniać swój promień krzywizny w sposób ciągły od nieskończoności do wartości promienia łuku r.

2. W każdym punkcie krzywej przejściowej powinna zachodzić proporcjonalność przechyłki do promienia krzywizny podług wzoru 70.

W punkcie odległym o x od początku krzywej A (rys. 48) mamy odpowiednio do drugiego warunku dla promienia krzywizny ϱ równanie warunkowe

$$h_x = \frac{s\,v^2}{g\,\varrho}$$

a zarazem

$$h_x = \frac{x}{i}$$

zatem z porównania tych ilości otrzymujemy równanie

$$\frac{x}{i} = \frac{s\,v^2}{g\,\varrho}$$

czyli

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{g}{i\,s\,v^2} \cdot x = \frac{x}{C}$$

jeśli oznaczymy

$$C = \frac{i\,s\,v^2}{g}$$

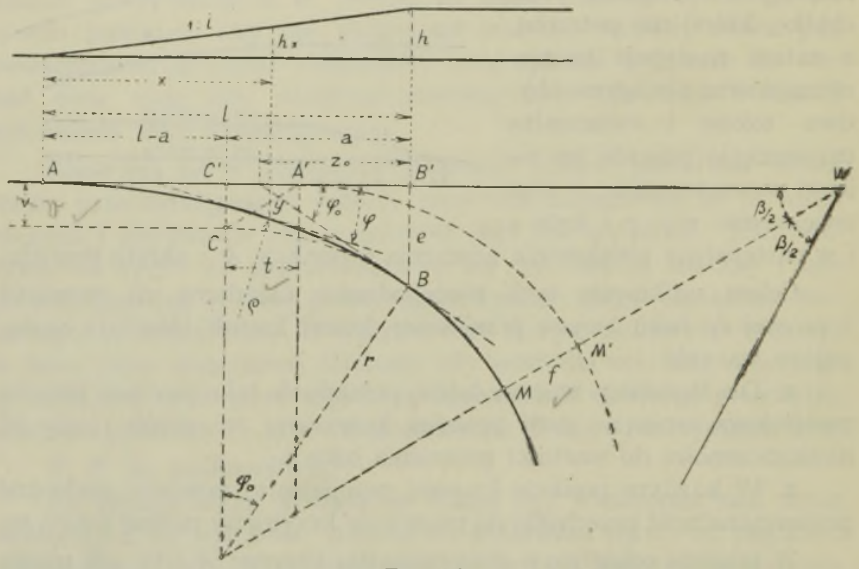
Z uwagi na to, iż na kolejach stosujemy krzywizny o wielkich promieniach, możemy napisać w przybliżeniu

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{d^2 y}{d x^2}$$

a wówczas otrzymujemy równanie

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{d^2 y}{d x^2} = \frac{x}{G l} \qquad 71)$$

jako równanie różniczkowe krzywej przejściowej.



Rys. 48.

Całkując to równanie dwa razy, otrzymujemy równania

$$\frac{dy}{dx} = tg\,\varphi = \frac{x^2}{2C} \qquad 72)$$

oraz

$$y = \frac{x^3}{6C} \qquad 73)$$

Obie stałe całkowania są równe zeru z warunku, iż dla $x = o$ musi być $tg\,\varphi = o$ i $y = o$.

Równanie 73) wskazuje, iż krzywa przejściowa jest parabolą rzędu trzeciego i ten kształt krzywej jest obecnie powszechnie stosowany.

Do wytyczenia krzywej przejściowej potrzebna jest znajomość niektórych elementów i tak:

Długość krzywej przejściowej, mierzoną po stycznej, otrzymamy z równania 71), wstawiając w niem $\varrho = r$, oraz $x = l$, a więc

$$l = \frac{C}{r} \qquad 74)$$

Rzędną e na końcu krzywej otrzymamy z równania 73), wstawiając w niem $y = e$ oraz $x = l$, więc

$$e = \frac{l^3}{6C} \qquad 75)$$

a ponieważ $C = l r$, więc

$$e = \frac{l^2}{6r} \qquad 75\,a)$$

Dla stycznej w punkcie końcowym krzywej B otrzymujemy z wzoru 72)

$$tang\ \varphi_o = \frac{l^2}{2C} = \frac{l^2}{2} \cdot \frac{1}{l \cdot r} = \frac{l}{2r} \qquad 76)$$

Długość podstycznej, mierzona od punktu B', wynosi

$$z_o = e\ cotang\ \varphi_o = \frac{l^2}{6r} \cdot \frac{2r}{l} = \frac{l}{3} \qquad 77)$$

Jeśli przedłużymy łuk kołowy od punktu B wstecz, to nie zetknie on się ze styczną AW, lecz styczna jego w punkcie C, równoległa do stycznej AW będzie od niej odległa o wymiar v. Gdybyśmy wkreślili łuk o tym samym promieniu r, lecz bez krzywej przejściowej, otrzymałby on położenie kreskowane $A'M'$. Widzimy zatem, że wskutek włączenia krzywej przejściowej łuk doznaje przesunięcia ku środkowi o wymiar $MM' = A'C = f$. Położenie łuku przesuniętego wobec pierwotnego określimy, wyznaczając ilości f, t i v.

Oznaczmy przedtem ważny dla nas wymiar $B'C' = a$.

Z rysunku otrzymujemy:

$$a = r\ sin\ \varphi_o$$

zaś

$$sin\ \varphi_o = \frac{e}{\sqrt{e^2 + z_o^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z_o}{e}\right)^2}}$$

ponieważ zaś

$$\frac{z_o}{e} = \frac{l}{3} \cdot \frac{6r}{l^2} = \frac{2r}{l}$$

więc otrzymujemy:

$$sin\ \varphi_o = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2r}{l}\right)^2}} = \frac{l}{\sqrt{l^2 + 4r^2}}$$

a wreszcie

$$a = \frac{r \cdot l}{\sqrt{l^2 + 4r^2}} \qquad 78)$$

Inne wyrażenie dla a otrzymamy, pisząc:

$$a = (r + v - e)\ tang\ \varphi_o = \frac{l\,(r + v - e)}{2r} \qquad 78\,a)$$

Dla dużych promieni, z jakiemi mamy do czynienia na kolejach głównych, można bez wielkiego błędu przyjąć $\sin \varphi_0 = \operatorname{tang} \varphi_0$, względnie $\frac{r + v - e}{r} = 1$, a wówczas otrzymamy dogodny wzór

$$a = \frac{l}{2} \qquad 78\,b)$$

Z rysunku 48 otrzymujemy dalej

$$v = e - \frac{a^2}{2r} = \frac{l^2}{6r} - \frac{l^2}{8r} = \frac{l^2}{24r} = \frac{e}{4} \qquad 79)$$

Następnie otrzymujemy: $f = v \operatorname{cosec} \frac{\beta}{2}$ 80)

$$t = v \operatorname{cotang} \frac{\beta}{2} \qquad 81)$$

a wreszcie rzędną krzywej w punkcie C'

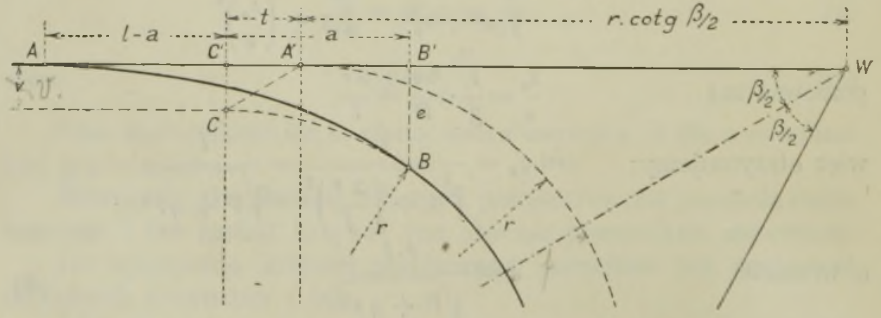
$$y_{l/2} = \frac{l^3}{8} \cdot \frac{1}{6C} = \frac{l^2}{48r} = \frac{v}{2} \qquad 82)$$

Przy pomocy powyższych wzorów możemy łatwo wytyczyć krzywą przejściową.

Dla pomierzonego kąta β i danego promienia łuku r (rys. 49) obliczamy długość stycznej

$$A'W = r \operatorname{cotang} \frac{\beta}{2}$$

odmierzamy ją od punktu W i oznaczamy na polu kołkiem punkt A'. Następnie obliczamy z wzoru 81) wymiar t, odmierzamy go od punktu



Rys. 49.

A' i oznaczamy w ten sposób punkt C'. Od tego punktu odmierzamy wprzód, t. j. w kierunku ku punktowi W długość a, obliczoną

z wzoru 78), względnie z wzoru 78 b), zaś wstecz długość $l - a$. Otrzymany w ten sposób punkt A jest początkiem krzywej przejściowej; na prostopadłych do stycznej w punktach C' i B' odmierzamy długości $\frac{v}{2}$ i e, obliczone z wzorów 79) i 75) i otrzymujemy środkowy i końcowy punkt krzywej.

Wobec niewielkiej długości krzywych przejściowych trzy punkty wystarczą zazwyczaj dla ich ułożenia; ewentualną większą ilość punktów otrzymamy, obliczając rzędne z wzoru ogólnego 73).

Tyczenie łuku z punktu B od stycznej końcowej nie jest odpowiednie, ponieważ długość tej stycznej jest niewielka; korzystniej jest oznaczyć w polu punkt C, oraz kierunek stycznej, przesuniętej o wywymiar v i od tego punktu tyczenie łuku przeprowadzić.

Wzory do obrachowania wszystkich ilości, potrzebnych do wytyczenia krzywej przejściowej, są tak proste, iż obrachowanie ich w polu nie przedstawia trudności, a tylko dla ilości t, t oraz $A'W$ potrzebne jest użycie logarytmów.

Nie wchodząc bliżej w opis metod tyczenia łuków, zaznaczyć jedynie należy, że istnieją dziełka o kształcie wygodnym do użycia w polu, zawierające gotowe tabele dla wszystkich ilości, potrzebnych do tyczenia łuków bez krzywych i z krzywemi przejściowemi, przez co unika się rachunków w polu, bądź co bądź uciążliwych. W języku polskim wydał takie dziełko prof. Skibiński pod tytułem „Tyczenie tras". Składa się ono z dwóch tomów, z których jeden obejmuje całość nauki o tyczeniu tras z szeregiem zagadnień, z jakiemi inżynier spotyka się w polu, zaś tom drugi zawiera tabele potrzebne przy tyczeniu.

Zastanówmy się jeszcze pokrótce nad wielkością pochylenia i toku zewnętrznego na długości krzywej przejściowej i nad pozostającą w związku z niem wartością stałej C i długością krzywej przejściowej.

Ponieważ krzywą przejściową układamy na tej długości, na której przeprowadzamy przechyłkę toru od zera aż do jej pełnej wartości h na początku łuku, więc możemy napisać

$$l = i \cdot h$$

Pochylenie i powinno być tem łagodniejsze, im większą jest szybkość jazdy.

P. P. M. ustanawiają najmniejszą wartość tego pochylenia $i = 375$, jednak doświadczenie uczy, iż pochylenie to wystarcza tylko przy

niewielkich chyżościach. Jeśli wjazd do łuku i wyjazd z niego ma nastąpić łagodnie i bez uderzeń, należy przy większych chyżościach obrać pochylenie znacznie łagodniejsze. Zgodnie z podziałem kolei na typy, wprowadzonym przez Polskie Ministerstwo kolejowe, przyjmiemy dla określenia krzywych przejściowych następujące ugrupowanie:

1. Koleje główne znaczenia pierwszorzędnego, przeznaczone dla wielkiego i szybkiego ruchu. Na takich kolejach może chyżość pociągów dojść do 100 $^{km}/_{g}$ a nawet wyżej, więc krzywizny powinny być łagodne i łagodne pochylenie toku zewnętrznego. Przyjmijmy najmniejszy dopuszczalny promień $R = 1000\ m$ i pochylenie $i = 1000$.

2. Koleje główne znaczenia drugorzędnego, prowadzące ruch pośpieszny. Na takich kolejach należy przyjąć chyżość jazdy, dochodzącą do 80 $^{km}/_{g}$ i odpowiednio do tego najmniejszy promień $R = 500\ m$ i pochylenie $i = 600$.

3. Koleje główne drugorzędne, nie prowadzące ruchu pośpiesznego. Dla takich kolei chyżość nie przekracza 50 $^{km}/_{g}$ a wartość promieni może spaść do 300 m a nawet do 250 m. Pochylenie i przyjmiemy równe 400.

4. Koleje lokalne normalnotorowe i tory przemysłowe, dla których chyżość nie przekracza 40 $^{km}/_{g}$. Dla takich kolei przyjmiemy min $R = 150\ m$, zaś $i = 300$.

5. Koleje wąskotorowe o szerokości toru 1000, 750 i 600 $^{m}/_{m}$. Najmniejsze dopuszczalne promienie wynoszą odpowiednio do szerokości toru 50, 40 i 30 m. Na kolejach tych chyżość pociągów z hamulcami ręcznemi nie powinna przekraczać 30 $^{km}/_{g}$ dla szerokości toru 1000 $^{m}/_{m}$, 25 $^{km}/_{g}$ dla szerokości toru 750 $^{m}/_{m}$, zaś 20 $^{km}/_{g}$ dla szerokości toru 600 $^{m}/_{m}$. Przy takich małych chyżościach mogłyby krzywe przejściowe zupełnie odpaść, korzystniej jednak jest je wprowadzić, gdyż, jak to zobaczymy później, przez zastosowanie krzywych przejściowych uzyskujemy skrócenie prostych między odwrotnemi łukami. Pochylenie i przyjmiemy dla tych kolei równe 300.

Wprowadzanie stałej C do wzoru na rzędną krzywej (wzór 73) nie jest odpowiednie, gdyż stała ta wyznaczona jest na podstawie teoretycznego wzoru dla przechyłki toru (wzór 70), więc w przypadku, gdy przechyłkę toru obliczamy podług innego wzoru, otrzymamy na końcu krzywej promień krzywizny niezgodny z promieniem łuku. Z tego powodu lepiej jest obliczać rzędne krzywej przejściowej

z wzoru, z którego stała C jest wyłączona. Ponieważ długość krzywej wynosi

$$l = \frac{C}{R}$$

zatem $$C = l \cdot R$$

i otrzymujemy wzór 73) w postaci

$$y = \frac{x^3}{6\,l\,R} \qquad 73\,a)$$

Na podstawie powyższych uwag otrzymujemy dla wymienionych typów kolei następujące tabelki, pomocne przy wytyczeniu krzywych przejściowych.

Tabele krzywych przejściowych.

1. Koleje główne pierwszorzędne.

$v = 100\,^{km}/_{g}$ $\quad h\,^{m}/_{m} = 600 \cdot \frac{v^{km}/_{g}}{R^m}$

$i = 1000$

R^m	$h\,^{m}/_{m}$	l^m	$e\,^{m}/_{m}$	$v\,^{m}/_{m}$	$z_o{}^m$
1000	60	60·0	600	150	20·00
1100	55	55·0	458	115	18·33
1200	50	50·0	347	87	16·67
1300	46	46·0	271	68	15·33
1400	43	43·0	220	55	14·33
1500	40	40·0	178	44	13·33
1600	38	38·0	150	38	12·67
1800	33	33·0	101	25	11·00
2000	30	30·0	75	18	10·00
2500	24	24·0	38	10	8·00
3000	20	20·0	22	6	6·67

2. Koleje główne drugorzędne z ruchem pośpiesznym.

$v = 80\,^{km}/_{g}$ $\quad h\,^{m}/_{m} = 600 \cdot \frac{v^{km}/_{g}}{R^m}$

$i = 600$

R^m	$h\,^{m}/_{m}$	l^m	$e\,^{m}/_{m}$	$v\,^{m}/_{m}$	$z_o{}^m$
500	96	57·6	1106	277	19·2
600	80	48·0	640	160	16·0
700	69	41·4	408	102	13·8
800	60	36·0	270	68	12·0
900	53	31·8	187	47	10·6
1000	48	28·8	138	35	9·6
1200	40	24·0	80	20	8·0
1500	32	19·2	41	10	6·4
2000	24	14·4	17	4	4·8

3. Koleje główne drugorzędne bez ruchu pośpiesznego.

$v = 50\,^{km}/_{g}$ $\quad h\,^{m}/_{m} = 11{\cdot}8\,\frac{(v^{km}/_{g})^2}{R^m}$

$i = 400$

R^m	$h\,^{m}/_{m}$	l^m	$e\,^{m}/_{m}$	$v\,^{m}/_{m}$	$z_o{}^m$
250	118	47·2	1485	371	15·73
300	98	39·2	854	214	13·07
400	74	29·6	365	91	9·87
500	59	23·6	185	46	7·87
600	49	19·6	107	27	6·53
800	37	14·8	46	12	4·93
1000	30	12·0	24	6	4·00

4. Koleje lokalne normalnotorowe.

$v = 40\,^{km}/_{g}$ $\quad h\,^{m}/_{m} = 11{\cdot}8\,\frac{(v^{km}/_{g})^2}{R^m}$

$i = 300$

R^m	$h\,^{m}/_{m}$	l^m	$e\,^{m}/_{m}$	$v\,^{m}/_{m}$	$z_o{}^m$
150	126	37·8	1588	397	12·6
180	105	31·5	919	230	10·5
200	94	28·2	663	166	9·4
250	76	22·8	347	87	7·6
300	63	18·9	198	49	6·3
400	47	14·1	83	21	4·7
500	38	11·4	43	11	3·8
600	31	9·3	24	6	3·1

5a. Koleje o szerokości toru 1006 $^{m}/_{m}$.

$$v = 30\,^{km}/_{g} \quad h = 8{\cdot}0\,\frac{(v^{km}/_{g})^2}{R^m} \quad i = 300$$

R^m	$h^{m}/_{m}$	l^m	$e^{m}/_{m}$	$v^{m}/_{m}$	$z_o{}^m$
50	144	43·2	6221	1555	14·4
60	120	36·0	3600	900	12·0
70	103	30·9	2273	568	10·3
80	90	27·0	1518	379	9·0
100	72	21·6	778	195	7·2
120	60	18·0	450	112	6·0
150	48	14·4	230	58	4·8
180	40	12·0	133	33	4·0
200	36	0·8	97	24	3·6
250	29	8·7	50	12	2·9

5b. Koleje o szerokości toru 750 $^{m}/_{m}$.

$$v = 25\,^{km}/_{g} \quad h = 5{\cdot}9\,\frac{(v^{km}/_{g})^2}{R^m} \quad i = 300$$

R^m	$h^{m}/_{m}$	l^m	$e^{m}/_{m}$	$v^{m}/_{m}$	$z_o{}^m$
40	92	27·6	3174	794	9·2
50	74	22·2	1643	411	7·4
60	61	18·3	930	232	6·1
70	53	15·9	602	150	5·3
80	46	13·8	397	99	4·6
100	37	11·1	205	51	3·7
120	31	9·3	120	30	3·1
150	25	7·5	62	15	2·5

5c. Koleje o szerokości toru 600 $^{m}/_{m}$.

$$v = 20\,^{km}/_{g} \quad h = 4{\cdot}7\,\frac{(v^{km}/_{g})^2}{R^m} \quad i = 300$$

R^m	$h^{m}/_{m}$	l^m	$e^{m}/_{m}$	$v^{m}/_{m}$	$z_o{}^m$
30	63	18·9	1985	496	6·3
40	47	14·1	828	207	4·7
50	38	11·4	433	108	3·8
60	31	9·3	240	60	3·1
70	27	8·1	156	39	2·7
80	24	7·2	108	27	2·4
100	19	5·7	56	14	1·9

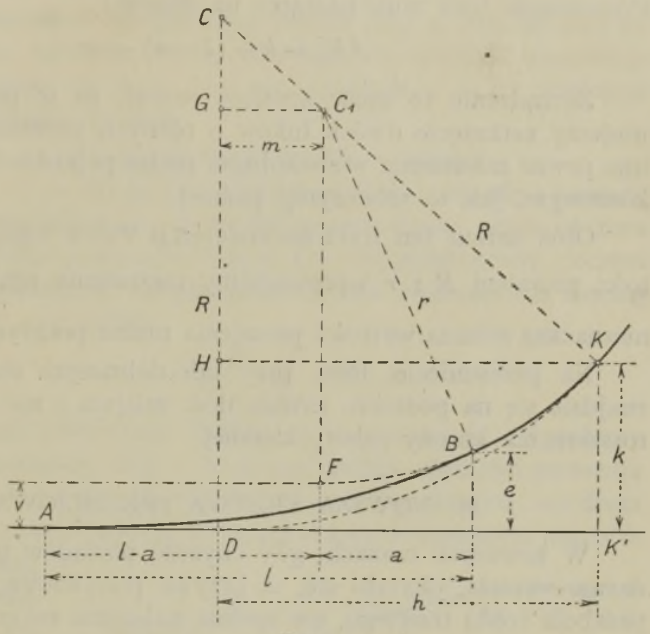
Dla luków o większych promieniach wypada krzywa przejściowa krótka i jej rzędna końcowa bardzo mała, tak, iż odchyłka takiej krzywej od łuku kołowego niema praktycznego znaczenia. Dla takich łuków nie stosujemy krzywych przejściowych, a zagubienie przechyłki toru następuje w prostych, przyczem pochylenie toku zewnętrznego należy przyjąć w wartości, odpowiadającej danemu typowi kolei.

Jak z powyższej tabeli widzimy, takiemi praktycznie największemi promieniami, dla których jeszcze zastosujemy krzywe przejściowe są: dla typu 1) 3000 *m*, dla typu 2) 2000 *m*, dla typu 3) 1000 *m*, dla typu 4) 600 *m*, wreszcie dla typu 5a), b) i c) promienie 250, 150 względnie 100 *m*.

37. WŁĄCZENIE KRZYWEJ PRZEJŚCIOWEJ W TOR ISTNIEJĄCY, UŁOŻONY BEZ TYCH KRZYWYCH.

Z pośród wielu sposobów postępowania najwłaściwszy jest następujący:

Celem uzyskania przesunięcia stycznej o wymiar v, niezbędny dla włączenia krzywej przejściowej, zmniejszamy na pewnej długości istniejącą wielkość promienia łuku z wartości R na r. Otrzymamy wówczas układ, przedstawiony na rys. 50. Dla obranego promienia r obliczamy potrzebne dla krzywej przejściowej ilości l, a, v i e.



Rys. 50.

Do określenia położenia krzywej przejściowej względem danego na szlaku punktu styczności D, obliczamy wymiar m z trójkąta CC_1 G i otrzymujemy:

$$C_1G = m = \sqrt{(R-r)^2 - (R-r-v)^2} = \sqrt{2v(R-r) - v^2} \qquad 83)$$

Znając położenie punktu F, możemy krzywą przejściową AB oraz łuk BK bez trudności wytyczyć.

Współrzędne punktu K, w którym stykają się obydwa łuki, oznaczymy następująco:

$$h : C_1G = R : CC_1$$

a stąd

$$h = \frac{C_1G \times R}{CC_1} = \frac{m \cdot R}{R-r} \qquad 84)$$

Podobnie otrzymamy: $k = R - CH$, zaś $CH : R = CG : CC_1$

czyli $$CH : R = (R-r-v) : (R-r)$$

zatem $$CH = \frac{R(R-r-v)}{R-r}$$

czyli $$k = R - \frac{R(R-r-v)}{R-r} = \frac{Rv}{R-r} \qquad 85)$$

Przesunięcie toru musi nastąpić na długości

$$AK' = h + (l-a) - m \qquad 86)$$

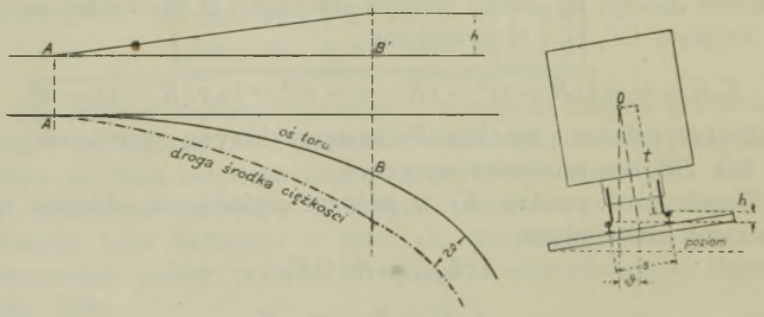
Zarządzenie to może spotkać zarzut, że w punkcie K otrzymujemy zetknięcie dwóch łuków o różnych promieniach, co wywołuje pewne zaburzenia w spokojnym ruchu pojazdów, właściwe łukom koszowym, jak to zobaczymy później.

Otóż zarzut ten traci na znaczeniu wobec tego, iż różnicę wartości promieni R i r wprowadzimy nieznaczną np. $r = \frac{19}{20} R$, a tak nieznaczna zmiana wartości promienia niema praktycznego znaczenia.

Na przesunięcie toru przy tak dobranym stosunku promieni znajdzie się na podtorzu zawsze dość miejsca i nie zajdzie potrzeba rozszerzania korony roboty ziemnej.

38. NOWSZA KRZYWA PRZEJŚCIOWA *).

W nowszych czasach, gdy chyżość pociągów pośpiesznych wydatnie wzrosła, okazało się, iż krzywa przejściowa, wykonana jako parabola rzędu trzeciego, nie spełnia należycie swego zadania. Mimo bardzo starannego utrzymania toru każdy wjazd do łuku połączony



Rys. 51.

jest przy większej chyżości jazdy z uderzeniami tem silniejszemi, im większa jest chyżość i im krótsza jest krzywa przejściowa.

*) Watorek. Übergangsbogen. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. 1907. Heft 10.

Objaw ten wystąpił szczególnie wybitnie podczas jazd próbnych elektrycznemi wozami motorowemi, przeprowadzonych przez Towarzystwo do badań nad szybkim ruchem elektrycznym na linji wojskowej między Marienfelde i Zossen koło Berlina w r. 1903, gdzie chyżość dochodziła do 210 $^{km}/_{g}$.

Przyczyna zaburzeń w spokojnej jeździe leży w tem, że krzywa przejściowa, jako parabola rzędu trzeciego, uwzględnia wprawdzie ciągłość w przebiegu osi toru, lecz nie uwzględnia jej w przebiegu drogi środka ciężkości pojazdu.

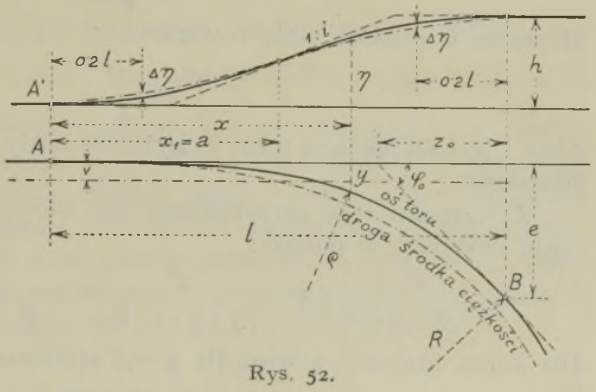
Przypatrzmy się kształtowi drogi środka ciężkości.

W punkcie A (rys. 51) zaczyna środek ciężkości pojazdu z powodu przechyłki toru wychylać się z pionowej, przechodzącej przez oś toru i wychylenie to rośnie przez całą długość krzywej przejściowej, poczem od jej końca w punkcie B tworzy droga środka ciężkości łuk równoległy do osi toru o wychyłce

$$\vartheta = \frac{h}{s} \cdot t$$

Ponieważ tok zewnętrzny tworzy w punktach A i B załomy w płaszczyźnie pionowej, więc i w drodze środka ciężkości powstają w tychże punktach załomy; pierwszy zwrócony wypukłością, zaś drugi wklęsłością ku stycznej i załomy te są przyczyną wstrząśnień pojazdu.

Chcąc uzyskać krzywą przejściową taką, aby obok osi toru i droga środka ciężkości była krzywą ciągłą, stale w stronę łuku skręcającą i zmieniającą swój promień krzywizny od nieskończoności do wartości promienia łuku R, należy przechyłce toru w toku zewnętrznym nadać kształt odpowiedni.



Rys. 52.

Dla oznaczeń, jak na rys. 52, otrzymujemy dla krzywej przechyłki toru następujące warunki:

1. Na początku krzywej przechyłki (w punkcie A'), a więc dla $x = o$ ma:
   a) przechyłka toru posiadać wartość równą zeru;
   b) styczna do krzywej przechyłki przebiegać poziomo;

c) promień krzywizny krzywej przechyłki być nieskończenie wielkim, aby taką wartość uzyskał w tymże punkcie promień krzywizny drogi środka ciężkości.

2. Dla pewnej wartości $x = x_1$ ma:
   a) styczna do krzywej przechyłki przybrać określone pochylenie względem poziomej $1 : i$, a to z uwagi na wichrowatość toków;
   b) krzywa przechyłki otrzymać punkt przegięcia.
3. Na końcu krzywej (w punkcie B), a więc dla $x = l$ ma:
   a) przechyłka toru uzyskać wartość, odpowiadającą promieniowi łuku R;
   b) styczna do krzywej przechyłki przebiegać poziomo;
   c) promień krzywizny krzywej przechyłki być nieskończenie wielkim z powodów, jak pod 1 c).

Warunki powyższe doprowadzają do równania krzywej przechyłki toru, jako paraboli rzędu piątego w postaci

$$\eta = \frac{2^{10}}{3^3 \cdot 5^2 \cdot i^3 \cdot h^2}\left(x^3 - \frac{2^2}{5\,i\,h}x^4 + \frac{2^6}{3 \cdot 5^3 \cdot i^2 \cdot h^2}x^5\right) \qquad 87)$$

Równanie osi toru otrzymamy z warunku, że w każdym punkcie krzywej ma jej promień krzywizny ϱ odpowiadać wielkości przechyłki, a więc

$$\eta = \frac{C}{\varrho}$$

przyczem C oznacza stałą o wartości

$$C = \frac{s\,v^2}{g} \qquad 88)$$

gdzie s jest szerokością toru, v chyżością jazdy, a g przyśpieszeniem ziemskiem.

Z warunku tego otrzymujemy dla osi toru równanie paraboli rzędu siódmego w postaci:

$$y = \frac{2^8}{3^3 \cdot 5^2 \cdot C\,i^3 h^2}\left(x^5 - \frac{2^5}{3 \cdot 5 \cdot i \cdot h}x^6 + \frac{2^7}{3^2 \cdot 5^2 \cdot 7 \cdot i^2 \cdot h^2}x^7\right) \qquad 89)$$

Dla końca krzywej, a więc dla $x = l$ otrzymujemy dla osi toru:

$$tang\,\varphi_o = \frac{3 \cdot 5 \cdot i \cdot h^2}{2^4 \cdot C} = \frac{l}{2R} \qquad 90)$$

$$e = \frac{3^2 \cdot 5^2 \cdot i^2 \cdot h^3}{7 \cdot 2^6 \cdot C} = \frac{l^2}{7R} \qquad 91)$$

$$x_1 = a = \frac{l}{2} \qquad 92)$$

$$v = \frac{e}{8} \qquad 93)$$

$$z_0 = \frac{2}{7} l \qquad 94)$$

a wreszcie $$l = \frac{15}{8} i h \qquad 95)$$

Punkt przegięcia krzywej przechyłki wypada w środku długości krzywej; rzędna osi toru wynosi w tymże punkcie

$$y_{l/2} = \frac{v}{2} = \frac{e}{16} \qquad 96)$$

a promień krzywizny $$\varrho_{l/2} = 2R \qquad 97)$$

Równanie drogi środka ciężkości otrzymamy z warunku:

$$\zeta = y + \frac{t}{s} \cdot \eta$$

Droga środka ciężkości jest krzywą paraboliczną rzędu 7-go, przechodzącą podobnie, jak krzywa osi toru, stycznie w prostą w punkcie A, posiada na początku promień krzywizny nieskończenie wielki, w połowie długości promień, równy promieniowi osi toru $\varrho = 2R$, a na końcu promień równy R. Styczna na jej końcu jest równoległa do stycznej osi toru, czyli droga środka ciężkości zachowuje pożądaną ciągłość, podobnie jak oś toru.

W ogólności promienie krzywizny obu krzywych są różne, z wyjątkiem punktów dla $x = o, \frac{l}{2}$ i l, a mianowicie krzywizna drogi środka ciężkości jest w pierwszej połowie krzywej ostrzejsza, a w drugiej łagodniejsza od krzywizny osi toru. Różnice promieni krzywizny obu krzywych powodują różnicę między rzeczywistą przechyłką, odpowiadającą krzywiźnie osi toru, a przechyłką, która powinna odpowiadać krzywiźnie drogi środka ciężkości. Na rysunku 52 mamy te różnice przechyłek uwidocznione, przyczem największe odchyłki przypadają w przybliżeniu dla $x = 0{\cdot}2\,l$ i $0{\cdot}8\,l$ i wynoszą

$$\Delta\eta = \frac{2^{10} \cdot C \cdot t}{5^4 \cdot s \cdot i^2 \cdot h} = \frac{2^{10} \cdot R \cdot t}{5^4 \cdot s \cdot i^2} \qquad 98)$$

Z wzoru 98) znajdziemy

$$i = 1{\cdot}28 \sqrt{\frac{t \cdot R}{s \cdot \Delta\eta}} \qquad 99)$$

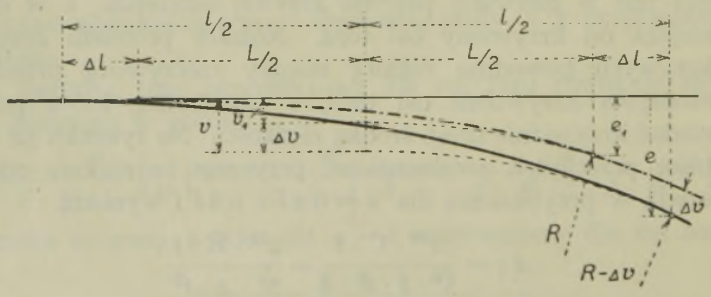
Z wzoru 99) możemy wyznaczyć dla każdego promienia krzywizny pochylenie i, odpowiadające przyjętej wartości na $\Delta\eta$.

Im $\Delta\eta$ większe, tem mniejsze i, a więc tem krótsza krzywa przejściowa. Dopuszczalną wartość dla $\Delta\eta$ można oznaczyć doświadczalnie, jednak zbytnie ograniczanie tej wartości nie byłoby celowe, natomiast zwiększenie pochylenia i musi doznać ograniczenia z uwagi na wichrowatość toków.

Dla porównania zestawiamy tabelkę najważniejszych wymiarów nowszej krzywej przejściowej dla kolei głównych pierwszorzędnych z zachowaniem przechyłki toru, liczonej podług wzoru: $h\ ^{m}/_{m} = 600\frac{v^{2}\ ^{km}/_{g}}{R^{m}}$, stałego pochylenia $i = 1000$, chyżości jazdy $v = 100\ ^{km}/_{g}$ i wzniesienia $t = 1{\cdot}8\ m$.

R^m	$h\ ^m/_m$	l^m	$e\ ^m/_m$	$v\ ^m/_m$	$z_o{}^m$	$\Delta\eta_i\ ^m/_m$
1000	60	112·500	1808	226	32·143	2·0
1100	55	103·125	1375	172	29·464	2·2
1200	50	93·750	1046	131	26·786	2·4
1300	46	86·250	817	102	24·643	2·6
1400	43	80·625	663	83	23·036	2·8
1500	40	75·000	536	67	21·429	3·0
1600	38	71·250	453	57	20·357	3·2
1800	33	61·875	304	38	17·679	3·5
2000	30	56·250	226	28	16·071	3·9
2500	24	45·000	116	15	12·857	4·9
3000	20	37·500	67	8	10·714	5·9

Włączenie nowszej krzywej przejściowej zamiast krzywej dotychczasowej w istniejące tory uskutecznić można w ten sposób, że styczne



Rys. 53.

główne i środki łuków pozostaną niezmienione. Dla takiego przyjęcia trzeba promień łuku zmniejszyć o wymiar Δv, a wówczas otrzymamy układ, uwidoczniony na rys. 53, w którym linja kreskowana przedstawia krzywą istniejącą, a linja pełna krzywą nowszą.

Przy pomocy wzorów 75a), 79), 91) i 93) otrzymujemy:

$$\Delta v = v - v_1 = \frac{1}{8R}\left(\frac{l^2}{7} - \frac{L^2}{3}\right) \qquad 100)$$

oraz

$$\Delta l = \tfrac{1}{2}(l - L) \qquad 101)$$

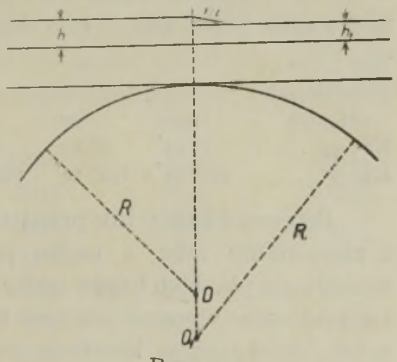
Wzorami 100) i 101) jest położenie krzywej przejściowej i przynależnego łuku zupełnie ustalone. Dla wartości L i l, oraz v i v_1 wyznaczonych w powyższych tabelach otrzymujemy

dla R =	1000,	1100,	1200,	1300,	1400,	1500 m
Δl =	26·250,	24·062,	21·875,	20·125,	18·812,	17·500 m
Δv =	76,	57,	44,	34,	28,	23 $^m/_m$
dla R =	1600,	1800,	2000,	2500,	3000 m	
Δl =	16·625,	14·437,	13·125,	10·500,	8·750 m	
Δv =	19,	13,	10,	5,	3 $^m/_m$	

Z zestawienia tego widzimy, iż przesunięcia toru Δv są bardzo małe i dadzą się uskutecznić bez trudności na istniejącem podtorzu, a zmniejszenie promienia krzywizny o Δv niema praktycznego znaczenia. Potrzebna długość Δl, o którą przesunąć trzeba początek krzywej przejściowej w prostą, znajdzie się zawsze tem więcej, że przy takiem urobieniu przechyłki można prostą między początkami krzywych przejściowych sąsiednich łuków odwrotnych bez obawy skrócić, a nawet zupełnie pominąć, jak to zresztą uczyniły P. P. M. żądające wstawienia przy trasowaniu między odwrotne łuki prostej o długości co najmniej dostatecznej do umieszczenia krzywych przejściowych.

39. ŁUKI KOSZOWE.

Stosunki terenowe nie pozwalają niekiedy na ułożenie łuku kołowego o stałym promieniu R, lecz zmuszają nas do złożenia go z dwóch lub więcej łuków o różnych promieniach. Łuk taki nazywamy *łukiem koszowym*. Ponieważ poszczególne łuki kołowe stykają się z sobą bez pośrednictwa prostej, a zatem posiadają w punkcie zetknięcia wspólną styczną, więc środki ich leżą na wspólnym promieniu w punkcie styczności (rys. 54). Zasadniczo powinno się unikać stosowania łuków koszowych na kolejach żelaznych, gdyż



Rys. 54.

nagła zmiana promienia krzywizny staje się powodem zaburzenia w ruchu pojazdów, a nadto zachodzi trudność w przeprowadzeniu przechyłki toru. Jeśli zachodzi konieczna potrzeba zastosowania łuku koszowego, jak np. w tunelach zwrotnych, natenczas należy starać się, aby zmiana wielkości promienia była nieznaczna, gdyż wówczas wymienione wyżej trudności doznają złagodzenia. Teoretycznie powinien w punkcie styczności powstać pionowy stopień w toku zewnętrznym, jeśli ma być dochowana proporcjonalność przechyłki do promienia krzywizny. W rzeczywistości urządzamy przejście zapomocą rampy o pochyleniu $1 : i$, ułożonej całkowicie w łuku o promieniu większym. Co do wielkości pochylenia $1 : i$ obowiązują te same prawidła, co przy przechyłkach na początku łuku.

P. P. M. postanawiają, że przejście między łukami zgodnie skierowanemi o znacznej różnicy promieni należy złagodzić zapomocą krzywej przejściowej.

40. ŁUKI O MAŁYCH KĄTACH ŚRODKOWYCH.

Przy łukach płaskich, których kąt wierzchołkowy zbliża się swą wartością do 180°, zdarzyć się może, zwłaszcza przy małych promieniach, że łuk wypada krótki i niema miejsca na ułożenie obustronnych krzywych przejściowych. W takim wypadku powstałby naprzeciw wierzchołka niedopuszczalny załom w osi toru. Wartość graniczną dla kąta środkowego stanowi podwójna wartość kąta φ_0, jaki styczna do krzywej przejściowej na jej końcu zawiera ze styczną główną, względnie wartość kąta wierzchołkowego $\beta = 180 - 2\,\varphi_0$.

Przy takim kącie czysty łuk zniknie zupełnie, a obustronne krzywe przejściowe stykać się będą swemi końcami.

Kąt ten wypada dla małych promieni dosyć znaczny, jak to widzimy z następującego zestawienia dla najmniejszych promieni przyjętych przez nas typów kolei:

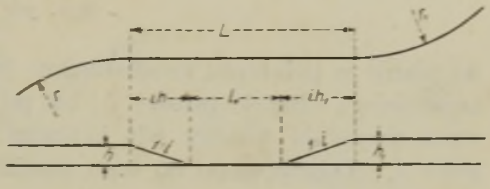
Typ kolei . .	1	2	3	4	5 a	5 b	5 c
Najmniejszy promień .	1000	500	250	150	50	40	30 *m*
Kąt φ_0 . . .	1° 43′	2° 53′	5° 24′	5° 29′	14° 2′	16° 2′	17° 29′
Kąt β . . .	176° 34′	174° 14′	169° 12′	169° 2′	151° 56′	147° 56′	145° 2′

Ponieważ każdy łuk przedstawia zwiększenie trudności w ułożeniu i utrzymaniu toru, a nadto powoduje zwiększenie oporów, należy stosowania płaskich łuków unikać. Mierne zwiększenie robót ziemnych, spowodowane wyprostowaniem trasy, opłaci się zawsze wobec oszczędności, uzyskanej w kosztach utrzymania i ruchu.

Jeśli z pewnych powodów ułożenie łuku płaskiego jest nieuniknione, należy stosować duże promienie, aby uniknąć potrzeby układania krzywych przejściowych i uzyskać zmniejszenie oporów ruchu.

41. PROSTE MIĘDZY ŁUKAMI.

O ile na drogach zwykłych mogą proste między łukami otrzymywać nieznaczne wymiary, a przy łukach o większych promieniach mogą nawet zupełnie odpaść, nie może długość ich na kolejach żelaznych zejść poniżej granicy, uwarunkowanej możliwością zagubienia przechyłki toru, która na początku i na końcu łuku powinna posiadać pełną wartość, oraz potrzebą uzyskania pewnej długości toru bez przechyłki dla łagodnego przeprowadzenia pojazdu z jednego pochylenia w drugie.



Rys. 55.

Badać należy odrębnie proste między łukami skierowanemi w odwrotną stronę *(łuki odwrotne)*, a łukami skręcającemi w tę samą stronę *(łuki zgodne)*, przyczem odróżnić należy przypadek łuków bez krzywych przejściowych i z krzywemi przejściowemi.

a) Łuki odwrotne.

α) bez krzywych przejściowych.

Jeśli promienie łuków wynoszą r i r_1, odpowiadające im przechyłki toru h i h_1, zaś pochylenie ramp przechyłkowych $1 : i$, natenczas całkowita potrzebna długość prostej między łukami wynosi podług rys. 55.

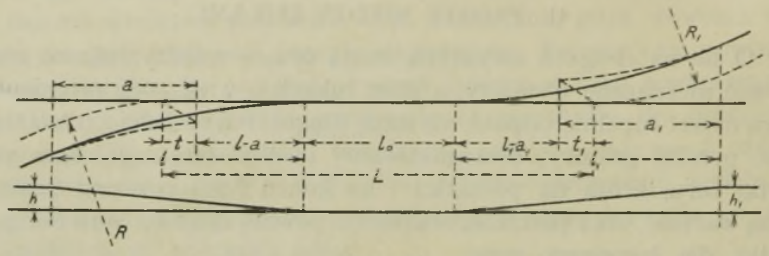
$$L = i\,(h + h_1) + l_o$$

N. Z. i Z. Z. ustalają najmniejszą długość l_o prostej między rampami dla przechyłki toru na 30 *m* dla kolei głównych pierwszorzędnych, zaś 10 *m* dla kolei głównych drugorzędnych oraz dla kolei lokalnych normalno- i wąskotorowych. P. P. M. dopuszczają zupełne pominięcie prostej l_o. Odpowiednio do tego otrzymujemy dla przyjętych przez nas pięciu typów kolei i dla najmniejszych promieni następujące zestawienie:

Typ kolei	min. R^m	przechyłka $h^m/_m$	i	l_o^m	L^m
1	1000	60	1000	30·0	150·0
2	500	96	600	10·0	125·2
3	250	118	400	10·0	104·4
4	150	126	300	10·0	85·6
5a	50	144	300	10·0	96·4
5b	40	92	300	10·0	65·2
5c	30	63	300	10·0	47·8

β) z krzywemi przejściowemi.

Na planie trasy kolejowej nie uwzględniamy krzywych przejściowych, które wytyczamy dopiero w polu, to też dla łuków kreślonych



Rys. 56.

na planie w położeniu kreskowanem (rys. 56), należy dochować taką najmniejszą długość prostej L, by po ułożeniu krzywych przejściowych pozostała między ich końcami prosta bez przechyłki o długości l_o. Odpowiednio do tego powinna długość prostej L wynosić co najmniej:

$$L = l_o + (l - a) + (l_1 - a_1) + t + t_1$$

Jeśli przyjmiemy w przybliżeniu $t = t_1 = 1{\cdot}0$ *m* otrzymamy dla naszych pięciu typów kolei następujące zestawienie dla najmniejszych dopuszczalnych promieni:

Typ kolei	min. R^m	$(l-a)^m$	t^m	l_o^m	L^m
1	1000	30·0	1·0	30·0	92·0
2	500	28·8	1·0	10·0	69·6
3	250	23·7	1·0	10·0	59·4
4	150	19·05	1·0	10·0	50·1
5a	50	23·37	1·0	10·0	58·7
5b	40	14·55	1·0	10·0	41·1
5c	30	9·90	1·0	10·0	31·8

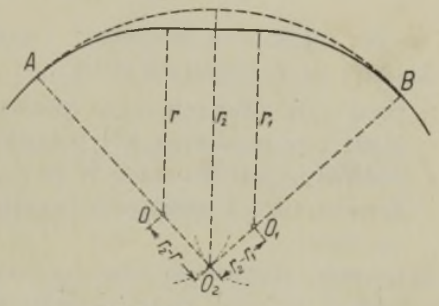
Porównując otrzymane tu wartości dla L z poprzedniemi, widzimy, że proste potrzebne między łukami z krzywemi przejściowemi są znacznie krótsze, niż dla łuków bez tychże krzywych. Obok innych korzyści, jakie przedstawia zastosowanie krzywych przejściowych jest to jeszcze jedna korzyść, występująca szczególnie wyraźnie w trudnych terenach górskich, gdzie skrócenie prostych między odwrotnemi łukami pozwala na lepsze przystosowanie trasy do terenu, a więc na zmniejszenie robót ziemnych, względnie na bardzo pożądane zwiększenie promieni łuków.

Na dochowanie potrzebnych długości prostych między łukami należy przy projektowaniu trasy zwracać baczną uwagę.

Uwaga. Gdybyśmy zgodnie z postanowieniami P. P. M. wprowadzili $l_o = 0$, natenczas należałoby wartości dla L w obu powyższych zestawieniach zmniejszyć o tę długość l_o, a więc o 30 względnie 10 *m*.

b) Łuki zgodne.

Dla takiego następstwa łuków możnaby dla prostej pośredniej L zastosować te same reguły, co dla łuków odwrotnych, jednak z uwagi na to, iż mamy tu do czynienia z przechyłką toru obydwóch łuków, występującą w tym samym toku, stają się krótkie proste bardzo niesposobne dla ruchu ze względu na poprzeczne wahnienia pojazdów. Z tego powodu przyjąć należy jako regułę żądanie, aby proste między łukami zgodnemi były jak najdłuższe. P. P. M. zalecają unikanie krótkich wstawek prostych między łukami zgodnie skierowanemi.



Rys. 57.

Jeśli przy układaniu trasy wypada taka krótka prosta, natenczas lepiej jest zastąpić ją łukiem koszowym.

W tym celu obieramy promień r_2 nieco większy od r i r_1 (rys. 57) i różnicą $r_2 - r$ zataczamy łuk ze środka O, zaś różnicą $r_2 - r_1$ łuk ze środka O_1. Przecięcie tych łuków daje środek O_2 dla łuku r_2, zaś przedłużone proste OO_2 i O_1O_2 wskazują punkty zetknięcia A i B łuku koszowego.

Ponieważ łuki koszowe są dla trasy niepożądane i należy ich z reguły unikać, lepiej jest dwa łuki z krótką prostą między niemi zastąpić jednym łukiem o większym promieniu, jeśli przez to robót ziemnych nadmiernie nie zwiększymy.

Jeśli z jakichś powodów krótka prosta musi być ułożona między łukami zgodnemi, natenczas celem zmniejszenia niedogodności przejazdu należy i w prostej pozostawić przechyłkę toru. N. Z. zalecają przeprowadzenie przechyłki przez prostą, jeśli między rampami przechyłkowemi dwóch łuków zgodnych, pozostaje prosta krótsza niż 30 *m*.

ROZDZIAŁ V.

BUDOWA TORU KOLEJOWEGO.

42. CZĘŚCI SKŁADOWE NAWIERZCHNI.

Na całość *toru kolejowego*, zwanego także *nawierzchnią kolejową*, składają się następujące elementy:

1. *para szyn*, zwanych także *tokami*, służąca do bezpośredniego dźwigania i prowadzenia kół pojazdów;
2. *podkłady*, pośredniczące w przenoszeniu obciążeń z szyn na fundament toru i ustalające wzajemne położenie szyn względem osi toru;
3. *łączniki*, służące do wiązania szyn między sobą i z podkładami;
4. *podłoże żwirowe*, zwane krótko *żwirówką*, stanowiące fundament dla toru i służące do ujednostajnienia rozkładu ciśnienia na *podtorze*.

Szyny wykonuje się obecnie wyłącznie ze stali; podkłady mogą być drewniane, żelazne, lub wykonane z innych materjałów, przyczem zauważyć należy, że drzewo i żelazo są obecnie w powszechnem użyciu, natomiast zastosowanie innych materjałów jest dotychczas bardzo ograniczone.

Ponieważ materjał podkładów charakteryzuje nawierzchnię, dlatego tor, ułożony na podkładach drewnianych, nazywamy krótko *nawierzchnią drewnianą*, a tor ułożony na podkładach żelaznych *nawierzchnią żelazną*.

Podparcie szyn podkładami może być rozmaite; albo układamy podkłady poprzecznie, prostopadle do osi toru i nazywamy je wówczas *podkładami poprzecznemi*, a nawierzchnię taką, *nawierzchnią poprzeczną;* albo podpieramy szyny belkami podłużnemi wzdłuż całej ich długości, a wtedy mamy do czynienia z *podkładami podłużnemi* i z *nawierzchnią podłużną;* lub wreszcie podpieramy każdą szynę osobnemi klockami, a wtedy mamy do czynienia z *nawierzchnią na podporach odosobnionych*.

43. SZYNA.

A) Materjał i sposób fabrykacji.

Początkowo wyrabiano szyny prawie wyłącznie z żelaza spawalnego; dopiero z chwilą wynalezienia sposobu masowej fabrykacji stali zlewnej, znalazł ten materjał powszechne zastosowanie do wyrobu szyn, a to z powodu swej znacznej wytrzymałości i sprężystości.

Fabryczny wyrób szyn posiada przebieg następujący:

Roztopiony surowiec przelewa się do gruszki Thomasa lub Bessemera i tam następuje przedmuchanie go powietrzem w ciągu 10—15 minut celem oczyszczenia z domieszek jak siarka, fosfor, a głównie węgiel i dlatego proces ten nosi także nazwę odwęglania.

Systemy Thomasa i Bessemera różnią się głównie składem chemicznym zaprawy ogniotrwałej, którą wyłożone są gruszki. Skład tej zaprawy zależy od właściwości surowca. System Bessemera, zwany także systemem kwaśnym, wymaga, aby surowiec był ile możności wolny od fosforu, gdy przeciwnie system Thomasa, zwany zasadowym, stosowany jest do surowca, mającego znaczną domieszkę fosforu, a więc zastosowanie jednego lub drugiego systemu zależy od rodzaju rudy, jaką mamy do rozporządzenia.

Odmienny system fabrykacji stali stanowią piece płomienne Siemens-Martina. W piecach tych topi się surowiec z dodatkiem okruchów żelaza i oczyszcza przez kilka godzin przy bardzo wysokiej temperaturze. Dzięki długiemu okresowi oczyszczania jest czas na należyte dopilnowanie procesu oczyszczania przez badanie próbek metalu, wyjętych z pieca, i dlatego stal, tym sposobem otrzymywana, jest lepsza niż stal, wyrabiana poprzedniemi, tańszemi sposobami.

Oczyszczoną, płynną stal wylewa się z gruszki, względnie z pieca do form, a z nich po stężeniu na powierzchni do *dołów ogrzewanych*, w których stygnie do temperatury nieco niższej od punktu topliwości metalu. Przez ogrzanie dołów otrzymujemy jednostajne stygnięcie bloków stalowych, zwanych *ingotami*, w całej ich grubości. Ciężar jednego bloku wynosi zazwyczaj 2000—2400 *kg*. Ingoty, ostygnięte do temperatury białego żaru, przechodzą do walcowni, gdzie odbywa się proces wywalcowania szyny. Blok przebywa cały system walców, nabierając kolejno coraz dokładniej kształtu szyny i jako gotowy kształt opuszcza ostatni walec. Ważną rzeczą jest szybkość walcowania, aby temperatura materjału pozostała ile możności stała.

Z jednego bloku otrzymujemy taśmę o długości 2—3 szyn, którą się tnie na części, odpowiadające żądanej długości szyny. Pocięte szyny prostuje się na gorąco przez obracanie i uderzenia drewnianemi

młotami, poczem następuje stygnięcie szyn na prawidłach wypukłego kształtu. Ponieważ materjał główki przy stygnięciu silniej się kurczy niż materjał stopki, więc przy odpowiednio dobranej strzałce wypukłości prawidła otrzymujemy szynę prostą.

Następuje ścięcie krawędzi główki na czołach szyn, przyczem sprawdza się i ewentualnie poprawia długość szyny i wygładza czoła do prostopadłości względem osi podłużnej szyny. Następnie wierci się na obu końcach otwory na śruby stykowe, a wreszcie ścina się zadziory i ostre krawędzie, pozostałe po walcowaniu. Na każdej szynie wybija ostatni walec markę fabryki.

Gotowy wyrób każdej partji szyn poddaje się próbom i cały wyrób się odrzuca, jeśli pewien procent (10%) nie odpowie wymaganiom próby.

Stal szynowa powinna posiadać odpowiednią wytrzymałość na zginanie i na uderzenia, oraz na ścieranie, a więc obok znacznego współczynnika wytrzymałości na zginanie, posiadać powinna odpowiednią twardość i ciągliwość. Takie własności posiada stal możliwie czysta i posiadająca strukturę jednorodną. Mechaniczne próby przeprowadza się na ciągnienie, zginanie przy obciążeniu spokojnem i przy uderzeniu i na ciśnienie. Do prób na ciągnienie wycina się z główki szyny pręt o przepisanych wymiarach (20 $^{m}/_{m}$ średnicy przekroju i 200 $^{m}/_{m}$ długi) i określa się natężenie, oraz zwężenie przekroju w chwili przerwania pręta. Zazwyczaj żądana jest wytrzymałość 60—70 $^{kg}/_{mm^2}$ przy równoczesnem zwężeniu przekroju 10—12%. Do prób na uderzenie umieszcza się kawałki szyny na podporach o określonej rozpiętości (1 *m*) i uderza się w nie babą o unormowanym ciężarze, spadającą z przepisanej wysokości. Szyna musi wytrzymać pewną ilość uderzeń i wykazywać żądaną strzałkę ugięcia w chwili złamania. (Praca pierwszego uderzenia wynosi 1200—3000 *kgm*, zależnie od wysokości przekroju szyny, oraz następnych uderzeń o sile 1200 *kgm* tak długo, aż szyna 130 $^{m}/_{m}$ wysoka ugnie się bez złamania o 110 $^{m}/_{m}$). Taki sam próbny kawałek powinien udźwigać ciężar 17—25 tonn bez ugięcia stałego, a 30—50 tonn bez pęknięcia i złamania. Próby na ciśnienie mają na celu stwierdzenie twardości górnej powierzchni główki. Kulka stalowa 19 $^{m}/_{m}$ średnicy nie powinna pod obciążeniem 50 tonn wcisnąć się w główkę szyny więcej, jak 3·0 do 5·5 $^{m}/_{m}$. Oprócz prób mechanicznych stosuje się badanie chemiczne i mikroskopowe kawałków próbnych.

Dobry wyrób powinien wykazywać jednostajność wymiarów przekroju szyny i każdy zarząd kolejowy określa dopuszczalną wielkość odchyłek od wymiarów normalnych.

Szczególnie ważną rzeczą dla dobroci wyrobu jest staranność wykonania i dlatego zarząd kolejowy, zamawiający szyny w fabryce, wysyła tam swego inżyniera do nadzoru całej fabrykacji, do przeprowadzenia prób i do odbioru szyn. Szyny odrzucone otrzymują ścięcie marki firmy, jako znak odrzucenia.

B) Długość szyny.

Aby dojść do odpowiednich wniosków co do najwłaściwszej długości szyn, należy rozważyć czynniki przemawiające za i przeciw zwiększeniu tej długości.

Za możliwie wielką długością szyny przemawiają:

a) Zmniejszenie ilości styków. Styk jest dotychczas najsłabszym punktem nawierzchni, a zaburzenia w ruchu pojazdów przy przejeździe przez styk wpływają niszcząco na tor i na pojazdy i powodują zwiększenie oporów ruchu, a tem samem zwiększają koszta utrzymania toru i koszta ruchu.

b) Długie szyny zwiększają stałość toru, gdyż mniej się uginają, a tem samem ułatwiają prawidłowe utrzymanie toru.

Przeciw wielkim długościom przemawiają:

a) Wielkość szpar stykowych. Szyna zmienia swą długość pod wpływem zmian temperatury, wskutek czego nie stykamy szyn czołami przy układaniu toru, ale pozostawiamy między niemi szparę o takim wymiarze, aby przy najwyższej temperaturze znalazła szyna dość miejsca na zwiększenie swej długości. Dla długości szyny l^m i temperatury t^o wynosi potrzebna wielkość szpary stykowej

$$\delta^m/_m = 0{\cdot}011\ l^m\ (t^o_{max} - t^o_{min}) \qquad 102)$$

Jeśli dla naszych stosunków przyjmiemy najwyższą temperaturę $+50^0$ C zaś najniższą -40^0 C, otrzymamy w przybliżeniu

$$\delta^m/_m = l^m \qquad 102\ a)$$

W tunelach wynosi największa różnica temperatury 30—35° C, a więc dla tego przypadku można przyjąć

$$\delta^m/_m = 0{\cdot}4\ l^m \qquad 102\ b)$$

Przyjmując, iż wielkość szpary stykowej nie powinna przekraczać 20 $^m/_m$ i że przy najwyższej temperaturze powinna jeszcze pozostać szpara o wymiarze 4—5 $^m/_m$, otrzymamy dla naszych stosunków dopuszczalną długość szyny 15—16 *m*.

b) Uszkodzenie szyny w jednem miejscu zmusza nas do jej usunięcia z toru. Im szyna dłuższa, tem większa jest strata materjału szyny przy wymianie.

c) długie szyny utrudniają manipulację przy dowozie i przy układaniu toru z powodu dużego ciężaru i zbyt małej sztywności.

Mimo wymienionych niedogodności, związanych z długiemi szynami, jest żądanie zmniejszenia ilości styków tak wybitne, iż istnieje dążność do zwiększenia długości w granicach, dozwolonych wymiarem szpar stykowych. Podczas gdy dawniej stosowano długości 6, 7 i 7·5 *m*, mamy obecnie szyny o długości 12, 15, 18, a nawet 20 *m*. Ostatnie dwie długości stosowane są tam, gdzie zmiany temperatury są mniejsze, a więc np. w krytych halach większych dworców, a szczególnie w tunelach. N. Z. zalecają stosowanie szyn co najmniej 9 *m* długich, a wogóle dochodzących do 20 *m* długości.

Obok szyn o długości normalnej zachodzi potrzeba wyrobu szyn nieco krótszych, t. zw. *szyn skróconych*, a to celem odpowiedniego układu toru w łukach. Układ taki wymaga, aby styki obu toków znajdowały się na prostopadłej do osi toru. Ponieważ w łuku tok zewnętrzny jest dłuższy od wewnętrznego, należałoby każdą szynę toku wewnętrznego skrócić o pewien wymiar, zależny od wielkości promienia, czyli musielibyśmy zastosować tyle skróceń, ile różnych promieni łuków posiada dana linja kolejowa. Żądanie takie jest oczywiście trudne do spełnienia i dlatego ograniczamy się do kilku typów skróceń, poczem układamy tor tak, aby odchyłki styków od prostopadłej do osi toru nie przekroczyły dozwolonego wymiaru.

Jeśli oznaczymy literą l normalną długość szyny, stosowaną w toku zewnętrznym, zaś literą l_1 odpowiednią długość toku wewnętrznego, to dla promienia łuku R, szerokości toru s i kąta środkowego α, odpowiadającego długości toku zewnętrznego l otrzymamy:

$$l = \left(R + \frac{s}{2}\right) arc\,\alpha; \quad l_1 = \left(R - \frac{s}{2}\right) arc\,\alpha$$

Z pierwszego wyrażenia otrzymujemy

$$arc\,\alpha = \frac{l}{R + \frac{s}{2}}$$

więc

$$l_1 = \frac{R - \frac{s}{2}}{R + \frac{s}{2}} \cdot l = \frac{2R - s}{2R + s} \cdot l$$

oraz $l - l_1 = l\left(1 - \frac{2R - s}{2R + s}\right) = \frac{2sl}{2R + s}$, a w przybliżeniu

$$l - l_1 = \frac{s \cdot l}{R}$$

Jeśli dana różnica długości szyny normalnej i skróconej wynosi λ, to jest ona n razy większa od skrócenia, odpowiadającego jednej szynie, przyczem

$$n = \frac{\lambda}{l - l_1} = \frac{\lambda \cdot R}{s \cdot l} \qquad 103)$$

czyli na każde n szyn toku zewnętrznego jedna szyna w toku wewnętrznym ma być skrócona np. dla $R = 1200\ m$, $\lambda = 5\ cm$ i $l = 12\ m$ otrzymamy

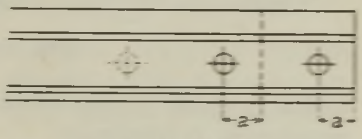
$$n = \frac{0{\cdot}05 \times 1200}{1{\cdot}5 \times 12} = \frac{10}{3}$$

czyli na 10 szyn toku zewnętrznego należy użyć w toku wewnętrznym 7 szyn normalnych i 3 skrócone.

Układanie szyn w torze uskuteczniamy w ten sposób, że wchodząc z prostej do łuku, układamy w toku wewnętrznym szyny o długości normalnej tak długo, aż wychylenie styku wprzód od prostopadłej wyniesie $\frac{\lambda}{2}$. Wkładając szynę skróconą cofamy styk o $\frac{\lambda}{2}$ wstecz od prostopadłej do osi toru, poczem znów kładziemy szyny normalne i t. d. Niewyrównaną pozostałość przy przejściu z łuku do prostej zagubiamy w prostej, zwiększając nieco szpary stykowe. W powyższym przykładzie będzie co trzecia szyna skrócona.

Przy długich szynach stosujemy 2 do 3 wymiarów skróceń, aby je dobierać odpowiednio do wielkości promieni łuków i nie mieć zbyt wielkiej ilości szyn skróconych. Przy zamawianiu szyn należy podać wielkość żądanych skróceń i ilość potrzebnych szyn skróconych. Szyny te znaczy się osobno, malując np. ich końce białą lub czerwoną farbą, aby je można było łatwo odróżnić od szyn normalnych przy rozdziale na szlaku. Inżynier zamawiający szyny musi oczywiście obliczyć potrzebną ilość szyn skróconych podług podanych zasad.

O ile nie mamy szyn skróconych gotowych, musimy je sporządzić na miejscu przez obcięcie szyn normalnych. Cięcie takie uskutecznia się najlepiej przy użyciu piły ręcznej lub maszynowej, poczem czoło szyny wygładza się, a otwory na śruby stykowe wierci specjalnym świdrem. W tym wypadku należy skrócenie przyjmować takie, aby odstęp a otworu od końca szyny był dochowany (rys. 58).

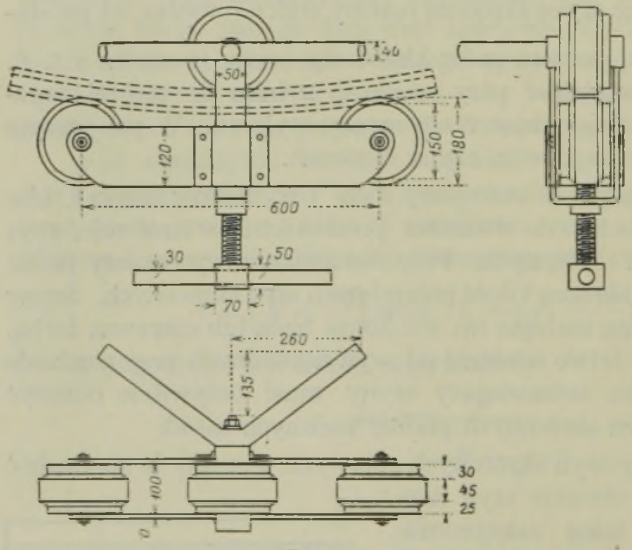


Rys. 58.

C) Gięcie szyn.

Szyny przeznaczone dla łuków powinny być przed ułożeniem w torze wygięte odpowiednio do pożądanej strzałki. Przy dawniejszych szynach krótkich i sztywnych przeprowadzano sztuczne wyginanie powszechnie. Obecnie używamy szyn długich i bardzo sprężystych, które można układać w łukach o większym promieniu bez poprzedniego wygięcia, a pożądaną strzałkę uzyskujemy przy gwożdżeniu, wyginając szynę zapomocą drąga, po przytwierdzeniu jej do podkładów stykowych.

Dla łuków o małym promieniu sposobu tego zalecać nie można, gdyż przy większej strzałce wygięcia powstają w szynie znaczne natężenia dodatkowe. Skibiński ustawił wzory do wyznaczenia tych natężeń*) i na przykładzie wykazał, że szyna kolei wąskotorowej 8 *m* długa osiąga natężenia dodatkowe, wynoszące w środku szyny 1031 i 2062 $^{kg}/_{cm^2}$ przy promieniu 100 i 50 *m*. Dla kolei głównych może to natężenie przy małym promieniu dojść do 500 $^{kg}/_{cm^2}$.



Rys. 59.

Celem uniknięcia tych niepożądanych natężeń dodatkowych należy i obecnie wyginać szyny przed ułożeniem, przynajmniej dla ostrzejszych łuków (dla kolei głównych przy promieniach od 300 *m*. wdół).

Najkorzystniej byłoby uskutecznić to wygięcie w walcowni na gorąco; można jednak przeprowadzić je na miejscu budowy przy użyciu urządzenia przenośnego.

Urządzenie takie przedstawia rys. 59. Składa się ono z trzech walców osadzonych w wspólnej ramie. Walec środkowy jest

*) Oest. Wochenschrift f. d. oeff. Baudienst 1913. Heft 12.

ruchomy, a nacisk jego na szynę, wywołany przyciągnięciem śruby, nadaje szynie pożądaną strzałkę wygięcia. Przyrząd ten używany jest do wyginania szyn na bukowińskich kolejach wąskotorowych.

Wyginanie szyn przez huśtanie lub rzucanie powinno być wzbronione, gdyż łatwo mogą przy tem powstać niedostrzegalne rysy, powodujące w następstwie pęknięcie szyny. Z tych samych powodów zaleca się ostrożność przy załadowywaniu szyn podczas transportu.

D) Kształt przekroju szyny.

Na wybór odpowiedniego kształtu przekroju szyny wywierają wpływ względy statyczne, względy ruchu i łatwości wyrobu. Względy statyczne podają ogólne wskazówki co do sposobu rozmieszczenia mas przekroju i stosunku wymiarów głównych, aby przy najmniejszości materjału uzyskać możliwie wielką wytrzymałość, natomiast względy ruchu decydują o wykształceniu szczegółów.

Szyna narażona jest na działanie znacznych sił pionowych, powinna zatem posiadać wielki moment bezwładności przekroju względem poziomej osi obojętnej. Warunek ten spełnimy, odsuwając masy przekroju możliwie najdalej od osi obojętnej, a więc wykształcamy silną główkę i stopkę i łączymy je cienką ścianką. Stal szynowa posiada jednakową granicę sprężystości dla ciągnień i ciśnień, więc w odpowiednio zbudowanym przekroju powinna oś obojętna połowić jego wysokość, przyczem ilość materjału nad i pod osią powinna być mniej więcej jednakowa, gdyż wtedy walcowanie dokonywa się prawidłowiej, materjał otrzymuje jednakową gęstość w całym przekroju i unika się szkodliwych natężeń skutkiem nierównomiernego stygnięcia. Należy jednak pamiętać, że główka szyny zużywa się pod wpływem ruchu i dlatego nowa szyna otrzymuje pewien nadmiar przekroju główki wobec stopki, aby po zużyciu stosunek ten nie był zbyt niekorzystny. Nowsze typy szerokostopowych szyn kolei europejskich otrzymują stosunek ilości materjału główki i stopki około 1·3; w typach amerykańskich stosunek ten zbliża się do 1·1.

Stare typy szyn posiadają główki stosunkowo wąskie a wysokie, gdyż liczono na możliwość wydatnego zużycia. Doświadczenie wykazało jednak, że szyny muszą być zazwyczaj prędzej z toru usunięte, nim zużycie ich osiągnie dozwoloną granicę. Zużycie szyny o 1 % następuje po przejściu 10 miljonów tonn brutta, zatem na linjach o średnim ruchu zużycie 10 % nastąpiłoby po 20—30 lat, a tak długo szyny w torze nie leżą choćby dlatego, że trzeba je z uwagi na rozwój

ruchu i w parze z tem idące zwiększenie obciążeń i chyżości, wymieniać na silniejsze. Prócz tego szeroka główka umożliwia uzyskanie szerokich powierzchni zetknięcia szyny z łubkiem w złączu stykowem, oraz ułatwia prawidłowe wywalcowanie szyny. Wreszcie doświadczenie wykazało, iż ze wzrostem szerokości główki zmniejsza się wzajemne ścieranie się szyn i obręczy kół. Wszystkie powyższe względy sprawiły, iż nowsze typy szyn otrzymują główki szerokie i stosunkowo niskie, przyczem stosunek wymiarów tych dochodzi obecnie do 1·7.

Szerokość główki waha w granicach od 51—72 $^{m}/_{m}$. N. Z. określają najmniejszy wymiar szerokości główki szyny dla kolei głównych na 57 $^{m}/_{m}$ a zalecają wymiar większy.

Obok sił pionowych pozostaje szyna pod działaniem znacznych sił poziomych, usiłujących szynę wywrócić i wywołujących natężenia tak w szynie, jak i w łącznikach. Stałość szyny z uwagi na wywrót, oraz zmniejszenie ciśnienia na podkłady, wymagają szerokiej stopki. Na kolejach amerykańskich spotykamy wymiar szerokości stopki prawie równy wysokości szyny, natomiast koleje europejskie wykazują stosunek tych wymiarów, wahający w granicach od 0·8 do 0·9. Stosunek ten uważać należy za odpowiedniejszy niż amerykański, gdyż dostateczną stałość szyny przeciw wywrotowi zapewniają łączniki, ciśnienie na podkład zmniejszyć można, stosując płyty podkładowe, a zwiększenie wysokości szyny kosztem szerokości stopki przy niezmiennej powierzchni przekroju podnosi wytrzymałość szyny z uwagi na siły pionowe. N. Z. zalecają dla kolei głównych stosowanie szyn co najmniej 125 $^{m}/_{m}$ wysokich przy równoczesnej szerokości stopki co najmniej 100 $^{m}/_{m}$, co odpowiada stosunkowi 0·8.

Grubość stopki nie powinna schodzić poniżej pewnej granicy w porównaniu z główką, gdyż w przeciwnym razie główka znacznie wolniej się ochładza przy walcowaniu, wskutek czego powstają w stopce szkodliwe natężenia, zaś krawędzie jej zahartowują się i tworzą się w nich drobniutkie rysy, dla oka niedostrzegalne, powodujące w następstwie pękanie szyny. Ze względu na to, oraz z uwagi na dostateczną wytrzymałość w miejscu przytrzymania szyny łącznikami, nie powinny krawędzie stopki być słabsze, niż 7—8 $^{m}/_{m}$.

Ścianka szyny narażona jest na ścinanie, skręcenie i wyboczenie, jednakowoż wymiary jej ze względu na te siły wypadają małe. Ze względu na proces walcowania i ze względów konstrukcyjnych stosujemy grubość ścianki szyn szerokostopowych kolei głównych

12—15 $^{m}/_{m}$, a przy stykach na nakładkę nawet 18 $^{m}/_{m}$, zaś dla kolei lokalnych 9—12 $^{m}/_{m}$.

Przejdźmy teraz do omówienia szczegółów kształtu przekroju. Dawniejsze typy szyn posiadały górną powierzchnię główki silnie wypukłą, okazało się jednak, iż wypukłość ta powodowała szybkie zużywanie się obręczy kół i dlatego obecnie stosujemy główki płaskie, a pewną nieznaczną wypukłość nadajemy im ze względu na łatwość walcowania oraz ze względu na to, iż obręcze kół otrzymują rychło pewne wgłębienie, więc przy nieco wypukłej główce uzyskujemy lepsze ich przyleganie do szyny. Wypukłość tę uskuteczniamy łukiem o promieniu 200—300 $^{m}/_{m}$. N. Z. zalecają główki płaskie albo wypuklone łukiem o promieniu co najmniej 200 $^{m}/_{m}$.

Przejście od górnej do bocznej powierzchni główki szyny posiada wybitne znaczenie ze względu na zużywanie się stykających się elementów kół i szyn, oraz ze względu na dochowanie potrzebnej gry między rąbkami kół a szynami. Zbyt mały promień wyokrąglenia tego przejścia powoduje szybkie wycieranie się rąbków kół, oraz pachwiny między rąbkiem i obręczą; zbyt wielki promień tego wyokrąglenia może być niebezpieczny ze względu na łatwość wytoczenia się rąbka koła na szynę i wykolejenia. Ważną jest nietylko wartość promienia tego wyokrąglenia, lecz i odpowiedni stosunek tego promienia do promienia pachwiny koła. N. Z. ustalają wielkość promienia wyokrąglenia na 14 $^{m}/_{m}$ przy równoczesnej wartości promienia łuku pachwiny koła 15 $^{m}/_{m}$.

Boczne powierzchnie główki wykonuje się obecnie prawie wyłącznie jako płaszczyzny pionowe. W niektórych starszych typach szyn spotykamy główki ku dołowi rozszerzone. Celem tego rozszerzenia było powiększenie powierzchni przylegania łubków. Obecnie poszerzenie to zostało zarzucone, gdyż przy szerokich główkach otrzymujemy i bez tego powierzchnie przylegania wystarczająco szerokie, a pochyłe płaszczyzny boczne ułatwiają wytoczenie się rąbka koła na szynę.

Przejście od główki do ścianki stanowią górne powierzchnie przylegania łubków, wiążących szyny między sobą na stykach. Dla należytego przeniesienia sił z szyny na łubek należy powierzchnie przylegania wykonać możliwie szerokie i dlatego promień łuku wyokrąglającego krawędź między tą powierzchnią a boczną powierzchnią główki obieramy mały, a więc 2—5 $^{m}/_{m}$. Promień wyokrąglenia przejścia do ścianki szyny otrzymuje nieco większy wymiar, bo najpierw łubki nie przylegają do ścianki, a nadto walcowanie powierzchni wklęsłych jest trudniejsze, niż wypukłych. Promień ten wynosi 6—10 $^{m}/_{m}$.

Ważną rzeczą jest dobór odpowiedniego pochylenia powierzchni przylegania łubków do poziomu. Starsze typy szyn otrzymywały to pochylenie strome, wynoszące 1 : 1·5 do 1 : 2, a to ze względu na łatwość walcowania. Natomiast ze względu na lepsze przenoszenie sił z szyn na łubki powinno to pochylenie zbliżać się do poziomu. Przeciw temu przemawiają trudności walcowania oraz ten wzgląd, iż należyte rozparcie łubków między główką i stopką szyny zapomocą śrub stykowych wymaga tem większego wymiaru wsunięcia łubka przy zużytych powierzchniach przylegania, im to pochylenie będzie łagodniejsze. Nowsze typy szyn wykazują to pochylenie z reguły dość łagodne, bo wynoszące 1 : 3, 1 : 4 a nawet 1 : 5.

Boczne powierzchnie ścianki wykonuje się jako dwie płaszczyzny, równoległe do pionowej osi przekroju, albo też przy większych grubościach ścianki, celem oszczędności w materjale, ułatwienia walcowania i zmniejszenia grubości w miejscu, gdzie znajdują się otwory na śruby stykowe, jako powierzchnie wklęsłe złożone z trzech płaszczyzn, lub zatoczone łukiem kołowym o dużym promieniu.

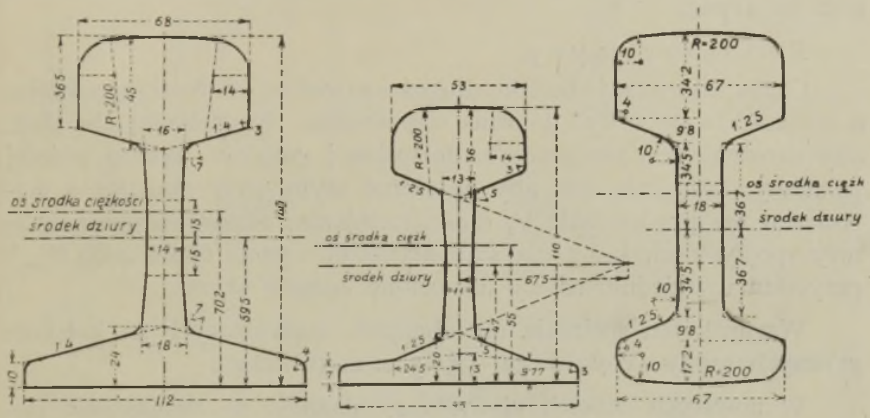
Przejście od ścianki do stopki stanowią dolne powierzchnie przylegania łubków, wykształcone symetrycznie z górnemi powierzchniami przylegania na szerokości stopki, równej szerokości główki. W dalszym ciągu szerokości stopki przedłużamy te powierzchnie aż do krawędzi stopki, jeśli grubość tej krawędzi otrzymujemy dostateczną; w przeciwnym razie odchylamy je ku górze łukiem.

Przejście do bocznych ścianek stopki uskuteczniamy łukiem o małym promieniu ze względu na łatwość walcowania, a niekiedy podobne wyokrąglenie otrzymują krawędzie między bocznemi ścianami i podstawą stopki.

Przekrój szyny stołeczkowej zbudowany jest na podstawie tych samych prawideł, dyktowanych wymaganiami statyki, ruchu i łatwości walcowania, a różnice kształtów przekroju wynikają z odmiennego sposobu ułożenia szyny na podkładach. W ukształtowaniu główki niema wogóle różnicy; ścianka otrzymuje nieco większe grubości, niż przy szynie szerokostopowej, gdyż musi stawiać dodatkowy opór naciskowi klina. Grubość ta dochodzi do 21 $^{m}/_{m}$. Dolna główka, zastępująca stopkę, posiada naogół mniejszą wysokość od górnej, gdyż nie jest narażona na zużycie. Górne powierzchnie dolnej główki stanowią powierzchnie przylegania łubków i urządzone są symetrycznie do powierzchni górnych i z tego powodu szerokość obu główek jest zazwyczaj jednakowa.

Przykłady nowoczesnego kształtu przekroju szyny przedstawione są na rys. 60. Rysunek pierwszy podaje przekrój szyny sy-

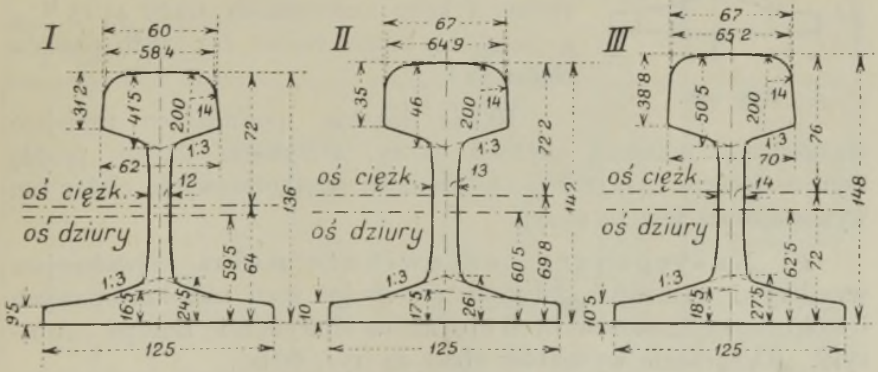
stemu A austrjackich kolei państwowych, przeznaczonej dla torów kolei głównych pierwszorzędnych i ułożonej częściowo przed wojną na linji między Krakowem — Lwowem i Złoczowem; rysunek drugi przedstawia przekrój szyny systemu XXIV a, stosowanego na kolejach lokalnych, zaś rysunek trzeci przekrój szyny stołeczkowej systemu I a, stosowanego w partjach tunelowych austrjackich kolei głównych i kolei szwajcarskich.



Rys. 60.

Wobec zamierzonego objęcia kolei państw Rzeszy niemieckiej pod wspólny zarząd, postanowiono wprowadzić jednolity typ nawierzchni dla całego państwa Niemieckiego z uwzględnieniem potrzeby zwiększenia obciążenia osi.

W tym celu zaprojektowano trzy typy przekroju szyny, przedstawione na rys. 60 a. Typ I przeznaczony jest dla kolei o normalnem obciążeniu osi 16 tonn, typ II dla obciążenia osi 20 tonn, a typ III dla



Rys. 60 a.

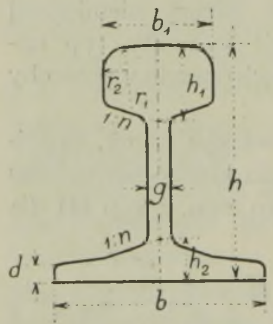
obciążenia 25 tonn. Wszystkie typy posiadają jednakową szerokość stopki 125 $^{m}/_{m}$, wskutek czego można będzie bez trudności zastosować zużyte szyny typów II i III na kolejach z szyną typu I. Wprowadzone w tych typach poszerzenia główek ku dołowi (prawdopodobnie celem lepszego przylegania pachwiny koła do szyny i zmniejszenia ich wzajemnego zużycia) jest tak nieznaczne, iż nie może przyczyniać się do ułatwienia wspomnianego wyżej wytoczenia się rąbka koła na szynę.

E) Ciężar szyny.

Ciężar szyny na jednostkę długości zawisł od wielkości przekroju, a wielkość ta musi być dobrana odpowiednio do wielkości obciążeń, aby natężenie nie przekraczało dozwolonej granicy. Jak to później poznamy, żąda inż. Ast, aby natężenie szyny przy obciążeniu statycznem nie przekraczało $^{1}/_{3}$ części natężenia, odpowiadającego granicy sprężystości, która dla stali szynowej wynosi około 4000 $^{kg}/_{cm^2}$, przyczem uwzględnić należy dozwolone zużycie szyny.

Warunek ten spełniają dla obciążeń, zachodzących na kolejach głównych, szyny o ciężarze 32—35 *kg* na metr bieżący.

W nowszych czasach ujawniła się dążność do zwiększenia ciężaru szyny dla linij głównych z silnym i szybkim ruchem. Ze wzrostem długości i ciężaru szyny uzyskujemy zwiększenie stałości toru, a więc zmniejszenie ugięć, osiadania podkładów i natężeń w łącznikach, a tem samem ułatwienie i zmniejszenie kosztów utrzymania toru. Z tych powodów nowsze typy szyn, stosowanych na kolejach głównych pierwszorzędnych, posiadają ciężar, dochodzący do 50 $^{kg}/_{mb}$; szyna systemu A kolei austrjackich waży 44·15 $^{kg}/_{mb}$ a belgijska szyna Goliat z r. 1886 posiada ciężar 52 $^{kg}/_{mb}$.



Rys. 60b.

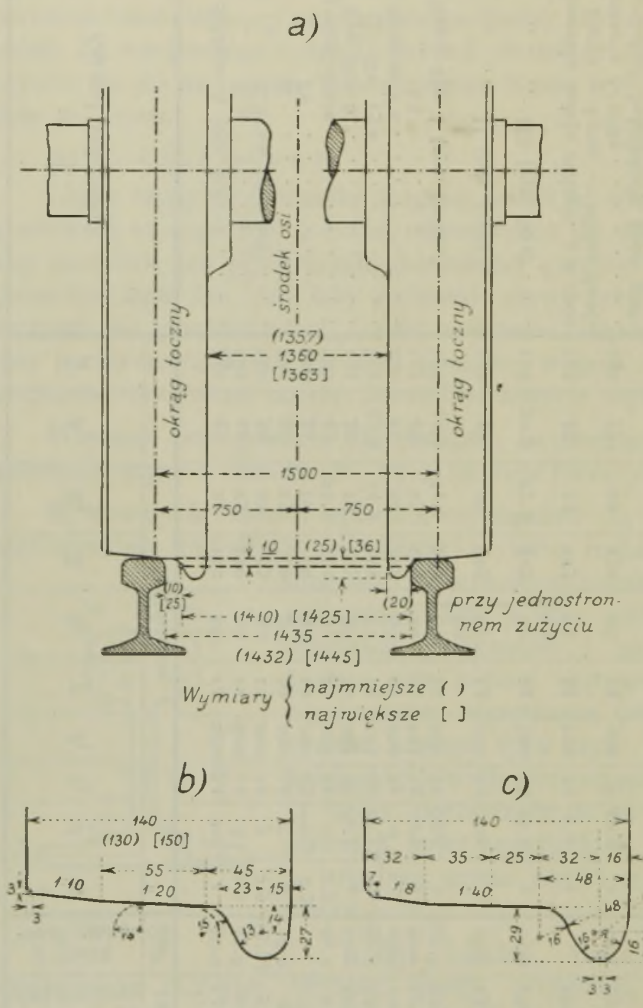
Koleje lokalne, posiadające mniejsze obciążenia i mniejsze chyżości jazdy, otrzymują słabsze profile szyn o ciężarze 24—32 $^{kg}/_{mb}$, a dla kolei wąskotorowych ciężar ten wynosić może jeszcze mniej.

F) Następujące zestawienie zawiera najważniejsze wymiary i elementy statyczne przekroju szyn szerokostopowych i stołeczkowych, stosowanych obecnie na kontynencie Europy i Ameryki. (Oznaczenie wymiarów obacz na rys. 60 b.).

Typ szyny	Zarząd kolejowy	h	h_1	h_2	b	b_1	g	r_1	r_2	d	n	Pow. przekroju F	Moment bezwładności Ix	Moment oporu Wx	Ciężar 1 m bież.	Dozwolone zużycie
		milimetrów										cm^2	cm^4	cm^3	kg	m/m
szyna szerokostopowa	Austr. koleje państwowe: System A (rys. 60)	140	45	24	112	68	14	200	14	10	4	56·6	1442	205	44·15	10
	Austr. koleje państwowe: „ Xa	125	44	25	110	58	12	200	14	8	2·5	45·6	925	145	35·6	10
	Austr. koleje państwowe: „ XXIVa (rys. 60)	110	36	20	95	53	11	200	14	7	2·5	33·25	532	96·7	26·0	5
	Austr. koleje państwowe: „ E	104	30	15	90	50	10	200	14	7	4	28·0	409	78·6	21·8	5
	Austr. koleje państwowe: „ IV	100	34	19	90	46	10	200	13	6	2·5	.	366	.	21·8	5
	Koleje węgierskie	128	43	22·5	104	57	15	128	14	8	2·5	44·2	935	145	34·5	.
	Koleje pruskie: Typ Nr. 6	134	39	19	105	58	11	225	14	9·5	4	42·5	1037	154	33·4	10
	Koleje pruskie: „ Nr. 15 c	144	43·5	24·5	110	72	14	225	14	10·75	4	57·4	1583	217	45·0	.
	Koleje państwa Niemieckiego: System Va	130	44	24	105	58	14	300	14	9	2·5	46·0	1006	156	36·1	8
	Koleje państwa Niemieckiego: „ VI	147	48	23	130	66	14	225	14	9·5	4	59·1	1700	230	46·3	15
	Koleje państwa Niemieckiego: Nowy typ I (rys. 60 a)	136	41·5	24·5	125	60 / 62	12	200	14	9·5	3	49·6	1273	176·8	38·9	.
	Koleje państwa Niemieckiego: „ „ II (rys. 60 a)	142	46	26	125	67 / .	13	200	14	10	3	58·1	1540	212.4	45·6	.
	Koleje państwa Niemieckiego: „ „ III (rys. 60 a)	148	50·5	27·5	125	67 / 70	14	200	14	10·5	3	63·0	1800	257	49·4	.
	Szwajcarskie koleje związk. z r. 1902	145	45	25	125	65	14	250	14	9·4	4	.	1623	215·5	45·9	.
	Kolej Paryż — Lyon — Morze Śródziemne z r. 1889	142	55	29	130	66	14	300	8	10·3	2	60·1	1585	223	47·0	.
	Szyna Goljat belgijskich kolei państwowych z r. 1886	145	49	23·5	135	72	17	200	15	10	5	66·25	1707	232	52·0	.
	Kolej Centralna Illinois z r. 1897	146	43·3	24·7	146	69·8	14·4	305	8	8	4·3	.	.	.	49·8	.
s. stołeczkowa	Koleje szwajcarskie i austrjackie system Ia (rys. 60)	140	47·6	30·6	67	67	18	200	10	.	2·5	53·6	1190	157	42·0	10
	Francuska kolej zachodnia	142	53·25	41·25	62	62	18	.	.	.	2	.	1264	164	44·0	.
	Angielska kolej południowa	148	56	35	72	72	21	148	.	.	2·14	63·5	1490	194	49·8	.

44. UŁOŻENIE OSI POJAZDU W TORZE PROSTYM.

W związku z kształtem przekroju szyny i obręczy koła pozostaje ich wzajemne ułożenie w torze, a mianowicie wymiary osi pojazdu muszą być odpowiednio dobrane do szerokości toru, aby ruch pojazdów był ściśle określony a zarazem zużycie stykających się elementów koła i szyny możliwie małe.



Rys. 61.

Stosunki te określone są następującemi postanowieniami N. Z. i P. P. M. (rys. 61 a).

Szerokość toru w prostej, mierzona między wewnętrznemi krawędziami szyn w wysokości 14 $^{m}/_{m}$ poniżej górnej krawędzi szyny, musi wynosić 1435 $^{m}/_{m}$.

Jako skutek ruchu dozwolone jest zwiększenie przepisanego wymiaru do 10 $^{m}/_{m}$, zaś zmniejszenie do 3 $^{m}/_{m}$. W ten sposób najmniejsza dopuszczalna szerokość toru w prostej może wynosić 1432 $^{m}/_{m}$ a najwyżej 1445 $^{m}/_{m}$.

Okrąg toczny jest to koło, powstałe przez przecięcie obręczy płaszczyzną pionową w odstępie 750 $^{m}/_{m}$ od środka osi.

Odstęp obręczy kół, mierzony w świetle, musi wynosić 1360 $^{m}/_{m}$. Odchyłki od tego wymiaru 3 $^{m}/_{m}$ wgórę i wdół są dopuszczalne.

Wysokość rąbka koła, mierzona od okręgu tocznego, musi wynosić co najmniej 25 $^{m}/_{m}$, a przy największem zużyciu obręczy koła nie ponad 36 $^{m}/_{m}$.

Przy nierównomiernem zużyciu obydwu rąbków jednej osi musi grubość najsilniej zużytego rąbka, mierzona 10 $^{m}/_{m}$ poniżej okręgu tocznego, wynosić co najmniej 20 $^{m}/_{m}$.

W torze o szerokości 1435 $^{m}/_{m}$ może gra rąbków, mierzona 10 $^{m}/_{m}$ poniżej okręgu tocznego, wynosić po przysunięciu osi do jednej szyny co najmniej 10 $^{m}/_{m}$, a przy największem zużyciu rąbków nie ponad 25 $^{m}/_{m}$.

Stosownie do tego musi odstęp wewnętrznych krawędzi rąbków, mierzony 10 $^{m}/_{m}$ poniżej okręgu tocznego, wynosić nie ponad 1425 $^{m}/_{m}$ i nie poniżej 1410 $^{m}/_{m}$. Szczegóły ukształtowania obręczy i rąbka koła kolei związkowych przedstawione są na rysunku 61 b, a kolei amerykańskich na rys. 61 c.

45. POPRZECZNE POCHYLENIE SZYN W TORZE.

Odpowiednio do stożkowatości obręczy kół, oraz dla nadania szynom większej stałości przeciw naciskowi bocznemu kół, pochodzącemu od sił poziomych, nachylamy szyny ku osi toru, przyczem pochylenie to wynosi zazwyczaj 1 : 16 lub 1 : 20. Sposoby wykonania tego pochylenia poznamy przy opisie ułożenia szyny na podkładzie. Podług P. P. M. szyny obydwu toków w torze winny posiadać pochylenie ku wnętrzu toru, wynoszące 1 : 20. Na łukach szyna wewnętrzna nie powinna wychylać się na zewnątrz poza linję pionu.

46. PODKŁAD POPRZECZNY DREWNIANY.

A) Materjał.

Do wyrobu podkładów używamy tych gatunków drzew, które spotykamy w okolicy, gdyż przewóz tychże na większe odległości podnosi bardzo wydatnie koszta. Między rozporządzalnemi gatunkami drzew najodpowiedniejsze są gatunki najtwardsze, a takiem drzewem u nas jest *dąb*. Podkłady dębowe wytrzymują dobrze nacisk szyny, opierają się skutecznie gniciu, śruby i gwoździe, przytrzymujące szynę, tkwią w nich bardzo silnie, a znaczny ciężar gatunkowy dębiny podnosi bardzo skutecznie stałość toru.

Wzmagające się zapotrzebowanie podkładów podniosło cenę dębiny bardzo wydatnie i dlatego zaszła potrzeba poszukiwania tańszego materjału. Okazały się przydatne miękkie gatunki drzew iglastych,

silnie żywicznych, a więc przedewszystkiem *sosna*. Ustępuje ona wprawdzie dębinie co do twardości i trwałości, ale zato jest znacznie tańsza i dlatego znajduje obecnie obszerne zastosowanie. *Jodła* i *świerk* są bardzo miękkie i nietrwale, używane więc są tylko w braku innego materjału na kolejach podrzędnych.

Buczyna, jakkolwiek twarda, gnije bardzo szybko i dlatego w stanie surowym jest prawie nieprzydatna do wyrobu podkładów, natomiast zapomocą impregnowania można podnieść jej trwałość bardzo wydatnie i rzeczywiście z chwilą wydoskonalenia sposobów masowego impregnowania drzewa stała się buczyna materjałem pożądanym. Drzewo na podkłady powinno być zdrowe, bez sęków, o gęstych słojach, cięte w zimie, niepopękane i nie uschłe. Drzewo, ścinane latem podczas krążenia soków, gnije łatwiej niż cięte zimową porą. Celem wysuszenia podkładów układa się je, po wyrobieniu, w stosy warstwami, a dla ochrony od deszczu układa się górną warstwę pochyło, podsuwając pod nią jeden podkład. W dębinie i buczynie tworzą się łatwo pęknięcia przy wysychaniu i przy impregnowaniu. Aby temu zapobiec, należy w czoła podkładu wbić blaszane klamry w kształcie litery S.

Trwałość podkładów posiada wybitne znaczenie ekonomiczne, to też w miarę podnoszenia się ceny drzewa znajdują coraz obszerniejsze zastosowanie środki, zmierzające do zapobiegania gniciu drzewa.

B) Impregnowanie podkładów.

Przyczyną gnicia drzewa jest rozkład soków drzewnych pod wpływem powietrza, to też sposoby zapobiegania gniciu polegają albo na usuwaniu soków drzewnych zapomocą suszenia, ługowania, lub wyparzania, albo też na wprowadzaniu do drzewa substancyj przeciwgnilnych, niedopuszczających do rozkładu soków.

Suszymy drzewo, układając je pod dachem na miejscu przewiewnem i suchem.

Ługowanie soków polega na zanurzeniu drzewa w wodzie płynącej, która wypłukuje soki.

Wyparzanie następuje w kotłach zamkniętych w ciągu 60—80 godzin przy pomocy pary.

Metody te nie nadają się do utrwalania podkładów, gdyż wymagają dużo czasu i miejsca przy fabrykacji masowej i dlatego do podkładów stosuje się prawie wyłącznie metodę impregnowania, czyli nasycania drzewa substancjami przeciwgnilnemi, jako sposób szybko prowadzący do celu i możliwy przy wielkich masach drzewa.

Z substancyj, używanych do nasycania podkładów znajdują obecnie najobszerniejsze zastosowanie: *chlorek cynkowy* oraz *ciężkie oleje maziowe*, zwane także *olejem kreozotowym*, będące produktem częściowym destylacji mazi pogazowej, uzyskiwanej przy wyrobie gazu świetlnego, względnie koksu.

Stosowane dawniej nasycanie chlorkiem rtęciowym lub siarkanem miedzi, zarzucono obecnie prawie zupełnie, gdyż pierwsze okazało się szkodliwe dla robotników, a drugie mało skuteczne.

Fabryczny sposób nasycania podkładów posiada przebieg następujący:

Do szczelnie zamykanego, żelaznego kotła, 16—20 *m* długiego, o średnicy 2 *m* wprowadza się podkłady, ułożone stosami na wózkach, w ilości 22—30 m^3 drzewa. Dalszy proces zależy od substancji, użytej do impregnowania i od rodzaju drzewa.

1. *Impregnowanie chlorkiem cynku* rozpada się na trzy okresy: wyparzanie drzewa, rozrzedzenie powietrza i wprowadzenie roztworu chlorku cynkowego, oraz wciskanie tegoż roztworu w drzewo pod ciśnieniem. Wyparzanie drzewa parą o prężności $1^1/_2$ atm. trwa około 1 godziny przy dębinie i sośninie, a około 4 godzin przy buczynie. Celem wyparzania jest usunięcie względnie unieszkodliwienie soków drzewnych. Białko, zawarte w sokach, ścina się w wysokiej temperaturze i staje się nieszkodliwe. Po wypuszczeniu pary z kotła, rozrzedza się w nim powietrze do 0·8 atm. przez 10 minut celem wyciągnięcia z drzewa wilgoci i soków, poczem napełnia się kocioł 2 do 5%-owym roztworem chlorku cynku, ogrzanym do 70° C, a następnie przy pomocy pompy utrzymuje się w kotle ciśnienie co najmniej 7 atm. przy buczynie i sośninie przez $^1/_2$ godziny, przy dębinie przez 1 godzinę. Czas ten wystarcza do zupełnego nasycenia drzewa roztworem. Na tem proces impregnowania jest ukończony. Po wypuszczeniu reszty roztworu z kotła, otwiera się go i wyprowadza wózki. Ilość zużytego roztworu na 1 m^3 drzewa wynosi dla dębiny 110—114 *kg*, dla sośniny 257—315 *kg*, dla buczyny 289—429 *kg*, co odpowiada ilości soli: dla dębiny 9—22 *kg*, dla sośniny 11—42 *kg*, dla buczyny 44—53 *kg*. Nasycanie podkładów chlorkiem cynku jest tanie i skuteczne, ale nie trwałe. Ponieważ sól ta jest higroskopijna, więc opady łatwo wypłukują ją z drzewa. Prócz tego drzewo, nasycone tym roztworem, staje się zczasem kruche a łączniki, tkwiące w drzewie i stykające się z niem (gwoździe, śruby i płyty podkładowe), łatwo rdzewieją i niszczeją. Celem ochrony drzewa przed wsiąkaniem wody i wypłukiwaniem z niego chlorku cynkowego, przeprowadza się w Niemczech impregnowanie mieszaniną roztworu tej soli i oleju kreozotowego,

przyczem domieszka tego ostatniego wynosi 6% (około 2 *kg* na jeden podkład). Przy tem postępowaniu trudno jest osiągnąć równomierne nasycenie drzewa obu substancjami, gdyż wobec znacznej różnicy ciężaru gatunkowego następuje szybko ich rozdzielenie się w kotle i część drzewa jest przeważnie nasycona to jednym, to drugim środkiem.

2. Nieporównanie skuteczniejsze jest impregnowanie zapomocą *oleju kreozotowego*. Olej ten utrzymuje się trwale w podkładzie, nie niszczy drzewa ani części metalowych, lecz przeciwnie chroni je przed szkodliwym wpływem powietrza i wody, a nadto podkłady, nasycone roztworem soli metalicznych, trzeba przed użyciem poddać kilkumiesięcznemu suszeniu. Przebieg czynności (metoda Bethella) jest następujący:

Po zamknięciu kotła rozrzedza się w nim powietrze do $^1/_5$ — $^1/_7$ atm. i rozrzedzenie to utrzymuje się przez ½ godziny celem wyssania z drzewa powietrza i soków. Następnie, utrzymując niskie ciśnienie, wprowadza się do kotła olej, podgrzany do 80° C i gdy kocioł jest prawie zupełnie napełniony, zatrzymuje się pompy, rozrzedzające powietrze i wtłacza się olej aż do uzyskania ciśnienia 5—8 atm., które utrzymuje się w kotle przy sośninie i buczynie przez ½ do 1 godziny, a przy dębinie przez 1—3 godzin. Gdy drzewo zostało olejem w zupełności nasycone, wypuszcza się z kotła resztę oleju i wyprowadza wózki. Cała czynność trwa przy dębinie około 2—3 godzin, przy buczynie 3—4 godzin. Ilość zużytego oleju na 1 m^3 drzewa wynosi dla buczyny 160 do 325 *kg*, dla sośniny 130—325 *kg*, a dla dębiny 70 — 100 *kg*, zależnie od stopnia wymaganego nasycenia.

Ujemną stroną tego sposobu impregnowania jest zużywanie znacznych ilości oleju, co podnosi wydatnie koszta. Z tego powodu wprowadzono w ostatnich latach przed wojną szereg metod *postępowania oszczędnego* przez wprowadzanie oleju do wnętrza podkładów w postaci *pary* lub *zawiesin* pod wysokiem ciśnieniem, jednak najpraktyczniejsze okazały się metody mechaniczne, jak np. *metoda Rüpinga*, stosowana obecnie na kolejach niemieckich. Metoda ta polega na dążeniu do wprowadzania do wnętrza podkładu tylko takiej ilości oleju, jakiej potrzeba do nasycenia ścian komórek drzewnych bez wypełniania olejem pustego wnętrza komórek.

3. *Metoda Rüpinga.*

Do kotła wypełnionego podkładami i szczelnie zamkniętego, wtłacza się powietrze i utrzymuje pod ciśnieniem 1 ½ do 5 atm. przez 5 do 30 minut, aby wszystkie komórki drzewne wypełniły się ściśnionem powietrzem. Wysokość ciśnienia i czas trwania dobrać należy odpowiednio do rodzaju drzewa. Następnie wypełnia się kocioł olejem,

ogrzanym do 70—100° C., poczem wtłacza się dalsze ilości oleju, podnosząc w ten sposób ciśnienie w kotle do 5½ — 8 atmosfer. Ciśnienie to utrzymuje się przez 1 do 3 godzin, aby podkłady nasyciły się olejem w zupełności. Po otworzeniu kurków olej odpływa, ciśnienie spada, poczem przy pomocy pompy wywołujemy rozrzedzenie powietrza do 0·8 atm., które utrzymujemy przez 15—30 minut. Ściśnione powietrze, zamknięte w komórkach drzewnych, wypycha nadmiar oleju z drzewa, pozostawiając tylko tyle, ile wsiąknęło w ścianki komórek.

Przy impregnowaniu buczyny stosuje się *metodę dwukrotną*, t. zn. opisane czynności przeprowadza się dwa razy, aby nasycenie drzewa było dokładniejsze. Dębinę i sośninę poddaje się nasycaniu jednokrotnemu.

Całkowity czas trwania postępowania jednokrotnego wynosi przy sośninie około 1½ godziny, przy dębinie około 3 godzin; czas trwania postępowania dwukrotnego przy buczynie około 5 godzin. Ilość zużytego oleju na 1 m^3 drzewa wynosi w Niemczech przy sośninie 63 *kg* (6—7 *kg* na podkład), przy dębinie 45 *kg* (4—5 *kg* na podkład), przy buczynie 145 *kg* (12—16 *kg* na podkład); we Francji na podkład 7·5 *kg* przy sośninie i 11·5 *kg* przy buczynie, we Włoszech 11 *kg* przy buczynie, 4·75 *kg* przy dębie korkowym i 8·25 *kg* przy dębie austrjackim.

Koszta impregnowania zależą głównie od ilości zużytej substancji, gdyż koszt zakupna tejże stanowi 50—75% (a niekiedy nawet 90%) całkowitych kosztów.

Całkowity koszt impregnowania jednego podkładu 2·7 *m* długiego o przekroju $^{26}/_{16}$ *cm* wynosił w Niemczech przed wojną średnio:

Rodzaj drzewa	Koszt impregnowania w markach niemieckich				
	chlorkiem cynku	chlorkiem cynku z domieszką oleju kreozot.	olejem kreozotowym		
			metodą Bethella	metodą Ruepinga	
				jednokrotną	dwukrotną
dębina	0.30	0·68 — 0·73	0·75 — 1·20	0·69 — 1·16	—
buczyna	0·35 — 0·80	0·43 — 0·96	1·50 — 2·55	—	1·65 — 2·04
sośnina	0·30 — 0·53	0·63 — 0·82	2·33	0·97 — 1·15	—

Cyfry powyższe nie dają jasnego obrazu stosunku kosztów, gdyż te zależą od ilości zużytego materjału impregnacyjnego, a ilość ta waha się w bardzo obszernych granicach. Lepiej uzmysłowimy sobie różnicę w kosztach między metodą Bethella i Rüpinga, jeśli weźmiemy pod uwagę, że w pierwszej metodzie zużywamy na jeden podkład sosnowy

36 *kg* a w drugiej 7 *kg* oleju kreozotowego. Przyjmując przedwojenny koszt 100 *kg* oleju 6 marek niemieckich, otrzymamy oszczędność w kosztach zakupna oleju 1·74 marek niem. na jeden podkład.

Dotychczasowe dane, dotyczące podniesienia trwałości podkładów przez impregnowanie, wahają się w bardzo obszernych granicach, a co do nowszych metod dat tych wogóle jeszcze mieć nie można. Nie ulega żadnej wątpliwości, że impregnowanie olejem kreozotowym jest znacznie skuteczniejsze, niż chlorkiem cynku, a różnica w trwałości podkładów nasycanych metodą Bethella i Rüpinga nie będzie wielka.

Średnie wartości co do trwałości podkładów zawiera następujące zestawienie:

Rodzaj drzewa	Średnia trwałość pokładów		
	nienasycanych	nasycanych	
		olejem kreozotowym	innemi substancjami
	lat		
dąb	12—15	25	15—20
sosna	6—8	20	10—15
modrzew	8—10	20	15—20
buk	2½—3	30	10—16

Z zestawienia tego widzimy wybitny wpływ impregnowania na trwałość podkładów bukowych i można powiedzieć, że buczyna dopiero z chwilą wprowadzenia impregnowania stała się materjałem przydatnym do wyrobu podkładów.

Obecnie znachodzi buczyna coraz obszerniejsze użycie na kolejach francuskich i niemieckich.

Niemcy i Austrja stosowały przed wojną impregnowanie chlorkiem cynku i olejem kreozotowym; Anglja i Francja używały przeważnie oleju kreozotowego, zaś Rosja prawie wyłącznie chlorku cynkowego.

C) Wymiary podkładów.

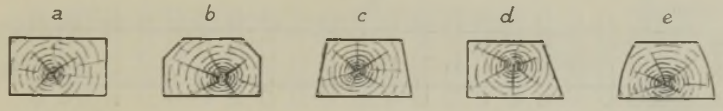
Długość podkładu winna być dostosowana do szerokości toru i do wielkości dopuszczalnych ciśnień na żwirówkę, a nadto linja ugięcia podkładu powinna posiadać kształt odpowiedni, aby przy obciążeniu nie występowały niepożądane odkształcenia toru. Jak to poznamy bliżej w nauce o wytrzymałości toru kolejowego, ostatniemu warunkowi czyni zadość długość podkładu 2·70 *m* i rzeczywiście długość ta przyjęta jest obecnie dla kolei głównych znaczenia pierwszorzędnego.

Dla kolei głównych drugorzędnych, posiadających mniejsze obciążenia i mniejszą chyżość jazdy, stosowane są podkłady o długości 2·40 do 2·50 *m*. Korzystniejszy kształt linji ugięcia podkładu można przy tych długościach uzyskać przez nierównomierne podbicie, a mianowicie silniejsze pod szynami i końcami, niż w środku, ale oczywiście otrzymujemy w tym wypadku zwiększone ciśnienie na żwir, zmniejszoną stałość toru i silniejsze jego osiadanie. Z tych powodów sposobu tego zalecać nie można.

Koleje lokalne normalnotorowe otrzymują długość podkładu 2·30—2·40 *m*. Dla kolei wąskotorowych obieramy długość podkładu taką, aby podkład wystawał poza zewnętrzną krawędź szyny co najmniej 30 *cm*. Warunkowi temu odpowiada długość podkładu, równa 1·8 do 2·0 krotnej szerokości toru.

P. P. M. określają długość podkładu dla torów głównych zasadniczych kolei głównych pierwszorzędnych na 2·70 *m*, dla kolei głównych drugorzędnych i pozostałych torów stacyjnych kolei pierwszorzędnych 2·50 *m*, dla kolei lokalnych normalnotorowych 2·44 *m*, zaś dla kolei o szerokości toru 1000, 750 i 600 $^{m}/_{m}$ odpowiednio 1800, 1500 i 1200 $^{m}/_{m}$.

Kształt przekroju poprzecznego podkładu może być prostokątny lub trapezowy. Przy kształcie prostokątnym mogą górne krawędzie otrzymać ścięcie, co wpływa wydatnie na zmniejszenie kosztów. Czysty przekrój prostokątny powoduje znaczne straty drzewa przy



Rys. 62.

obróbce, więc jako kosztowny wymagany jest tylko w pewnych wypadkach, a mianowicie dla rozjazdów, lub na mostach żelaznych.

Kształt trapezowy może być rozmaity (rys. 62), przyczem ściany boczne nie muszą być płaskie.

Przekrój podkładu powinien obejmować wiele drzewa rdzennego, gdyż jest ono trwalsze, niż biel.

Szerokość podstawy przekroju należy obierać taką, aby ciśnienie na żwir najsilniej obciążonej osi w stanie spoczynku, rozdzielone równomiernie na podstawę podkładu, nie przekraczało dopuszczalnej granicy (max. 2 $^{kg}/_{cm^2}$), zależy więc ona od wielkości obciążeń i od rodzaju żwiru. Dla kolei głównych wynosi ta szerokość 24—28 *cm*, dla kolei lokalnych 20—22 *cm*, a dla wąskotorowych 17—20 *cm*.

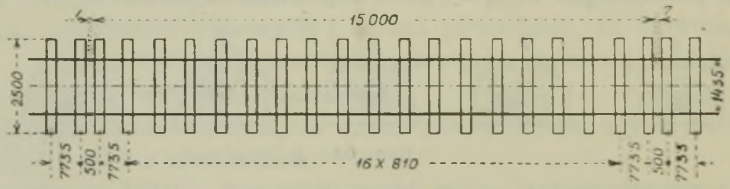
Górna szerokość podkładu powinna być tak dobrana, aby nacisk szyny nie powodował zgniatania drzewa, jeśli szyna spoczywa wprost na podkładzie, względnie, aby można było pomieścić wygodnie płytę podkładową, jeśli ona pośredniczy w przenoszeniu obciążeń z szyny na podkład. Szerokość ta wynosi 15—16 *cm* dla kolei głównych i lokalnych normalnotorowych, zaś 13 *cm* dla kolei wąskotorowych.

Grubość podkładu powinna być dostateczna, aby nie dozwalała na zbyt wielkie ugięcie tegoż pod obciążeniem i aby rozkład ciśnienia na żwir nie był wskutek tego zbyt nierównomierny. Warunek ten spełnia wysokość 15—16 *cm*, ogólnie przyjęta dla kolei głównych, zaś 13 *cm* dla kolei lokalnych normalno- i wąskotorowych, po których przebiega tabor kolei normalnotorowych, lub nacisk osi wynosi więcej jak 10 tonn. Dla pozostałych kolei wąskotorowych wynosić ma najmniejsza grubość podkładów sosnowych 11 *cm*, a dębowych 10 *cm*.

Podłużna oś podkładu powinna być prosta, jednak celem złagodzenia warunków dostawy i zmniejszenia tem samem kosztów, można dopuścić pewien stosunek (5—10%) podkładów krzywych, byle strzałka zakrzywienia nie przekraczała określonej wielkości (10 *cm*).

D. Rozkład podkładów pod szynami.

Każdy typ nawierzchni posiada ustalony największy dopuszczalny odstęp podkładów, który stosujemy pod całą długością szyny. Podkłady stykowe otrzymują zazwyczaj odstęp 25 *cm* od środka szpary



Rys. 63.

stykowej. Podkłady, sąsiadujące ze stykowemi, otrzymują odstęp mniejszy od największego dopuszczalnego, a to celem silniejszego podparcia złącza stykowego i z powodu niepodzielności długości szyny przez przyjęty największy odstęp. Tak np. dla szyny 15·00 *m* długiej i największego dopuszczalnego odstępu podkładów 81 *cm* otrzymujemy rozkład podkładów, uwidoczniony na rys. 63.

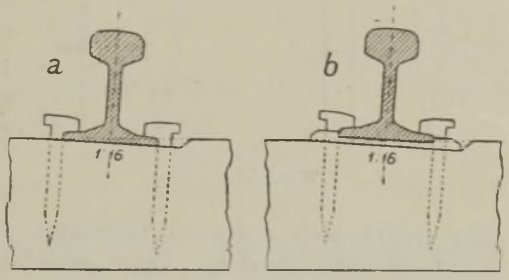
47. NAWIERZCHNIA DREWNIANA.

Nawierzchnię drewnianą stosuje się obecnie prawie wyłącznie jako nawierzchnię poprzeczną. Nawierzchnię drewnianą podłużną spo-

tykamy tylko niekiedy na mostach żelaznych i przy niektórych budowlach stacyjnych (waga wagonowa lub popielnik), oraz na bardzo podrzędnych kolejach z płaskiemi szynami, chociaż i tu wychodzi ona z użycia. Jako podpory odosobnione, drzewo niema zastosowania. Omówimy zatem tylko ustroje nawierzchni poprzecznej, przyczem osobno zajmiemy się nawierzchnią z szyną szerokostopową i stołeczkową, gdyż różnią się one między sobą w swej istocie.

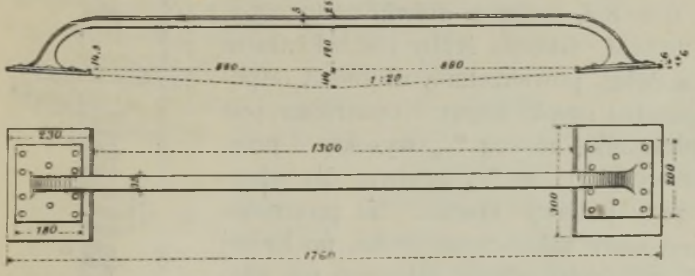
1. Nawierzchnia poprzeczna z szyną szerokostopową.

Jeśli układamy szynę bezpośrednio na podkładzie, natenczas celem nadania szynie pochylenia poprzecznego należy w górnej powierzchni podkładu wykonać *zacios* o pochyłości, odpowiadającej pochyleniu szyny (rys. 64 a).



Rys. 64.

Zaciosy wykonuje się ręcznie zapomocą piły i ciesaka kształtu motyki, zaś pochylenie zaciosów i ich wzajemne położenie sprawdza się przy pomocy odpowiednio zbudowanego *prawidła* (rys. 65). Powierzchnia zaciosu powinna być płaska, aby stopka szyny należycie przylegała do podkładu.

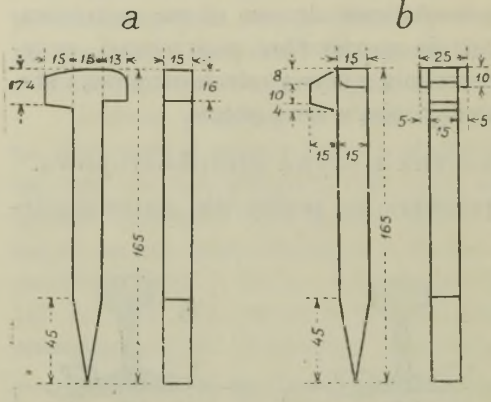


Rys. 65.

Przytwierdzenie szyny do podkładu następuje zapomocą gwoździ, lub śrub

Gwoździe hakowe otrzymują przekrój kwadratowy o grubości 15—18 $^{m}/_{m}$ z ostrzem płaskiem, prostopadłem do kierunku włókien podkładu. Tak zaostrzony gwóźdź tkwi silniej w drzewie niż gwóźdź z ostrzem kształtu ostrosłupa. Długość gwoździa wynosi 150—170 $^{m}/_{m}$ zależnie od grubości podkładu. Żądamy, by ostrze gwoździa, wbitego w podkład, znajdowało się na 20—30 $^{m}/_{m}$ od jego dolnej powierzchni.

Główka gwoździa otrzymuje hak, przytrzymujący stopkę szyny i urobiony odpowiednio do jej kształtu, zaś tylna część główki opatrzona jest drugim hakiem (rys. 66 a), lub dwoma bocznemi uchami (rys. 66 b) celem umożliwienia wyciągnięcia gwoździa z podkładu.

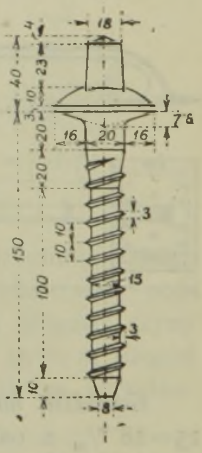


Rys. 66.

Wymiary gwoździa przy wysokości szyny h określa Winkler w następujący sposób: grubość gwoździa $d = 0{\cdot}125\ h$, długość gwoździa $10\ d$, długość ostrza $3\ d$, długość haka d, grubość haka przy nasadzie d.

Siła potrzebna do wyciągnięcia gwoździa wynosi przy podkładach z drzewa twardego 3—4000 *kg*, przy podkładach miękkich 2000—2500 *kg*. Opór gwoździa przeciw przesunięciu bocznemu wynosi odpowiednio 2200 i 1500 *kg*.

Śruby podkładowe, zazwyczaj pocynkowane, mają długość 150 do 160 $^{m}/_{m}$ o grubości trzpienia 13—15 $^{m}/_{m}$. Ostry gwint śruby posiada 3—5 $^{m}/_{m}$ szerokości. Skok śruby wynosi 6—14 $^{m}/_{m}$. Dla zewnętrznej średnicy d można przyjąć ogólnie: długość śruby 6 do 8 d, średnica główki 2 do 2·5 d, skok śruby $^{1}/_{3}$ do $^{1}/_{2}$ d. Główka śruby jest odcinkiem kuli (rys. 67) z dolną powierzchnią urobioną odpowiednio do kształtu stopki szyny i opatrzona jest na wierzchu piramidką 20—24 $^{m}/_{m}$ wysoką o przekroju kwadratowym 16—20 $^{m}/_{m}$ grubym dla wkręcania śruby przy pomocy klucza. Na piramidce umieszczona jest ostro zakończona cecha, po której można poznać, czy śruby wbrew zakazowi nie wbijano młotem. Otwory dla śrub nawierca się poprzednio świdrem o średnicy równej $^{2}/_{3}$ średnicy śruby. Przy twardych podkładach nawierca się otwory i dla gwoździ. Opór śruby przeciw wyciągnięciu wynosi dla podkładów twardych 4000—4200 *kg* dla podkładów miękkich 2500—3400 *kg*.


Rys. 67.

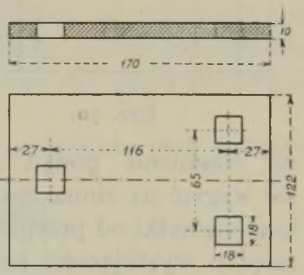
Łączniki mają na celu wiązanie szyny z podkładem i przeciwdziałanie siłom poziomym. Łącznik zewnętrzny znosi siłę, stara-

jącą się szynę przesunąć, zmniejszoną o wielkość tarcia między stopką szyny a podkładem, a więc pracuje na zginanie i na ścinanie; łącznik wewnętrzny przeciwdziała wywrotowi szyny, a więc pracuje na ciągnienie, w czem pomaga mu pochylenie poprzeczne szyny.

Pierwotnie używano wyłącznie gwoździ hakowych, jednakowoż tkwienie ich w drzewie nie jest tak silne jak śrub; zwłaszcza pod wpływem mrozu następuje t. zw. *wymrażanie* gwoździ, objawiające się wyłażeniem ich z drzewa; nadto drzewo podkładu psuje się rychlej przy gwoździu niż przy śrubie. Z tych powodów zastosowanie śrub stawało się coraz obszerniejsze.

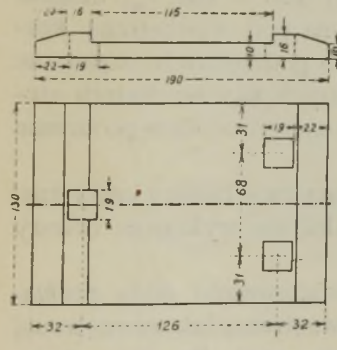
Ponieważ śruba pracuje skutecznie tylko na ciągnienie i nie stawia należytego oporu siłom bocznym, więc po stronie zewnętrznej szyny stosujemy gwoździe, zaś po stronie wewnętrznej gwoździe albo śruby, przyczem po stronie zewnętrznej umieszcza się zazwyczaj jeden łącznik, zaś po stronie wewnętrznej jeden lub dwa.

Ułożenie szyny bezpośrednio na podkładzie posiada wiele wad i tak: Mała stosunkowo powierzchnia zetknięcia szyny z podkładem powoduje zgniatanie drzewa pod szyną, zaś ruchy szyny przy przejeździe ciężarów, wywołane uginaniem się szyny i innemi przyczynami, powodują wycieranie drzewa. Następstwem tego jest szybkie niszczenie podkładów i rozluźnienie łączników. Prócz tego zaciosy, wykonane w podkładzie, zatrzymują wodę opadową i przyśpieszają gnicie drzewa, które chociaż ogólnie zdrowe, trzeba rychło wymieniać z powodu zepsucia pod szyną, a więc właśnie w miejscu, gdzie powinno być najzdrowsze.



Rys. 68.

Niedogodności tych unikamy, wprowadzając *płytę podkładową* między stopkę szyny a podkład.

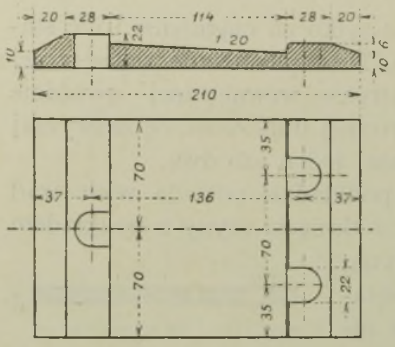


Rys. 69.

Pierwsze płyty podkładowe były to *płyty równoległe*, posiadające stałą grubość, przyczem były one albo gładkie (rys. 68), albo też posiadały wystające krawędzie obustronnie (rys. 69), lub tylko po stronie zewnętrznej.

Płyta gładka służy do rozkładu ciśnienia szyny na większą powierzchnię podkładu, wskutek czego zapobiega zgnia-

taniu drzewa, a nadto chroni podkład od wycierania. Przy podkładce z wystającemi krawędziami szyna nie opiera się swą stopką bezpośrednio o łącznik, lecz o wystający brzeg podkładki i wskutek tego siła pozioma, usiłująca szynę przesunąć, rozkłada się za pośrednictwem płyty na wszystkie łączniki, zmniejszając w ten sposób natężenia, w nich występujące. Szczególniej przydatne są wystające krawędzie płyty przy zastosowaniu śrub, które stawiają słabszy opór wychyleniom bocznym niż gwoździe, a więc w tym wypadku rozkład ciśnienia na wszystkie łączniki jest bardzo pożądany.



Rys. 70.

Płyty równoległe przedstawiają tę niedogodność, że dla uzyskania wymaganego pochylenia poprzecznego szyny trzeba w podkładach wykonać zaciosy (rys. 64 b). Niedogodności tej unikamy, stosując *płyty podkładowe klinowe* (rys. 70), które układamy na wygładzonej, poziomej powierzchni podkładu, a pochyła górna powierzchnia płyty zapewnia szynie potrzebne pochylenie.

Płyty podkładowe wyrabia się z żelaza zlewnego o wytrzymałości na ciągnienie ponad 4000 $^{kg}/_{cm^2}$; przyczem płyta powinna dać się wygiąć na zimno pod kątem 45° bez wystąpienia rysów. Dozwolone odchyłki od przepisanych wymiarów mogą wynosić: w szerokości między wystającemi krawędziami i w grubości $\pm$ 0·5 $^{m}/_{m}$, w długości $\pm$ 3 $^{m}/_{m}$, w pozostałych wymiarach $\pm$ 1 $^{m}/_{m}$, w położeniu dziur na łączniki $\pm$ 1 $^{m}/_{m}$, w wymiarze tychże dziur + 1 $^{m}/_{m}$ i — 0·5 $^{m}/_{m}$.

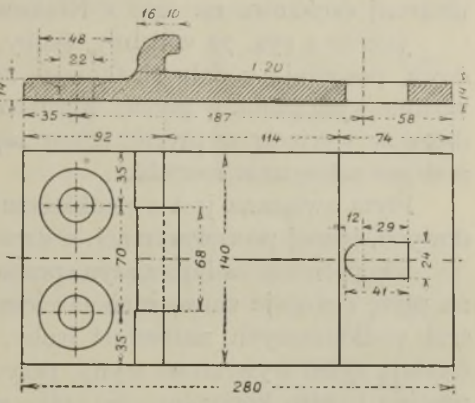
Wymiary płyt podkładowych dla kolei głównych wynoszą: szerokość płyty (mierzona w kierunku osi toru) 120 — 160 $^{m}/_{m}$, długość 180—310 $^{m}/_{m}$, najmniejsza grubość, mierzona pod wewnętrzną krawędzią stopki szyny, 12—18 $^{m}/_{m}$. Dla kolei podrzędnych stosowane są odpowiednio mniejsze wymiary. W nowszych nawierzchniach stosowane są wyłącznie śruby jako łączniki i to zazwyczaj dwie po stronie wewnętrznej, a jedna nazewnątrz.

Działanie płyt podkładowych jest niewątpliwie bardzo korzystne, jeśli tylko mają dostateczną wielkość i należycie wykonane otwory dla łączników.

Na niektórych kolejach niemieckich zastosowano *płyty podkładowe hakowe* z hakiem, umieszczonym po zewnętrznej lub wewnętrznej stronie, pod który wsuwa się stopkę szyny (rys. 71). Po stronie haka

uzyskujemy wydatne wzmocnienie połączenia, albowiem łączniki mają za zadanie tylko wiązanie płyty z podkładem, natomiast hak uskutecznia połączenie szyny z płytą.

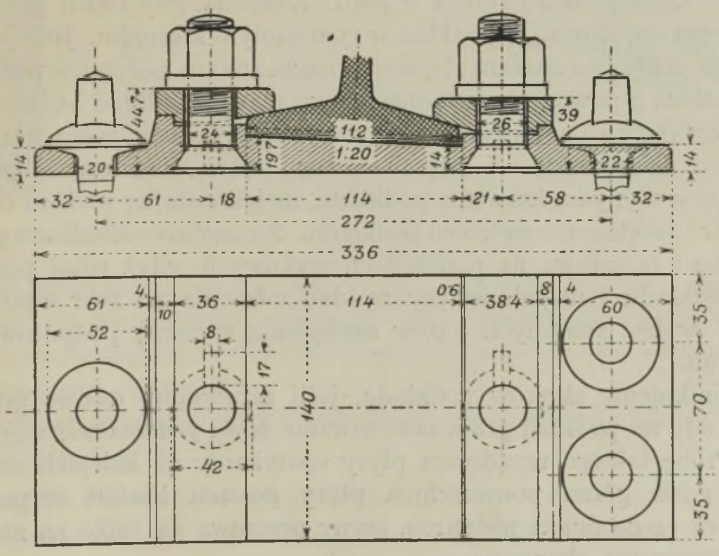
Natężenia łączników wypadają bardzo znaczne zwłaszcza na linjach, prowadzących pociągi z wielkiemi chyżościami, gdyż ze wzrostem chyżości wzrastają bardzo wydatnie siły poziome. Doświadczenie uczy, iż wypadki wygięcia i łamania gwoździ i śrub zdarzają się często, a wzmożony nadzór linji celem przykręcania śrub względnie pobijania gwoździ, oraz wymiany uszkodzonych łączników pociąga za sobą zwiększenie kosztów utrzymania toru.



Rys. 71.

Zmniejszenie pracy łączników uzyskać można w ten sposób, że pracę tę rozdzielamy na większą ich ilość, stosując osobne łączniki dla związania szyny z płytą podkładową, a osobne dla przytwierdzenia płyty do podkładu.

Rozdział ten widzimy przeprowadzony częściowo przy wymie-



Rys. 72.

nionych powyżej płytach podkładowych hakowych, jednak zupełne przeprowadzenie tej myśli uskuteczniono w nawierzchni systemu „A", ułożonej częściowo na linji z Krakowa przez Lwów do Złoczowa.

Jak to z rys. 72 widzimy, śruby, łączące szynę z płytą podkładową, posiadają u dołu stożkowate zgrubienia, wpuszczone w odpowiednie wydrążenia w płycie. Zgrubienia te posiadają wyskoki, wchodzące w wycięcia w płycie, celem zapobieżenia obracaniu się śruby podczas zakręcania naśrubka.

Płyta związana jest z podkładem zapomocą trzech śrub podkładowych, jednej po zewnętrznej, a dwóch po wewnętrznej stronie.

Siła pozioma, usiłująca szynę przesunąć, przenosi się z szyny wprost na płytę i zostaje zniweczona tarciem płyty po podkładzie i oporem śrub podkładowych, natomiast śruby, łączące szynę z płytą, przeciwdziałają tylko wywrotowi szyny, przyczem dzięki zastosowaniu łapek pracują bardzo korzystnie, bo tylko na ciągnienie.

Szyna nawierzchni „A", 12·5 *m* długa, otrzymuje opisane płyty podkładowe na podkładach stykowych i na 4 podkładach pośrednich; na pozostałych podkładach zastosowano zwykłe płytki klinowe z trzema śrubami podkładowemi, a to celem zmniejszenia kosztów toru.

Opisanym dotychczas płytom podkładowym zrobić można jeszcze jeden zarzut, a mianowicie zarzut ich płaskości w kierunku osi szyny.

Podczas przejazdu ciężaru musi podkład stosować się do linji ugięcia szyny, a więc gdy ciężar ten znajduje się po lewej stronie podkładu, dozna podkład skrętu w lewo. Z chwilą, gdy ciężar przetacza się na prawo, skręci się podkład w tym samym kierunku. Jeśli jednak chyżość jazdy jest znaczna, będzie ta nagła zmiana położenia podkładu niemożliwa z powodu bezwładności jego masy i podkład będzie przez nadjeżdżający następny ciężar przytrzymany w swem położeniu skręconem w lewą stronę. Następstwem tego będzie przeniesienie punktu podparcia szyny ku krawędzi podkładu, niejednostajny rozkład ciśnień na żwir i zwiększenie wgłębień podkładu. Szczególnie szkodliwie przedstawia się ta sprawa na podkładach stykowych, gdyż tutaj pochylenie podkładu i niejednostajny rozkład ciśnienia na żwir występują silniej wobec znacznych kątów nachylenia stycznej podporowej do poziomu.

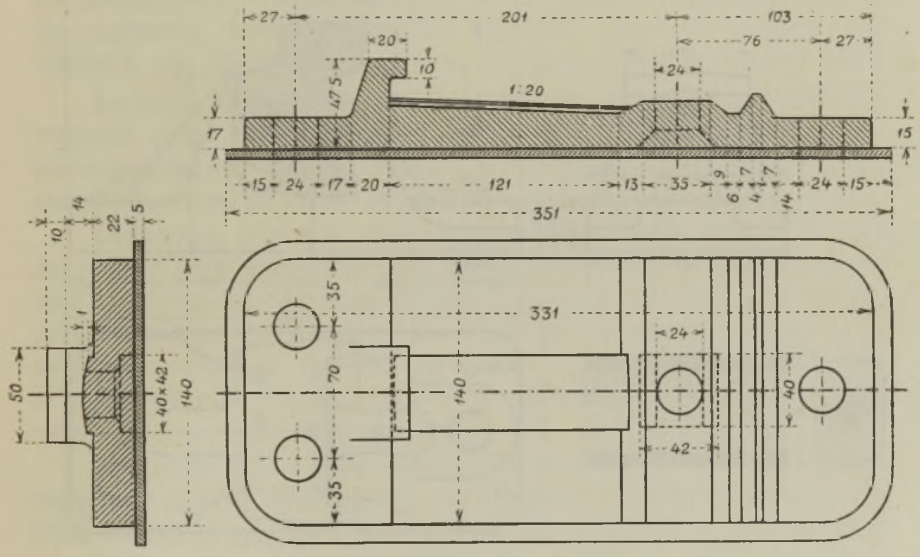
Unikniemy skrętów podkładu, jeśli zapewnimy osiowe przeniesienie siły na podkład przez zastosowanie *płyty podkładowej wypukłej*.

Próbę takiego urządzenia płyty spotykamy na kolejach szwedzkich, gdzie górna powierzchnia płyty posiada kształt trapezowy, wskutek czego punkt podparcia szyny przesuwa się tylko na niewielkim poziomym elemencie.

Prof. Skibiński projektuje płytę, wypukloną łukiem kołowym. Ułożenie szyny na tak urobionej płycie jest możliwe, jeśli promień łuku będzie odpowiednio dobrany. Wymiary tego promienia wahają według Skibińskiego w granicach od $r^{cm} = 15 \frac{D^t}{l^{cm}}$ do $r^{cm} = 27 \frac{D^t}{l^{cm}}$, przyczem D oznacza ciężar, r promień zakrzywienia, zaś l długość łożyska.

Dla ciężaru $D = 12$ tonn i $l = 12$ *cm* otrzymujemy $r = 15 - 27$ *cm*, można jednak bez szkody dla osiowego przenoszenia siły wykonać płytę o zakrzywieniu promieniem 40—50 *cm*.

Połączenie płyty wypukłej z szyną i z podkładem nie przedstawia trudności, gdyż wobec spokojnego przenoszenia obciążeń wystarczy użycie dwóch śrub, umieszczonych w punktach szczytowych zakrzywienia.



Rys. 73.

W kierunku osi szyny może płyta wypukła posiadać mniejszy wymiar, niż płyta płaska, natomiast w kierunku osi podkładu należy ten wymiar zwiększyć celem skutecznego zabezpieczenia toku przeciw działaniu sił poziomych.

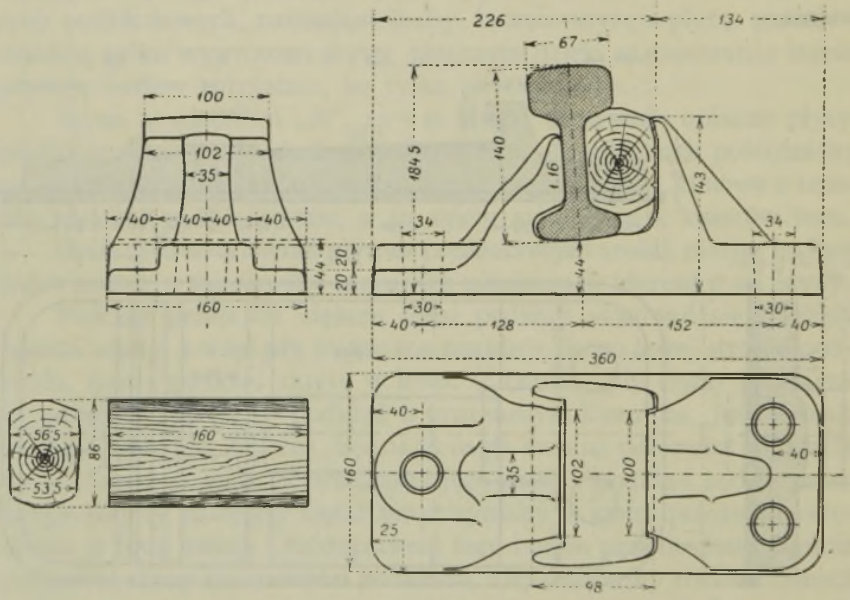
Projekt wypukłej płyty podkładowej, podany przez Skibińskiego, przedstawia rys. 73.

2. Nawierzchnia poprzeczna z szyną stołeczkową.

Ułożenie szyny stołeczkowej na podkładzie drewnianym następuje przy pomocy *stołeczka* z żelaza lanego o znacznych wymiarach

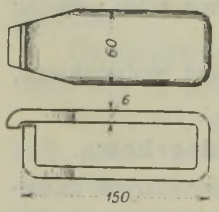
i ciężarze, dochodzącym obecnie do 25 *kg*. Stołeczki przytwierdza się do podkładów zapomocą gwoździ lub śrub. Niekiedy stosowane są dwojakie łączniki, a mianowicie dwie śruby i dwa dyble drewniane. Dyble drewniane, 30—35 $^{m}/_{m}$ grubości, mają przeciwdziałać przesunięciu stołeczka pod wpływem sił poziomych, zaś śruby względnie gwoździe o grubości 20—25 $^{m}/_{m}$ zapobiegają podniesieniu stołeczka. Między stołeczek i podkład wkładamy warstewkę pilśni asfaltowej celem lepszego rozkładu ciśnienia i zwiększenia sprężystości ułożenia.

Szyna umocowana jest w stołeczku zapomocą odpowiednio urobionego łożyska oraz dębowego klina, wbijanego między szynę i wystające ramię stołeczka po stronie zewnętrznej. Kształt przekroju



Rys. 74.

klina dostosowany jest do kształtu otworu, który ma wypełnić. Długość klina wynosi około 180 $^{m}/_{m}$. Materjał dębowy, użyty do wyrobu klinów, powinien być wyborowy, starannie wysuszony i nasycony olejem lnianym, aby był możliwie niewrażliwy na wpływy wilgoci, a więc aby jak najmniej pęczniał.



Rys. 75.

Szczegóły wykształcenia stołeczka i klina nawierzchni stołeczkowej, stosowanej na austrjackich kolejach, przedstawia rys. 74.

Zamiast klinów drewnianych wprowadzono stalowe kliny pomysłu Davida, przedstawione na rys. 75.

Kliny te nie posiadają wady zmiany objętości ze zmianą wilgotności i tkwią dobrze w stołeczkach, stosowane są jednak rzadko, gdyż są droższe od drewnianych a przytem powodują częste pękanie stołeczków wskutek nadmiernego rozparcia.

3. Porównanie nawierzchni z szyną szerokostopową i stołeczkową.

Najważniejszą zaletą nawierzchni z szyną stołeczkową jest zastosowanie szerokiego i wysokiego stołeczka, obejmującego należycie szynę, przyczem połączenie szyny ze stołeczkiem następuje niezależnie od połączenia stołeczka z podkładem. Ciśnienie na podkład przenosi się zapomocą dużej powierzchni stołeczka, przyczem rozkład tego ciśnienia jest więcej równomierny, niż przy szynie szerokostopowej.

Łączniki, wiążące stołeczek z podkładem, pracują znacznie mniej, wskutek czego mamy mniejsze psucie się mechaniczne podkładów, niema miejsca ich rozchwiewanie się, zaś ułożenie podkładu w żwirze jest stalsze, bo można go wobec wysokiego stołeczka głębiej w żwir zapuścić.

Połączeniu szyny ze stołeczkiem można zrobić zarzut, że klin drewniany przy znacznych wahaniach temperatury i wilgotności powietrza zsycha się i wymaga dobijania. Zarzut ten traci na znaczeniu przy starannem utrzymaniu toru, gdyż i nawierzchnia z szyną szerokostopową wymaga nadzoru łączników, a spostrzeżenia wykazały, iż mimo luźnego tkwienia klinów w stołeczkach szyna ułożona jest silnie i tor nie traci swej stałości.

Wędrówka toru, o której później pomówimy obszerniej, jest mniejszą w nawierzchni stołeczkowej, gdyż podparcie szyny następuje w pobliżu osi obojętnej, więc ugięcie szyny nie wywołuje jej przesuwania.

Walcowanie szyny stołeczkowej jest łatwiejsze niż szyny szerokostopowej.

Wymieńmy teraz wady nawierzchni stołeczkowej.

Stałość szyny szerokostopowej wobec sił poziomych jest większa z powodu mniejszego odstępu jej górnej krawędzi od podkładu.

Urządzenie silnego złącza stykowego jest trudniejsze przy nawierzchni stołeczkowej, gdyż stołeczki przeszkadzają ułożeniu łubków i trzeba podkłady stykowe szeroko rozsuwać, co osłabia złącze, a jeśli styk ma być urządzony na podkładzie, natenczas zwykły sposób umocowania szyny zapomocą klinów staje się niewykonalny.

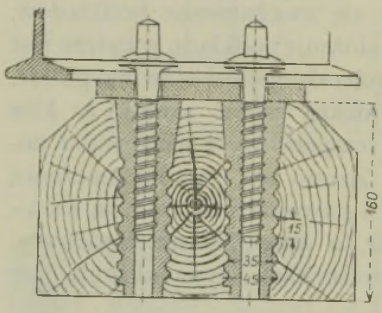
Koszta nawierzchni stołeczkowej są większe wobec znacznego kosztu stołeczków. Obecna różnica w kosztach wynosi około 20% na

korzyść nawierzchni szerokostopowej, zauważyć jednak należy, iż nawierzchnia szerokostopowa doznawała z rozwojem kolei ciągłych ulepszeń i wzmocnień, podczas gdy ustrój stołeczkowy pozostał od czasów Stephensona prawie niezmieniony i wskutek tego obecna różnica kosztów zmniejszyła się w porównaniu z różnicą pierwotną i występuje silniej na linjach podrzędnych, na których stosujemy proste typy nawierzchni szerokostopowej.

Mimo widocznej wyższości nawierzchni stołeczkowej nad szerokostopową, może ta ostatnia skutecznie konkurować z pierwszą, gdyż dzięki obecnemu wydoskonaleniu pełni należycie służbę na linjach o silnym i szybkim ruchu, a jest tańsza.

48. DYBLOWANIE PODKŁADÓW DREWNIANYCH.

Podkłady z drzewa miękkiego psują się szybko w miejscach tkwienia łączników, które wskutek tego rozluźniają się i podkład, zresztą jeszcze zdrowy, trzeba z tego powodu z toru usunąć. Zapobiec temu można zapomocą dyblowania. W miejscach uszkodzonych, z których wyjęto łączniki nawierca się dziury przez całą grubość podkładu i w otwory te wkręca się dyble z drzewa twardego o grubości około 50 $^{m}/_{m}$ ze skokiem gwintu około 15 $^{m}/_{m}$ i w te dyble następnie wbija się gwoździe hakowe, względnie wkręca śruby podkładowe (rys. 76).



Rys. 76.

Korzystnem jest poddać dyble procesowi impregnowania, które je wzmacnia i podnosi ich trwałość.

Doświadczenie wykazało, że dyblowanie podkładów podnosi opór śrub podkładowych przeciw wyrwaniu przy podkładach miękkich do 4600 *kg* zaś przy podkładach twardych do 5800 *kg*, a więc podnosi go przy nowych podkładach miękkich o 30%, przy używanych podkładach miękkich o 60%, zaś przy podkładach twardych w przybliżeniu o 50%. Prócz tego ułożenie płyt podkładowych na głowach dybli przyczynia się do oszczędzania podkładu przed zgniataniem i osłabia wpływ uderzeń, a tem samem podnosi trwałość podkładu.

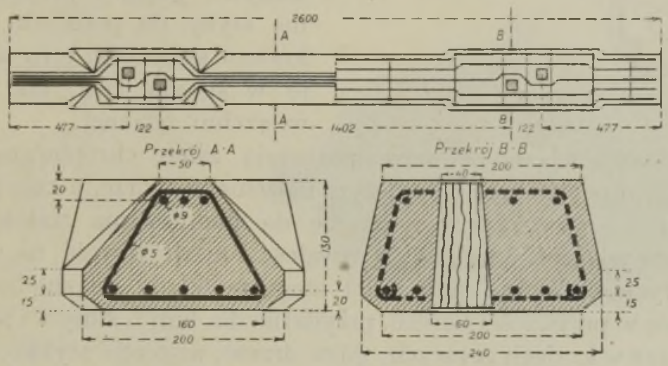
Korzystne wyniki dyblowania podkładów zasługują obecnie wobec podrożenia materjału drzewnego i rozpowszechnienia użycia podkładów miękkich na szczególną uwagę, zwłaszcza, że koszta dyblowania dadzą się przy zastosowaniu pracy maszynowej wydatnie obniżyć.

49. PODKŁADY ŻELAZNO-BETONOWE.

Wzrastająca drożyzna drzewa, przy masowem zapotrzebowaniu rocznem podkładów kolejowych, wywołała w krajach, ubogich w drzewo, potrzebę oglądnięcia się za innemi materjałami. Pomijając na razie żelazo, o którem mówić będziemy osobno, wymienić należy przedewszystkiem żelazo-beton.

Podkłady żelazno-betonowe otrzymują kształt podobny do podkładu drewnianego.

Ponieważ podkład kolejowy podlega działaniu znacznych sił zginających, a nie można mu nadawać zbyt wielkiego wymiaru wysokości, więc ilość żelaza, użytego na wkładki, jest dość znaczna w po-



Rys. 77.

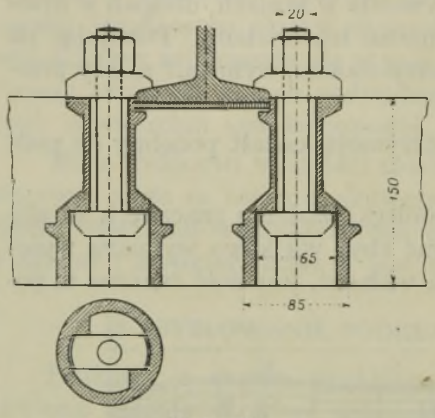
równaniu z innemi zespołami konstrukcyjnemi, przyczem wkładki te należy umieszczać u góry i u dołu, gdyż ciągnienia występują w górnych i w dolnych warstwach przekroju.

Dość obszerne próby z podkładami żelazno-betonowemi przeprowadzono w Ameryce północnej, zaś w Europie we Francji i we Włoszech, a ostatnio i w Niemczech.

Rys. 77 przedstawia podkład włoski. Posiada on przekrój trapezowy, a tylko pod szynami przekrój prawie prostokątny celem uzyskania szerokości, potrzebnej dla pomieszczenia płyty podkładowej. Rozmieszczenie i wymiary wkładek żelaznych uwidocznione są na rysunku.

Połączenie szyny z podkładem następuje zapomocą gwoździ hakowych, lub śrub podkładowych, podobnie jak przy nawierzchni drewnianej, przyczem albo wpuszczone są w podkład drewniane dyble

(rys. 77), albo też rury żelazne (rys. 78). Między szynę a podkład, względnie między płytę podkładową a podkład wkładamy warstewkę materjału sprężystego np. wojłoku (filcu), aby zapobiec ścieraniu betonu.



Rys. 78.

W Niemczech przeprowadzono próbę połączenia szyny z podkładem podobnie, jak przy nawierzchni żelaznej i w tym celu zabetonowano w miejscu pod szynami odpowiednio dziurawione kawałki podkładów żelaznych, poczem przytwierdzenie szyny do podkładu i regulowanie szerokości toru następuje w sposób taki, jak w nawierzchni żelaznej.

Podkłady żelazno-betonowe posiadają zaletę chropowatości powierzchni, zapewniającą im należyte ułożenie w żwirze, a znaczny ich ciężar (130—190 *kg*) przyczynia się do podniesienia stałości toru; prócz tego podkreślić należy ich trwałość i niewrażliwość na wpływy atmosferyczne. Wobec tych zalet mogą podkłady żelazno-betonowe okazać się w przyszłości bardzo przydatne dla linij o silnym i szybkim ruchu, oraz w krajach gorących, gdzie drzewo niszczeje szybko, a możność wyrobu na miejscu czyni je tańszemi od żelaznych.

Narazie główną wadę ich stanowi trudność umieszczenia łączników oraz kruchość betonu, wskutek czego łatwo doznają uszkodzeń przy podbijaniu. Celem ułatwienia podbijania otrzymuje podkład ścięcie dolnych krawędzi.

Wady te, oraz koszt stosunkowo znaczny stoją dotychczas na przeszkodzie znaczniejszemu zastosowaniu tych podkładów.

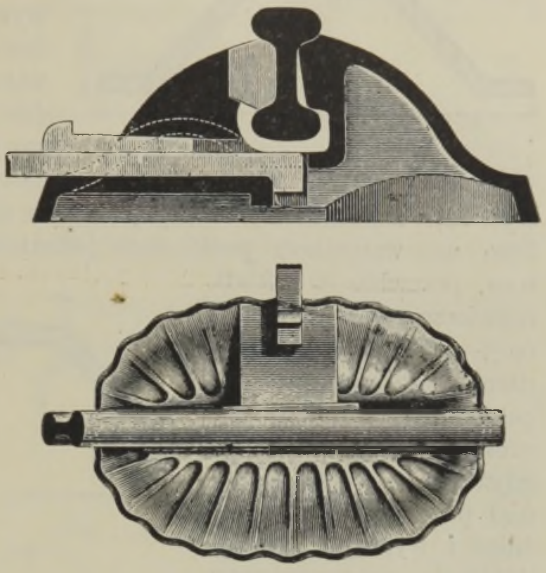
Jeszcze mniej znaczące próby przeprowadzono z podkładami, sporządzonemi z masy papierowej, szkła drucianego i t. p. dlatego też bliżej niemi zajmować się nie będziemy.

50. NAWIERZCHNIA ŻELAZNA.

Nawierzchnia żelazna znalazła zastosowanie we wszystkich postaciach, a więc jako nawierzchnia na podporach odosobnionych, poprzeczna i podłużna, to też omówimy kolejno te trzy rodzaje nawierzchni.

1. Nawierzchnia na podporach odosobnionych.

Układ ten stosowany był obszernie w początkach budowy kolei żelaznych, a mianowicie podpierano szyny kostkami kamiennemi. W otworach, wyżłobionych w kamieniu, osadzano dyble drewniane, w których tkwiły łączniki. Dziś ten rodzaj nawierzchni stosowany jest wyjątkowo, a mianowicie w krajach podzwrotnikowych, gdzie użycie drzewa wobec szybkiego psucia się podkładów przedstawia istotne trudności, przyczem podpory kamienne zastąpiono podporami z żelaza lanego w postaci dzwonów, wywróconych misek, lub płyt, wzmocnionych w razie potrzeby pionowemi żebrami.



Rys. 79.

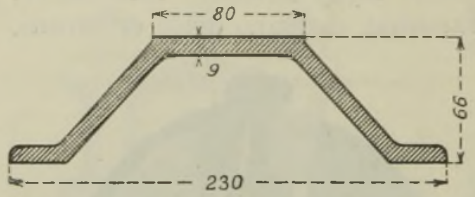
Podpora żelazna odlewa się razem ze stołeczkiem, w którym ułożona jest szyna i rozparta drewnianym lub żelaznym klinem. Celem utrzymania należytej szerokości toru łączymy podpory obydwu toków płaskiemi poprzeczkami (rys. 79).

Nawierzchnia ta odznacza się prostotą ustroju i nie wymaga zbytniego nadzoru, to też nadaje się szczególniej tam, gdzie brak jest odpowiednio wyszkolonego personalu kolejowego. Równocześnie jednak stałość tej nawierzchni jest nieporównanie mniejsza, niż nawierzchni poprzecznej, tak co do wzajemnej wysokości toków, jak co do szerokości toru, można więc stosować ją tylko tam, gdzie pozwalają na to niewielkie obciążenia i nieznaczna prędkość jazdy. Nawierzchnię taką otrzymało wiele kolei kolonjalnych w Egipcie, Indjach wschodnich, Afryce i Ameryce południowej.

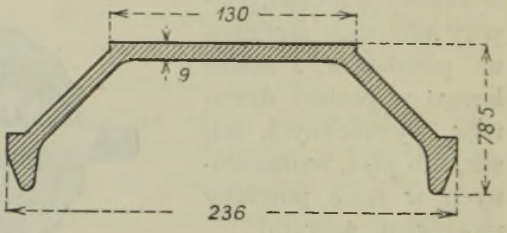
2. Nawierzchnia poprzeczna.

Żelazny podkład poprzeczny wprowadzono po raz pierwszy około roku 1860 na kolejach francuskich według projektu *Vautherina*. Podkład ten, kształtu nieckowatego (rys. 80) rozpowszechnił się dość

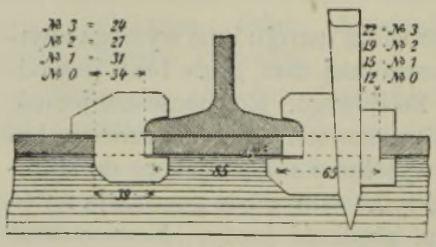
szybko we Francji i w Belgji, a następnie wprowadzono go w Niemczech z pewnemi zmianami, a mianowicie zwiększono pojemność wnętrza podkładu celem powiększenia stałości ułożenia w żwirze, oraz odrzucono poziome występy, utrudniające podbicie i zastąpiono je klinowemi zgrubieniami krawędzi (rys. 81). Przytwierdzenie szyny do podkładu uskuteczniono zapomocą *łapek i klina* (rys. 82). Dziurawienie blachy podkładu dla umocowania łączników było we wszystkich podkładach jednakowe, a zmiany szerokości toru, potrzebne w łukach, uskuteczniono w stopniach co 3—4 $^{m}/_{m}$ przez wprowadzenie kalibrowanych łapek. Ustrój ten, jakkolwiek prosty, okazał się wadliwy, gdyż klin łatwo się rozluźniał pod wpływem wstrząśnień i wymagał częstego dobijania, co powodowało rozchełtywanie otworów w podkładzie i przyczyniało się do pękania blachy podkładu w tem miejscu. Wreszcie znaczne wymiary otworów osłabiały nadmiernie przekrój podkładu.



Rys. 80.

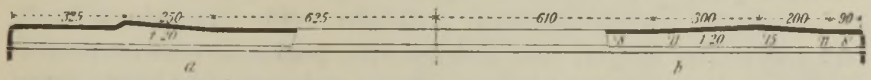


Rys. 81.


Rys. 82.

Celem nadania szynom potrzebnego pochylenia poprzecznego stosowano różne sposoby wyginania podkładów, a więc albo pod kątem z załamaniem w środku długości, albo w dwóch punktach z poziomą częścią środkową, albo w czterech punktach, tworząc pochyłe części pod szynami, lub wreszcie w łuku. Wszystkie te sposoby okazały się nieodpowiednie. Każde wygięcie podkładu, a zwłaszcza podniesienie końców, utrudnia równomierne podbicie i wpływa ujemnie na stałość ułożenia jego w żwirówce. Prócz tego wygięty podkład objawia dążność do wyprostowania się pod wpływem obciążenia i zwiększa w ten sposób szerokość toru.

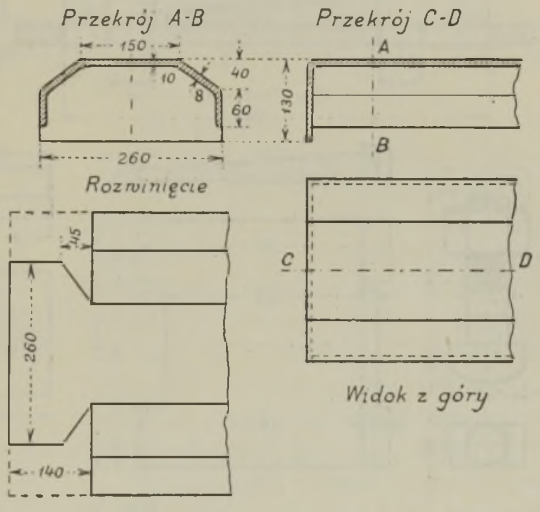
Gdy zaczęto wyrabiać podkłady z miękkiej stali zlewnej, okazało się możliwe uzyskanie powierzchni pochyłych pod szynami przez wywalcowanie (rys. 83 b) lub wytłoczenie (rys. 83 a), pozostawiając



Rys. 83.

podkład prosty na całej długości, przyczem pogrubiano zazwyczaj blachę podkładu pod szynami. Sposób ten nie znalazł rozpowszechnienia, gdyż podnosił koszt wyrobu i nie wykluczał możliwości nadwerężenia materjału podkładu przy wytłaczaniu.

Wszystkie, stosowane dotychczas układy nawierzchni żelaznej nie odpowiadały wymaganiom i nie mogły skutecznie współzawodniczyć z nawierzchnią drewnianą.

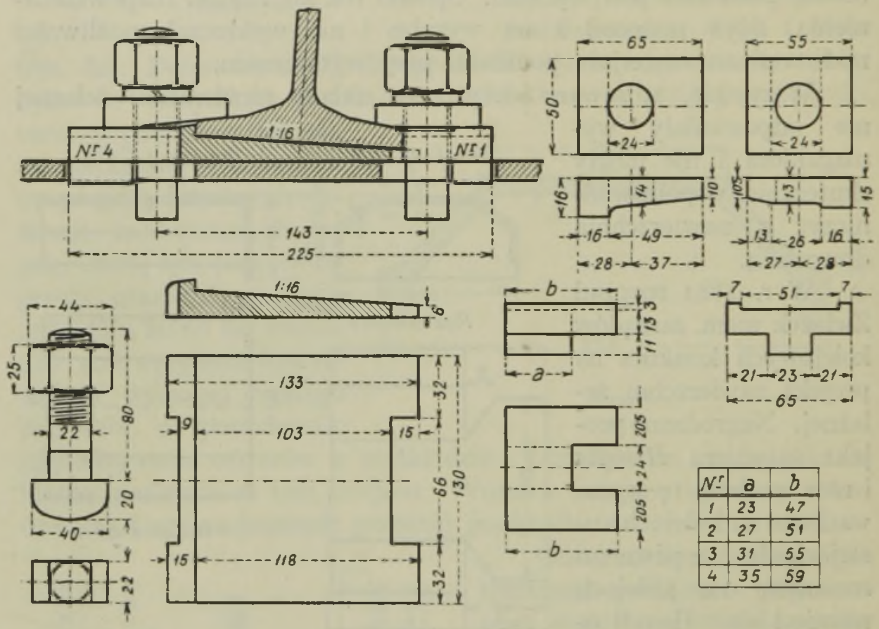


Rys. 84.

W r. 1882 rozpisał Związek niem. zarządów kolejowych konkurs na projekt nawierzchni żelaznej. Nagrodzono projekt inżyniera *Heindla* i nawierzchnię tę wprowadzono na kolejach austrjackich, a z pewnemi zmianami na kolejach niemieckich. Heindl oparł swój projekt na następujących zasadach:

a) nawierzchnia powinna uzyskać dostateczną stałość przez wzmocnienie i odpowiednie wykształcenie podkładu;
b) podkład powinien pozostać prosty, a potrzebne pochylenie szyny uzyskać należy przez zastosowanie klinowej płyty podkładowej;
c) dziurawienie podkładów ma być jednakowe, a zmiany szerokości toru uzyska się przez kalibrowanie łączników;
d) jako łączników użyć należy śrub, przyczem powinny one pracować wyłącznie na ciągnienie;
e) całość układu powinna być ile możności sprężysta.

Na rys. 84 widzimy sposób urobienia podkładu Heindla. Kształt przekroju, odmienny od kształtu Vautherina, wykazuje znaczne zwiększenie pojemności, a nadto czoła podkładu zamknięte są pionowemi blachami przez odpowiednie obcięcie i wygięcie końców. Urządzenie to umożliwia należyte podbicie podkładu wobec zamknięcia bryły żwiru wewnątrz koryta, oraz podnosi opór podkładu przeciw przesunięciom podłużnym, przy których trzeba pokonać opór tarcia żwiru po żwirze przy ciężarze, równym ciężarowi podkładu i żwiru, zawartego w jego wnętrzu.



Rys. 85.

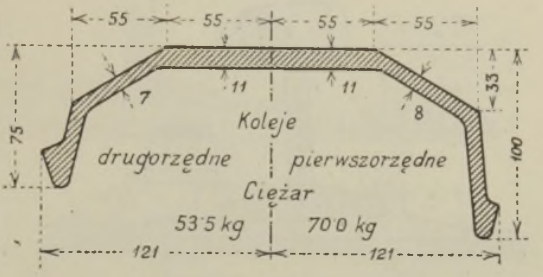
Połączenie szyny z podkładem i szczegóły łączników przedstawia rys. 85.

Płyta podkładowa klinowa posiada wystającą krawędź zewnętrzną, o którą opiera się stopka szyny. W boczne wycięcie płyty i w dziury w blasze podkładu wchodzą kalibrowane *przykładki*. Na nich opierają się *łapki*, przytrzymujące stopkę szyny i związane z podkładem zapomocą *śrub hakowych*.

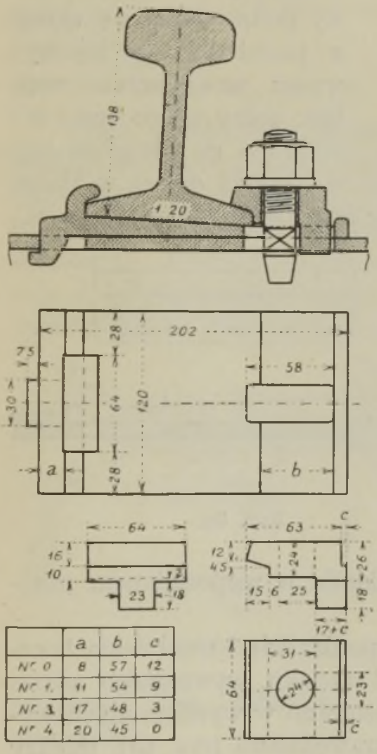
Siła pozioma, usiłująca szynę przesunąć, przenosi się na wystającą krawędź płyty, a z niej za pośrednictwem przykładki wprost na blachę podkładu i śruby nie biorą udziału w znoszeniu tej siły.

Siła, starająca się szynę wywrócić, przenosi się na śruby przy pomocy łapek, więc śruby pracują wyłącznie na ciągnienie.

Sprawa sprężystości układu nie została przez Heindla należycie rozwiązana. Zarzut małej sprężystości nawierzchni żelaznej pozostaje dotychczas otwarty i pod tym względem posiada nawierzchnia drewniana niezaprzeczoną wyższość. Wadę układu Heindla stanowi wielka ilość elementów w łącznikach, oraz małe stosunkowo ich powierzchnie zetknięcia, wskutek czego łatwo się zużywają i powodują rozluźnienie połączenia. Ostre dolne krawędzie podkładu niszczą się przy podbijaniu.



Rys. 86.

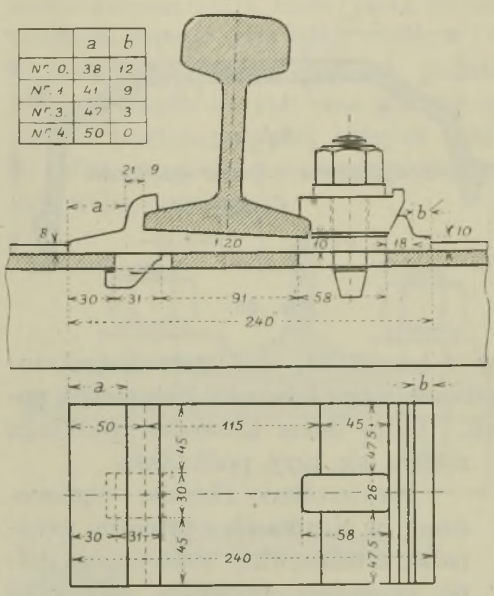


Rys. 87.

Nawierzchnię Heindla wprowadzono w Niemczech z pewnemi zmianami, a mianowicie wzmocniono dolne krawędzie podkładu klinowemi zgrubieniami (rys. 86) i zmniejszono ilość części składowych w łącznikach przez zastosowanie kalibrowanej płyty hakowej z hakiem po stronie zewnętrznej i przez połączenie przykładki i łapki w jedną całość po stronie wewnętrznej (rys. 87).

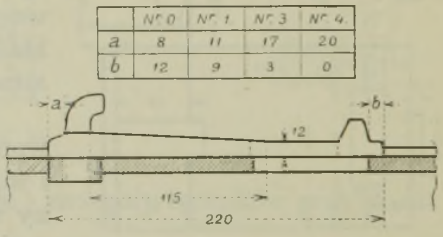
W dalszym rozwoju tego układu wprowadzono na kolejach pruskich i wirtemberskich ustrój, przedstawiony na rys. 88. Płyta hakowa otrzymuje obustronne kalibrowane przedłużenia *a* i *b*, wskutek czego zwiększa się jej powierzchnia zetknięcia z podkładem, która w poprzednim układzie okazała się zbyt mała, a krawędź płyty nie spada się z krawędzią dziury w podkładzie. Poziome ramię dolnego haka, wchodzące pod blachę podkładu, jest krótsze, a wskutek tego

możliwe jest założenie haka przy równoczesnem oparciu go o wewnętrzną ścianę dziury w podkładzie. W ten sposób uzyskuje tok nawierzchni zabezpieczenie przeciw ewentualnemu przesunięciu ku środkowi toru. Wewnętrzna przykładka otrzymuje kształt klinowy, dozwalający na wyrównanie zmiennego odstępu wystającego brzegu płyty od krawędzi stopki szyny bez potrzeby kalibrowania przykładki.



Rys. 88.

Dalsze doświadczenia okazały, że wsuwanie haka pod blachę podkładu jest zbędne, gdyż niema obawy podniesienia się szyny z podkładu lub jej wywrotu nawewnątrz, więc hak dolny odrzucono i zastąpiono go *okrągłym czopem* (rys. 89), który wchodzi szczelnie w okrągłą dziurę w blasze podkładu. Zastosowanie okrągłej dziury zamiast prostokątnej zwiększa trwałość podkładu, gdyż unikamy niebezpiecznych, ostrych naroży w dziurach, gdzie najczęściej występują pęknięcia blachy podkładu.



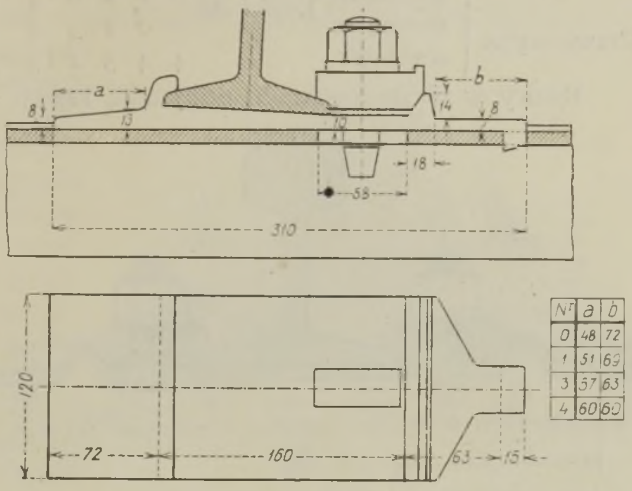
Rys. 89.

Wreszcie zarzucono zupełnie dziurawienie podkładu po stronie zewnętrznej szyny, wprowadzając płytę zakotwioną po stronie wewnętrznej, wskutek czego unika się osłabiania blachy podkładu w niepożądanem miejscu (rys. 90).

Celem ustalenia ułożenia płyty na podkładzie i uwolnienia bocznych ścian dziur w blasze podkładu od nacisku, wywołanego siłami działającemi w kierunku osi toru, zastosowano w wymienionych wyżej ustrojach podkłady z podłużnemi krawędziami (rys. 91), między któremi mieści się płyta podkładowa. Na te krawędzie, stanowiące

zarazem wzmocnienie i usztywnienie podkładu, przenosi się nacisk z szyny za pośrednictwem płyty.

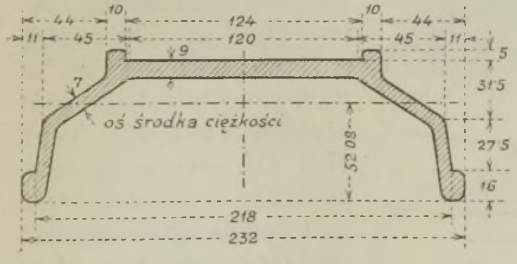
Dążność do uproszczenia połączenia szyny z podkładem przez zmniejszenie ilości łączników i do zmniejszenia wzajemnego zużywania się tychże przez ustalenie tego połączenia, doprowadziła do ustroju wprowadzonego na kolejach saskich i oldenburskich, przedstawionego na rys. 92.



Nr	a	b
0	48	72
1	51	69
3	57	63
4	60	60

Rys. 90.

Płytę podkładową odrzucono i ułożono szynę wprost na podkładzie, którego górna powierzchnia jest pod szynami ukształtowana odpowiednio do poprzecznego pochylenia szyny. Łożyska szyny posiadają obustronne poprzeczne występy kształtu trapezowego, wyciśnięte w blasze podkładu, o które opierają się łapki rozpierające, przytrzymujące stopkę szyny. Łapki te są odwracalne z niesymetrycznem dziurawieniem, co umożliwia temi samemi łapkami uzyskać poszerzenie toru w granicach od 0 do 24 $^{m}/_{m}$ ze zmianą co 3 $^{m}/_{m}$ w następujący sposób:

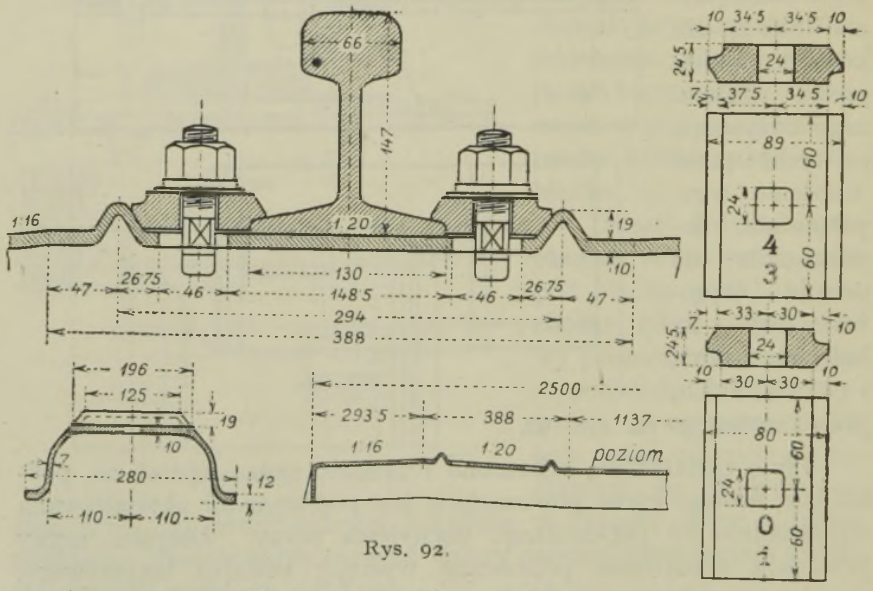


Rys. 91.

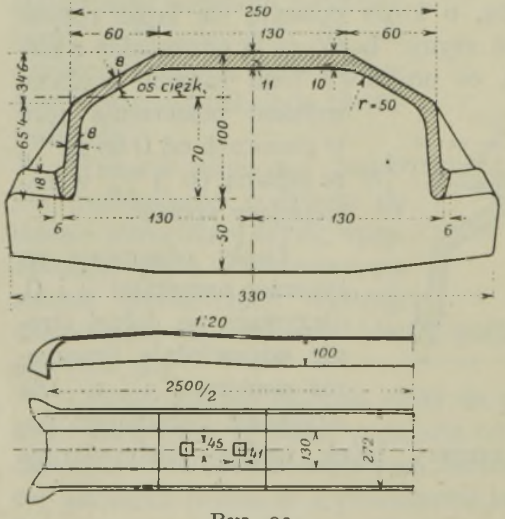
Łapki oznaczone na rysunku numerami 4 i 0, otrzymują na dolnej stronie odpowiednie oznaczenia numerami 3 i 1. Dla uzyskania pożądanego poszerzenia toru dobieramy numery łapek według następującego zestawienia:

Dla poszerzenia toru			0,	3,	6,	9,	12,	15,	18,	21,	24 $^{m}/_{m}$
Lewa szyna	zewnątrz	Łapka №	4	3	3	4	1	0	1	1	0
	wewnątrz		0	1	1	0	3	4	3	3	4
Prawa szyna	wewnątrz		0	0	1	3	1	1	3	4	4
	zewnątrz		4	4	3	1	3	3	1	0	0

Dziury w blasze podkładu otrzymują kształt owalny.



Rys. 92.



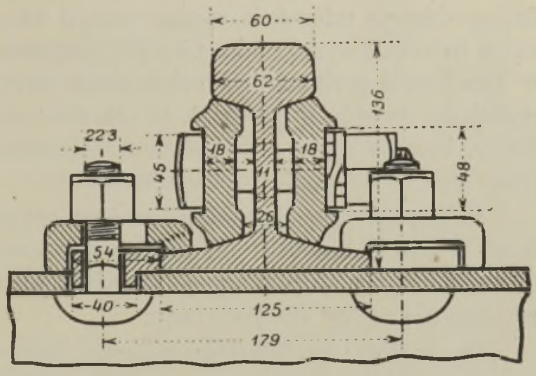
Rys. 93.

Wymieniona przy końcu ustępu 43 D (str. 137) jednolita nawierzchnia, zaprojektowana dla całego państwa Niemieckiego, otrzymuje ułożenie na podkładach żelaznych. Typy II i III otrzymują silne podkłady, przedstawione na rysunku 93, natomiast podkłady typu I są nieco słabsze, a mianowicie wysokość ich przekroju wynosi 85 $^{m}/_{m}$, dolna szerokość 250 $^{m}/_{m}$, a długość

2.40 *m*. Górna szerokość przekroju wynosi we wszystkich trzech typach 130 $^{m}/_{m}$.

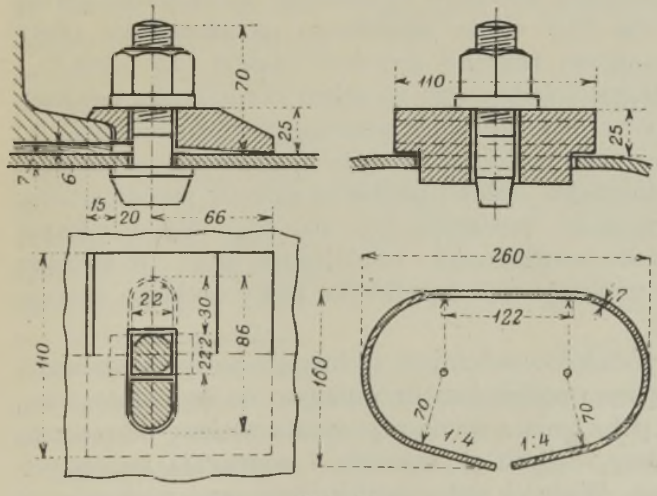
Ciężar podkładu typu I wynosi 66·1 *kg*, zaś typów II i III 78·2 *kg*.

Połączenie szyn z podkładami następuje podług układu *Rotha i Schülera* (rys. 94), stosowanego z powodzeniem od lat 30 na kolejach badeńskich, jednak równolegle będzie w znacznym zakresie wprowadzony dla porównania wymieniony wyżej układ, przedstawiony na rys. 92, stosowany obecnie na kolejach saskich i oldenburskich, jako prostszy i zapewniający silniejsze związanie szyn z podkładami.



Rys. 94.

Wspomnieć jeszcze należy, że w ostatnich czasach wprowadzono na próbę na kolejach saskich podkład żelazny o przekroju przedstawionym na rys. 95. Wnętrze podkładu wypełnione jest żwirem. Długość podkładu wynosi 2·70 *m*, powierzchnia przekroju 45 cm^2, ciężar 102 *kg*, ciężar żwiru we wnętrzu 130 *kg*, moment bezwładności 1534 cm^4, moment oporu 178 cm^3. Kształt ten ma na celu zwiększenie sprężystości toru, a tem samem zmniejszenie uderzeń i odkształceń.



Rys. 95.

Obok sprężystości, zaletę tego kształtu przekroju stanowi znaczny ciężar i głębokie zanurzenie w żwirowce, podnoszące spokojne jego ułożenie w torze

i należyte przenoszenie ciśnienia na podtorze, nawet przy mniejszej grubości warstwy żwiru pod podkładem.

Słuszność tych przypuszczeń potwierdziły doświadczenia, przeprowadzone na Politechnice w Dreźnie.

Uderzenia babą o ciężarze 500 *kg* z wysokości 100 i 300 $^{m}/_{m}$, dające energję uderzenia równą energji uderzenia koła pojazdu o ciężarze 10 tonn z wysokości 2·5 i 7·5 $^{m}/_{m}$, wykazały, że energję tę pochłania w zupełności podkład bez miażdżenia żwiru. O spokojnem ułożeniu podkładu świadczy również ta okoliczność, że po 63 000 uderzeń śruby, łączące szynę z podkładem, okazały się równie silnie przykręcone, jak na początku doświadczenia.

Połączenie szyny z podkładem (rys. 95) następuje za pośrednictwem łapek i śrub hakowych. Wkładka z drzewa topolowego 6 $^{m}/_{m}$ gruba, ułożona między stopką szyny i blachą podkładu, zapewnia należyte przyleganie szyny do podkładu.

Do wyrobu podkładów używane jest przeważnie żelazo zlewne o wytrzymałości na ciągnienie 4200 do 4800 $^{kg}/_{cm^2}$, a niekiedy stal zlewna o wytrzymałości 5000 do 6000 $^{kg}/_{cm^2}$. Dobry materjał powinien pozwalać na rozpłaszczenie nie dziurawionego podkładu pod lekkiemi uderzeniami młota parowego bez złamania, a następnie na takie wygięcie, aby średnica koła w miejscu wygięcia wynosiła 75 $^{m}/_{m}$.

Odchyłki od przepisanych wymiarów mogą wynosić: w grubości blachy ± 0·5 $^{m}/_{m}$, w szerokości i wysokości ± 2 $^{m}/_{m}$, w długości ± 25 $^{m}/_{m}$, w położeniu dziur ± 1 $^{m}/_{m}$, w wymiarach dziur ± 0·5 $^{m}/_{m}$.

Od dobrego podkładu żelaznego wymagamy: dostatecznej górnej szerokości (120—150 $^{m}/_{m}$) celem wygodnego pomieszczenia płyty podkładowej i łączników; znacznej szerokości dolnej (240—260 $^{m}/_{m}$) i wystarczającej długości (2·50—2·70 *m*) celem zmniejszenia ciśnienia jednostkowego na żwir i uzyskania odpowiedniego kształtu linji ugięcia; zamknięcia poprzecznego podkładu na czołach, celem ujęcia znacznej bryły żwiru i podniesienia stałości podkładu przeciw przesunięciom; wystarczającej wysokości przekroju (75—100 $^{m}/_{m}$) dla uzyskania potrzebnego momentu bezwładności i zmniejszenia ugięć. W związku z temi żądaniami pozostaje ciężar podkładu, który dochodzi obecnie do 75 *kg* i wyżej.

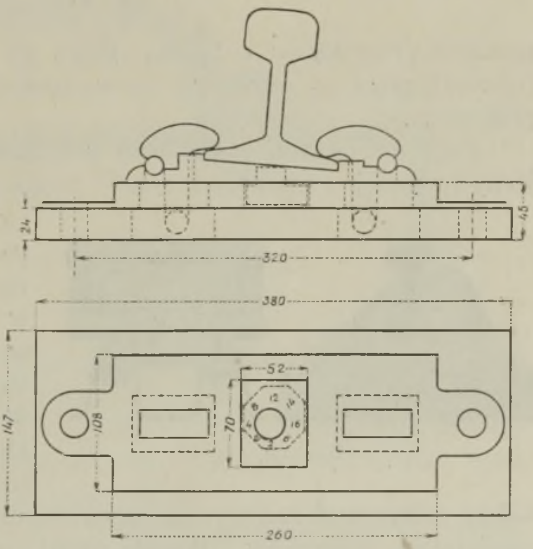
Nowsze typy podkładów żelaznych, spełniające powyższe warunki, nie ustępują najlepszym podkładom drewnianym co do stałości toru, a wobec lepszego połączenia z szyną zapewniają większe bezpieczeństwo, zwłaszcza przy wielkich chyżościach, i wymagają mniejszych kosztów utrzymania. Wadę ich wobec podkładów drewnianych stanowi

mniejsza sprężystość, przez co jazda staje się twarda i uderzenia podnoszących się i spadających podkładów niszczą silniej żwirówkę. Podkłady żelazne wymagają dalej lepszego materjału żwirowego i trudniej dają się podbijać. Aby rozstrzygnąć pytanie, czy lepsze jest zastosowanie podkładów żelaznych czy drewnianych, należy brać pod uwagę koszta.

Można przyjąć trwałość podkładu żelaznego na 25 lat, poczem jeszcze jako materjał przedstawia on 30% wartości pierwotnej. Z porównania kosztów zakupna obu rodzajów podkładów otrzymamy odpowiedź na pytanie, przyczem zauważyć należy, że przy nieznacznej różnicy kosztów na korzyść podkładu żelaznego wybierzemy nawierzchnię drewnianą, a to z uwagi na wspomnianą wyżej większą sprężystość, a tylko dla rozjazdów, gdzie podkład żelazny zapewnia nam pożądaną dokładność i stałość przytwierdzenia szyny, wybierzemy nawierzchnię żelazną.

Nawierzchnia żelazna znalazła obszerne zastosowanie w Niemczech, Szwajcarji i w Holandji. Koleje niemieckie posiadają obecnie około 50% torów z nawierzchnią żelazną. U nas wobec stosunkowej taniości drzewa w porównaniu z żelazem, stosowana jest powszechnie nawierzchnia drewniana, a żelazna tylko pod rozjazdami kolei głównych.

Na uwagę zasługuje projekt nawierzchni inżyniera *Chylewskiego* z powodu oryginalności pomysłu (rys. 96).



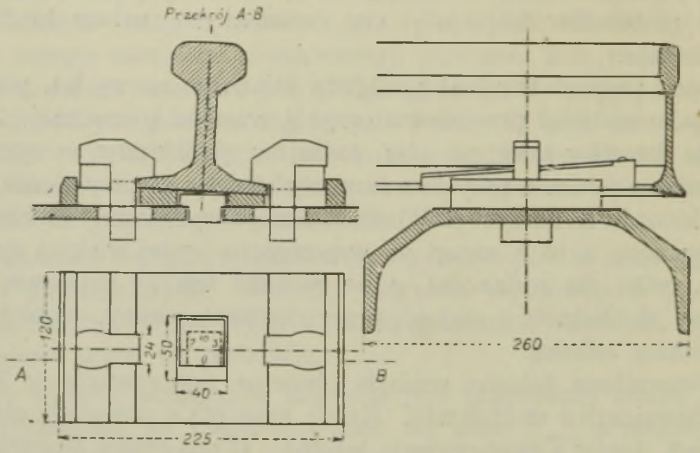
Rys. 96.

Klinowa płyta podkładowa posiada w swej podstawie wydrążenie, w które wchodzi element ośmioboczny, tkwiący okrągłym czopem w dziurze w blasze podkładu. Czop ten umieszczony jest mimośrodkowo, pozwala więc na zmiany szerokości toru w stopniach co 2 $^{m}/_{m}$ zależnie od położenia ośmioboku względem osi podkładu.

Połączenie szyny z podkładem następuje zapomocą haków z poprzecznem poziomem ramieniem. Po wsunięciu haka w odpowiedni

otwór w płycie i w podkładzie, obracamy go o 90° i rozpieramy silnie przy pomocy stalowego, okrągłego klina.

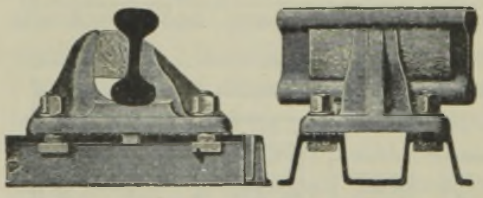
Inżynier *Banovits* ulepszył ustrój Chylewskiego, nadając klinowi



Rys. 97.

przekrój prostokątny z blachą, którą się odwija po wbiciu klina (rys. 97), przez co zapobiega się wysuwaniu się klina i rozluźnieniu połączenia.

Przy *nawierzchni stołeczkowej* jest zastosowanie podkładów żelaznych mniej rozpowszechnione. Stołeczki zwykłego typu przytwierdza się do podkładu zapomocą śrub, aby zaś uniknąć natężeń ścinających w śrubach, umieszczamy w podstawie stołeczka występ, wpuszczony w odpowiedni otwór w blasze podkładu. Celem uzyskania potrzebnego poszerzenia toru, należy zastosować kalibrowane dziurawienie podkładu albo też użyć specjalnych stołeczków. Wogóle układ ten jest mniej wydoskonalony w porównaniu z nawierzchnią szerokostopową. Rys. 98 przedstawia taką nawierzchnię kolei francuskich z r. 1888.



Rys. 98.

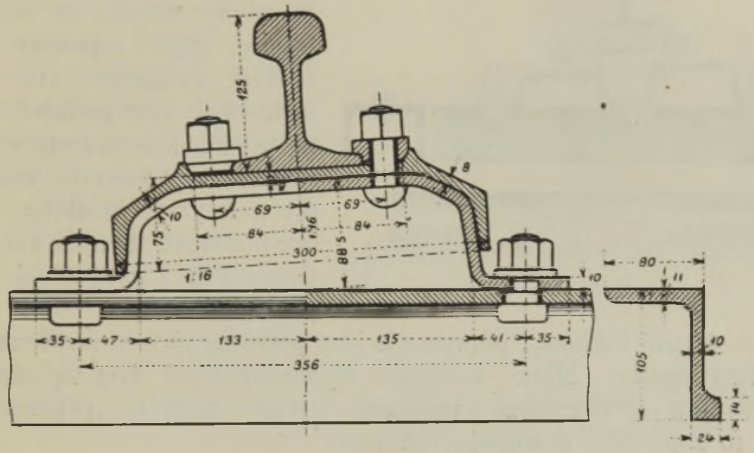
3. Nawierzchnia podłużna.

Nawierzchnię podłużną żelazną wprowadzono w r. 1867 w Niemczech, a pomyślne wyniki, uzyskane początkowo, dały powód do ta-

kiego jej rozpowszechnienia, iż w r. 1880 istniało w Niemczech przeszło 4000 *km* torów z tym rodzajem nawierzchni.

Oczekiwane korzyści w porównaniu z nawierzchnią poprzeczną, a mianowicie zmniejszenie ciężaru szyn i podkładów a tem samem oszczędność w kosztach, nie ziściły się, natomiast wystąpiły rozliczne wady, wobec czego ustrój ten został zarzucony i ustąpił miejsca powszechnie dziś przyjętej nawierzchni poprzecznej, a utrzymał się tylko w pewnych szczególnych przypadkach.

Ze względu na ustrój rozróżnić należy *nawierzchnię podłużną litą*, w której niema osobnego podkładu, lecz szyna spoczywa wprost na podłożu; *nawierzchnię podłużną dwudzielną*, posiadającą osobną szynę i podkład podłużny i *nawierzchnię podłużną trójdzielną*, gdzie ustrój złożony jest z trzech elementów.



Rys. 99.

Nawierzchnia lita znajduje zastosowanie w budowie torów drogowych, to też mówić o niej będziemy w rozdziale o kolejach drogowych.

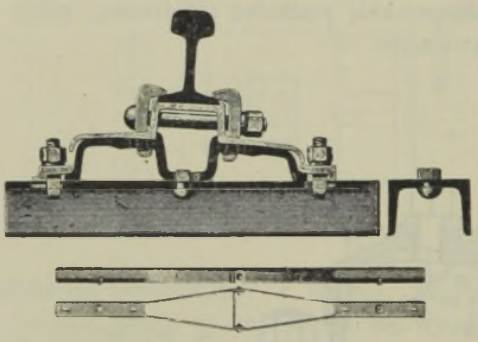
Nawierzchnia dwudzielna znalazła największe rozpowszechnienie i wydoskonalenie. Z istniejących wielu ustrojów wymienimy tylko najważniejsze i najobszerniej zastosowane.

a) *Ustrój Hoheneggera* (rys. 99). Podłużny podkład żelazny o przekroju podobnym do podkładu Heindla posiada wystające krawędzie podłużne kształtu trapezowego. Szyna połączona jest z podkładem zapomocą *łapek rozpierających* i śrub, co zapewnia ścisłość połączenia. Styk szyn kryją łubki zwykłe, jak przy nawierzchni poprzecznej; styk podkładu otrzymuje łubki o kształcie odpowiadającym kształtowi przekroju podkładu i długości 600 $^{m}/_{m}$,

Łubek z podkładem wiążą śruby, służące do połączenia szyny z podkładem, tylko dłuższe o grubość blachy łubka.

Celem utrwalenia wzajemnego położenia obydwu toków użyte są *poprzeczki* o silnym przekroju kątowym, połączone z podkładem zapomocą osobnych elementów o przekroju identycznym z przekrojem łubka podkładowego i długości 300 $^{m}/_{m}$. Dla umożliwienia zmian w szerokości toru w łukach są otwory na śruby w poprzeczkach kalibrowane.

b) *Ustrój Haarmanna* (rys. 100). Charakterystyczną cechę tego ustroju stanowi odrębny, kapeluszowy kształt przekroju podkładu, oraz sposób połączenia szyny z podkładem zapomocą haków i śrub poziomych. O ile połączenie to należy uważać za bardzo celowe, gdyż zapewnia ono ścisłość związania obu elementów, o tyle podkład sam nie posiada kształtu odpowiedniego, a to z powodu trudności należytego podbicia wobec szerokich dolnych ramion poziomych i niewielkiej pojemności.



Rys. 100.

Ustrój łubków i poprzeczek jest podobny, jak w nawierzchni Hoheneggera. Mimo wielkiego wydoskonalenia obu opisanych ustrojów nawierzchnia podłużna ustąpić musiała poprzecznej a to z powodu następujących wad:

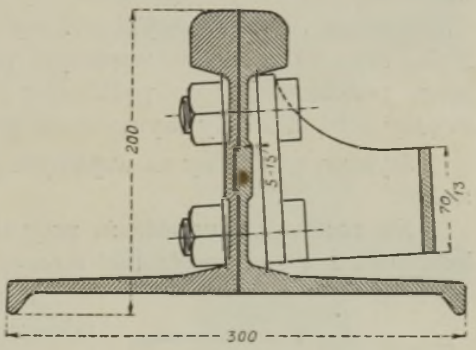
1. Stałość obydwu toków jest niedostateczna, zwłaszcza wobec sił poziomych, których wielkość przy większych chyżościach jazdy jest znaczna.
2. Trudność należytego odwodnienia podtorza. Wskutek częstego podbijania zbija się żwir pod podkładem i tworzy twardą masę, nieprzepuszczającą wody. Ponieważ równocześnie pod obydwu tokami tworzą się w podtorzu podłużne koryta, więc woda opadowa, przesiąkająca przez żwirówkę, nie może odpłynąć na boki, lecz zatrzymuje się w korytach, rozmiękcza grunt i powoduje wzmożone osiadanie toru, a przy niekorzystnym, nieprzepuszczalnym materjale nasypu wywołać może niebezpieczne usunięcia się skarp.
3. Trudność utrzymania należytej szerokości toru, odpowiedniego

pochylenia poprzecznego obydwu toków i ich wzajemnej wysokości mimo użycia silnych poprzeczek.

4. Trudność zastosowania silnych typów łubków
5. Migracja toru, o której później pomówimy, występuje znacznie silniej, niż przy nawierzchni poprzecznej.

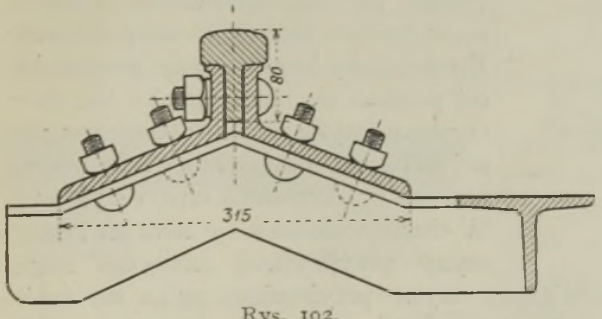
Wobec tych wad wymaga nawierzchnia podłużna bardzo starannego, a więc kosztownego utrzymania, a ponieważ i koszt budowy toru jest mało co mniejszy, niż przy nawierzchni poprzecznej, jak to wyżej zauważyliśmy, więc nic nie ma dziwnego, iż byt jej i rozkwit okazał się krótkotrwały.

c) Do rzędu nawierzchni dwudzielnych zaliczyć należy *szynę Haarmanna*, złożoną z dwóch części (rys. 101), układaną wprost na podłożu żwirowem. Styki obu połówek przestawione są o 0·50 *m* i nakryte wspólnemi nakładkami. Związanie obydwu toków uskutecznione jest przy pomocy silnych poprzeczek z żelaza płaskiego.



Rys. 101.

Szeroka podstawa szyny zapewnia jej potrzebną stałość i niewielkie ciśnienie na żwirówkę, a znaczna wysokość szyny czyni tę nawierzchnię szczególnie przydatną dla torów portowych na placach brukowanych, po których poruszają się zwykłe pojazdy drogowe.



Rys. 102.

Nawierzchnia trójdzielna jest bardzo mało rozpowszechniona, to też ograniczymy się do wymienienia ustroju, zaprojektowanego przez firmę *Köstlin-Battig*, przedstawionego na rys. 102.

Ponieważ zużyciu pod wpływem ruchu podlega tylko główka szyny, jest rzeczą wskazaną wielkość przekroju szyny możliwie ograniczyć, aby straty materjału przy wymianie były jak najmniejsze. W tej myśli odrzu-

cają projektanci stopkę szyny, pozostawiając jedynie główkę i ściankę, którą ujmują obustronnemi żelazami kątowemi, tworzącemi rodzaj podkładu podłużnego. Styki szyny i obu żelaz kątowych są przestawione, wobec czego odpada potrzeba stosowania łubków stykowych. Obydwa toki połączone są zapomocą poprzeczek kątowych.

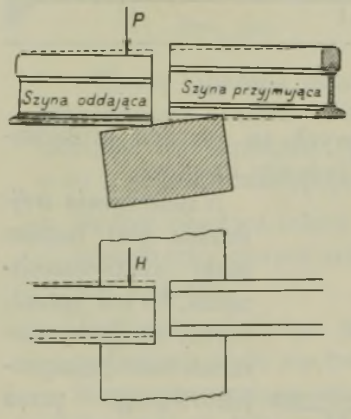
Prostota ustroju i taniość mogą ten rodzaj nawierzchni uczynić odpowiednim tam, gdzie chodzi o oszczędność w kosztach budowy, a niewielkie chyżości i obciążenia nie wymagają znacznej stałości toru.

51. ZŁĄCZE STYKOWE.

Zadaniem złącza stykowego jest związanie końców szyn, stykających się czołami w danym toku, aby jazdę uczynić możliwie spokojną i bezpieczną. Pierwsze styki wykonywano w ten sposób, że obydwa końce szyn układano na wspólnym podkładzie i przytwierdzano do niego podobnie, jak do podkładów pośrednich, zapomocą gwoździ; między sobą nie były szyny wcale połączone.

Styk szyn, ułożony na wspólnym podkładzie, nazywamy *stykiem stałym*.

Nie trudno zrozumieć, że przy takiem urządzeniu styku o stałości połączenia nie może być mowy.

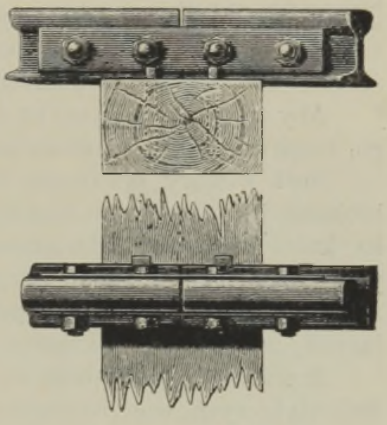


Rys. 103.

Przypatrzmy się zachowaniu się takiego styku podczas przejazdu ciężaru. W chwili gdy ciężar *P* (rys. 103) znajduje się przy końcu szyny oddającej, występuje ugięcie tej szyny, a mimośrodkowe obciążenie podkładu powoduje jego nierównomierne zagłębienie w żwirze i skręt koło osi podłużnej. Nieobciążony koniec szyny przyjmującej podnosi się nieco wgórę i tak tworzy się na styku pionowy stopień w górnej krawędzi toku, o który koło uderza podczas przekraczania szpary stykowej. W chwili wtoczenia się koła na koniec szyny przyjmującej następuje nagła zmiana stosunków; obciążona szyna przyjmująca ugina się wdół, zaś odciążony koniec szyny oddającej odgina się ku górze. Odpowiednio do tego nastąpić musi skręt podkładu w stronę przeciwną. Ponieważ układ jest sztywny, a zmiana warunków statycznych następuje bardzo szybko, powstaje podczas opadania

końca szyny przyjmującej wraz z kołem, na nim się znajdującem, uderzenie jak młotem, niszczące podkład i łączniki oraz miażdżące żwir pod podkładem. Rozluźnienie ułożenia podkładu w żwirze i szybkie jego osiadanie sprawia, że następne ciężary, zastając pogorszone stosunki, niszczą układ w coraz szybszem tempie.

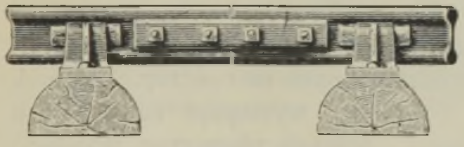
Podobnie zachowuje się styk pod działaniem siły poziomej. Mimo przytwierdzenia szyny do podkładu gwoździami powoduje siła pozioma *H* (rys. 103) wygięcie szyny oddającej nazewnątrz, podczas gdy nieobciążona szyna przyjmująca nie zmienia swego położenia Powstaje w ten sposób w wewnętrznej krawędzi toku poziomy stopień, a rąbek koła uderza o czoło szyny przyjmującej. W niekorzystnych warunkach, a więc przy wielkiej sile *H* i przy pewnem rozluźnieniu łączników, może nastąpić niebezpieczne poszerzenie stopnia poziomego, wytoczenie się rąbka koła na szynę i wykolejenie pojazdu.



Rys. 104.

Próbowano zaradzić złemu, układając końce szyn na wspólnej płycie podkładowej, nie uzyskano jednak poprawy stosunków. Postanowiono zatem związać szyny zapomocą blach, zwanych *łubkami*, obejmujących obustronnie ścianki szyn i związanych śrubami (rys. 104).

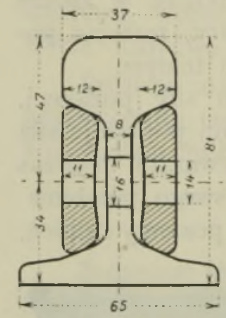
Trudność zastosowania łubków przy styku stałym nawierzchni stołeczkowej, wymagająca konstruowania odrębnych stołeczków, nasunęła myśl ułożenia styku szyn między podkładami i tak powstał układ, który nazywamy *stykiem wiszącym* (rys. 105).



Rys. 105.

Korzystne wyniki, uzyskane przy tym rodzaju złącza w porównaniu ze złączem stałem, były powodem zastosowania tego styku dla szyny szerokostopowej, co u nas nastąpiło po raz pierwszy w r. 1856 na dawnej kolei Karola Ludwika, łączącej Kraków z Rzeszowem, i rzeczywiście stwierdzono, że układ ten zapewnia jazdę znacznie spokojniejszą, niż styk stały. Wkrótce styk wiszący wyparł swego rywala i około roku 1880 za-

panował prawie niepodzielnie. Chociaż i ten rodzaj styku nie usunął zła i tworzenie się obu stopni w szparze stykowej występowało nadal, to jednak nastąpiło zmniejszenie siły uderzeń i szybkości zniszczenia połączenia, a to dzięki sprężystości ustroju. Łubki, wykonane jako blachy płaskie, obejmujące ściankę szyny, zarzucono rychło i wprowadzono łubki płaskie o przekroju klinowym, rozpierające główkę i stopkę szyny zapomocą silnego związania śrubami (rys. 106), okazało się jednak, że mimo silnego rozparcia i zastosowania grubych blach nie uzyskano poprawy ustroju, odpowiadającej wzmocnieniu połączenia. Obecnie spotykamy łubki płaskie tylko na kolejach podrzędnych.

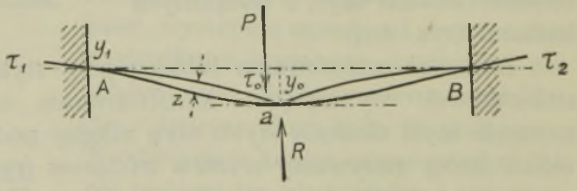


Rys. 106.

Aby zrozumieć przyczyny szybkiego zużywania się złącza stykowego, rozpatrzmy bliżej zachowanie się jego podczas przejazdu ciężaru.

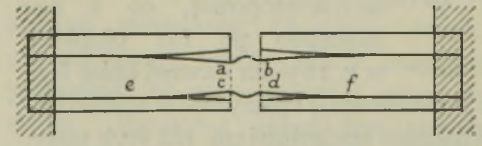
Styk wiszący, opatrzony obustronnemi, należycie ześrubowanemi łubkami, jest dźwigarem złożonym. Płaszczyzny zetknięcia szyny i łubka, które nazywamy *płaszczyznami przylegania*, doznają wzajemnych przesunięć wskutek zmian temperatury i w związku z tem pozostającą zmianą długości szyny, następnie pod wpływem poziomych sił ścinających, wywołanych obciążeniem, a wreszcie wskutek migracji szyn.

Przesunięcia odbywają się pod naciskiem silnie przyciągniętych śrub stykowych, więc następuje wycieranie się płaszczyzn przylegania, a ponieważ wycieranie to nie jest jednostajne, tworzą się przestrzenie szkodliwe, w których łubki nie przylegają do szyn.



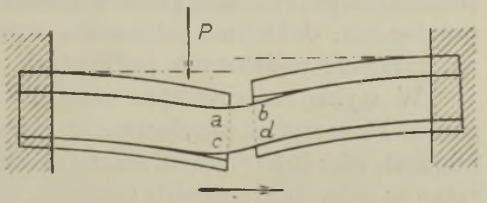
Rys. 107.

Drugą przyczyną powstawania przestrzeni szkodliwych jest dążność szyny i łubka do przybrania sobie właściwych kształtów linji ugięcia, przedstawionych na rys. 107. Wskutek tego występuje silny nacisk dolnych płaszczyzn przylegania w punktach *e* i *f* (rys. 108 a) i tworzą się szkodliwe przestrzenie, których również przez przyciągnięcie śrub stykowych usunąć nie można.



Rys. 108 a.

Obydwa powyższe wpływy powodują rychłe odstawanie górnych płaszczyzn przylegania o pewien niewielki wymiar *z* (rys. 107), wskutek czego podparcie główki szyny łubkiem następuje tylko na jej końcu; natężenie przekracza granicę sprężystości materjału i w punkcie *a* (rys. 108 b) tworzy się wgłębienie i wytarcie płaszczyzn przylegania łubka i szyny, które powiększają się w miarę postępu zużycia połączenia.



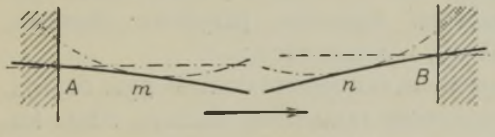
Rys. 108 b.

Podobny stan występuje w punkcie *b* szyny przyjmującej, przy przejściu obciążenia na jej koniec i tak powstaje w szparze stykowej na łubku charakterystyczne wzniesienie, uwidocznione na rys. 108 a.

Zadaniem łubków jest, obok podpierania końców szyn, przenoszenie obciążenia z jednej szyny na drugą. W chwili, gdy obciążony jest koniec szyny oddającej (rys. 108 b), wywierają łubki nacisk na szynę przyjmującą w punkcie *d*, zmuszając ją do przybrania wspólnej linji ugięcia. Ponieważ nacisk ten występuje jedynie na krawędzi szyny, powstają tam rychło wgniecenia i wytarcie płaszczyzn przylegania łubka i szyny podobnie, jak w punkcie *a*. W miarę postępu tych wytarć odchyli się podczas obciążenia szyny oddającej koniec szyny przyjmującej przy *b* od łubka o tyle, o ile nastąpiło wgniecenie szyny w łubek przy *d* i między końcami szyn wytworzy się pionowy stopień.

Gdy ciężar *P* w ruchu swoim wytoczy się na koniec szyny przyjmującej, spada wraz z nią na wysokość równą odstawaniu szyny od łubka przy *b*. W chwili przejazdu koła przez szparę stykową podnosi się odciążony koniec szyny oddającej, a cały ciężar, wzmożony spadkiem, przenosi się na łubek w punkcie *c*, gdzie tworzy się wskutek tego wgłębienie i wytarcie płaszczyzn przylegania.

Z postępem zużywania się płaszczyzn przylegania tracą łubki coraz bardziej charakter podpór dla końców szyn, które wskutek tego przybierają coraz swobodniej właściwą sobie linję ugięcia tak, iż zczasem ugięcie to pozostaje stale i tworzy się na styku wgłębienie, przedstawione na rys. 108 c. W tem stadjum zużycia złącza znika wspomniany wyżej pionowy



Rys. 108 c.

stopień, gdyż stałe ugięcie końca szyny przyjmującej w torze, przejeżdżanym w jednym kierunku, jest z powodu nagłości działania obciążenia i z powodu spadku koła większe, niż w szynie oddającej.

Przedstawione zmiany złącza dotyczą styku idealnego, a więc posiadającego zupełnie gładkie i doskonale przystające płaszczyzny przylegania, dokładnie jednakową wysokość obydwu szyn i ułożenie na starannie podpartych podkładach.

W styku rzeczywistym stosunki te przedstawiają się znacznie gorzej. Płaszczyzny przylegania są szorstkie i nierówne, zwłaszcza przy łubkach, więc już w nowem złączu przenoszenie nacisku szyn następuje tylko w pewnych punktach i linjach, wskutek czego wzajemne wycieranie postępuje znacznie szybciej. Nierówna wysokość szyn wytwarza pionowy stopień, potęgujący uderzenia, a nierówna wysokość komór łubkowych jest powodem, że z reguły tylko jeden koniec szyny jest podparty łubkami, zaś nieprzylegające połowy łubków doznają ugięć w płaszczyźnie poziomej pod naciskiem silnie przykręconych śrub stykowych, co przy długich łubkach doprowadzić może nawet do pęknięcia łubka. Podkłady nie należycie podbite, a nawet odstające od żwirówki, powodują silniejsze ugięcie końców szyn i zwiększenie wgłębienia szpary stykowej, a tem samem zwiększenie uderzeń.

Wszystkie wymienione usterki złącza rzeczywistego przyczyniają się do przyśpieszenia odkształcenia i zniszczenia styku, zwłaszcza przy mniej starannem utrzymaniu toru.

Z rozważań powyższych wynika, że szybkie zużycie i zniszczenie złącza stykowego ma swą przyczynę w statycznie wadliwym układzie zespołu.

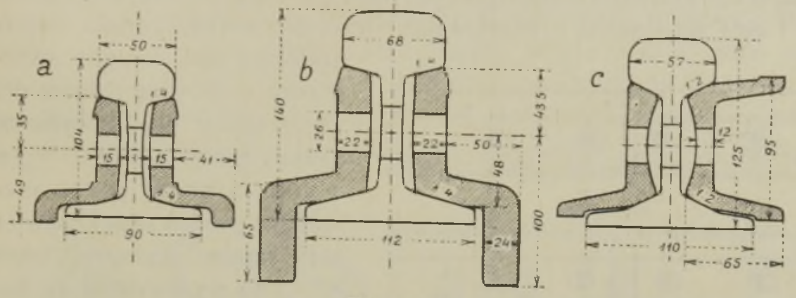
Pewną poprawę stosunków uzyskać można przez zmniejszenie ugięcia łubków i szyn, gdyż wówczas zmniejszą się przestrzenie szkodliwe, przenoszenie obciążenia z szyn na łubki nastąpi na większej powierzchni, a zmniejszony wzajemny nacisk szyny i łubka opóźni tworzenie się odkształceń trwałych i rozluźnienie połączenia.

Zmniejszenie ugięcia łubków uzyskamy przez zwiększenie momentu bezwładności przekroju i przez zwiększenie ich długości, zaś zmniejszenie ugięcia szyny przez poszerzenie płaszczyzn przylegania i przez zbliżenie podkładów stykowych.

Zwiększenie momentu bezwładności łubka uzyskano przez zastąpienie łubków płaskich *łubkami kątowemi*, przyczem obszerne zastosowanie znalazły dwa układy, a mianowicie:

a) *łubek kątowy pojedyńczy* z poziomem ramieniem dolnem (rys. 109a) i
b) *łubek kątowy podwójny* z poziomem ramieniem dolnem, silnie ku dołowi wygiętem (rys. 109b).

Typ drugi, stanowiący wzmocnienie typu pierwszego, spotykamy na linjach głównych przy nowszych, silnych nawierzchniach. Stosunek momentu bezwładności przekroju pary łubków kątowych pojedyńczych do momentu bezwładności przekroju szyny wynosi 0·25 do 0·35, natomiast dla łubków podwójnych dochodzi ten stosunek do 0·85 a nawet do 1·00.



Rys. 109.

Istnieje jeszcze jeden typ łubka podwójnego, przedstawiony na rys. 109 *c*, jednakowoż wyszedł on z użycia, gdyż poziome ramię górne mógł otrzymać tylko łubek zewnętrzny, natomiast przy łubku wewnętrznym musiało ono odpaść z powodu potrzeby miejsca na przejście rąbka koła, a niesymetryczność układu wywołuje w łubkach szkodliwe natężenia dodatkowe i wyginanie śrub stykowych.

Nowsze typy łubków wykazują znaczne długości; wskutek tego łubek wystaje z reguły poza podkłady stykowe i poziome jego ramię posiada nad podkładami wycięcia celem uzyskania miejsca na łączniki (obacz rysunki 112 i 113).

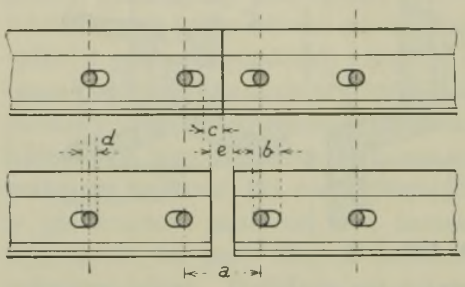
Grubość blachy, z której sporządzone są łubki, jest bardzo znaczna, gdyż z reguły przekracza 20 $^{m}/_{m}$ a dochodzi do 28 $^{m}/_{m}$.

Należyte poszerzenie płaszczyzn przylegania wykazują nowsze typy szyn z niskiemi, a szerokiemi i silnie podciętemi główkami.

Granicę w zbliżeniu podkładów stykowych stanowi możność należytego obustronnego ich podbicia, bardzo ważnego z uwagi na to, iż właśnie te podkłady wymagają szczególnie starannego i częstego podbijania. Jako praktycznie najmniejszy odstęp osiowy podkładów stykowych uważać należy 500 $^{m}/_{m}$, jakkolwiek doświadczenia, przeprowadzone z mniejszemi odstępami, nie przyniosły niekorzystnych wyników. Na kolei Gotthardowskiej wynosi ten odstęp 340 $^{m}/_{m}$, jednak obustronne podbijanie jest utrudnione mimo ścięcia górnej krawędzi podkładów. Kolej Warszawsko-Kaliska posiada odstęp podkładów stykowych, wynoszący zaledwie 275 $^{m}/_{m}$ i szpara między

podkładami wynosi zaledwie 3 *cm* (obacz rys. 116). W tym wypadku możliwe jest tylko jednostronne podbicie podkładów, a wówczas lepiej jest podkłady zupełnie do siebie przysunąć, aby uniknąć ewentualnego wytłaczania żwiru wgórę przy podbijaniu.

Ze względu na zmianę długości szyny wskutek zmian temperatury należy dziury na śruby stykowe w szynach wykonywać owalne. W naszym klimacie można przyjąć wahania temperatury w granicach od -40^0 C do $+50^0$ C. Przyjmując wartość współczynnika rozszerzalności stali 0·00001, otrzymamy całkowitą różnicę długości szyny dla powyższych granic temperatury 1 $^m/_m$ na 1 m. b. a nadto trzeba przewidzieć pewien zapas największej szpary stykowej (około 5 $^m/_m$) dla wyrównania drobnej niedokładności w położeniu styków przy przejściu z łuków do prostych. W ten sposób oznaczymy największy wymiar szpary stykowej dla danej długości szyny. Jeśli ten wymiar oznaczymy literą *e*, zaś średnicę śruby stykowej literą *d*, otrzymamy długość owalnej dziury (rys. 110)



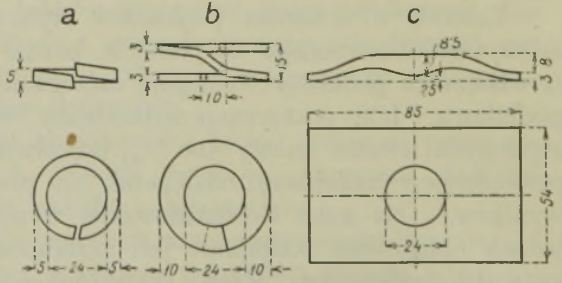
Rys. 110.

$$b = d + \frac{e}{2}$$

zaś odstęp pierwszej dziury od końca szyny

$$c = \frac{a - d - e}{2}$$

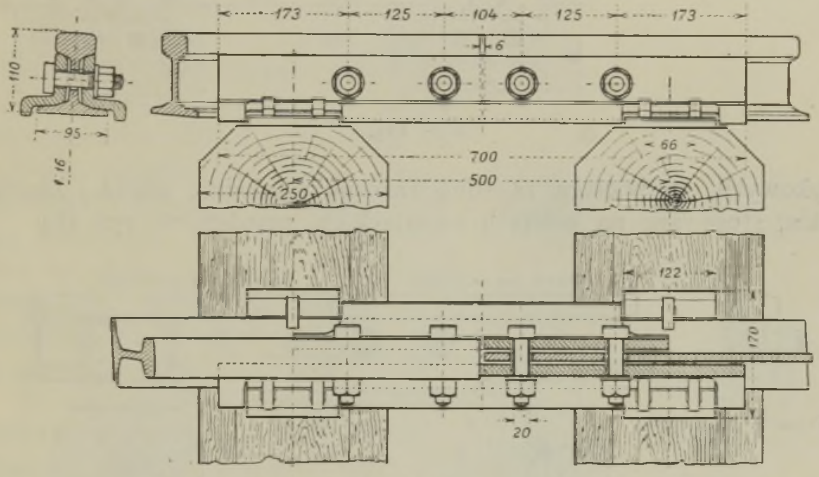
Połączenie łubków z szynami następuje czterema, względnie sześciu śrubami, zależnie od długości łubka. Wobec wielkiej pracy, jaką mają wykonać śruby stykowe, otrzymują one pokaźne grubości trzpienia, a mianowicie 19 do 27 $^m/_m$, zależnie od typu nawierzchni. Dalsze zwiększanie tej grubości nie jest wskazane z uwagi na zbyt wielkie osłabienie przekroju szyny. Dziury w łub-



Rys. 111.

kach otrzymują średnicę o parę milimetrów większą od grubości śruby.

Ważną rzeczą jest należyte zabezpieczenie śrub stykowych przed rozkręcaniem pod wpływem wstrząśnień. Istnieje szereg urządzeń zapobiegawczych, jak np. zatyczki, odwrotne naśrubki, płytki i pierścienie sprężyste i t. p. Sprężyste pierścienie, znane pod nazwą pierścieni *Grovera* (rys. 111 a, b) znalazły obszerne zastosowanie. Wykonane są ze stali odpowiedniej twardości. Zbyt miękkie pierścienie tracą rychło swą siłę sprężystości, zbyt twarde łatwo pękają. Rys. 111 c przedstawia płytkę sprężystą, stosowaną na kolejach niemieckich. Najlepsze zabezpieczenie śruby przed rozkręcaniem stanowi znaczna grubość śrub i naśrubków i staranne wykonanie dobrych, ostrych



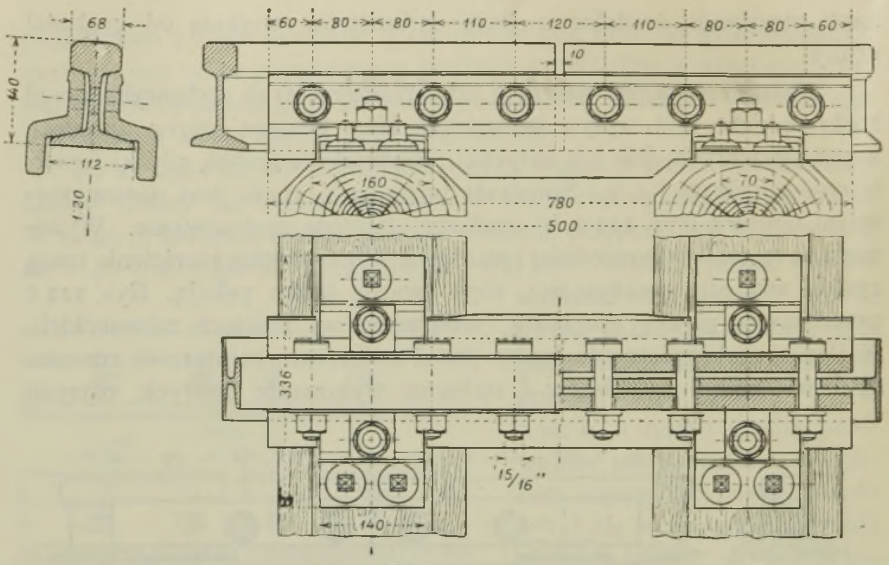
Rys. 112.

gwintów; takie śruby posiadają nowsze, silne nawierzchnie bez żadnych odrębnych zabezpieczeń (obacz rys. 113).

Rysunki 112 i 113 przedstawiają przykłady wiszącego złącza stykowego nowszych nawierzchni z szyną szerokostopową, stosowanych na kolejach Małopolskich.

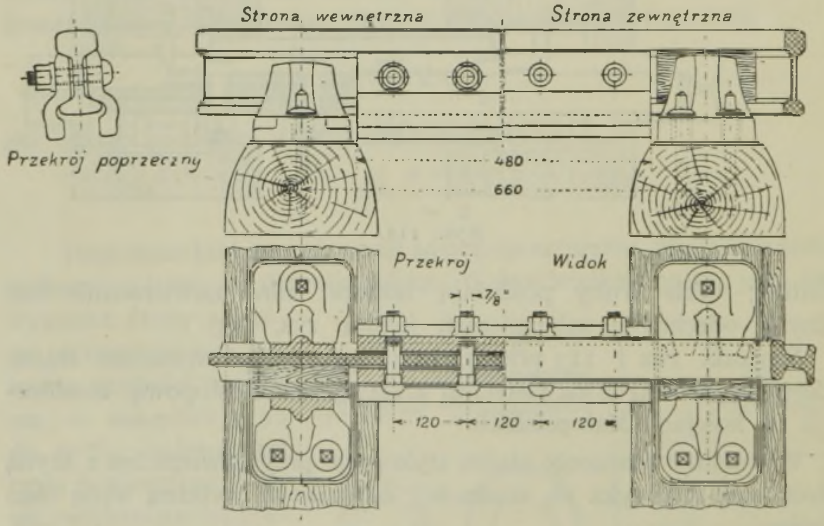
Wykonanie wiszącego złącza stykowego przy nawierzchni z szyną stołeczkową napotyka na trudności, co stanowi wybitną wadę tego ustroju.

Jeśli chcemy uniknąć stosowania odrębnie ukształtowanych stołeczków na podkładach stykowych, trzeba długość łubków ograniczyć i równocześnie wprowadzić znaczniejszy odstęp podkładów



Rys 113.

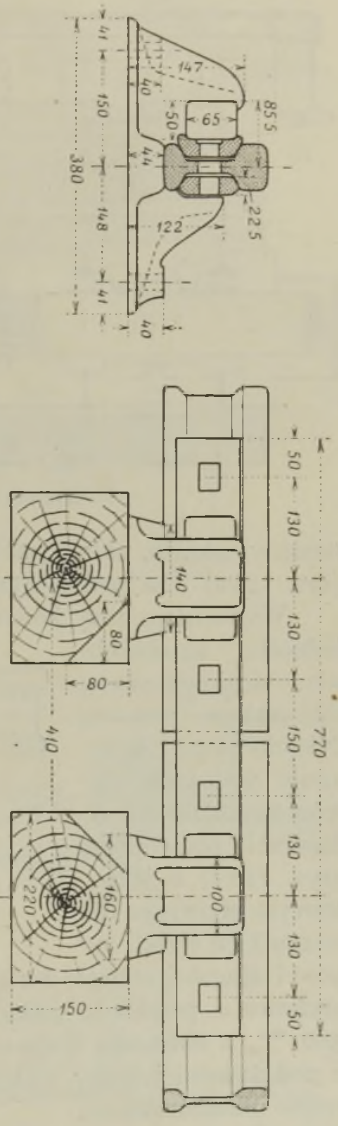
stykowych, co pociąga za sobą znaczne osłabienie złącza. Złącze takie, stosowane na kolejach austrjackich, przedstawia rys. 114.



Rys. 114.

W przypadku stosowania silnych i długich łubków, sięgających poza podkłady stykowe, zachodzi konieczność stosowania odrębnych

stołeczków na tychże podkładach, co zmniejsza prostotę ustroju i podnosi koszta nawierzchni. Na rys. 115 przedstawiony jest taki ustrój, wprowadzony na francuskiej kolei Orleańskiej. Odstęp podkładów zmniejszony jest do 410 $^{m}/_{m}$. Rozparcie szyn w stołeczkach następuje przy pomocy żelaznych klinów, przyczem łubki zewnętrzne otrzymują odpowiednie ukształtowanie.



Rys. 115.

Wszystkie przedstawione dotychczas sposoby wzmocnienia styku wiszącego okazały się niewystarczające dla zapewnienia pojazdom gładkiego przejazdu przez styk. Charakterystyczne uderzenia kół na styku występują bardzo szybko nawet przy bardzo silnych typach nawierzchni, co świadczy o zniweczeniu łączności między szyną i łubkiem. Podkłady stykowe obruszają się i osiadają silniej od innych, wymagając częstego podbijania, a wstrząśnienia i uderzenia na styku powodują odkształcenia faliste toru, zwiększają zużycie szyn i obręczy kół, zwiększają opory ruchu i są przyczyną wzmożonej migracji toru.

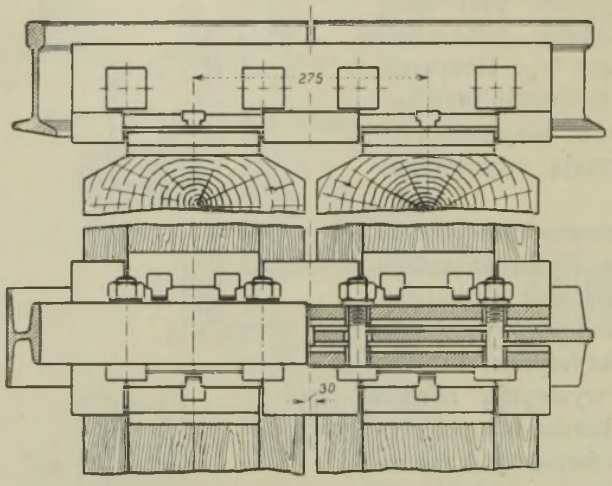
Te niedomagania były powodem pojawienia się całego szeregu pomysłów, mających na celu poprawę tego najsłabszego punktu w torze. Zapoznajmy się z kilkoma ważniejszemi pomysłami.

1. Styk ze zbliżonemi podkładami stykowemi.

Jako przykład przytaczamy układ, zaprojektowany przez prof. Wasiutyńskiego i zastosowany na kolei Kaliskiej, przedstawiony na rys. 116.

Podkłady stykowe są tak dalece zesunięte, iż podbicie ich możliwe jest tylko po jednej stronie. Doświadczenia z tym stykiem dały korzystne wyniki; należyte podbicie podkładów okazało się możliwe,

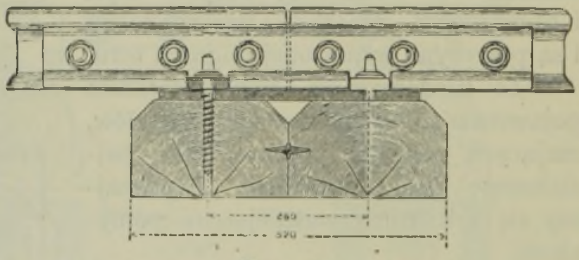
a wąska szpara między podkładami nie dawała powodu do wyciskania żwiru wgórę podczas podbijania. Ustrój ten wprowadzono następnie na kolei Warszawsko-Wiedeńskiej.



Rys. 116.

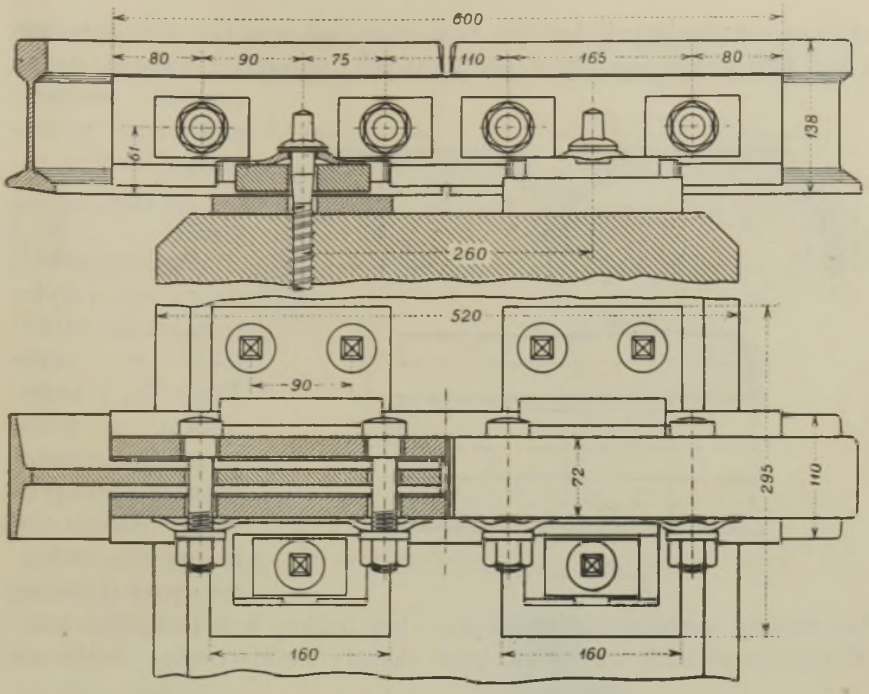
Na kolejach pruskich przeprowadzono zadawalające próby z podkładami stykowemi, zesuniętemi zupełnie i związanemi zapomocą dybli albo śrub, przyczem końce szyn spoczywały na wspólnej płycie podkładowej (rys. 117). Podobnie przeprowadzono próby z korzystnemi wynikami, układając styk na szerokim podkładzie drewnianym (rys. 118 a) i na podwójnym podkładzie żelaznym (rys. 118 b).

Wymieniona przy końcu ustępu 43 D, oraz w ustępie 50 punkcie 2 jednolita nawierzchnia, zaprojektowana dla całego państwa Niemieckiego, otrzymuje podparcie styków podkładami żelaznemi podwójnemi (rys. 118 c) o jednakowym przekroju dla wszystkich trzech typów i długości w typie I 2·40 *m*, a w typach II i III 2·50 *m*. Łubki stykowe o przekroju uwidocznionym na rys. 94 posiadają długość 580 $^{m}/_{m}$ z czterema śrubami stykowemi. Łączniki, wiążące szynę z podkładami i śruby stykowe otrzymują we wszystkich typach jednolite ukształtowanie.

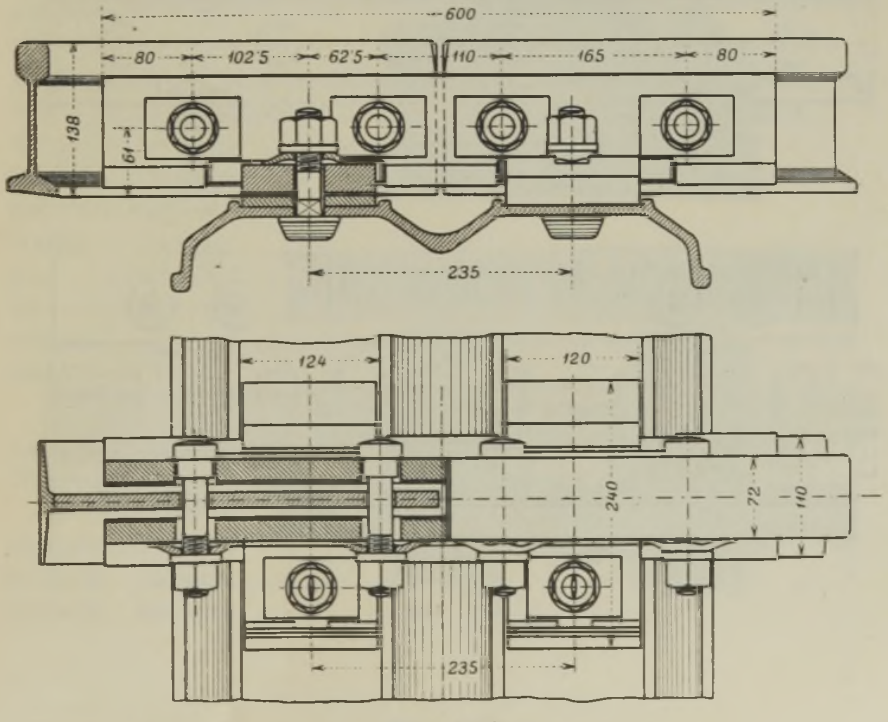

Rys. 117.

Nadmienić tu należy, iż zamierzone jest również wprowadzenie jednolitej nawierzchni na podkładach drewnianych, oraz jednolitej konstrukcji rozjazdów, podpartych podkładami żelaznemi i drewnianemi.

Urządzenia te stanowią niewątpliwie wzmocnienie złącza, gdyż

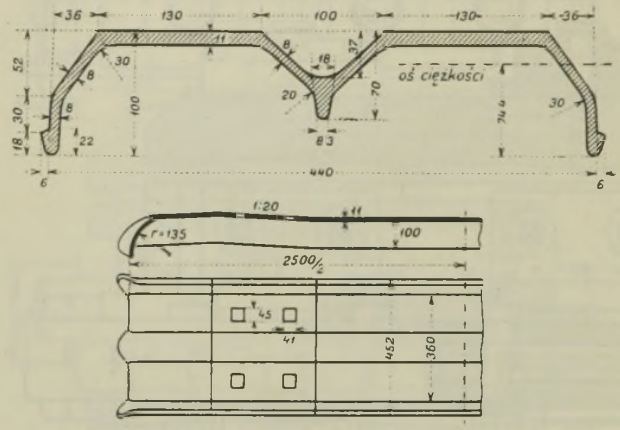


Rys. 118 a.



Rys. 118 b.

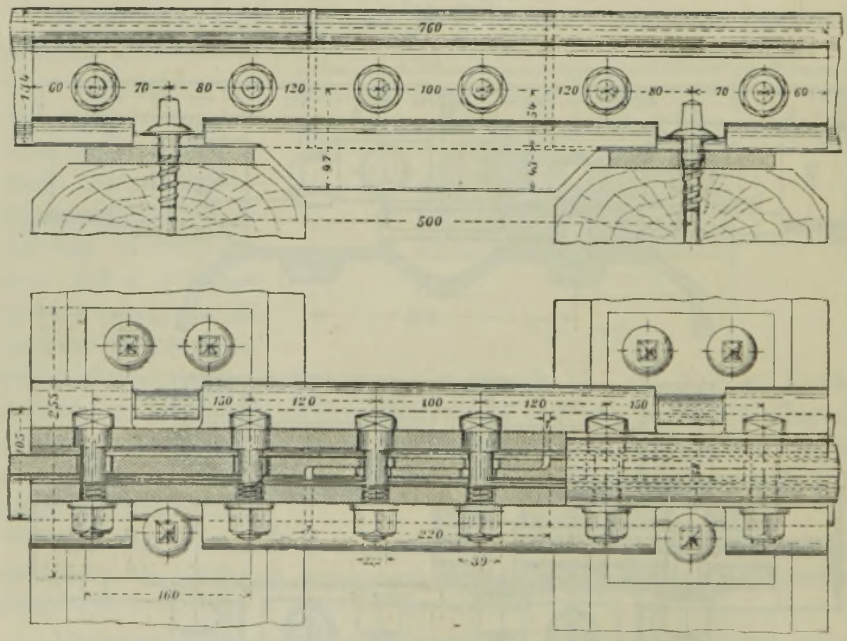
skrócenie wystających końców szyn zmniejsza strzałkę ugięcia tychże i kąt nachylenia stycznych podporowych, natomiast ujemną stronę stanowi trudność należytego podbicia podkładów.



Rys. 118 c.

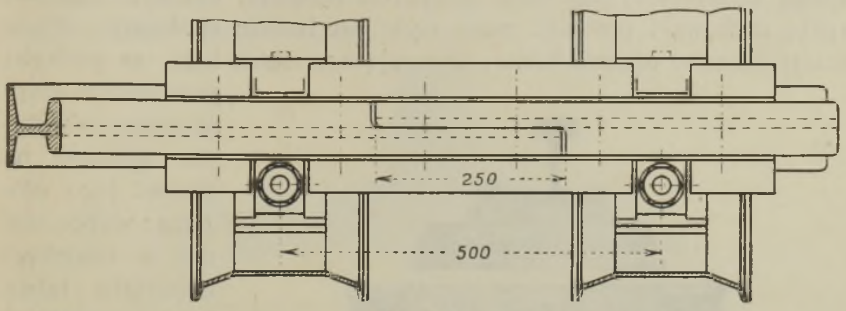
2. Styk na nakładkę.

Rys. 119 przedstawia ustrój styku na nakładkę, zaprojektowany przez Rüppella i zastosowany na próbę w szerokim rozmiarze na kolejach pruskich. Ustrój ten ma na celu usunięcie szpary stykowej bez zmiany szerokości główki szyny i bez zmiany linji podparcia koła. Korzystne początkowo wyniki prób okazały się nietrwałe. Osłabienie



Rys. 119.

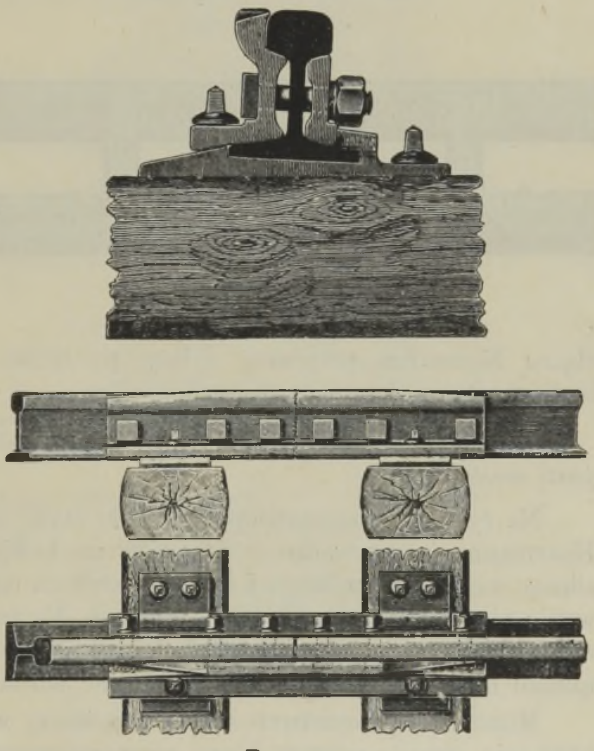
przekroju szyny powoduje wyginanie się ścianki, spłaszczenie główki i częste pęknięcia w miejscu nacięcia. Strata na długości szyny i po-



Rys. 120.

trzeba stosowania zwiększonej grubości ścianki szyny stanowią dodatkowe ujemne strony układu.

Ułatwienie uciążliwej i kosztownej obróbki końców szyn dla uzyskania nakładki próbowano osiągnąć przez zastosowanie niesymetrycznego ustawienia ścianki w szynie (rys. 120), albo przez odpowiednie wygięcie końców szyn (ustrój Becherera i Knüttla), jednak i te urządzenia, trudne w wykonaniu i kosztowne, nie znalazły obszerniejszego zastosowania.

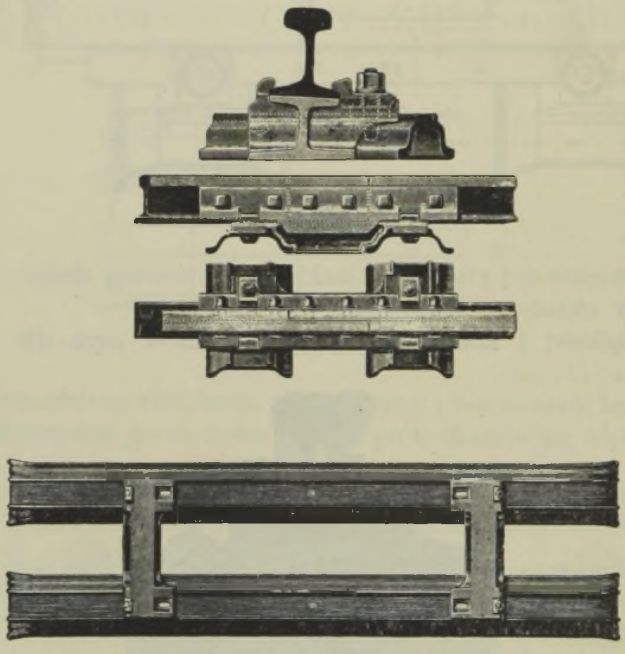


Rys. 121.

3. Łubek z głową układu Neumanna (rys. 121).

Doświadczenia, przeprowadzone na kolejach saskich, wypadły tak po-

myślnie, że układ ten zastosowano na wszystkich ważniejszych kolejach państwowych. Przez podniesienie główki łubka ponad główkę szyny otrzymuje koło podparcie łubkiem, omijając zupełnie szparę stykową i przejazd przez styk jest bardzo spokojny. Wadę ustroju stanowi oparcie łubka, dźwigającego ciężar koła, na pochyłej powierzchni stopki szyny, co wpływa ujemnie na stałość jego ułożenia; wobec różnic w twardości materjału łubka i szyny zużycie obu tych elementów nie jest jednakowe, a wreszcie załamanie linji podparcia koła przy przejściu tegoż z szyny na łubek i odwrotnie wywołuje przy większych chyżościach zaburzenia w spokojnym ruchu pojazdów. Korzystne wyniki, uzyskane przy złączu Neumanna przypisać należy po części tej okoliczności, że budowa złącza jest naogół bardzo silna.



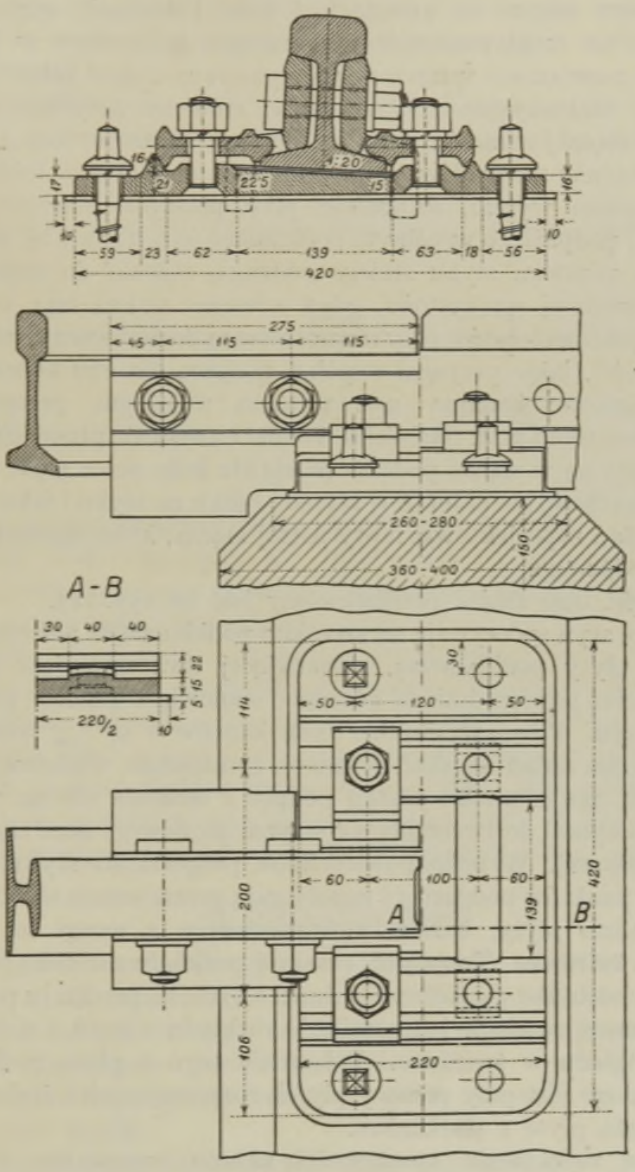
Rys. 122.

4. Osobną grupę styków wzmocnionych stanowią *złącza podparte mostkiem.*

Na rys. 122 przedstawiony jest taki styk, zaprojektowany przez Haarmanna i wprowadzony na próbę na kolejach pruskich. Obok silnego mostka o przekroju I widzimy styk na nakładkę przy zastosowaniu niesymetrycznego przekroju szyny. Na podkładach stykowych mostek przekształcony jest w hakowe płyty podkładowe. Całość układu niezwykle silna, ale równocześnie bardzo kosztowna.

Mimo niezaprzeczonych, mniej lub więcej wybitnych zalet, jakie wykazują opisane powyżej i inne, nie wymienione próby poprawienia

styku wiszącego, pomysły te nie znalazły obszerniejszego zastosowania i zwykły styk wiszący z łubkami bocznemi jest dotychczas najwięcej rozpowszechniony, gdyż mimo swoich wad jest ustrojem prostym, i praktycznie biorąc, najdogodniejszym.



Rys. 123.

Niekorzystne wyniki, uzyskane przy złączu wiszącem, mimo daleko sięgających sposobów wzmocnienia tegoż, skłoniły niektórych badaczy do podjęcia zarzuconej od lat idei styku stałego.

Inż. Ast, opierając się na doświadczeniach, przeprowadzonych nad stykiem stałym na austrjackiej kolei Północnej, wypowiedział w r. 1900 na międzynarodowym kongresie kolejowym w Brukseli zdanie, że rozwiązania sprawy złącza stykowego szukać należy w styku stałym, a niekorzystne doświadczenia, zrobione dotychczas z tym rodzajem złącza, odnieść należy nie do istoty ustroju, lecz do wadliwego urobienia szczegółów, a głównie niedostatecznego łubkowania.

Korzystne wyniki, osiągnięte przy prostych ustrojach styku wiszącego, podpartego wspólnym podkładem (rys. 118a i b), wskazują na to, że poprawa styku stałego wymaga dążenia do zapewnienia mu odpowiedniej sprężystości, gdyż wówczas znikną tępe uderzenia przy przejeździe ciężarów przy równoczesnem dochowaniu tych wszystkich korzyści, jakie przynosi wspólna podpora dla obu końców szyn.

Szczegółowe badania nad stykiem wiszącym przeprowadził w latach ostatnich prof. *Skibiński*. Poddał on analizie proces statyczny, odbywający się w złączu podczas przejazdu koła przez styk, przeprowadził obrachowanie natężeń w szynie i łubku na styku i jako rezultat swych badań zaprojektował nowy ustrój złącza, które nazwał *złączem wisząco-podpartem*.

Projekt tego złącza przedstawiony jest na rys. 123.

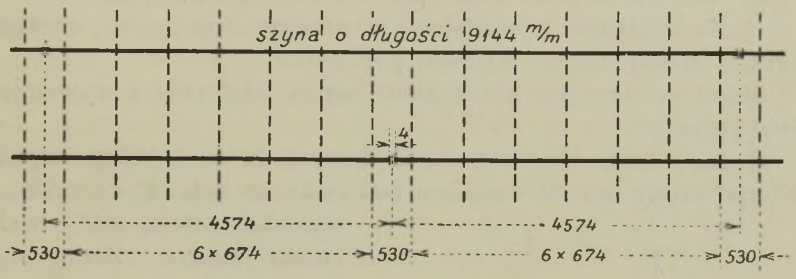
Końce szyn spoczywają na szerokim podkładzie za pośrednictwem wspólnej płyty podkładowej, posiadającej dwa wystające grzbiety z wypukłemi powierzchniami górnemi, stanowiące punkty podparcia końców szyn. Przez wysunięcie tych końców o 50 $^{m}/_{m}$ poza punkt podparcia ma układ uzyskać pożądaną sprężystość, właściwą stykowi wiszącemu, zaś niewielki odstęp podpór i ułożenie ich na wspólnej płycie niedopuści do tworzenia się stopnia pionowego oraz zagłębienia szpary stykowej. Wypukłe powierzchnie, podpierające szyny, ustalają położenie punktów podparcia i zapobiegają przenoszeniu się obciążenia na krawędzie płyty, bardzo niekorzystnemu z uwagi na rozkład ciśnień na żwirówkę. Trapezowy przekrój podkładu z szeroką podstawą zmniejsza odchyłkę wypadkowej ciśnień od środka przekroju podkładu, a tem samem zwiększa jednostajność rozkładu ciśnień i stałość ułożenia podkładu w żwirówce. Połączenie szyn z płytą podkładową uskutecznione jest przy pomocy płytek rozpierających i śrub; osobne śruby wiążą płytę z podkładem.

Celem zwiększenia sprężystości układu wprowadza Skibiński wkładkę pilśniową między płytę i podkład.

Łubki posiadają tu znaczenie podrzędne i służą raczej do usztywnienia złącza, niż do przenoszenia sił, to też otrzymują niewielką długość i związane są z szynami czterema śrubami.

Polskie Ministerstwo kolei żelaznych postanowiło ułożyć próbny tor według projektu Skibińskiego, a zachowanie się tego toru pod wpływem ruchu dostarczy danych do ostatecznej oceny proponowanego ustroju.

W uzupełnieniu tematu o złączu stykowem wspomnieć należy o *styku przestawionym*. Koleje europejskie układają styki obydwu



Rys. 124.

toków z reguły na prostopadłej do osi toru, natomiast w Ameryce północnej rozpowszechniło się zastosowanie styku przestawionego w ten sposób, że szpara stykowa jednego toku znajduje się naprzeciw środka szyny toku drugiego (rys. 124).

Próby ze stykiem przestawionym, przeprowadzone we Francji i w Niemczech, nie przyniosły korzystnych wyników. Niesymetryczność układu powoduje wzmożenie ruchu wężykowatego pojazdów; zauważono silne zużycie szyny naprzeciw styku w toku drugim; zwiększa się ilość słabych miejsc w torze oraz ilość podkładów, nie stwierdzono natomiast zwiększenia stałości toru. Z tych powodów styk przestawiony nie znalazł w Europie obszerniejszego zastosowania.

52. MIGRACJA TORU.

Migracją, czyli *wędrówką toru* nazywamy zjawisko posuwania się toru w kierunku podłużnym, wywołane ruchem pociągów. Zazwyczaj posuwają się same szyny, chociaż w wypadkach silniejszej migracji suną szyny razem z podkładami.

Spostrzeżenia, przeprowadzone przez różnych badaczy, dały następujące wyniki:

a) Na linjach dwutorowych, prowadzących ruch na każdym torze tylko w jednym kierunku, występuje migracja z reguły w kie-

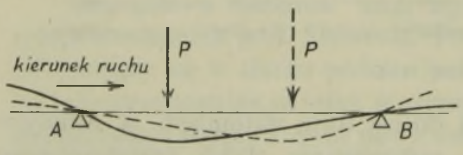
runku ruchu. Na linjach jednotorowych wędruje tor w kierunku ruchu cięższych i szybszych pociągów. Wogóle silniej występuje migracja w torach przejeżdżanych w jednym kierunku.

b) Migracja obydwu toków może być równomierna, albo też jeden tok wędruje silniej od drugiego. W razie nierównomiernej migracji wędrują w prostych na linjach dwutorowych zazwyczaj silniej toki lewe. W łukach wędruje silniej tok zewnętrzny, gdy przechyłka toru odpowiada chyżości średniej, zaś tok wewnętrzny silniej, gdy przechyłka toru urobiona jest podług chyżości największej. Niejednokrotnie wędrują obydwa toki łuku w odwrotnych kierunkach.

c) Na spadkach, wymagających hamowania pociągów, występuje migracja silniej, niż na szlakach poziomych.

Migracja toru jest zjawiskiem bardzo złożonem i wywołuje ją wiele przyczyn.

Jednę z nich stanowi tarcie potoczyste luźnych kół po szynach. Materjał szyny zgniata się nieco pod ciężarem koła, które tocząc się, wyciska niejako szynę w kierunku ruchu. Zimmermann szuka przyczyny migracji w uginaniu się szyny pod tocząccmi się ciężarami. Gdy ciężar znajduje się w pobliżu podpory *A* (rys. 125), linja ugięcia przybiera kształt, oznaczony linją pełną. Wydłużone skutkiem ugięcia dolne włókna w stopce szyny przesuną się nieco naprzód po podporze *B*, gdyż szyna jest na podporze *A* silniej przytrzymana. Gdy ciężar znajdzie się w pobliżu podpory *B* (położenie kreskowane na rysunku), wydłużone dolne włókna stopki szyny skracają się i przesuwają nieco naprzód po podporze *A*, gdyż szyna jest silniej przytrzymana na podporze *B*.



Rys. 125.

Dalszemi przyczynami są: tarcie posuwiste kół hamowanych i tarcie rąbków kół przedniej osi pojazdów o tok zewnętrzny w łukach.

Za główną przyczynę migracji uważa Skibiński uderzenia kół o szynę przyjmującą podczas przejazdu przez szparę stykową i faliste odkształcenie szyn, wywołane temi uderzeniami. Uderzenie koła o szynę przyjmującą po przeskoczeniu szpary stykowej powoduje przesunięcie jej, oraz silne zagłębienie podkładu stykowego, wskutek czego szyna przyjmująca wygina się poza tym podkładem wgórę i podnosi z sobą podkłady. Toczące się koło ma przed sobą silne wzniesienie do przebycia, resory doznają zgniecenia, a nacisk koła, wzmożony oddziaływaniem resorów, powoduje przesunięcie szyny wraz

z podkładami. Tem można wytłumaczyć również fakt, że nie wszystkie podkłady pod szyną widocznie wędrują, lecz głównie te, które leżą pod górą falistego wygięcia szyny.

Silniejszą migrację toku lewego w prostych na linjach dwutorowych tłumaczymy właściwością konstrukcji parowozu. Lewa korba mechanizmu pędowego wyprzedza prawą o ćwierć obrotu i powoduje silniejsze obciążenie toku lewego, a tem samem wzmożoną jego wędrówkę. Podobnie w łukach za mała przechyłka powoduje przeciążenie toku zewnętrznego podczas jazdy szybkich pociągów, zaś za wielka przechyłka przeciążenie toku wewnętrznego przez pociągi wolniej jadące i odpowiednio do tego wędruje silniej tok jeden, lub drugi. Odwrotną migrację obydwu toków w łukach tłumaczymy chwilowym nadmiarem sił przesuwających szynę w kierunku przeciwnym ruchowi, jak ślizganie się kół po szynach z powodu niejednakowej długości obu toków, ocieranie rąbków kół o boczne powierzchnie główki szyny i t. p. Hamowanie pociągu powoduje wzmożenie tarcia między szyną i kołem, a tem samem zwiększenie siły przesuwającej szyny. Znaczny wpływ na migrację wywiera także składowa siły ciężkości równoległa do toru w spadkach.

Wielkość migracji może być bardzo rozmaita. Mówimy o słabej wędrówce, gdy roczne przesunięcie wynosi kilkadziesiąt milimetrów. Niektóre odcinki austrjackiej kolei północnej wykazywały roczne przesunięcie, wynoszące kilkaset milimetrów, przyczem migracja była nierównomierna; na kolejach egipskich wynosiło przesunięcie toru 50 $^{m}/_{m}$ na miesiąc, a na jednej linji amerykańskiej dochodziła wielkość migracji do 1500 $^{m}/_{m}$ rocznie.

Wpływ migracji na stałość toru jest bardzo szkodliwy. Gdy mamy do czynienia z przesuwaniem się samych szyn, następuje wycieranie i przekręcanie płyt podkładowych, wyginanie a nawet złamanie łączników, a szpary stykowe zmieniają swą wielkość, co doprowadzić może do niebezpiecznych odkształceń toru. Jeśli wędrują i podkłady, natenczas występuje zniweczenie ich ułożenia i podbicia, zwiększenie ich wzajemnego odstępu i wychylenie z położenia prostopadłego do osi toru, wywołujące niebezpieczne dla ruchu zwężenie toru.

Zwiększenie kosztów utrzymania, wywołane usuwaniem skutków migracji, jest bardzo znaczne i w wypadkach silnej migracji dojść może do jednej trzeciej części całkowitych kosztów utrzymania, to też zwalczanie tego objawu stanowi jedno z poważnych zadań służby utrzymania kolei.

Z rozważania przyczyn migracji wynika, że skutecznym środkiem zapobiegawczym może być silna i należycie utrzymana nawierzchnia,

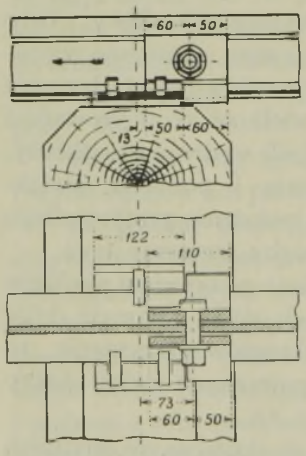
posiadająca ciężkie i długie szyny, silnie związane ze sobą na stykach i z podkładami oraz ciężkie i długie podkłady, ułożone w dobrym, tłuczonym żwirze i starannie podbite. Stwierdzono niejednokrotnie, że wymiana słabszej nawierzchni na silniejszą usuwała migrację w zupełności.

Ponieważ jedyną siłą, która skutecznie może przeciwdziałać wędrówce toru, jest tarcie podkładów po żwirówce, więc prawie wszystkie urządzenia zapobiegawcze mają na celu uniemożliwienie przesuwania się szyn po podkładach i przeniesienie siły migracji z szyn na podkłady.

Do takich urządzeń zapobiegawczych zaliczamy:

1. *Wycięcia w stopce szyny* celem pomieszczenia w nich łączników. Przez takie zarządzenie uniemożliwiamy przesuwanie się szyny po podkładach, a tarcie podkładów o żwir może skutecznie przeciwdziałać wędrówce toru, jako całości. Urządzenie to stosowano przy szynach żelaznych; z chwilą wprowadzenia stali do wyrobu szyn zarzucono je, gdyż wycięcia w stopce doprowadzały często do pęknięcia szyny. Prócz tego używanie łączników do przenoszenia siły migracji z szyn na podkłady jest niewłaściwe, albowiem mają one do spełnienia ciężkie zadanie łączenia szyn z podkładem, więc nie powinno się używać ich do innych celów, czego dowodem są częste ich wygięcia i złamania, świadczące o natężeniach, przekraczających granicę wytrzymałości materjału.

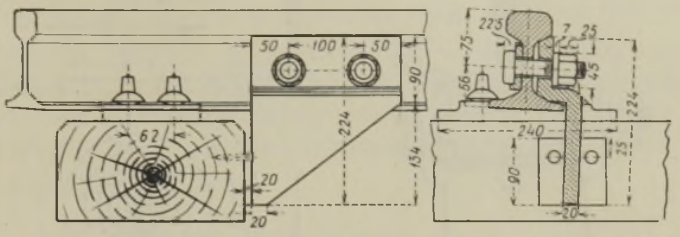
2. *Zastosowanie łubków stykowych*, których dolne ramię opieramy o płytę podkładową, lub, co lepiej, o sam podkład stykowy. Przez takie zarządzenie przenosi się siła migracji za pośrednictwem łubka z szyny na podkład stykowy albo przez płytę podkładową i łączniki, albo bezpośrednio. Zarządzenia tego, jakkolwiek często stosowanego, nie można uważać za odpowiednie. Przeniesienie siły migracji na podkłady stykowe może okazać się niewystarczające, jeśli inne podkłady w tem przeniesieniu nie biorą udziału; prócz tego jest rzeczą niewłaściwą obarczać pracą dodatkową właśnie podkłady stykowe, których należyte ułożenie w żwirze posiada dla złącza stykowego pierwszorzędne znaczenie.



Rys. 126 a.

Podobnie nieodpowiednie jest przenoszenie siły migracji za pośrednictwem łub-

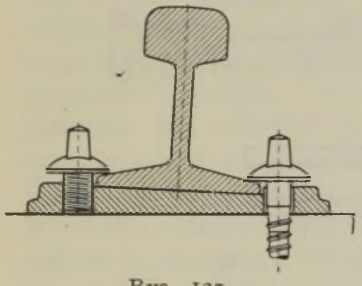
ków, mających do spełnienia trudne zadanie krycia styku szyn. Spostrzegane często pęknięcia łubków i wygięcie śrub stykowych świadczą najlepiej o ich nadmiernej pracy.



Rys. 126 b.

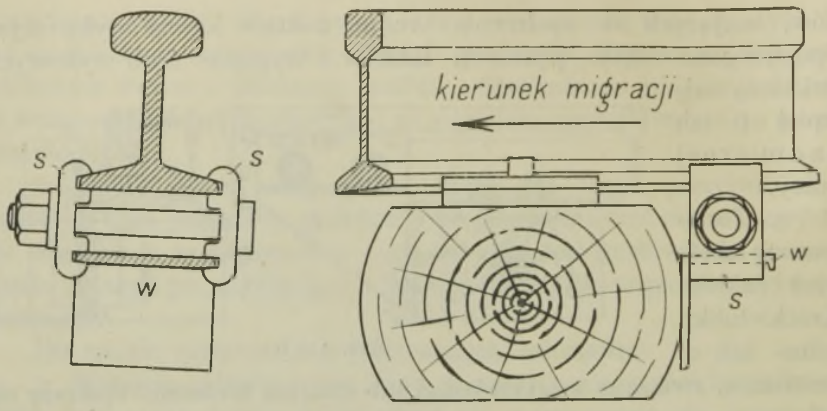
3. *Zastosowanie odrębnych łubków.* Krótkie łubki jedno- lub obustronne, związane z szyną jedną lub dwiema śrubami, opierają się dolnem ramieniem o płytę podkładową (rys. 126a) lub o boczną ścianę podkładu (rys. 126 b). Urządzenie to posiada wybitne zalety wobec poprzedniego, gdyż uwalnia łubki i podkłady stykowe od dodatkowej pracy przeciwdziałania wędrówce toru, a nadto zastosowane kilkakrotnie na długości jednej szyny, może powstrzymać nawet bardzo silną migrację. Wadą tego urządzenia jest osłabienie przekroju szyny przez dziurawienie i zwiększenie ilości śrub w torze, wymagających nadzoru.

Włączenie większej ilości podkładów pośrednich do współdziałania przy mniejszej ilości tych urządzeń uzyskać możemy przez połączenie podkładów żelaznemi kątówkami, ułożonemi równolegle do szyn, albo nakrzyż i silnie z niemi związanemi.


Rys. 127.

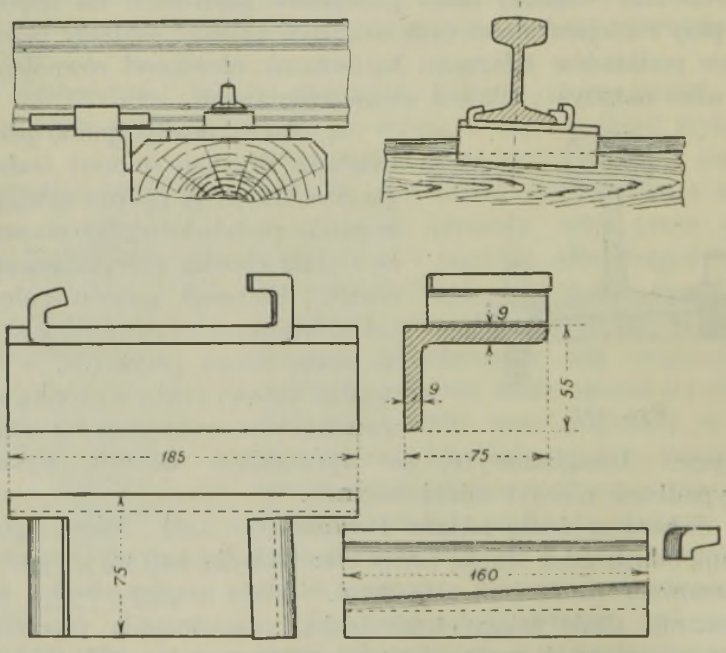
4. Tani i prosty sposób przeciwdziałania migracji stanowi *śruba Vogla* (rys. 127). W otwór, wywiercony w płycie podkładowej, wkręcamy śrubę z silną główką, chwytającą stopkę szyny. Kierunek gwintu śruby jest tak dobrany, iż przesuwająca się szyna śrubę silniej przykręca, a tarcie między główką śruby a stopką szyny utrudnia przesuwanie się tej ostatniej po płycie. Urządzenie to, nie wymagające nadzoru, wystarcza w przypadkach niezbyt silnej migracji.

5. *Szpona ze śrubą układu Paulusa* (rys. 128). Silne szpony *s* obejmują obustronnie stopkę szyny oraz wkładkę kątową *w* opierającą się pionowem ramieniem o podkład. Tarcie między stopką szyny a szponami, silnie ściągniętemi śrubą, przeciwdziała przesunięciu szyny, a siła migracji przenosi się z szyny zapomocą wkładki wprost



Rys. 128.

na podkład. Urządzenie to okazało się bardzo skuteczne; można je stosować w ilości dobranej odpowiednio do siły migracji; nie wymaga dziurawienia szyn i można je łatwo zakładać w gotowym torze. Ujemną stroną tego urządzenia jest zastosowanie śruby, rozkręcającej się łatwo pod wpływem wstrząśnień i trudnej do nadzorowania wobec umieszczenia pod stopką szyny i zagłębienia w żwirówce. Wadę tę usuwa



Rys. 129.

6. *Szpona z klinem układu Dorpmüllera* (rys. 129). Stalowa szpona, obejmująca stopkę szyny, posiada silne pionowe ramię, którem opiera się o podkład. Szponę tę zakłada się na szynę tak, by mniejszy jej hak znajdował się po stronie zewnętrznej, poczem wbija się silnie klin po wewnętrznej stronie stopki. Szczegóły szpony i klina przedstawia rys. 129. Urządzenie to, raz założone, nie wymaga nadzoru, pracuje bowiem samoczynnie. Siła migracji, przesuwająca szynę, wbija równocześnie silniej klin i rozpiera szponę, zwiększając w ten sposób tarcie między nią a stopką szyny.

53. PODŁOŻE ŻWIROWE.

Podłoże żwirowe, zwane krótko *żwirówką*, ma na celu stworzenie silnego i sprężystego fundamentu dla toru, oraz ujednostajnienie i takie zmniejszenie ciśnienia na podtorze, by ono nie przekraczało dozwolonej granicy i nie wywoływało stałych odkształceń korony podtorza. Wreszcie zadaniem podłoża jest utrzymanie toru w suchym stanie przez szybkie odprowadzenie wód opadowych.

Stosowanie stałego fundamentu, jak np. muru, jest dla toru kolejowego nieodpowiednie z uwagi na koszta i pożądaną sprężystość układu.

A) Materjał podłoża.

Doświadczenie uczy, że jedynym materjałem na podłoże jest żwir lub gruboziarnisty piasek. Dobry materjał powinien posiadać dostateczną wytrzymałość na zgniatanie, niewrażliwość na wpływ wilgoci i mrozu, należytą przepuszczalność i łatwość podbijania. Wymaganiom tym najlepiej odpowiada *żwir tłuczony (tłuczeń)* z twardych gatunków kamienia. Żwir taki posiada znaczną wytrzymałość na ciśnienie, jest niewrażliwy na wpływy atmosferyczne, jest czysty, więc doskonale przepuszcza wodę, ziarna jego posiadają mniej więcej jednakową i odpowiednią wielkość, oraz szorstkie powierzchnie i ostre krawędzie, wskutek czego daje się łatwo i dobrze podbijać i podbity dobrze się utrzymuje. Wielkość ziarn nie powinna przekraczać 5 *cm* ze względu na łatwość podbijania.

Miękkie gatunki kamienia mniej się nadają do wyrobu żwiru, gdyż łatwiej ulegają zwietrzeniu, a nadto przy podbijaniu łatwo się miażdżą, a powstały miał zanieczyszcza żwirówkę i zmniejsza jej przepuszczalność.

W braku żwiru tłuczonego, lub jeśli jest zbyt drogi, można używać *żwiru rzecznego*, o ile mamy go wpobliżu. Jest on czysty i przeważnie niewrażliwy na wpływy atmosferyczne, ale oczywiście gorszy

od tłuczonego, gdyż ziarna posiadają rozmaitą wielkość, a przytem są gładkie i wyokrąglone, skutkiem czego podbijanie jest trudniejsze i podbity łatwiej się rozluźnia pod wpływem wstrząśnień.

Żwir kopany, zmieszany zazwyczaj z gruboziarnistym piaskiem, jest materjałem przydatnym na żwirówkę, jeśli jest czysty, bez domieszek ziemi lub gliny, gdyż te zanieczyszczenia zmniejszają jego przepuszczalność.

W okolicach, posiadających huty, uzyskać można dobry żwir z *żużli*, o ile są one dostatecznie wytrzymałe i trwałe.

Gdzie niegdzie stosowano żwir tłuczony z *cegły*, silnie wypalonej, jakkolwiek materjał ten odbiega znacznie od wymagań, jakie stawiamy dobremu żwirowi.

Drobny piasek jest materjałem nieodpowiednim na podłoże, gdyż trudno go dobrze podbijać, ciśnienie łatwo wypiera go z pod podkładów, oraz łatwo wypłukuje go woda i unosi wiatr; natomiast *piasek gruboziarnisty*, o ziarnach twardych i ostrych, daje bardzo dobre podłoże, a jazda po nim jest miękka.

Jeśli z braku innego materjału trzeba użyć na podłoże drobnego piasku, natenczas przykrywamy go cienką warstwą żwiru celem ochrony przed wypłukaniem i przed wiatrem. Urządzenie to posiada tę niedogodność, że przy podbijaniu podkładów trzeba warstwę żwiru zdejmować, przyczem żwir w znacznej ilości miesza się z piaskiem i wymaga uzupełnienia.

B) Wymiary podłoża.

Grubość warstwy żwiru pod podkładem powinna być tak dobrana, aby ciśnienie na podtorze nie przekraczało dopuszczalnej granicy, gdyż wówczas unikniemy trwałych odkształceń korony podtorza, i nie będą tworzyć się w niej wgłębienia, zatrzymujące wodę, bardzo niebezpieczną dla stałości roboty ziemnej i toru.

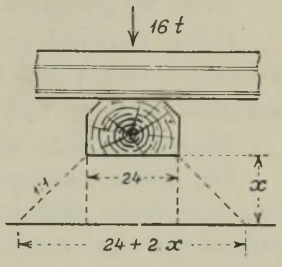
Pożądanym byłby jednostajny rozkład ciśnień na podtorze, ale warunkek ten wymaga grubości żwirówki, praktycznie niedopuszczalnej. Według spostrzeżeń Schuberta nawet bardzo słaby grunt nie doznaje odkształceń, gdy grubość warstwy żwiru pod podkładem równa się odległości podkładów, mierzonej w świetle, powiększonej o 20 *cm*. Przy osiowym odstępie podkładów 75 *cm* i dolnej szerokości podkładu 25 *cm* powinna zatem grubość żwirówki pod podkładem wynosić 70 *cm*. Stosowanie tak grubej żwirówki jest oczywiście ze względu na koszta niemożliwe a zarazem, praktycznie biorąc, niepotrzebne.

Według innych spostrzeżeń Schuberta już przy grubości żwirówki 35 *cm* pod podkładem, znajdująca się pod nią warstwa miękkiej

gliny nie wykazywała prawie żadnych odkształceń, a w każdym razie pewne nieznaczne zgniecenie gliny występowało na szerokości nie mniejszej, niż 35 *cm* w obie strony, licząc od osi podkładu. Na tej podstawie doszedł Schubert do wniosku, iż grubość żwirówki powinna przy osiowym odstępie podkładów 75 względnie 95 *cm* wynosić co najmniej 30 względnie 40 *cm*, zaś przy odstępie podkładów 55 względnie 75 *cm* co najmniej 20 względnie 30 *cm*. Wobec obecnej dążności do zmniejszenia odstępu podkładów możemy zejść odpowiednio wdół z grubością żwirówki. Jakkolwiek przytoczone powyżej grubości nie mogą zabezpieczyć gruntu od przemarzania i od ewentualnych odkształceń, to jednak na podstawie wskazań praktyki przyjąć można, że zapewniają one w zwykłych warunkach dosyć jednostajny rozkład ciśnienia na podtorze.

Aby dojść do określenia najmniejszej, jeszcze dopuszczalnej grubości warstwy żwiru pod podkładem, przeprowadźmy następujące rozumowanie.

Materjały ziemne, jakie zazwyczaj spotykamy, posiadają dość znaczną wytrzymałość na ciśnienie, o ile znajdują się w stanie suchym, a warunek ten wymagany jest zawsze przy robotach ziemnych. Nasypy powinny być wykonywane z materjału suchego, zaś wilgotne korony przekopów muszą być na pewną głębokość osuszone sączkami lub drenami. W takich warunkach możemy nawet dla ziem lekkich dopuścić ciśnienie 1 $^{kg}/_{cm^2}$ bez obawy wydatniejszych odkształceń.



Rys. 130.

Przyjmując w przybliżeniu jednostajny rozkład ciśnień na podtorze, oraz przenoszenie ciśnienia przez żwir podług skarpy o pochyleniu 1 : 1 (rys. 130), otrzymamy dla podkładu 2·50 *m* długiego i w podstawie 24 *cm* szerokiego i dla obciążenia osi pojazdu 16 tonn

$$16000 = 250\,(24 + 2\,x) \cdot 1{\cdot}0$$

skąd wypada najmniejsza dopuszczalna grubość warstwy żwiru pod podkładem $x = 20$ *cm*. Wartość ta odpowiada obciążeniom, zachodzącym na kolejach głównych. Dla kolei lokalnych, na których stosowane są mniejsze obciążenia, wystarczy odpowiednio mniejsza grubość żwirówki.

P. P. M. zawierają następujące postanowienia:

Tor powinien spoczywać na podłożu z tłucznia (żwiru tłuczonego), żwiru (rzecznego lub kopanego), lub czystego, gruboziarnistego piasku.

Grubość warstwy podłoża, mierzona od podstawy szyn, powinna wynosić, zależnie od materjału podtorza, rodzaju podłoża i odstępu podkładów od 35 do 50 *cm*. Wymiary te mogą być dla torów stacyjnych i na kolejach głównych drugorzędnych zmniejszone, lecz nie więcej niż odpowiednio o 5 do 8 *cm*. Na kolejach lokalnych normalno- i wąskotorowych ma grubość podłoża pod podkładem wynosić co najmniej 13 *cm*. Na gruntach gliniastych i nie ścisłych należy tę grubość zwiększyć do 20 *cm*. Pod torami, po których nie przechodzą pociągi, może grubość warstwy podłoża być zmniejszona, lub zupełnie zaniechana.

Szerokość żwirówki zależy od długości podkładów. Ponieważ ciśnienie w żwirówce przenosi się mniej więcej podług pochylenia 1 : 1, zaś skarpy żwirówki otrzymują z reguły pochylenie łagodniejsze, więc powiększenie szerokości korony żwirówki ponad długość podkładu niema żadnego wpływu na przenoszenie ciśnienia na podtorze. Mimo tego nadajemy zazwyczaj koronie żwirówki szerokość większą od długości podkładu, a to celem ułatwienia podbicia końców podkładu i lepszej ochrony podtorza od przemarzania, a podkładów od pękania wskutek zmiany warunków atmosferycznych.

P. P. M. postanawiają dla kolei głównych:

Górna krawędź podłoża winna wystawać co najmniej o 25 *cm* w każdą stronę po za końce podkładów. Na linjach drugorzędnych szerokość ta może być zmniejszona do 15 *cm*.

Skarpy podłoża mają otrzymać pochylenie w stosunku 1 : 1·5.

Dla kolei lokalnych normalnotorowych jest szerokość korony żwirówki równa długości podkładu 2·44 *m*. Koleje wąskotorowe otrzymują obustronne zwiększenie szerokości korony żwirówki po za końce podkładu o 15 *cm*.

Przestrzenie między podkładami wypełniamy żwirem aż do ich górnej krawędzi, gdyż warstwa ta zwiększa stałość toru i przeciwdziała migracji, a tarcie bocznych ścian podkładów o żwir zapobiega podnoszeniu się toru przy zbliżaniu się pociągu. Pionowe ruchy podkładów niszczą podbicie i ugniatają żwir, więc przeciwdziałanie tym ruchom jest ważne z uwagi na spokojną jazdę i zmniejszenie kosztów utrzymania toru. Na kolejach lokalnych zasypywanie żwirem przestrzeni między podkładami na prostych poza stacjami i w spadku mniejszym niż $2^0/_{00}$ nie jest obowiązkowe.

C) Szerokość korony podtorza otrzymamy, dodając do dolnej szerokości żwirówki obustronne *pobocza (ławeczki)* odpowiedniej szerokości.

Ze względu na pożądane szybkie odprowadzenie wody z korony podtorza, należy wykonać ją wypukłą z obustronnemi spadkami poprzecznemi, wynoszącemi 4—5%.

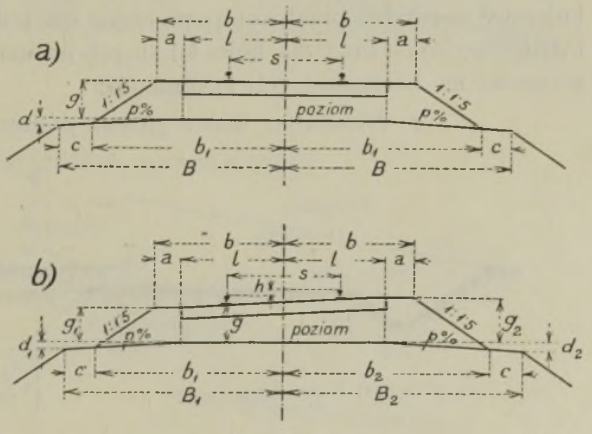
W łukach otrzymuje żwirówka ukształtowanie przekroju odpowiednio do przechyłki toru, przyczem może zajść potrzeba zwiększenia szerokości korony podtorza po stronie zewnętrznej łuku. Ustaloną dla danego typu kolei grubość żwirówki g należy w łukach zachować pod tokiem wewnętrznym.

P. P. M. zawierają odnośnie do torowiska kolei głównych następujące postanowienia:

Korona podtorza winna posiadać taką szerokość, aby ława między podstawą podłoża i górną krawędzią podtorza wynosiła z każdej strony co najmniej 40 *cm*. Ta szerokość ławy winna być zachowana również na łukach, przyczem należy uwzględnić przesunięcie łuku względem linji prostej dla umieszczenia krzywej przejściowej, podwyższenie szyny zewnętrznej i poszerzenie toru, a przy dwóch torach lub więcej również zwiększenie szerokości międzytorza.

Korona podtorza, winna otrzymać obustronne spadki dla ułatwienia odpływu wody. Na linjach jednotorowych środkowa część korony podtorza winna być pozioma na długość podkładów.

Stałość podtorza przekopów i nasypów winna być w odpowiedni sposób zabezpieczona. Szerokość podstawy wysokich nasypów ma być ustalona zawczasu drogą dokładnego zbadania gruntu i materjału budowy.



Rys. 131

Stosownie do powyższych wskazówek i przepisów ustalić można w każdym przypadku wymiary normalnego przekroju poprzecznego nawierzchni i korony podtorza podług rys. 131.

Na rys. 131 a mamy przedstawiony taki przekrój dla kierunku prostego, przyczem poszczególne wymiary oznaczyć można podług następujących wzorów:

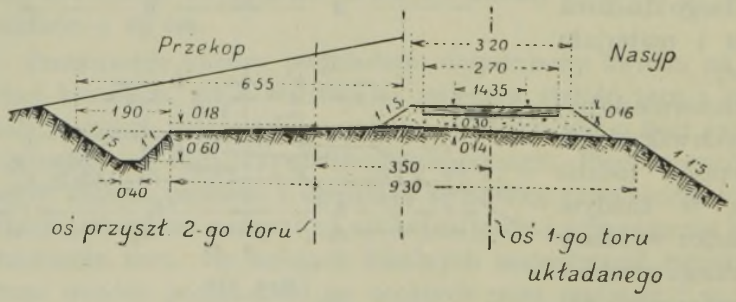
$$b = l + a$$
$$b_1 = l + \frac{a + 1{\cdot}5\,g}{1 - 1{\cdot}5\,p}$$
$$B = b_1 + c$$
$$d = (B - l) \cdot p$$

Podobnie mamy na rys. 131 b przedstawiony przekrój poprzeczny dla łuku, a poszczególne wymiary określone są wzorami:

$$b = l + a$$
$$g_1 = g - \frac{h\,(2\,l - s)}{2\,s}$$
$$g_2 = g + \frac{h\,(2\,l + s)}{2\,s}$$
$$b_1 = l + \frac{a + 1{\cdot}5\,g_1}{1 - 1{\cdot}5\,p}$$
$$b_2 = l + \frac{a + 1{\cdot}5\,g_2}{1 - 1{\cdot}5\,p}$$
$$B_1 = b_1 + c$$
$$B_2 = b_2 + c$$
$$d_1 = (B_1 - l) \cdot p$$
$$d_2 = (B_2 - l) \cdot p\,.$$

Okólnikiem Nr. 1 z dnia 28 stycznia 1919 r. ustaliło Ministerstwo kolejowe normalne przekroje poprzeczne dla kolei głównych pierwszo- i drugorzędnych oraz dla kolei lokalnych normalnotorowych,*) przedstawione na następujących rysunkach:

1. Dwutorowe koleje główne pierwszorzędne.

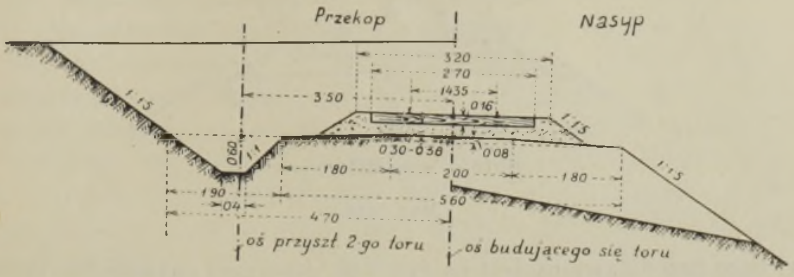


Rys. 132.

*) Postanowienia wymienionego okólnika straciły moc obowiązującą wskutek rozporządzenia Ministerstwa kolei żelaznych z dnia 10 marca 1923 r., normującego przepisy techniczne projektowania i budowy kolei żelaznych znaczenia ogólnego.

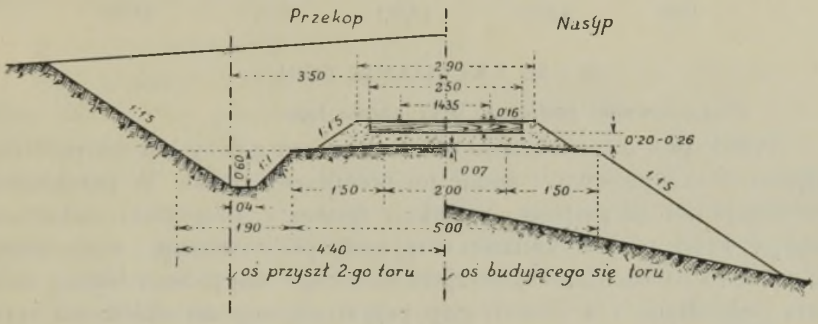
Autorowi nie jest wiadomem, czy Ministerstwo kolei wydało nowe typy normalnych przekrojów poprzecznych.

2. Jednotorowe koleje główne pierwszorzędne.



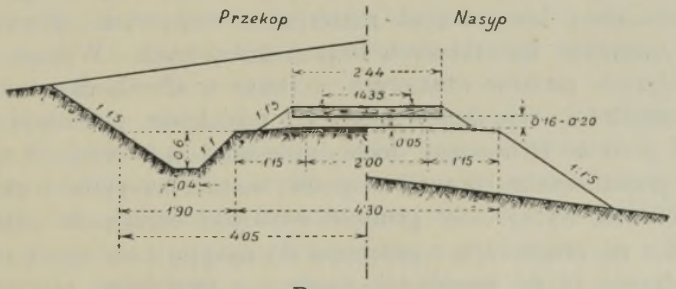
Rys. 133.

3. Koleje główne drugorzędne.



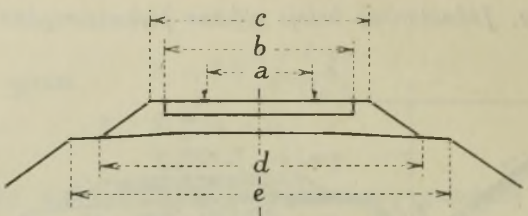
Rys. 134.

4. Koleje lokalne normalnotorowe.



Rys. 135.

Układ przekroju poprzecznego dla kolei wąskotorowych, unormowany przepisami dla kolei lokalnych normalno- i wąskotorowych



Koleje wąskotorowe

Rys. 136.

z r. 1920 przedstawiony jest na rys. 136, przyczem najmniejsze dozwolone wymiary zawiera następująca tabelka:

$a^m/_m$	$b^m/_m$	$c^m/_m$	$d^m/_m$	$e^m/_m$
1000	1800	2100	2850	3200
750	1500	1800	2550	2900
600	1200	1500	2250	2600

54. UKŁADANIE TORU.

1. Przygotowanie podtorza. Wytyczenie toru.

Przed przystąpieniem do układania toru należy koronę podtorza odpowiednio wyrównać i nadać jej przepisany profil. W przekopach otrzymuje korona podtorza wysokość zgodną z projektem, natomiast nasypy, które przy wykonaniu otrzymały podwyższenie i rozszerzenie ze względu na osiadanie materjału ziemnego, usypanego luźnie, osiadają dość długo i w chwili, gdy przystępujemy do układania toru, proces osiadania nie jest jeszcze ukończony. Gdybyśmy zatem ścięli koronę niezupełnie jeszcze osiadłego nasypu do wysokości, zgodnej z projektem, otrzymalibyśmy w następstwie, w miarę dalszego osiadania, obniżenie tej korony i zaszłaby potrzeba uzupełnienia brakującej wysokości kosztownym materjałem żwirowym. Zjawisko to można zauważyć na starszych linjach kolejowych. Wyższe nasypy w sąsiedztwie mostów otwartych, zebrane w chwili układania toru, z konieczności do wysokości, zgodnej z projektem, posiadają obecnie grubość podłoża żwirowego, dochodzącą do 1 *m* i wyżej. Z tych powodów pozostawiamy potrzebne podwyższenia nasypów i układamy niweletę toru wyżej, aby grubość żwirówki otrzymała przepisany wymiar, a na przejściach z przekopu do nasypu i na mosty otwarte, sprowadzamy ją do wysokości, zgodnej z projektem zapomocą łagodnych ramp. Przy budowie kolei państwowych w Małopolsce przed wojną wykonywano te rampy w spadku o $2^0/_{00}$ większym, względnie mniejszym, niż spadek niwelety.

Na wyrównanej koronie podtorza tyczymy bardzo starannie oś toru, oznaczając początki i końce łuków wraz z krzywemi przejściowemi, oraz pośrednie punkty łuków w odstępach co 10 do 20 *m* zależnie od wielkości promienia. W prostych wystarcza podanie punktów kierunkowych w odstępach co 100 *m*. Dla zaznaczenia punktów osiowych wbijamy w podtorze silne kołki drewniane, a położenie osi ustalamy gwoździami, wbitemi w górną powierzchnię kołka. Przy tyczeniu linij jednotorowych wbijamy pale kierunkowe zazwyczaj przesunięte o 2·0 *m* od osi toru, dla linij dwutorowych tyczymy linję, połowiącą odstęp obu torów.

Na drugiej krawędzi podtorza umieszczamy kołki wysokościowe w odstępach co 50 do 100 *m* oraz w punktach załomu spadków, przyczem uwzględniamy łuki, wyokrąglające spadki, przez zaznaczenie początku, środka i końca tychże łuków. Wysokość niwelety oznaczamy na kołku przez odpowiednie zacięcie.

2. Dostawa materjałów do budowy toru.

Przy budowie nowej linji kolejowej urządzamy w odstępach co kilka kilometrów place składowe, na które dowozimy szyny wraz z drobnym materjałem, podkłady i ewentualnie żwir. Układanie toru rozpoczynamy od tychże placów, z których dowozimy materjały do miejsca roboty przy pomocy wózków roboczych, popychanych ręcznie, lub ciągnionych końmi. Jako punkty wyjścia służą miejsca, gdzie położenie styku szyn jest ustalone, a więc mosty żelazne, rozjazdy wjazdowe na stacjach i t. p. W ten sposób dzielimy szlak kolejowy na odcinki, na których można pracę rozpocząć równocześnie. Ilość potrzebnych materjałów, które zgromadzić należy na każdym placu składowym, określamy podług długości szlaku, który mamy z tego placu zaopatrywać. Jeśli budowę toru rozpoczynamy od stacji istniejącej kolei, natenczas składamy materjały nawierzchni na tejże stacji i dowozimy je do miejsca użycia zapomocą pociągu roboczego, pchanego lokomotywą. Na przedzie pociągu umieszczamy jeden lub dwa wozy, naładowane szynami i drobnym materjałem, następnie wozy z odpowiednią ilością podkładów, dalej wozy ze żwirem, a wreszcie wóz z personalem roboczym. Na czele pociągu umieszczamy zwykle jeden, lub dwa małe wózki robocze, pomocne przy rozkładaniu szyn.

Rozwózka materjału nawierzchni przy użyciu pociągu roboczego konieczna jest także wówczas, gdy brak odpowiednich dróg utrudnia, a nawet uniemożliwia tę rozwózkę na place składowe wzdłuż linji.

Najkorzystniej byłoby rozpocząć budowę toru od usypania warstwy żwiru na grubość do dolnej krawędzi podkładów, gdyż w ten

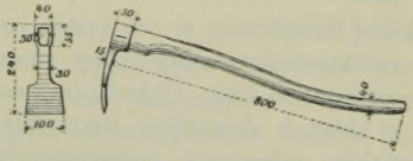
sposób ochrania się koronę podtorza przed szkodliwemi odkształceniami, jednakowoż sposób ten można stosować tylko wówczas, gdy źródło żwiru jest dostępne wzdłuż linji kolejowej i możemy je bez trudności eksploatować przy pomocy taczek lub wózków roboczych, albo też gdy budujemy drugi tor obok istniejącego.

W zwykłych warunkach układamy tor wprost na podtorzu, poczem dowozimy żwir pociągami, obsługiwanemi przez lokomotywę.

3. Układanie toru.

Układanie toru rozpoczynamy rozłożeniem podkładów w odstępach, ustalonych typem nawierzchni. Używa się do tego łaty drewnianej o długości szyny, na której oznaczone są odstępy podkładów, przyczem układa się podkłady prostopadle i symetrycznie do osi toru.

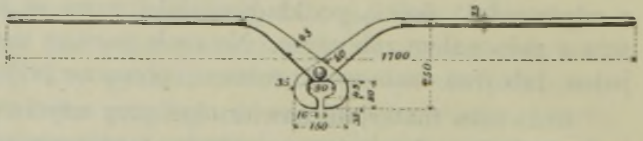
Jeśli szyny mają spoczywać na podkładach albo bezpośrednio, albo za pośrednictwem równoległych płyt podkładowych, trzeba w podkładach wykonać zaciosy, które uskuteczniamy na placu składowym, lub na miejscu po rozłożeniu. Do wykonania zaciosów służy topór, kształtu motyki, zwany *ciesakiem* (rys. 137), zaś do wyrobienia odpowiedniego pochylenia zaciosów i ich wzajemnej odległości, zależnej od szerokości toru i od wymiarów płyt podkładowych, używamy *prawidła* (rys. 65), zaopatrzonego na końcach w pochyłe płytki, których szerokość odpowiada szerokości stopki szyny, względnie płyty podkładowej.



Rys. 137.

Przy zastosowaniu klinowych płyt podkładowych zaciosy odpadają, a górną powierzchnię podkładu wygładzamy heblem w miejscach ułożenia płyt celem uzyskania należytego przylegania tychże do drzewa.

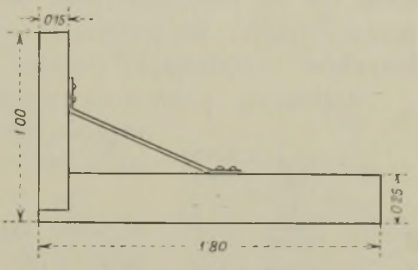
Na rozłożonych podkładach układamy płyty podkładowe, a na nich szyny, które dowozimy wózkami, a następnie przenosimy na miejsce ułożenia zapomocą specjalnych *kleszczy* (rys. 138). Ułożone szyny łączy się łubkami, ściągając każdą parę łubków tylko dwiema śrubami, których naśrubki dokręcamy ręcznie. Na szynach znaczymy kredą przy pomocy łaty z podziałem



Rys. 138.

położenie środków podkładów i zgodnie z tem nasuwamy podkłady na właściwe miejsca. Celem ułatwienia przesuwania podkładów pod szyną, umieszczamy dwa albo trzy klocki drewniane, nieco wyższe od podkładów i na nich układamy szynę.

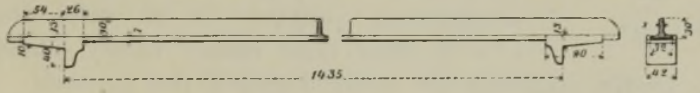
Szyny układa się parami tak, aby styki znajdowały się na prostopadłej do toru. Prostopadłe ułożenie styków sprawdza się zapomocą *węgielnicy* (rys. 139). Celem ustalenia wielkości szpary stykowej zakłada się między czoła szyn żelazne blaszki, lub deseczki drewniane o grubości, dobranej odpowiednio do temperatury. Wkładki te pozostają w torze tak długo, dopóki kilka par szyn następnych nie zostanie złączonych łubkami i przytwierdzonych do podkładów.



Rys. 139.

4. Przytwierdzanie szyn do podkładów.

Szyny przytwierdza się do podkładów najpierw w jednym toku (w łukach w toku zewnętrznym), poczem przytwierdza się tok drugi

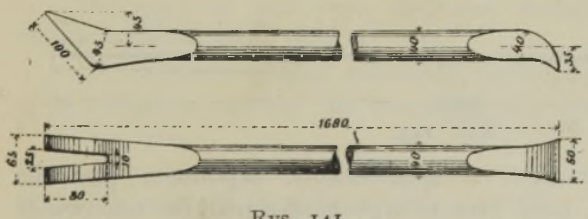


Rys. 140.

z zachowaniem dokładnej szerokości toru, którą wskazuje *toromierz* (rys. 140), założony między główkami szyn. Każdą szynę przytwierdza się, zaczynając od podkładów stykowych.

Gwoździe hakowe wbija się w podkład ciężkim młotem, zaś śruby wkręca się kluczem. W podkładach z drzewa twardego należy nawiercić otwory dla gwoździ i śrub, zaś w podkładach z drzewa miękkiego tylko dla śrub, przyczem średnica świdra wynosić powinna $^2/_3$ średnicy śruby.

Początkowo nie wbijamy gwoździ, względnie nie wkręcamy śrub na całą głębokość, lecz zostawiamy pewien luz między ich głowami, a stopką szyny. Przy wbijaniu gwoździ i wkręcaniu śrub robotnicy



Rys. 141.

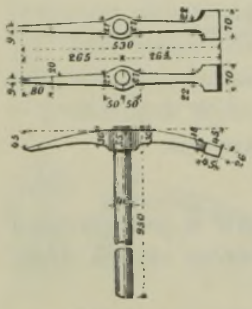
przyciskają podkład do stopki szyny, podważając go okutym drągiem drewnianym.

Wadliwie wbite gwoździe wyciąga się z podkładu przy pomocy żelaznego *drąga z kozią łapką* (rys. 141).

5. Podnoszenie, podbijanie i regulowanie toru.

Po torze z grubsza ułożonym, dowozimy żwir, na którym podnosimy tor do projektowanego poziomu, podważając podkłady przy pomocy drągów, lub podnosząc szynę wraz z podkładami przy pomocy lewarków i podbijając podkłady.

Zapomocą podbijania ustala się *położenie podkładu* i z tego względu staranne wykonanie tej czynności posiada bardzo ważne znaczenie dla stałości toru.



Rys. 142.

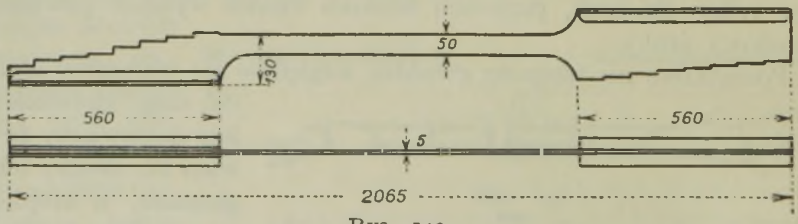
Tor podnosi się naraz na wysokość nie większą, jak 10 do 15 *cm* dla lepszego ubicia żwiru i dla uniknięcia wyginania szyn.

Podbijanie podkładu uskutecznia się zapomocą *podbijaków* (rys. 142), przyczem podbijamy podkład równocześnie z obydwóch stron, wbijając żwir z boków pod podstawę podkładu. Przy podbijaniu podkładów należy uważać na równomierne podbicie ich na całej długości, a w każdym razie unikać należy silniejszego podbicia środka podkładu niż części, leżących pod szynami.

Do materjału piaszczystego używa się podbijaków drewnianych, okutych, kształtu podobnego do żelaznych.

Wysokość podbijanego toru sprawdza się zapomocą łaty z libellą na kołkach wysokościowych, a między temi punktami wyrównywa się tor na oko, lub przy pomocy krzyżów.

Przy pomocy łaty z libellą sprawdza się równą wysokość obu toków w prostych. Przechyłkę toru w łukach uzyskujemy przez wyższe



Rys. 143.

podbicie toku zewnętrznego, a sprawdzamy zapomocą prawidła schodkowego (rys. 143), przy którem wysokość schodków odpowiada

stopniowaniu wielkości przechyłki. Prawidło takie jest zazwyczaj połączone z toromierzem, pozwalającym sprawdzać potrzebne poszerzenie toru.

Równocześnie z podbijaniem toru następuje jego regulowanie w płaszczyźnie poziomej, aby oś toru w prostych i łukach otrzymała położenie zgodne z linją wytyczoną.

Gdy już tor podniesiono na całą wysokość i uregulowano, zakłada się na stykach resztę śrub i dokręca się kluczem naśrubki, dobija się gwoździe i dokręca śruby podkładowe, oraz usuwa się wkładki ze szpar stykowych.

Po przejściu pierwszych pociągów tor osiada się i musi być powtórnie podbity i uregulowany, a następnie jeszcze raz po upływie 1 do 2 miesięcy.

Po ostatecznem podniesieniu i uregulowaniu toru dopełnia się żwiru do górnej krawędzi podkładów i nadaje się żwirówce przepisany profil.

55. UTRZYMANIE TORU.

Z uwagi na bezpieczeństwo ruchu i ze względu na ekonomję kosztów powinien być tor po ułożeniu stale nadzorowany, ochraniany od uszkodzeń i utrzymywany w dobrym stanie. Wszelkie uszkodzenia powinny być jak najrychlej naprawione, zaś w razie zepsucia lub zużycia części toru, albo jego całości o tyle, że wytrzymałość jego nie odpowiada siłom działającym, powinny być poszczególne części toru niezwłocznie wymienione, lub całość toru odbudowana.

Odpowiednio do tego utrzymanie toru obejmuje następujące czynności:

1. *Nadzór i ochronę toru.* Tu należy perjodyczne sprawdzanie stanu toru, oraz usuwanie drobnych usterek, jak dobijanie gwoździ i dokręcanie śrub, oczyszczanie z chwastów, osłanianie przed zawianiem śniegiem, usuwanie śniegu i t. p.

2. *Naprawę toru* z wymianą poszczególnych elementów toru, lub wymianą ciągłą na pewnej długości jednakowych części toru, a więc szyn, łączników, podkładów lub żwirówki.

Rozróżniamy zazwyczaj naprawę drobną, czyli mniejszą i naprawę główną, czyli większą.

Do *naprawy drobnej* zaliczamy następujące roboty:

a) przebijanie gwoździ źle trzymających, lub celem poprawy szerokości toru;
b) podbijanie osiadłych podkładów;
c) regulowanie kierunków toru;

d) regulowanie szpar stykowych co do wielkości i prostopadłego ułożenia względem osi toru;
e) równanie wysadzin;
f) dosypywanie i oczyszczanie żwiru;
g) wymianę poszczególnych szyn, podkładów i łączników.

Do *naprawy głównej* zaliczamy:

a) podnoszenie i podbijanie toru, osiadłego na znaczniejszej długości;
b) wymianę ciągłą żwiru;
c) wymianę ciągłą podkładów;
d) wymianę ciągłą szyn i łączników.

3. *Odbudowę toru*, to jest całkowitą wymianę toru wraz z żwirówką.

Wszystkie roboty konserwacyjne należy wykonywać tak, aby nie wywoływać przerwy w ruchu oraz ile możności uniknąć zwalniania biegu pociągów. Z tego powodu przeprowadza się roboty częściami odpowiednio do czasu między pociągami. Celem uniknięcia zwłoki w robocie należy potrzebne materjały i narzędzia zawczasu przygotować i przeprowadzić robotę według planu, zgóry ułożonego. Pewne zapasy podkładów, szyn i łączników znajdują się przy budkach strażniczych i na stacjach, skąd dowozi się je wózkami roboczemi na miejsce roboty.

Miejsce pracy na torze osłania się w razie potrzeby sygnałami.

Organizacja służby utrzymania na kolejach państwowych jest następująca:

W dyrekcjach kolejowych istnieje osobny wydział drogowy dla budowy i utrzymania kolei, któremu podlegają wszystkie linje, wchodzące w skład dyrekcji. Poszczególne linje podzielone są na części o długości 70 do 150 *km*, które noszą nazwę sekcyj utrzymania kolei (konserwacji). Siedziba naczelnika sekcji znajduje się zazwyczaj na większej stacji w obrębie sekcji. Każda sekcja dzieli się na odcinki o długości 15 do 30 *km* i piecza nad każdym odcinkiem powierzona jest nadzorcy, zwanemu *banmistrzem*, który nadzoruje roboty, prowadzone na jego odcinku, a ważniejsze roboty prowadzi osobiście. Każdy odcinek nadzorcy rozpada się na części o długości 5 do 6 *km*, na których pracują stałe oddziały robocze pod kierunkiem starszego robotnika, zwanego *torowym*. Prócz tego dozór toru należy do *strażników obchodowych*.

1. Dozór i ochrona toru.

O stanie toru przekonać się można przez przejazd linji na parowozie lub na platformie ostatniego wagonu, przez przejazd dresyną, albo też przez obchód pieszo. Na parowozie pociągów pośpiesznych

wyczuwa się dobrze zboczenie toru w płaszczyźnie poziomej; na parowozie pociągów towarowych można wyczuć nierówności pionowe toru; te ostatnie wyczuć można również w ostatnim wagonie. Podobnie wyczuć można nierówności toru podczas jazdy dresyną. Przy pieszym obchodzie linji można obok oględzin dokonać pomiaru szerokości toru, wzajemnej wysokości szyn, sprawdzić, czy tor nie osiadł, szczególniej na stykach, zbadać stan połączeń szyn między sobą i z podkładami i t. p.

Istnieją pomysłowe urządzenia, które samoczynnie dokonują pomiarów szerokości toru i wysokości szyn i są pomieszczone zazwyczaj na dresynach; są nawet osobne wagony z takiemi urządzeniami — przyrządy te są jednak kosztowne i wymagają umiejętnej obsługi i dlatego nie znalazły obszerniejszego zastosowania.

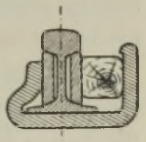
Nadzorca kolejowy (banmistrz) obchodzi przydzielony mu odcinek w okresach czasu, oznaczonych przepisami, przyczem bada stan toru, kontroluje czynności torowych i strażników, zarządza potrzebne roboty i sprawdza pomiar toru co do szerokości i wysokości, dokonany przez torowego.

Pomiar toru musi być przeprowadzany perjodycznie w odstępach czasu, ustalonych przepisami. Dokonują go po części strażnicy obchodowi (szerokość toru), a po części torowi (wysokość szyn).

Torowy dokonuje przeglądu swej części codziennie. Ilość dziennych obchodów, dokonywanych przez strażników obchodowych, zależy od ilości pociągów.

Strażnik obchodowy bada stan toru i wszystko, co mogłoby zagrażać bezpieczeństwu ruchu, stara się usunąć sam, lub zagradza sygnałami miejsce niebezpieczne i zawiadamia sąsiednie stacje o zaszłem uszkodzeniu toru. W szczególności bada strażnik obchodowy gwoździe i śruby podkładowe, oraz śruby stykowe i ewentualnie dobija je, względnie dokręca.

W razie pęknięcia szyny zagradza strażnik miejsce pęknięcia sygnałami na zatrzymanie pociągu i daje znać torowemu, który przeprowadza wymianę szyny. Jeśli to możliwe, podsuwa strażnik podkład pod pękniętą szynę i przybija do niego obydwa pęknięte końce, poczem można pociąg przepuścić z małą chyżością. Można również związać czasowo pękniętą szynę łubkami płaskiemi, rozpartemi przy pomocy szpony i klina (rys. 144).



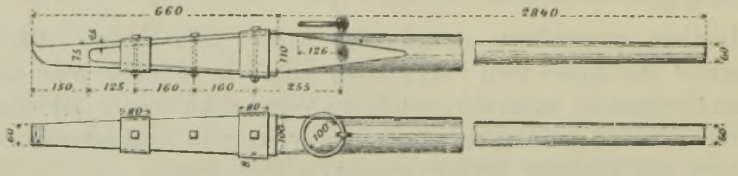
Rys. 144.

W porze zimowej, gdy tor pokryty jest śniegiem, powinien strażnik zgarnąć go i obmieść wzdłuż szyn, aby mógł

sprawdzić stan łączników. Czyszczenie toru z chwastów należy również do strażnika.

2. Naprawa drobna.

a) *Przebicie gwoździ* lub *wkręcenie śrub w inne miejsce* staje się potrzebne, gdy szerokość toru uległa pod wpływem ruchu zmianie, która przekracza dozwolone granice. Gwoździe względnie śruby wyj-



Rys. 145.

muje się na kilku podkładach przy tej szynie, której położenie względem drugiej zmienić wypada, poczem dociąga się ją drągami (rys. 145) do pożądanego położenia i przytwierdza na nowo.

Szyna lub płyta podkładowa wżerają się często w podkład, wskutek czego powierzchnia jego staje się nierówna i powoduje wyginanie lub pękanie płyt. Również gwoździe lub śruby rozluźniają się wskutek mechanicznego zużycia podkładu. W tych wypadkach przedłużamy trwałość zdrowego zresztą podkładu w torze, przesuwając go nieco wpoprzek toru i przytwierdzając do niego obie szyny w innych miejscach. Stare otwory po gwoździach i śrubach należy zabić kołkami i zalać smołą, aby zapobiec wsiąkaniu wody i gniciu drzewa.

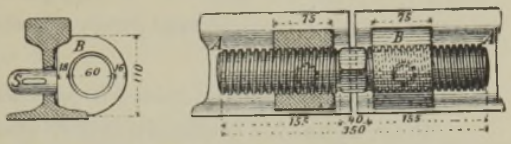
b) *Podbijanie osiadłych podkładów* wymaga odkopania żwiru z obu stron podkładu aż do jego podstawy. Jeśli podkład osiadł znacznie, należy przy podbijaniu podnieść go drągiem, podstawionym pod koniec podkładu.

c) *Regulowanie kierunków toru* uskutecznia się drągami, podkładanemi pod szynę, przyczem należy odgarnąć żwir z przed czoła podkładu z tej strony, w którą się tor przesuwa.

Wykrzywienia linji zdarzają się podczas upałów letnich, gdy szpary stykowe są z pewnych powodów np. z powodu migracji toru niedostatecznie wielkie, czemu trzeba jak najśpieszniej zaradzić.

d) *Regulowanie szpar stykowych.* Migracja toru powoduje zmianę wielkości szpar stykowych oraz ich prostopadłego ułożenia względem osi toru. Robotę rozpoczyna się od miejsca, gdzie szpary te są największe, przesuwając szyny parami na swoje miejsce. Gdyby po uregulowaniu szpar za wielkich okazało się, że pozostałe są niewystarczające, niezbędne jest ułożenie pary szyn skróconych. Szyna

przesuwana powinna być zwolniona na stykach, a czasem i na podkładach przez lekkie wyciągnięcie gwoździ, względnie wykręcenie śrub. Do nasuwania szyn najlepiej jest używać przyrządów, chwytających końce obu szyn szponami lub palcami, wsuniętemi w otwory dla śrub stykowych i opatrzonych śrubą, łączącą szpony lub palce (rys. 146). W ten sposób można końce szyn do siebie zbliżać, lub je odsuwać. W braku odpowiednich przyrządów można szynę w torze przesunąć, zwalniając śruby stykowe i uderzając w czoło łubka szyną zapasową, przyczem jednak łatwo uszkodzić nietylko łubek, lecz i szynę.



Rys. 146.

Regulowanie wielkości i ułożenia szpar stykowych należy przeprowadzić przed ewentualną wymianą szyn lub podkładów i przed podbijaniem tychże, bo nowa szyna mogłaby się nie zmieścić w braku potrzebnej szpary, a podkłady, ułożone nie we właściwych miejscach i nie prostopadle do toru, trzebaby przesuwać i powtórnie podbijać.

e) *Równania wysadzin* dokonywa się zapomocą żelaznych płytek o grubości od 2 $^{m}/_{m}$ począwszy, które wkłada się pomiędzy podkład i normalną płytę podkładową w miejscach sąsiednich, niewysadzonych. W razie potrzeby daje się po dwie, trzy a nawet cztery takie płytki, które w odpowiednich miejscach posiadają otwory na pomieszczenie gwoździ hakowych, względnie śrub podkładowych. Używane tu gwoździe hakowe otrzymują w miarę potrzeby większą długość.

Jeśli wysadzina jest większa i trzeba tor podnieść na wysokość 5 do 6 *cm*, natenczas pod obydwa toki przybijamy do podkładu deskę odpowiedniej grubości i tak długą, jak podkład, lub nawet przytwierdzamy całe podkłady.

W ten sposób łagodzimy rampy, powstałe w torze skutkiem miejscowego podniesienia toru przez wysadzinę. Równanie wysadzin jest robotą, wymagającą wielkiej staranności i ostrożności ze względu na wielkie niebezpieczeństwo, jakie dla ruchu przedstawiają znaczniejsze, a krótkie wzniesienia toru.

f) *Dosypywanie i oczyszczanie żwirówki.* Żwir grubszy, wykonany z twardych gatunków kamienia, jest bardzo trwały i ubywa go w torze prawie wyłącznie wskutek powolnego miażdżenia przy podbijaniu, natomiast w żwirówce z miękkiego, wietrzejącego kamienia, albo z piasku ubytek jest bardzo znaczny. Piasek łatwo unosi wiatr i wy-

płukuje woda opadowa, a roczny ubytek wynosi 50 do 90 m^3 na 1 *km* toru. Uzupełnienie żwiru dowozi się pociągami roboczemi.

Nieczysta żwirówka z domieszką ziemi lub gliny porasta łatwo chwastem, którego korzenie gniją i zanieczyszczają żwirówkę, zmniejszając jej przepuszczalność. Z tego powodu należy tor czyścić z chwastów przez plewienie, wzruszywszy wpierw korzenie grabiami żelaznemi lub motyką.

g) *Wymiana poszczególnych podkładów, szyn i łączników.*

Przy wymianie podkładu odkopujemy żwir obok niego na głębokość nieco większą, niż podstawa podkładu i w to wgłębienie wsuwamy go po usunięciu łączników, a następnie wysuwamy z pod szyn w poprzek toru. Podobnie wprowadzamy nowy podkład pod szyny, przytwierdzamy łącznikami i podbijamy. Do wymiany poszczególnych podkładów, zwłaszcza twardych, używamy zazwyczaj podkładów dobrych, uzyskanych z wymiany ciągłej.

Wymiana szyny wymaga odjęcia łubków stykowych i wyjęcia gwoździ, względnie śrub po jednej, zazwyczaj wewnętrznej stronie szyny, aby nie osłabiać ich po stronie zewnętrznej, z której one przeciwdziałają poprzecznemu przesunięciu toku pod działaniem sił poziomych. Do wymiany pojedyńczej używamy starych, dobrych szyn, uzyskanych przy wymianie ciągłej, przyczem należy zwracać uwagę na to, by zużycie jej było możliwie równe zużyciu szyn sąsiednich celem uniknięcia na styku stopnia pionowego. Przed wymianą trzeba sprawdzić, czy długość szyny jest odpowiednia, aby szyna pomieściła się w torze z zachowaniem potrzebnych szpar stykowych. Przy wymianie szyny należy miejsce roboty zamknąć obustronnemi sygnałami.

Wymiany łączników dokonują z reguły stałe drużyny robocze, pracujące pod nadzorem torowych, zaś strażnicy obchodowi tylko wówczas, gdy wymaga tego bezpieczeństwo ruchu, a więc np. w razie pęknięcia łubka, złamania śruby i t. p.

3. Naprawa główna.

a) *Podnoszenie i podbijanie toru* na znaczniejszej długości odbywa się podobnie, jak przy budowie toru nowego. Torowy wbija obok toru w pewnych odstępach kołki wysokościowe naprzeciw styków, a robotnicy odkrywają podkłady aż do ich podstawy, usuwając żwir z okienek między podkładami. Następnie podważają drągami i podbijają z grubsza podkłady stykowe, a następnie pośrednie. Tor należy podnosić za każdym razem nie więcej, jak o 5 do 7 *cm*, przyczem przejście do toru nie podniesionego przeprowadzić należy spadkiem

1 do 2‰. Zamiast drągów można użyć lewarów do podnoszenia toru. Przed podnoszeniem toru należy sprawdzić jego stan ogólny, a więc stan żwiru, podkładów i łączników, wielkość szpar stykowych i ich wzajemne ułożenie, rozmieszczenie podkładów, szerokość toru, a na linjach dwutorowych odstęp torów. Ewentualne braki należy usunąć; bryły zanieczyszczonego żwiru zastąpić świeżym materjałem; zepsute podkłady wymienić i t. p. W ten sposób podnoszenie toru łączy się zwykle z naprawą ciągłą całej nawierzchni.

Gdy tor podniesiono do pożądanej wysokości i podbito powtórnie podkłady po przejściu kilku pociągów, należy tor należycie wyregulować, poczem zasypuje się żwirem okienka między podkładami i nadaje żwirówce przepisany profil.

b) *Wymiana żwiru.* Żwir niszczy się głównie wskutek miażdżenia przy podbijaniu. Miał kamienny tworzy pod podkładami zbitą masę, która przy dopływie wody zamienia się w błoto. Prócz tego żwir zanieczyszcza się powoli korzeniami chwastów, ziemią z podtorza, smarami, spływającemi z maźnic i t. p. Żwir taki nie spełnia zadania należytego podpierania toru i traci przepuszczalność. Zazwyczaj ulega zepsuciu warstwa żwiru bezpośrednio pod podkładami, podczas gdy niższa warstwa znajduje się w dobrym stanie. W takim przypadku można ograniczyć wymianę żwiru do głębokości 10 *cm* pod podstawą podkładu.

Najpierw wybiera się żwir między podkładami, a następnie pod niemi, pozostawiając tylko słupki zbitego żwiru w miejscu pod szynami. Na miejsce usuniętego żwiru sypie się świeży do wysokości podstawy podkładu najpierw na jego części środkowej, a następnie po usunięciu słupków pod szynami i pod resztą długości podkładu. Robotę tę przeprowadza się równocześnie co czwarty lub piąty podkład, aby toru zbytnio nie osłabiać, zanim podkład, odkopany z obu stron nie zostanie należycie podbity. Jeśli wymiana żwiru następuje na całej grubości, natenczas odkrytą koronę podtorza należy wyrównać podług profilu, usuwając ewentualne zagłębienia.

c) *Wymiana podkładów.* Trwałość podkładów, jednocześnie ułożonych, nie jest jednakowa z powodu nieuniknionych różnic w materjale i w warunkach ich pracy. Gdy wymiana pojedyńcza nie zapewnia już należytego stanu toru, lub staje się nieodpowiednią ze względów ekonomicznych, przystępujemy do wymiany ciągłej. Zazwyczaj przyjmujemy, że wymiana pojedyńcza przestaje być celową, gdy blisko połowa podkładów została już wymieniona. Na podstawie doświadczenia ustala się pewien okres czasu, po upływie którego ma nastąpić wymiana ciągła. Niekiedy przyśpieszenie tej wymiany wy-

wołują inne okoliczności, jak np. zmiana typu podkładów przy ogólnem wzmacnianiu toru i t. p.

Po odkryciu wszystkich podkładów na długości 100 do 200 *m* i po sprawdzeniu i ewentualnem uregulowaniu wielkości i wzajemnego położenia szpar stykowych, wymienia się podkłady w stałych odstępach np. co trzeci, aby zbyt nie osłabiać toru, po którym przepuszczamy pociągi ze zmniejszoną chyżością.

Jeśli rozmieszczenie podkładów ma ulec zmianie, natenczas trzeba wymieniać równocześnie wszystkie podkłady pod jedną lub kilkoma parami szyn zależnie od czasu między pociągami. Przy takiej wymianie odkrywamy podkłady, usuwamy gwoździe lub śruby, podnosimy szyny i usuwamy na bok stare podkłady. Następnie wzruszamy żwir oskardami i wyrównywamy nieco niżej poziomu podstawy nowych podkładów. Dalsza czynność jest podobna, jak przy układaniu nowego toru, przyczem miejsce pracy należy oczywiście zagrodzić sygnałami na zatrzymanie pociągu.

d) *Wymiana szyn i łączników.* Zakupno szyn dla wymiany ciągłej stanowi znaczny wydatek, który rozkłada się zazwyczaj na szereg lat. Również, aby nie utrudniać ruchu pociągów, przeprowadza się wymianę szyn stopniowo przez dłuższy okres czasu, wybierając najpierw te odcinki, gdzie potrzeba naprawy toru jest najsilniejsza. Wymianę nawierzchni systemu „*X* a“ na system „*A*“ na linji dwutorowej między Krakowem i Lwowem zaprojektowano w ten sposób, że rocznie miało się wymienić 50 *km* toru. Wogóle powiedzieć można, że pojedyńcza wymiana szyn przestaje być celowa, gdy około połowy szyn już wymieniono, gdyż wówczas ilość szyn, jaką trzeba corocznie wymieniać, szybko rośnie. Z ciągłą wymianą szyn łączy się z reguły wymianę podkładów, gdyż połączenie obu tych robót wypada taniej i mniej utrudnia ruch, a nadto podkłady nie psują się wskutek przebijania gwoździ, względnie przekręcania śrub. Przy podkładach miękkich, trwających stosunkowo krótko, nie trudno jest utrafić porę odpowiednią do ich równoczesnej wymiany z szynami. Podkłady dębowe trwają około 12 lat, a więc dwa do trzy razy krócej, niż szyny, mimo tego opłaci się przeprowadzić ich wymianę wcześniej, niżby tego wymagała konieczność, byle połączyć wymianę ich z wymianą szyn. Usunięte podkłady mogą być z korzyścią użyte do wymiany pojedyńczej, lub dla torów stacyjnych. Zazwyczaj nowy typ szyn bywa silniejszy od wymienianego z powodu wzrostu obciążeń, chyżości jazdy, ilości pociągów i t. p., więc z szynami zmieniają się z reguły i łączniki. Przy wymianie szyn i podkładów należy odnowić zupełnie żwirówkę, aby nie układać nowych podkładów w żwir stary, zanie-

czyszczony i słabo przepuszczalny, bo wówczas podkłady będą szybciej się psuły, a podkłady są zazwyczaj droższe od żwiru. W ten sposób wymiana szyn pociąga za sobą zwykle całkowitą *odbudowę toru.*

Przed przystąpieniem do wymiany szyn należy uregulować szpary stykowe, gdyż inaczej mogłoby się zdarzyć, że nowe szyny, mające tę samą długość, nie dałyby się ułożyć z powodu braku miejsca.

Jeśli długość nowych szyn różni się od długości starych, lecz obie te długości mają wspólną wielokrotność, należy przeprowadzić równoczesną wymianę na długości, równej tej wielokrotności, a gdyby ta długość była zbyt wielka, należy zawczasu przygotować kawałki szyn do dopełnienia długości brakującej. Należy również przygotować *łubki przejściowe* do połączenia szyn obu typów, aby górne powierzchnie główek szyn i wewnętrzne boczne ich ściany nie tworzyły stopnia na styku.

Materjały nawierzchni, potrzebne do odbudowy, przygotowuje się z boku toru, zaś na linji dwutorowej między torami.

Odbudowę toru przeprowadzić można trzema sposobami, zależnie od gęstości ruchu. Jeśli przerwy między pociągami wynoszą 3 do 4 godzin, natenczas najodpowiedniejszy jest sposób jednoczesnej wymiany szyn i podkładów. Odkrywamy podkłady na długości toru około 100 metrów, wyrzucając żwir na stronę przeciwległą stronie, po której złożone są inne materjały, odejmujemy łubki, wyciągamy gwoździe lub śruby, zdejmujemy szyny i składamy poza wyrzuconym żwirem, a następnie usuwamy podkłady. Żwir, pozostały w torze, wzruszamy oskardami, usuwając jego części nieprzydatne, zaś resztę wyrównujemy do poziomu nieco niższego, niż podstawa podkładów. Dalsza czynność jest taka sama, jak przy układaniu nowego toru.

Drugi sposób polega na przygotowaniu gotowych ogniw toru t. j. par szyn, przytwierdzanych do podkładów obok toru na pomoście ze starych podkładów, który w przekopie umieszczamy nad rowem, a w nasypie nad skarpą. Można też przygotowywać ogniwa na torze w czasie między pociągami, a następnie przesuwać je na wałkach na pomosty. Teraz odkrywa się podkłady i usuwa stary tor, spulchnia i oczyszcza żwirówkę, a następnie wsuwa się gotowe ogniwa i wiąże z sąsiedniemi. Sposób ten nadaje się przy mniejszych odstępach czasu między pociągami, lecz oczywiście jest on gorszy od poprzedniego, gdyż przy przesuwaniu ciężkich ogniw psuje się połączenie szyn z podkładami.

Trzeci sposób, używany w przypadkach, gdy pociągi są gęste i obydwa poprzednie sposoby nie mogą być stosowane, polega na wymianie szyn z pozostawieniem starych podkładów, które następnie wymienia się stopniowo wraz ze żwirówką.

4. Rozkład robót przy naprawie toru zależnie od pór roku.

Każda pora roku stwarza potrzebę pewnych robót jej właściwych, a nadto nie wszystkie roboty przy naprawie toru mogą być wykonywane w każdej porze roku. Wynika z tego, że naprawa toru wiosenna, letnia, jesienna i zimowa obejmują pewne odrębne grupy robót, które się określają porami roku.

Naprawa wiosenna. Gdy nadchodzi pora topnienia śniegu, należy ułatwić odpływ wody przez czyszczenie rowów, następnie podbić miejsca osiadłe, gdzie przy przejeździe wyczuwa się wstrząśnienia, sprawdzić i ewentualnie poprawić szerokość toru, oraz uregulować jego ułożenie w prostych i w łukach. Wreszcie należy przeprowadzić wymianę pojedyńczą zepsutych szyn, podkładów i łączników.

Naprawa letnia. Jest to okres czasu, właściwy do przeprowadzenia naprawy ciągłej, którą należy wykonywać corocznie, a na linjach z silną nawierzchnią lub ze słabym ruchem, przynajmniej raz na dwa lata. Przy naprawie ciągłej należy odkryć wszystkie podkłady, oczyścić i uzupełnić żwir, wymienić uszkodzone części nawierzchni, sprawdzić i uregulować tor oraz styki, poczem podkłady na nowo podbić, zasypać żwirem i nadać żwirówce przepisany profil.

W porze letniej przeprowadza się również inne roboty, związane z naprawą główną toru, oraz potrzebną wymianę ciągłą podkładów, szyn i żwiru, a wreszcie całkowitą odbudowę toru.

Naprawa jesienna. Po opadach jesiennych doprowadza się tor przed zimą do zupełnego porządku, podnosząc osiadłe styki, sprawdzając i poprawiając szerokość toru i wzajemną wysokość szyn oraz kierunki toru, a wreszcie wymienia się części zużyte. Powierzchnię żwirówki należy starannie wyrównać, aby uniknąć zbiorników dla wody i śniegu. Wreszcie ustawia się zasłony od śniegu.

Naprawa zimowa. Wymienia się pęknięte, lub uszkodzone szyny i łączniki, równa się wysadziny, oczyszcza się tor ze śniegu, oraz przestawia się i podnosi zasłony odśnieżne w miarę potrzeby. Do naprawy zimowej należy także regulowanie szerokości toru, które zresztą odbywa się przez cały rok. W zimie należy używać do tej czynności wyćwiczonych robotników, gdyż z powodu przymarznięcia toru nie można zapomocą nasuwania toru usunąć błędów w kierunku toru, powstałych przez złe przytwierdzenie obu szyn.

Przed roztopami wiosennemi należy rowy odwadniające oczyścić ze śniegu.

5. Koszta utrzymania toru.

Koszta te zależą od ustroju toru, od jego wieku, od ilości i szybkości pociągów, od rodzaju i położenia podtorza, oraz w wysokim stopniu od dobroci żwirówki. Dobry żwir tłuczony z twardych gatunków kamienia podnosi bardzo wydatnie trwałość ułożenia i podbicia toru, a tem samem przyczynia się wybitnie do zmniejszenia kosztów utrzymania.

Daty statystyczne różnych zarządów kolejowych wykazują wahania kosztów utrzymania w bardzo obszernych granicach.

Dla stałego, niepodatnego podtorza, żwiru tłuczonego średniej dobroci i wieku nawierzchni 8 do 12 lat można określić potrzebną ilość dniówek roboczych na rok i kilometr toru wzorem

$$D = a + 30\sqrt{n} \qquad 104)$$

przyczem n oznacza ilość pociągów na dobę, zaś a jest liczbą zależną od jakości podtorza i żwirówki. W normalnych warunkach jest $a = 50$; przy złem podtorzu, lichej żwirówce, w mokrych przekopach i wilgotnych lasach podnosi się ta liczba do 75, 100 a nawet wyżej.

Według Wasiutyńskiego na linjach jednotorowych kolei Warszawsko-Wiedeńskiej dla toru z szyn o wadze 31·4 $^{kg}/_{mb}$ wynosi $D = 200 + 40\sqrt{n}$. Dla toru z szyn o wadze 38 $^{kg}/_{mb}$ liczba potrzebnych dniówek roboczych spada o 25%, zaś na linjach dwutorowych o 20% wobec linij jednotorowych. Tory stacyjne wymagają zaledwie $^1/_4$ część robocizny, potrzebnej przy torach głównych. Wymiana ciągła podkładów wymaga 190 do 470, zaś wymiana szyn i podkładów 280 do 660 dniówek roboczych na 1 kilometr toru.

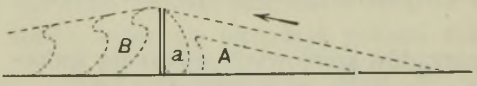
6. Zawieje śnieżne i urządzenia zapobiegające zawianiu toru.

Zawieje śnieżne stanowią jednę z poważnych przeszkód w utrzymaniu prawidłowego ruchu na kolejach. Na linjach podrzędnych mamy w porze zimowej częste, nieraz dotkliwe przerwy ruchu z powodu zasp śnieżnych, których usunięcie pochłania znaczne koszta. Na linjach pierwszorzędnych, na których takie przerwy ruchu są niedopuszczalne, należy zaprowadzić urządzenia ochronne przeciw zawianiu toru, a wzgląd na możliwość takiego zawiania należy brać pod uwagę już przy projektowaniu trasy.

Zawieje śnieżne powstają wówczas, gdy opadowi śniegowemu towarzyszy wiatr, a wielkość ich zależy od siły wiatru, od ilości śniegu, już przedtem nagromadzonego na ziemi, od stopnia jego zmarznięcia i od szerokości pola, skąd zawianie może nastąpić. Najgorsze jest pole zupełnie puste i gładkie.

Na zawianie śniegiem narażone są otwarte przestrzenie, leżące w wysokości terenu, korony wysokich nasypów i płytkie przekopy.

Kształt zaspy śnieżnej zależy od rodzaju przeszkody, jaką wiatr napotyka. Jeśli ustawimy w polu pionową zaporę (rys. 147), to część powietrza, pędzonego wiatrem, zostaje skierowana wgórę ponad zaporę, zaś druga część, skierowana wdół, zostaje przez zaporę zatrzymana i tworzy przed nią wiry, a śnieg unoszony wiatrem osadza się przed zaporą. Przed samą ścianą powstaje przestrzeń wolna *a*, której szerokość zależy od siły wiatru i waha od 0·5 *m* przy słabym, do 2·5 *m* przy silnym wietrze. Pochylenie powierzchni zaspy zależy od siły wiatru i waha w granicach od 1 : 2 do 1 : 50; a przeciętnie wynosi 1 : 8 do 1 : 10. Wysokość zaspy *A* wzrasta w miarę trwania zawiei, a gdy osiągnie wysokość zapory, przestaje się powiększać, tylko przestrzeń pusta *a* coraz bardziej się wypełnia. Wielkość powierzchni przekroju zaspy *A* zależy od szerokości pustego pola przed zaporą. Przy szerokości pola nie przekraczającej 500 *m* można przyjąć 30 do 35 *m* tej szerokości na 1 m^2 zaspy; przy polu szerszem można przyjmować 40 *m* i więcej.

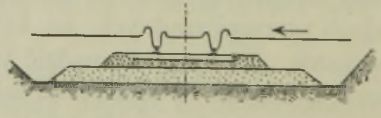


Rys. 147.

Fala wiatru, mijając zaporę, natrafia nagle na zwiększony przekrój przepływu, traci więc na chyżości i osadza śnieg tuż poza zaporą, tworząc zaspę *B*. Zaspa ta wzrasta w miarę trwania zawiei, przybierając postać podobną do zaspy przed zaporą.

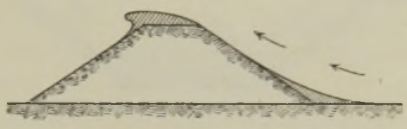
Podobne zaspy powstaną, gdy ściana zapory będzie pochyła, jedynie próżna przestrzeń *a* znika w miarę pochylania ściany.

W ten sposób tworzą się zaspy na torze, leżącym w wysokości terenu, oraz przed i poza nasypami, jeśli wiatr ma kierunek zbliżony do prostopadłego do osi toru. Koła pociągu, przejeżdżającego po torze, leżącym w wysokości terenu i pokrytym już warstwą śniegu, wyciskają w nim rowki (rys. 148) a wyciśnięty śnieg podnosi krawędzie tych rowków wgórę i tworzy w ten sposób niską zaporę dla śniegu, pędzonego wiatrem, który w grubszej warstwie układa się nad szynami. Każdy następny przejazd pociągu stan ten pogarsza tak, iż nareszcie przejazd stanie się niemożliwy, jeśli zawieja trwa czas dłuższy.


Rys. 148.

Jeśli nasyp nie jest wysoki, natenczas zaspa przed nim dosięgnie jego korony, przestaje się powiększać i nie pokryje toru. Według

Schuberta nasypy wyższe, jak 0·7 *m* nie bywają zawiane, można więc przyjąć jako prawidło dla trasowania, że w terenie płaskim należy układać niweletę kolei w wysokości 0·7 do 1·0 *m* ponad terenem, jednak w miejscach, gdzie panują silne zawieje, należy tę wysokość odpowiednio zwiększyć. Do wykonania takiego nasypu wystarczy zazwyczaj materjał ziemny, uzyskany z obustronnych rowów, a prócz zabezpieczenia toru przed zawianiem ułatwimy w ten sposób utrzymanie korony podtorza w stanie suchym. Przy wysokich nasypach wzrasta szybkość wiatru z wysokością skarpy tak, że śnieg po wypełnieniu dolnego kąta (rys. 149) zostaje z wiatrem uniesiony wgórę. Prąd wiatru, skierowany w ten sposób ku górze, nie może na krawędzi korony nasypu zmienić nagle kierunku; nad koroną nasypu powstaje przestrzeń wolna od wiatru i śnieg osiada na torze.



Rys. 149.

Jeśli poprzecznie do kierunku wiatru mamy przekop, natenczas na jego górnej krawędzi powstaje rozszerzenie przekroju, umożliwiające osadzanie śniegu. Warstwa śniegu narasta na skarpie w sposób przedstawiony na rys. 151, przyczem powierzchnia jej opada tak długo, aż druga skarpa wystąpi do działania jako pochyła zapora, tworząc zaspę o przeciwnem pochyleniu. Oczywiście zawianie toru na dnie przekopu nastąpi tem prędzej, im przekop jest płytszy i im dłużej trwa zawieja.

Urządzenia zapobiegające zawianiu toru dzielą się na dwie grupy, a mianowicie:

a) takie, które przenoszą śnieg poza tor i nie pozwalają mu osadzać się na nim i
b) takie, które śnieg zatrzymują przed torem.

Do *pierwszej grupy* należą:

1. podniesienie toru do potrzebnej wysokości;
2. spłaszczenie skarp przekopu;
3. osobne budowle, mające na celu zwiększenie chyżości wiatru ponad torem tak, aby opadanie śniegu na tor było niemożliwe.

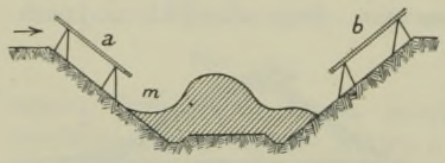
Sposób pierwszy da się tylko tam przeprowadzić, gdzie niweleta toru leży w poziomie terenu. W tym wypadku może podniesienie niwelety do kilkudziesięciu centymetrów ponad teren okazać się tańsze, niż urządzenia ochronne.

Spłaszczenie skarp przekopu może nastąpić tylko przy niewielkiej jego głębokości, jeśli koszt wykupna gruntów i wykona-

nia roboty ziemnej ma być nieznaczny. Nachylenie skarp obieramy zazwyczaj 1 : 10 tak, że ostatecznie tor znajduje się jakby na niskim nasypie.

Do odrębnych urządzeń należą systemy *Hovie'go* i *Rudnickiego*.

Hovie ustawia na skarpach przekopu pochyłe dachy (rys. 150). Wiatr, napotkawszy przeszkodę w postaci dachu *a*, ma ze zwiększoną chyżością, niedopuszczającą osadzania śniegu na torze, przepłynąć ponad torem, a następnie po pod dach *b* poza przekop. Doświadczenia nie potwierdziły przypuszczeń, gdyż śnieg opadał na tor. Prawdopodobnie nagłe zwiększenie przekroju przepływu powietrza przy *m* przy równoczesnej zmianie kierunku prądu powoduje zastój i opadanie sniegu.



Rys. 150.

Rudnicki ustawia możliwie blisko toru wysokie piramidy drewniane lub kamienne w odstępie 1 *m* od siebie. Przez zwężenie przekroju przepływu ma chyżość wiatru wzrastać tak, że śnieg zostanie przeniesiony poza tor, a złączenie się prądów między dwiema piramidami niedopuszcza do osadzania się śniegu poza piramidami. Doświadczenia nie potwierdziły przypuszczeń Rudnickiego. Przed i poza piramidą powstawały długie a wąskie zaspy, które tor całkiem pokrywały.

W ten sposób myśl przeprowadzania śniegu poza tor nie dała wyników praktycznie korzystnych.

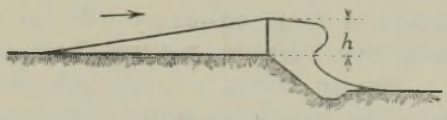
Do *drugiej grupy* urządzeń należą:

1. zalesione pasy, mury, parkany lub płoty;
2. wałki ziemne;
3. rozszerzenie przekopów;
4. zasłony ruchome.

Zalesione pasy powinny otrzymać taką szerokość i wysokość, aby wiatr nie mógł pędzić śniegu między drzewami. Szerokość pasa leśnego zależy od gatunku drzewa. Drzewa liściaste, tracące liście na zimę, łatwiej przepuszczają wiatr niż drzewa szpilkowe i dlatego musi ich być więcej. Pasy leśne wymagają pielęgnowania i należy obcinać gałęzie do pewnej wysokości, aby nie obumierały, wówczas bowiem las przepuszcza dołem wiatr i nie działa chroniąco. Można wprawdzie pozwolić drzewom róść swobodnie, ale wówczas trzeba wzdłuż przeciąć aleję i zasadzić tam krzaki. Wadą tego urządzenia jest koszt zakupna pasa ziemi 12 do 15 *m* szerokiego, oraz konieczność odsunięcia lasu od brzegu przekopu, aby drzewo złamane wiatrem nie upadło

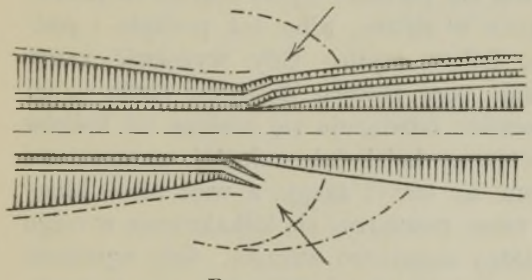
na tor. Sposób ten odpowiedni jest tam, gdzie grunta są tanie. Tworzeniu się zasp na koronie wysokich nasypów można zapobiec przez posadzenie krzaków na skarpie, które powstrzymują śnieg pędzony wzdłuż skarpy do góry. Znacznie lepszy sposób ochrony, niż zalesienie, stanowią *parkany, płoty albo mury* — te ostatnie tam, gdzie mamy tani kamień pod ręką. Nad głębokiemi przekopami ustawiamy parkany na krawędzi przekopów; przy płytkim przekopie wskazane jest odsunięcie parkanu z dwóch powodów. Najpierw parkan taki, zerwany podczas burzy, może upaść na tor, a nadto przy silnym wichrze ponad parkanem nawet 2 *m* wysokim przelatuje dużo śniegu, który układa się wprawdzie na torze jednostajnie, ale przy trwającej dłużej śnieżycy może utworzyć warstwę 30 do 60 *cm* grubą.

Wysokość parkanu zależy od głębokości przekopu i od wielkości spodziewanych zasp, a te znów zależą od miejscowych stosunków klimatycznych i od wielkości otwartej przestrzeni przed przekopem. Wysokość parkanu powinna być tak dobrana, aby w najniekorzystniejszych warunkach zaspa sięgała co najwyżej do krawędzi korony roboty ziemnej (rys. 151). Niektórzy autorowie podają wzory doświadczalne na wyznaczenie wysokości parkanu *h*, wartość tych wzorów jest jednak wątpliwa, zawierają bowiem powierzchnię przekroju spodziewanej zaspy, którą trzeba wyznaczać doświadczalnie, a wówczas lepiej jest ustalić wprost wysokość parkanu na drodze doświadczalnej.



Rys. 151.

W przejściach z przekopu w nasyp zachodzi wielka obawa zasypania wlotu do przekopu, bo w tych miejscach powstają wiry powietrzne, wpędzające śnieg do przekopu. W tych punktach dobrze jest ustawić kolisto drugi parkan, który trzeba przedłużyć nieco w stronę przekopu (rys. 152).


Rys. 152.

Jeśli nad przekopem mamy szerszy pas terenu zakupiony, wówczas można parkan odsunąć od przekopu i wykonać go niższym.

Parkany sporządzamy zazwyczaj ze starych podkładów, które albo ustawiamy pionowo i zakopujemy 70 *cm* głęboko w ziemię tak,

że otrzymujemy wysokość parkanu 1·60 do 1·80 *m*. Jeśli potrzebna jest wysokość większa, dodajemy u góry deski.

Lepiej i taniej jest układać podkłady poziomo między dwoma słupami. W tym wypadku łatwiej jest regulować wysokość parkanu. Jeszcze lepiej jest wsuwać deski między podkłady, wbite w ziemię, gdyż otrzymujemy parkan tani i wygodny dla zmian wysokości.

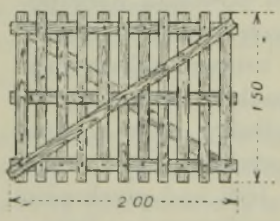
Zamiast parkanu można stosować płoty, plecione z łoziny, ale są one nietrwałe i wymagają większych kosztów utrzymania, niż parkany. Zaleca się sadzenie krzaków koło parkanu, gdyż po kilku latach wyrosną i parkan zastąpią, wymagają jednak więcej miejsca, niż parkany.

W razie przewagi przekopu można użyć ziemi, przeznaczonej na odkład, do usypania *wałków ziemnych* na całą potrzebną wysokość, albo niżej, a resztę wysokości nadrobić parkanem lub krzakami.

Jeśli mamy do czynienia z bardzo silnemi zawiejami, dobrze jest użyć podwójnych parkanów, z których jeden ustawiamy tuż nad przekopem, a drugi odsunięty. W ten sposób wysokość obu parkanów może być mniejsza, niż wysokość parkanu pojedyńczego.

Bardzo dobrą ochronę przeciw zawiejom stanowi *rozszerzenie przekopu*, sposób ten można jednak zastosować tylko podczas budowy, jeśli nam brakuje materjału do wykonania nasypu.

Bardzo praktyczne okazały się *zasłony ruchome*, gdyż nie wymagają zakupna gruntów, potrzebnych na ustawienie zasłon stałych, a nadto jedyne są tam, gdzie z powodu zmiennego kierunku wiatru ustawianie stałych zasłon nie odpowiadałoby celowi. Zasłony ruchome składają się z oddzielnych tablic około 2·0 do 2·5 *m* długich i 1·5 do 2·0 *m* wysokich, zbitych z łat na podobieństwo sztachet (rys. 153). Tablice takie ustawia się pionowo i przywiązuje do kołów, wbitych w ziemię, albo też pochyło i podpiera kołem ztyłu. Gdy wysokość zaspy śnieżnej poza zasłoną dosięgnie około $^2/_3$ jej wysokości, odwiązuje się zasłonę od kołków i obciąwszy kołek jak najniżej, przenosi się zasłonę na szczyt zaspy, a więc nieco bliżej toru. Przestawianie zasłon może powtarzać się kilkakrotnie w ciągu zimy, wskutek czego wał śnieżny stopniowo wzrasta. Gdy wysokość wału wzrośnie do 6 *m*, można już nie obawiać się zawiania toru, bo wiatr przeniesie śnieg na drugą stronę. Zasłony takie ustawia się przed nastaniem zimy w odległości 20 do 30 *m* od krawędzi przekopu,



Rys. 153.

a w miejscach, gdzie panują silne wiatry zimowe, odległość tę zwiększamy do 40 a nawet 50 metrów. Grunta potrzebne pod zasłony ruchome wydzierżawiamy na okres zimowy.

Próbowano stosować zasłony, wykonane z *siatki drucianej*, okazały się one jednak mniej przydatne, gdyż są drogie, bo muszą być gęste, jeśli mają spełnić swe zadanie.

Z powyższego przeglądu urządzeń ochronnych przed zawiejami możemy wysnuć następujące wnioski:

Wzgląd na zawieje śnieżne należy brać pod uwagę przy projektowaniu trasy. W terenie nizinnym należy prowadzić linję niskim nasypem. Należy unikać płytkich przekopów w terenie otwartym, a jeśli już muszą być wykonane, należy je rozszerzyć i usypać wałki od strony wiatrów zimowych. Po otwarciu ruchu należy badać tworzenie się zasp i miejsca zagrożone ubezpieczyć zasłonami, wykonanemi najlepiej jako parkany z desek lub ze starych podkładów, bo te wymagają najmniej miejsca i są stosunkowo tanie. Zaleca się również stosowanie zasłon ruchomych.

Jeśli zawianie toru nastąpiło, należy zaspę usunąć. Można to uskutecznić ręcznie zapomocą łopat, albo zapomocą rozgartywaczy lub pługów, poruszanych siłą lokomotywy.

Warstwa śniegu do 30 *cm* grubości nie szkodzi ruchowi; przy grubszej warstwie popielnik nabiera śniegu i wytwarzanie pary staje się utrudnione.

Głębokie zaspy trzeba usuwać ręcznie, gdyż pług nie jest w stanie ich przebić.

ROZDZIAŁ VI.

WYTRZYMAŁOŚĆ TORU KOLEJOWEGO.

Ścisłe określenie wpływu obciążenia na tor kolejowy napotyka na wielkie trudności. Przedewszystkiem nie możemy oznaczyć wielkości rzeczywistych sił zewnętrznych, działających na nawierzchnię. Nadto mamy tu do czynienia z dźwigarem, ułożonym na sypkim materjale żwirowym, którego różnorodność jest wielka, a jego właściwości zachowania się pod obciążeniem nie zdołano dotychczas należycie określić. Z tych powodów wyniki teorji nie są w tej mierze zgodne z doświadczeniami, jak w innych konstrukcjach inżynierskich, a nie małą trudność sprawia także zawiłość teorji.

Badaniem wytrzymałości toru kolejowego zajmowało się wielu wybitnych uczonych jak Winkler, Loeve, Schwedler, Zimmermann, Francke, a w Polsce Wasiutyński, Skibiński i inni. Badania teoretyczne, poparte licznemi doświadczeniami, doprowadziły do całokształtu teorji, która pozwala nam wytworzyć sobie *przybliżone* pojęcie o wielkości natężeń, jakie obciążenie toru wywołuje w jego elementach.

Wobec obszerności tematu niepodobna podać całej teorji w ciasnych ramach, przeznaczonych na ten cel w niniejszej książce, to też ograniczymy się tylko do wskazania dróg, doprowadzających do wzorów, przydatnych dla użytku praktycznego.

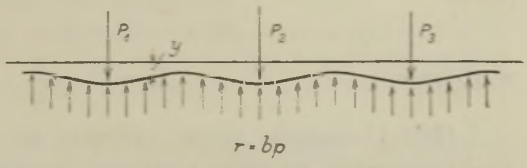
Do obrachowania nawierzchni podłużnej i podkładu poprzecznego przyjmiemy doskonałą teorję, podaną przez Zimmermanna; obrachowanie szyny nawierzchni poprzecznej przeprowadzimy podług starszej teorji, ustawionej przez Skibińskiego, która nadaje się zupełnie dobrze do praktycznego użytku. Osobno poznamy teorję złącza stykowego, podaną przez Skibińskiego.

56. POJĘCIA WSTĘPNE.

Pręt, nie posiadający wagi i pływający na powierzchni płynu, obciążmy ciężarami P_1, P_2, P_3, i t. d. Pod wpływem tego obciążenia

(rys. 154) pręt ugnie się podług linji falistej, a zarazem zanurzy w płynie o tyle, aż oddziaływanie płynu zrównoważy to obciążenie. Oznaczając literą b stałą dolną szerokość pręta, zaś literą p oddziaływanie płynu na jednostkę powierzchni podstawy pręta, otrzymamy wielkość tego oddziaływania na jednostkę długości pręta

$$r = b \cdot p$$



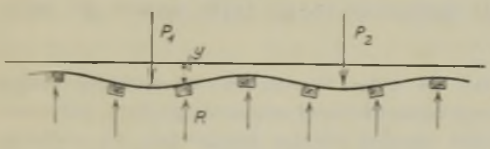
Rys. 154.

Oddziaływanie płynu p jest oczywiście w każdym punkcie pręta proporcjonalne do wielkości zanurzenia y i możemy napisać:

$$p = C \cdot y \qquad 105)$$

jako *zasadniczy związek, ważny dla nawierzchni podłużnej.*

Jeśli pręt nie spoczywa wprost na powierzchni płynu, lecz za pośrednictwem nieważkich prętów poprzecznych (rys. 155), to pręt ten pod wpływem obciążenia ugnie się również podług linji falistej, a pręty poprzeczne zanurzą się nierównomiernie w płynie, przyczem wielkość tego zanurzenia będzie proporcjonalna do oddziaływań płynu R, wywartych na podstawę prętów poprzecznych i możemy napisać dla tego przypadku:



Rys. 155.

$$R = D \cdot y \qquad 106)$$

względnie

$$y = \frac{R}{D} = R \cdot v \qquad 107)$$

jako *związki podstawowe, ważne dla nawierzchni poprzecznej.*

Ilość C we wzorze 105) zawisła wyłącznie od rodzaju płynu, zaś ilość D we wzorze 106) względnie ilość v we wzorze 107) także od wielkości podstawy pręta poprzecznego. Wzory powyższe, ważne dla płynów, można zastosować do nawierzchni kolejowej tylko z pewnem zastrzeżeniem, gdyż mamy tu do czynienia nie z płynem, lecz z sypkim materjałem żwirówki. Dla takiego materjału istnieje proporcjonalność między ciśnieniem jednostkowem podłoża p a wgłębieniem y tylko dla bardzo małych wartości y, dla których to wgłębienie jest sprężyste, znikające po odjęciu obciążenia. W przypuszczeniu więc, że nawierzchnia doznaje pod obciążeniem tylko ma-

łych wgłębień, mieszczących się w granicach sprężystości, możemy powyższe równania zastosować do nawierzchni kolejowej.

Podstawiając w równaniach 105) i 106) wartość $y = 1$ *cm*, otrzymamy

$$p = C \qquad 105\text{ a})$$

względnie

$$R = D = \frac{1}{v} \qquad 106\text{ a})$$

Ilość C oznacza zatem ciśnienie na jednostkę powierzchni żwiru (w kilogramach na jeden centymetr kwadratowy), odpowiadające wgłębieniu nawierzchni podłużnej o jeden centymetr, zaś ilość D jest to takie ciśnienie podkładu poprzecznego na żwir, które wywołuje jego wgłębienie o jeden centymetr.

Ilość *C* nosi nazwę *znamienia podłoża żwirowego*, gdyż doświadczenia okazały, że wielkość jej zależy wyłącznie od jakości żwiru i od rodzaju gruntu pod żwirówką. Według Zimmermanna dla lichego żwiru i mało wytrzymałego gruntu $C = 3$; dla dobrego żwiru tłuczonego, ułożonego na suchym i wytrzymałym gruncie osiąga wartość $C = 8$, a na zupełnie stałem podtorzu skalistem może dojść nawet do wartości $C = 30$.

Prof. Wasiutyński przeprowadził na kolei Warszawsko-Wiedeńskiej szereg bardzo ścisłych doświadczeń celem oznaczenia wielkości znamienia podłoża, przyczem oprócz wielkości wgłębienia podkładów określał również poddawanie się podtorza pod żwirówką. Pomiary te dały mu możność określenia ściśliwości samej żwirówki, niezależnie od ściśliwości podtorza.

Wasiutyński przyjmuje zgodnie z Schubertem, że przy grubości warstwy żwiru pod podkładem poprzecznym około 35 *cm* rozkład ciśnienia na podtorze jest mniej więcej jednostajny; jeśli więc ciśnienie podkładu na żwir wynosi p $^{kg}/_{cm^2}$, to przy dolnej szerokości podkładu *b cm* i dla osiowego odstępu podkładów, wynoszącego *a cm*, otrzymamy przeciętne ciśnienie żwirówki na podtorze równe $p \times \frac{b}{a}$ względnie $\frac{p}{n}$, jeśli literą n oznaczymy stosunek $n = \frac{a}{b}$

Oznaczając literą C_1 znamię żwirówki ułożonej na gruncie zupełnie stałym i nie ściśliwym, zaś literą C_2 znamię gruntu, a więc ciśnienie żwirówki na jednostkę powierzchni gruntu, wywołujące wgłębienie żwirówki w grunt o 1 *cm*, otrzymamy następujący związek, zachodzący między temi ilościami:

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{n \cdot C_2}$$

Mając pomierzone C i C_2 otrzymamy C_1 z równania

$$C_1 = \frac{n \cdot C_2 \cdot C}{n \cdot C_2 - C}$$

Pomiary Wasiutyńskiego, przeprowadzone na nasypie 1·5 *m* wysokim, zupełnie osiadłym, wykonanym z piaszczystej gliny, dały wartość $C_2 = 5$.

Dla żwirówki, wykonanej z piasku pomieszanego ze żwirem, znalazł Wasiutyński $C = 5{\cdot}4$, zaś dla żwirówki z granitowego żwiru tłuczonego $C = 4{\cdot}1$.

Dla stosunku $n = \frac{a}{b} = \frac{80}{25} = 3{\cdot}2$ otrzymujemy: dla piasku gruboziarnistego ze żwirem $C_1 = 8$, zaś dla tłuczonego żwiru granitowego $C_1 = 5{\cdot}5$.

Wyniki te wskazują, że rodzaj gruntu pod żwirówką wywiera silny wpływ na wartość znamienia podłoża i to wpływ tem większy, im mniejsza jest grubość warstwy żwiru pod podkładem, gdyż wówczas ciśnienie żwirówki na grunt nie rozkłada się równomiernie.

Wobec tego, zdaniem Wasiutyńskiego, należy znamię podłoża C przyjmować przy obliczeniach nawierzchni w zwykłych warunkach nie więcej jak 3 do 4.

I. OBRACHOWANIE NAWIERZCHNI PODŁUŻNEJ.

57. NAWIERZCHNIA PODŁUŻNA POD DZIAŁANIEM SIŁ PIONOWYCH.

Tok nawierzchni podłużnej jest dźwigarem nieskończenie długim, ułożonym na poddającem się podłożu żwirowem i obciążonym z góry ciężarami skupionemi, które równoważy oddziaływanie żwirówki na podstawę dźwigara, wynoszące p $^{kg}/_{cm^2}$, względnie przy szerokości podstawy dźwigara b cm wynoszące $b \cdot p$ kg na jednostkę jego długości.

Obciążenia te wywołują ugięcia y, momenty M i siły poprzeczne Q, których wzajemny związek określa teorja sprężystości następującemi wzorami:

$$\varepsilon I \frac{d^2 y}{d x^2} = - M \qquad 108)$$

$$\varepsilon I \frac{d^3 y}{d x^3} = - Q \qquad 109)$$

$$\varepsilon I \frac{d^4 y}{d x^4} = - bp \qquad 110)$$

przyczem ε oznacza współczynnik sprężystości podłużnej materjału dźwigara, zaś I moment bezwładności jego przekroju względem osi poziomej.

Wstawiając we wzorze 110) za p wartość z wzoru 105) otrzymamy związek

$$\varepsilon I \frac{d^4 y}{d x^4} = - b \cdot C \cdot y$$

Jeśli wprowadzimy podstawienie

$$\varkappa = \sqrt[4]{\frac{C \cdot b}{4 \varepsilon \cdot I}} \qquad 111)$$

otrzymamy zasadnicze równanie różniczkowe dla nawierzchni podłużnej

$$\frac{d^4 y}{d x^4} = -4 \varkappa^4 y \qquad 112)$$

Nie trudno zauważyć, że $\varkappa$ wyrażone równaniem 111) jest odwrotnością długości.

Równanie 112) jest równaniem różniczkowem linjowem rzędu czwartego ze stałemi współczynnikami, które posiada całkę ogólną w następującej postaci:

$$y = A \cdot e^{\xi} \cdot e^{i\xi} + B \cdot e^{\xi} \cdot e^{-i\xi} + C \cdot e^{-\xi} \cdot e^{-i\xi} + D \cdot e^{-\xi} \cdot e^{i\xi}$$

przyczem $$\xi = \varkappa \cdot x \qquad 113)$$

Ponieważ $\varkappa$ jest odwrotnością długości, ξ jest stosunkiem długości.

W równaniu na całkę ogólną oznacza e podstawę logarytmów naturalnych równą, jak wiadomo 2·71828, zaś i jest jednostką urojoną, a więc $i = \sqrt{-1}$.

Podstawiając

$$e^{i\xi} = \cos\xi + i \cdot \sin\xi$$

oraz $$e^{-i\xi} = \cos\xi - i \cdot \sin\xi$$

otrzymamy równanie:

$$y = (A+B)\, e^{\xi} \cos\xi + (C+D)\, e^{-\xi} \cos\xi + (A-B)\, e^{\xi}\, i \cdot \sin\xi - \\ - (C-D)\, e^{-\xi} \cdot \sin\xi$$

czyli ogólnie

$$y = F(A, B, C, D, \xi) = \frac{p}{C} \qquad 114)$$

i pochodne

$$\frac{dy}{dx} = \varkappa F'(A, B, C, D, \xi) = tang\, \varphi \qquad 114a)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \varkappa^2 F''(A, B, C, D, \xi) = -\frac{M}{\varepsilon I} \qquad 114b)$$

$$\frac{d^3 y}{dx^3} = \varkappa^3 F'''(A, B, C, D, \xi) = -\frac{Q}{\varepsilon I} \qquad 114c)$$

$$\frac{d^4 y}{dx^4} = \varkappa^4 F^{IV}(A, B, C, D, \xi) = -\frac{b\, p}{\varepsilon I} = -4 \varkappa^4 y \qquad 114d)$$

Równanie 114 d) jest identyczne z równaniem 114), mamy zatem do rozporządzenia cztery równania, które posłużą nam do wy-

znaczenia niewiadomych stałych A, B, C i D, jeśli określimy potrzebne cztery warunki.

Przyjmując tok nawierzchni podłużnej obciążony jednym ciężarem P i początek układu współrzędnych w punkcie działania ciężaru, otrzymamy następujące cztery warunki:

1) dla $x = \xi = 0$ jest: $tang\,\varphi = 0$, oraz $Q = -\frac{P}{2}$

2) dla $x = \xi = \infty$ jest $M = 0$ i $Q = 0$

Wstawiając powyższe warunki w odpowiednie równania 114), otrzymamy cztery równania warunkowe:

$$x\,F'(A, B, C, D, \xi = 0) = 0$$
$$x^2 F''(A, B, C, D, \xi = \infty) = 0$$
$$x^3 F'''(A, B, C, D, \xi = 0) = \frac{P}{2\,\varepsilon\,I}$$
$$x^3 F'''(A, B, C, D, \xi = \infty) = 0$$

z których wyznaczymy szukane wartości, a mianowicie:

$$y = \frac{x\,P}{2\,C\,b} \cdot \eta \qquad 115)$$

$$tang\,\varphi = \frac{x^2\,P}{C\,b} \cdot \eta' \qquad 115\,a)$$

$$M = \frac{P}{4\,x} \cdot \mu \qquad 115\,b)$$

$$Q = \frac{P}{2} \cdot \mu' \qquad 115\,c)$$

We wzorach tych oznaczają:

$$\eta = e^{-\xi}\,(cos\,\xi + sin\,\xi) \qquad 116)$$

$$\eta' = -e^{-\xi} \cdot sin\,\xi \qquad 116\,a)$$

$$\mu = e^{-\xi}\,(cos\,\xi - sin\,\xi) \qquad 116\,b)$$

$$\mu' = -e^{-\xi} \cdot cos\,\xi \qquad 116\,c)$$

Z wzoru 115) obliczyć możemy wielkość rzędnej ugięcia, zaś z wzoru 115 b) wielkość momentu w badanym punkcie belki.

Znając wielkość ugięcia wyznaczymy wielkość ciśnienia na żwir z wzoru 105) zaś dla danego momentu M wyznaczymy wielkość natężenia z wzoru znanego

$$\sigma = \frac{M \cdot e}{I} \qquad 117)$$

Wzór 117) można stosować wprost do nawierzchni litej, gdzie szyna i podkład podłużny stanowią jednolity dźwigar. W nawierzchni dwudzielnej składa się dźwigar z dwóch części, a mianowicie z szyny i podkładu, posiadających różne momenty bezwładności I_1 i I_2 a często i różne współczynniki sprężystości podłużnej ε_1 i ε_2, jeśli są sporządzone z różnych materjałów.

Dla takiej nawierzchni otrzymamy dla wzoru 111)

$$\varepsilon I = \varepsilon_1 I_1 + \varepsilon_2 I_2 \qquad 118)$$

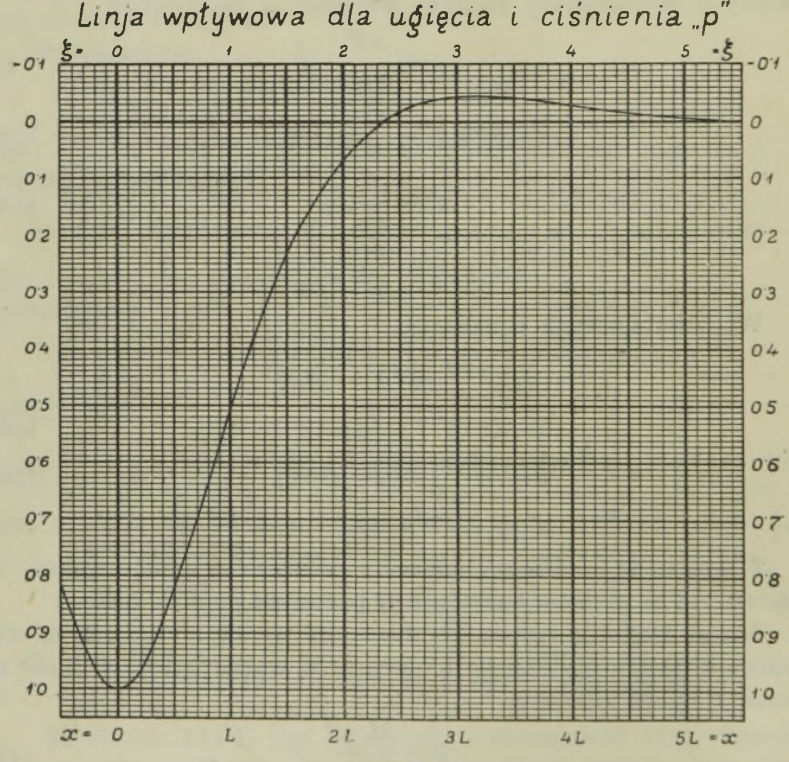
zaś gdy $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$, otrzymamy:

$$\varepsilon I = \varepsilon (I_1 + I_2)$$

czyli

$$I = I_1 + I_2 \qquad 118\,a)$$

Moment zgięcia M rozkłada się na szynę i podkład. Z warunku wspólnego ugięcia szyny i podkładu są krzywizny obu linij ugięcia



Rys. 156.

jednakowe. Oznaczając krzywiznę szyny przez $\frac{d^2y_1}{dx_1^2}$ zaś krzywiznę podkładu przez $\frac{d^2y_2}{dx^2_2}$, otrzymamy podług wzoru 108)

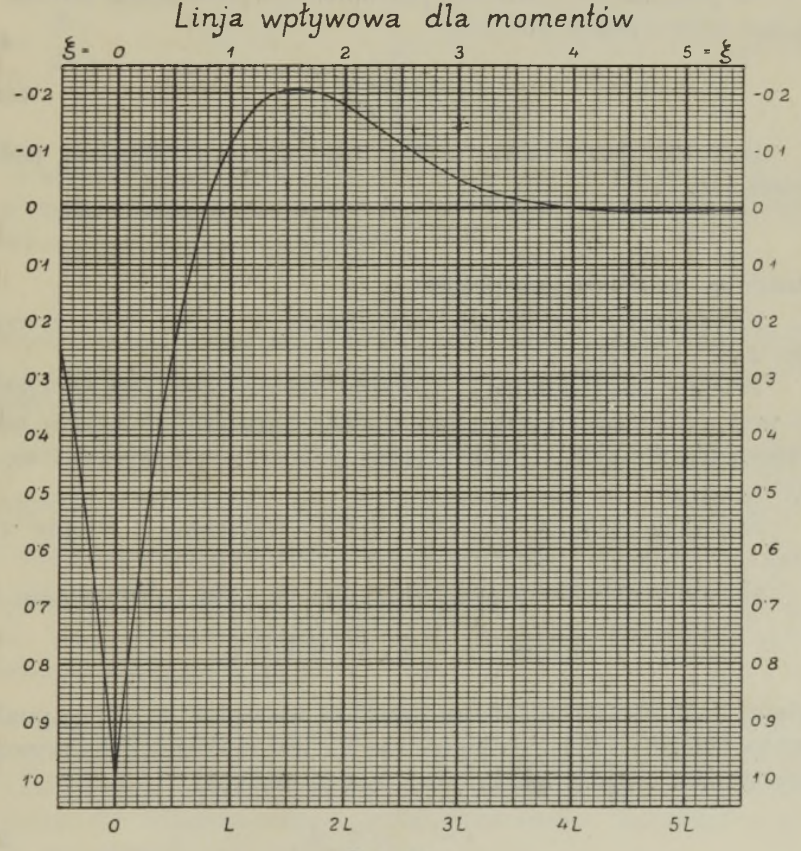
$$\frac{d^2\,y_1}{d\,x_1^2} = -\frac{M_1}{\varepsilon_1 I_1} \text{ oraz } \frac{d^2\,y_2}{d\,x_2^2} = -\frac{M_2}{\varepsilon_2 I_2}$$

czyli

$$\frac{M_1}{\varepsilon_1 I_1} = \frac{M_2}{\varepsilon_2 I_2}$$

Dołączając warunek $M = M_1 + M_2$ otrzymamy:

$$M_1 = \frac{\varepsilon_1 I_1}{\varepsilon I} \cdot M \text{ zaś } M_2 = \frac{\varepsilon_2 I_2}{\varepsilon I} \cdot M \qquad 119)$$



Rys. 157.

zaś natężenie

$$\sigma_1 = \frac{M_1 e_1}{I_1} = \frac{\varepsilon_1 \cdot e_1}{\varepsilon \cdot I} \cdot M \text{ i } \sigma_2 = \frac{M_2 e_2}{I_2} = \frac{\varepsilon_2 \cdot e_2}{\varepsilon \cdot I} \cdot M \qquad 120)$$

Gdy $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$ to:

$$\sigma_1 = \frac{e_1}{I} \cdot M \text{ i } \sigma_2 = \frac{e_2}{I} \cdot M \qquad 120\,a)$$

Zamiast rachowania wartości η i μ, potrzebnych do wyznaczenia rzędnej ugięcia i momentu, możemy wartości te odczytać wprost z wykresu tych krzywych, przedstawionego na rys. 156 i 157.

W tym celu obrachujemy $\varkappa$ z wzoru 111), poczem dla danej wartości x obliczymy $\xi = \varkappa \cdot x$ i dla tej wartości ξ odczytamy przynależną rzędną krzywej η i μ, a z wzorów 115) i 115 b) obrachujemy szukaną rzędną ugięcia i moment.

Na powyższych wykresach jest oprócz ξ wprowadzona wartość L, będąca odwrotnością $\varkappa$ a więc

$$L = \sqrt[4]{\frac{4\varepsilon \cdot I}{C \cdot b}} \qquad 111\,a)$$

Ponieważ jest $\varkappa$ odwrotnością długości, jest L długością, podług której jest

$$x = \frac{\xi}{\varkappa} = \xi \cdot L$$

oznaczone na dolnej linji poziomej.

Przypatrzmy się bliżej obu linjom η i μ. (Obacz także rys. 158).

Przebieg ich jest falisty. Okazują one działanie jednego ciężaru na pręt nieskończenie długi, są jednakże równocześnie *linjami wpływowemi* dla dowolnego punktu pręta, jeśli ciężar P przesuwa się po pręcie.

Szczególne punkty krzywych η i μ otrzymamy z wzorów 116) i tak:

a) $y = \eta = O$ otrzymamy, gdy $\cos \xi = -\sin \xi$, co nastąpi dla

$$\xi = \frac{3}{4}\pi, \ \frac{7}{4}\pi, \ \frac{11}{4}\pi \text{ i t. d.}$$

zatem od pierwszego punktu zerowego są wszystkie następne punkty zerowe odległe od siebie o długość $\xi = \pi$. Jest to *długość* fali krzywej η. Rzeczywista długość fali krzywej ugięcia wynosi

$$l = \frac{\pi}{\varkappa} = \pi \cdot L \qquad 121)$$

b) Największości i najmniejszości rzędnych η otrzymamy dla $\frac{dy}{dx} = \eta' = o$, a więc dla $\sin \xi = o$, czyli gdy

$$\xi = o,\ \pi,\ 2\pi,\ 3\pi \text{ i t. d.}$$

Punkty te następują po sobie w odstępach równych długości fali.

c) Punkty przegięcia krzywej η otrzymamy, gdy $\frac{d^2y}{dx^2} = o$, a więc tam, gdzie $\mu = o$, czyli gdy $\cos \xi = \sin \xi$, a to nastąpi dla

$$\xi = \frac{\pi}{4},\ \frac{5}{4}\pi,\ \frac{9}{4}\pi \text{ i t. d.}$$

Punkty zerowe krzywej μ następują zatem również w odległości π, równej długości fali.

d) Największości i najmniejszości krzywej μ otrzymany z warunku: $\frac{d^3y}{dx^3} = o$, a więc dla $\mu' = o$. Nastąpi to dla $\cos \xi = o$, a więc dla

$$\xi = \frac{\pi}{2},\ \frac{3}{2}\pi,\ \frac{5}{2}\pi \text{ i t. d.}$$

Z badań powyższych wynika, że wszystkie fale linij η, η', μ i μ' są do siebie podobne, a rzędne fal po sobie następujących maleją bardzo szybko w stosunku stałym

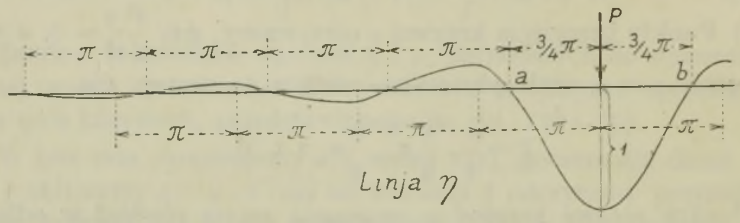
$$1 : e^{-\pi} : e^{-2\pi} \ldots\ldots = 1 : 0{\cdot}0432 : 0{\cdot}00187 \ldots\ldots$$

przyczem zmieniają swój znak. Z liczb powyższych wynika, że wpływ ciężaru rozciąga się tylko na niewielką długość, poza którą może być praktycznie pominięty.

Jeśli przesuniemy początek układu o $\frac{\pi}{4}$, to wzór dla η' przejdzie na wzór dla η. Podobnie przejdą wzory dla μ i μ' na wzór dla η, jeśli wykonamy przesunięcie początku układu o $\frac{\pi}{2}$, względnie o $\frac{3}{4}\pi$. Z tego wynika, że wszystkie cztery krzywe są nietylko podobne do siebie, lecz *zupełnie jednakowe, tylko przesunięte względem siebie o czwartą część długości fali.*

Przechodząc z tych krzywych na krzywe, przedstawiające y, $tg\, \varphi$, M i Q zauważymy, że i te krzywe są co do charakteru i długości fal jednakowe, a różnią się tylko co do podziałki dla rzędnych odpowiednio do współczynników, któremi są rzędne krzywych η, η', μ i μ' we wzorach 115) pomnożone.

Krzywa ugięcia η (rys. 158) wykazuje także rzędne ujemne, które oznaczają podniesienie się nawierzchni ponad pierwotny poziom podłoża, a więc zgodnie z wzorem 105) ujemne ciśnienie p. Ponieważ żwirówka nie może wywierać ujemnych ciśnień, czyli ciągnień, więc powyższa teorja w zastosowaniu do nawierzchni kolejowej nie jest



Rys. 158.

ścisła. Dopiero gdyby pod wpływem innych ciężarów P, lub pod wpływem ciężaru własnego nawierzchni, którego nie uwzględniamy w teorji z powodu nieznacznego wpływu, te ujemne rzędne znikły, miałaby ta teorja zupełne zastosowanie do nawierzchni. Długość ab na rys. 158, której rzędne są dodatnie, okazuje rzeczywisty rozkład ciśnienia na żwir. Jej powierzchnia, pomnożona przez $C \cdot b$ równa się w przybliżeniu ciężarowi P. Na wykonanych nawierzchniach długość ab wynosi 3·3 do 5·0 m, zaś długość fali $\pi L = 2{\cdot}2$ do 3·3 m.

Obliczenie wytrzymałości nawierzchni przeprowadzamy dla największych wartości rzędnej ugięcia y i momentu M. Największości te powstają w punkcie działania ciężaru, jeśli tylko jeden ciężar działa na nawierzchnię. Dla tego punktu mamy $x = \xi = 0$, a więc $\eta = \mu = 1$ i otrzymujemy wyrażenia:

$$y_o = \frac{\varkappa P}{2 C b} \qquad 122)$$

a więc

$$p_o = C \cdot y_o = \frac{\varkappa P}{2 b} \qquad 122\,a)$$

oraz

$$M_o = \frac{P}{4 \varkappa} \qquad 123)$$

Porównując te wzory z wzorami 115) możemy napisać:

$$y = y_o \cdot \eta \qquad 124)$$

$$M = M_o \cdot \mu \qquad 125)$$

Na obciążeniu jednym ciężarem możemy poprzestać, jeśli nam chodzi o porównanie dwóch nawierzchni; jeśli natomiast chcemy wyznaczyć rzeczywiste natężenia, należy wprowadzić obciążenie lokomotywą, przeznaczoną dla badanego toru.

Działanie kilku ciężarów na jeden punkt jest sumą algebraiczną działań poszczególnych ciężarów. Jeśli te ciężary są jednakowe a odstęp ich od badanego punktu wynosi x_1, x_2 i t. d. natenczas obrachujemy: $\xi_1 = \varkappa x_1$, $\xi_2 = \varkappa x_2$ i t. d., oraz odpowiednie η_1, η_2 i t. d. i otrzymamy rzędną ugięcia w badanym punkcie:

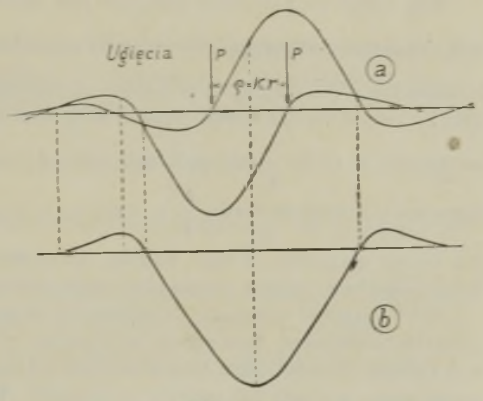
$$y = y_o (\eta_1 + \eta_2 + \dots) = y_o \Sigma \eta \qquad 124\,a)$$

Podobnie znajdziemy: $$p = p_o \Sigma \eta \qquad 124\,b)$$

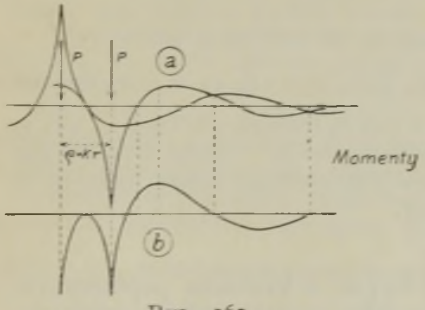
i $$M = M_o \Sigma \mu \qquad 125\,a)$$

Jeśli powyższe sumy obrachujemy dla każdego punktu toku nawierzchni i odetniemy jako rzędne, to otrzymamy odpowiednią linję wpływową dla równocześnie poruszających się kilku ciężarów np. dla lokomotywy.

Zamiast rachunku wygodniej jest przeprowadzić to sumowanie na drodze wykreślnej. Jeśli mamy do czynienia z dwoma jednakowemi ciężarami, których odstęp wynosi r, natenczas wykonujemy wykresy krzywych η i μ, jak na rys. 156 i 157, a następnie te same wykresy przenosimy na kalkę i przykładamy odwrotnie w odstępie $\varrho = \varkappa r$ (rys. 159a i 160a). Rzędne obu wykresów sumujemy z uwzględnieniem znaku i otrzymamy nowy wykres (rys. 159b i 160b) jako linję wpływową ugięć względnie momentów dla obu równocześnie poruszających się ciężarów.



Rys. 159.



Rys. 160.

Jeśli mamy do czynienia z trzema jednakowemi ciężarami, natenczas do otrzymanego wykresu dla dwóch ciężarów dosumujemy rzędne trzeciego ciężaru i tak możemy otrzymać linje wpływowe dla dowolnej ilości ciężarów.

Jeśli mamy dwa niejednakowe ciężary P_1 i P_2, a stosunek ich

$\frac{P_1}{P_2} = \alpha$, to przy sumowaniu trzeba rzędne wykresu dla ciężaru P_2 pomnożyć przez współczynnik α, co również da się uskutecznić wykreślnie.

Największa rzędna linji ugięcia względnie linji momentów może dla kilku ciężarów wypaść mniejsza, niż dla jednego ciężaru.

Dla dwóch ciężarów otrzymamy najmniejszość tych rzędnych, gdy nad największą rzędną dodatnią jednego ciężaru stanie największa rzędna ujemna ciężaru drugiego. Dla momentów zajdzie ten wypadek dla odstępu ciężarów $r = \varrho \cdot L = \frac{\pi}{2} \cdot L$

Jeśli obydwa ciężary są jednakowe, natenczas największy moment $M = 0{\cdot}7921\ M_o$, jest zatem o 21% mniejszy, niż dla jednego ciężaru. Równocześnie dla tego samego odstępu r zwiększy się znacznie rzędna ugięcia, bo do wartości $y = 1{\cdot}2896\ y_o$, a w tym samym stosunku wzrośnie ciśnienie na żwirówkę p.

Najmniejszą wartość największej rzędnej ugięcia otrzymamy dla odstępu ciężarów $r = \pi \cdot L$ i wynosi ona $y = 0{\cdot}9568\ y_o$.

Dla trzech jednakowych ciężarów jest rzędna ugięcia prawie zawsze największa pod ciężarem środkowym. Dla odstępu ciężarów $r = \frac{\pi}{2} \cdot L$ wynosi ona pod ciężarem środkowym $y = 1{\cdot}416\ y_o$ wobec $0{\cdot}957\ y_o$ dla dwóch ciężarów w odstępie $r = \pi \cdot L$. Jeśliby jednak te same dwa ciężary były rozłożone na trzy osie, czyli przypadłoby na każdą oś tylko $\frac{2}{3}$ poprzedniego ciężaru, otrzymalibyśmy rzędną ugięcia pod ciężarem środkowym równą $\frac{2}{3} \times 1{\cdot}416\ y_o = 0{\cdot}944\ y_o$, a więc tylko nieco mniej, niż dla dwóch ciężarów. Z tego wynika, że rozkład ciężaru na trzy osie, zamiast na dwie powoduje bardzo nieznaczne zmniejszenie ugięcia.

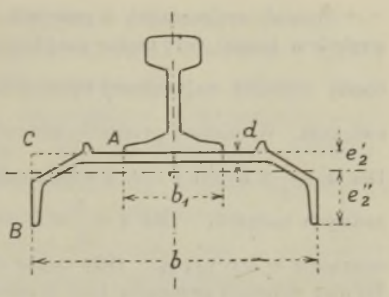
Przy czterech ciężarach jednakowych mogą największe momenty powstać pod ciężarami skrajnemi, lecz różnią się niewiele od momentów powstałych pod trzema, a nawet dwoma ciężarami. Wielkość równoodległych ciężarów można tak dobrać, aby sumaryczny moment lub ugięcie zmniejszyć. Dla trzech ciężarów, z których środkowy wynosi P_1 a obydwa skrajne P_2, zaś odstęp ich wynosi r, otrzymujemy równość momentów $(M_1 = M_2)$ dla $P_1 \gtreqless P_2$, gdy $r \gtreqless 1{\cdot}1\ L$. Najmniejsza wartość momentu nastąpi dla $r = 1{\cdot}4\ L$, gdy $P_1 = 1{\cdot}1\ P_2$ i wynosi wtedy $M = 0{\cdot}68\ M_o$, jeśli M_o obrachujemy dla jednego ciężaru o wielkości równej średniej arytmetycznej trzech ciężarów. Wynik ten stanowi ważną wskazówkę dla konstrukcji lokomotyw.

Zrównanie ugięć $y_1 = y_2$ nastąpi dla $P_1 \gtreqless P_2$, gdy $r \gtreqless 2{\cdot}4\ L$. Najmniejsze ugięcie otrzymamy dla $r = \pi \cdot L$ oraz $P_1 = 1{\cdot}04\ P_2$ i wynosi $y = 0{\cdot}943\ y_o$, gdy y_o jest obrachowane dla jednego ciężaru o wielkości równej średniej arytmetycznej trzech ciężarów. Widzimy z tego, że wpływ odpowiedniego doboru ciężarów na zmniejszenie ugięcia jest wogóle nieznaczny.

Natężenie poprzeczne podkładu.

Oddziaływanie żwirówki usiłuje wygiąć w kierunku poprzecznym podkład nawierzchni dwudzielnej, albo szeroką stopę szyny na-

wierzchni litej, wywołuje zatem naprężenia, które trzeba uwzględnić. Część AC podkładu (rys. 161) stanowi wspornik, więc największy moment powstanie w punkcie A. Dla paska 1 cm długiego (prostopadle do płaszczyzny rysunku) wynosi największe oddziaływanie żwirówki p_o na 1 cm długości AC, zatem moment w punkcie A wynosi



Rys. 161.

$$M_3 = p_o \cdot \frac{b-b_1}{2} \cdot \frac{b-b_1}{4} = \frac{1}{8} p_o \, (b-b_1)^2 \qquad 126)$$

Dla grubości blachy podkładu d^{cm} wynosi naprężenie w punkcie A

$$\sigma_3 = \frac{6 M_3}{d^2} \qquad 127)$$

Jeśli wyrachowane poprzednio naprężenie podłużne w punkcie B wynosi σ_2'', zaś w punkcie A wynosi σ_2', to sumaryczne naprężenie (σ_2') w punkcie A znajdziemy w przybliżeniu z wzorów

$$(\sigma_2) = \sigma_2' + \frac{1}{4}\sigma_3 \text{ lub } (\sigma_2) = \frac{1}{4}\sigma_2' + \sigma_3 \qquad 128)$$

Naprężenia te mogą być większe niż naprężenie σ_2'' w punkcie B i dlatego należy je wyznaczyć.

Wygięcie podkładu w kierunku poprzecznym powoduje zwiększenie ugięcia y_o i ciśnienia na żwir p_o, wyznaczonych z wzorów 122) i 122 a). Zwiększenie to wynosi w przybliżeniu dla znamienia podłoża $C = 3$, 7·6% zaś dla $C = 8$, 17·7%.

Naprężenia σ_1 i σ_2 (w szynie i podkładzie) wzrastają równocześnie o 2·3 do 4·4% dla $C = 3$, zaś o 6·0 do 7·5% dla $C = 8$. Mniejsze liczby odnoszą się do słabszego podkładu. Liczby te należy przy obrachowaniu nawierzchni uwzględnić.

Przerwy ciągłości. Dotychczas przyjmowaliśmy, że tok nawierzchni podłużnej jest ciągły, bez przerw i posiada stały przekrój. W rzeczywistości styki szyn i podkładów i poprzeczki stanowią przerwy tej ciągłości, które trzeba zbadać.

Poprzeczka, łącząca podkłady obydwu toków, powoduje w tem miejscu zmniejszenie wgłębienia i wydatne nieraz zwiększenie momentu. Wpływ poprzeczki rośnie ze zwiększeniem jej szerokości i dlatego powinna ona być wąska.

Podobnie jak poprzeczka, działa mur (np. przyczółka mostowego), przez który nawierzchnia przechodzi. Jeśli ciężary znajdują się po obu stronach muru w odległości $\frac{1}{4}\pi L$, to nad murem powstanie moment ujemny o wielkości $M = -1{\cdot}29\, M_o$.

Przerwa w żwirówce powoduje zwiększenie ugięcia i zmniejszenie momentu.

Przegub, umieszczony w przerwie, działa rozmaicie, zależnie od położenia ciężaru względem niego. Gdy ciężar znajduje się w odstępie z od przegubu, to pod ciężarem dozna moment największej zmiany dla $z = \frac{3}{16} \pi L$ i wynosi $M = 1{\cdot}067\ M_o$, zaś y się zwiększa. W miejscu przegubu zmienia się ugięcie stosownie do wielkości odstępu z. Dla $z = \frac{1}{2} \pi L$ jest $y = o$, a wtedy cały tok po drugiej stronie przegubu nie doznaje żadnych natężeń. Dla $z = \frac{3}{4} \pi L$ następuje największe podniesienie przegubu, wynoszące $y = -0{\cdot}134\ y_o$. Gdy ciężar stoi na przegubie, wówczas $y = 2\ y_o$ zaś $M = o$. Po obu stronach przegubu jest moment ujemny aż do odległości πL, a w odległości $\frac{1}{4} \pi L$ jest największy i wynosi $M = -0{\cdot}645\ M_o$. Jeśliby poza tym punktem znów w odległości $\frac{1}{4} \pi L$ znajdował się drugi przegub, to między temi przegubami moment się podwoi, a zatem wyniesie $M = -1{\cdot}29\ M_o$. Działanie takich dwóch przegubów jest identyczne z działaniem zupełnie sztywnego podkładu, jak np. muru. Wynika z tego, że krótkie kawałki szyn i podkładów (do długości $\frac{1}{2} \pi L$) są niekorzystne.

Przerwa w podkładzie podłużnym działa podobnie, jak przegub.

Styk niełubkowany. Jeśli wspólny styk szyny i podkładu jest niełubkowany, wówczas tok nawierzchni przedstawia się jako dźwigar nieskończenie długi, lecz jednostronnie ograniczony. Ciężar stojący nad przerwą wywołuje wgłębienie $y = 4\ y_o$ a największy moment wynosi $M = 1{\cdot}0432\ M_o$. W odległości $z = \frac{3}{8} \pi L$ od przerwy znajdujący się ciężar wywołuje w przerwie y i M prawie równe y_o i M_o.

58. NAWIERZCHNIA PODŁUŻNA POD DZIAŁANIEM SIŁ POZIOMYCH.

Źródła siły poziomej i jej wielkość.

Na tor kolejowy działa w kierunku poprzecznym siła, występująca zarówno w torze prostym, jak w łukowym. Jedną z przyczyn jej powstawania jest wężykowaty ruch parowozu, wywołany nierównościami toru, oraz rzucanie na boki przedniej osi parowozu z powodu niezrównoważenia ruchomych mas mechanizmu pędowego. Siła pozioma, wywołana temi przyczynami, występuje w prostych i w łukach i rośnie ze wzrostem nierówności toru. Drugą przyczyną powstawania siły poziomej w łukach jest nacisk rąbka zewnętrznego koła przedniej osi parowozu na tok zewnętrzny, wywołany naturą ruchu pojazdu w łuku, a działanie siły odśrodkowej może zwiększyć ten nacisk, jeśli przechyłka toru nie jest dobrana odpowiednio do chyżości. Jeśli natomiast przechyłka toru odpowiada największej chyżości, natenczas pociągi jadące z małą chyżością naciskają na tok wewnętrzny pod wpływem składowej ciężaru pojazdów i składowej siły pociągowej, pochodzącej od ukośnego ustawienia wozów względ-

dem siebie. Nierówności toru mogą spotęgować działanie siły odśrodkowej. Gdy parowóz zjeżdża z góry takiej nierówności, wówczas przednia jego oś znajduje się chwilowo niejako w powietrzu, a wtedy działa na nią pełna siła odśrodkowa i wraz z uderzeniem przy spadku w dolinę nierówności przenosi się na szynę. Trzecią przyczyną powstawania siły poziomej jest działanie wiatru na boczne ściany pojazdów, ten wpływ jednak jest znacznie mniejszy od poprzednich.

Wielkość siły poziomej zależy głównie od stanu toru i pojazdów i od prędkości jazdy. W bardzo niekorzystnych warunkach może ona wzróść do wielkości obciążenia pionowego, a nawet je przekroczyć. Wielkość ta, podawana przez badaczy, waha w granicach od 0·60 do 1·33 obciążenia pionowego, cyfry te jednak odnieść można tylko do niekorzystnego sumowania się poszczególnych wpływów. W warunkach normalnych, na gładkim, dobrze utrzymanym torze i przy odpowiednio dobranej chyżości jazdy można przyjąć wielkość siły poziomej 0·25 do 0·30 obciążenia pionowego, Engesser podaje następujący wzór do wyznaczenia siły poziomej:

$$H = 0{\cdot}003 \cdot v \cdot P = \beta \cdot P \qquad 129)$$

gdzie v oznacza chyżość jazdy w kilometrach na godzinę, zaś P ciężar koła.

Punkt zaczepienia siły poziomej H znajduje się na przejściu z górnego do bocznego zaokrąglenia główki szyny i to tem niżej, im ta siła jest większa. Wypadkowa z równocześnie działających sił P i H przechodzi ukośnie w pobliżu środka ciężkości przekroju szyny i przebija podstawę stopki w jej obrębie tak, że wywrót szyny, nawet nie przytwierdzonej do podkładu, nastąpić nie może, jeśli wielkość siły H nie przekracza wartości, określonej wzorem 129). Ponieważ siła pozioma występuje do działania tylko równocześnie z siłą pionową, przyjmują słusznie niektórzy autorowie jej punkt zaczepienia w punkcie przecięcia się wypadkowej z sił P i H z osią pionową toku.

Działanie siły poziomej na nawierzchnię.

Siła pozioma H usiłuje wygiąć tok nawierzchni w płaszczyźnie poziomej, czemu przeciwdziałają poprzeczki, oraz tarcie między podkładem i żwirówką. Wskutek tego powstają w nawierzchni natężenia, które wyznaczyć można w przybliżeniu według Engessera w sposób następujący:

Jeżeli odstęp ciężarów kół lokomotywy P wynosi r i przyjmiemy, że rozkład tych ciężarów na żwir następuje jednostajnie, to otrzymamy obciążenie na jednostkę długości toku $\frac{P}{r}$

Obciążenie to wywoła tarcie między podkładem i żwirem. Oznaczając literą φ współczynnik tego tarcia, otrzymamy jego wielkość na jednostkę długości: $\varphi \frac{P}{r}$

Tarcie to będzie równe sile poziomej H na pewnej długości toku l, którą wyznaczymy z warunku, że

$$\varphi \frac{P}{r} l = H = \beta P$$

skąd otrzymamy $$l = \frac{\beta r}{\varphi} \qquad 130)$$

Długość toku l, wyznaczona z wzoru 130), wypada mniejsza, niż zwykle używany odstęp poprzeczek, z czego wynika, że tarcie między podkładem a żwirem wystarcza do zapobieżenia przesunięciu toku i poprzeczki w tem zapobieganiu udziału nie biorą.

Celem wyznaczenia natężeń w szynie i podkładzie przyjmiemy do badania wyznaczoną długość toku l. Uważając ten odcinek toku za belkę w dwóch punktach podpartą, otrzymamy dla obciążenia jednostajnie rozłożonego: $\frac{\varphi \cdot P}{r}$ moment w punkcie działania siły H, a więc w środku belki

$$M_4 = \frac{1}{8} \cdot \frac{\varphi \cdot P}{r} \cdot l^2 = \frac{1}{8} \cdot \frac{\varphi \cdot P}{r} \cdot \frac{\beta^2 r^2}{\varphi^2} = \frac{1}{8} P \frac{\beta^2 r}{\varphi}$$

Uważając zaś tenże odcinek za belkę obu końcami utwierdzoną, otrzymamy moment równy $\frac{2}{3}$ momentu poprzedniego, czyli

$$M_4 = \frac{1}{12} P \frac{\beta^2 r}{\varphi}$$

W rzeczywistości zajdzie przypadek pośredni, więc możemy napisać

$$M_4 = \frac{1}{10} P \frac{\beta^2 r}{\varphi} \qquad 131)$$

Podług tego momentu wyznaczymy natężenia w szynie i w podkładzie, które dodamy do natężeń wywołanych siłami pionowemi, przyczem należy pamiętać, że momenty bezwładności szyny i podkładu mają być wyznaczone dla osi pionowej.

Obrachowanie poprzeczek.

Ponieważ wypadkowa z sił P i H przecina podstawę nawierzchni mimośrodkowo, następuje niejednostajny rozkład ciśnienia na żwir,

wskutek czego tok doznaje wychylenia nazewnątrz i wywołuje w ten sposób niepożądane poszerzenie toru. Temu szkodliwemu działaniu siły poziomej przeciwdziałają poprzeczki.

Celem spełnienia tego zadania powinny poprzeczki być dostatecznie sztywne, a więc posiadać znaczny moment bezwładności przekroju względem osi poziomej, przyczem powinny być wąskie, jak to powyżej widzieliśmy. Z tego powodu odpowiednie na poprzeczki jest żelazo płaskie.

Działanie siły H na poprzeczkę jest podwójne, a mianowicie poprzeczka pracuje na ciągnienie i na zginanie.

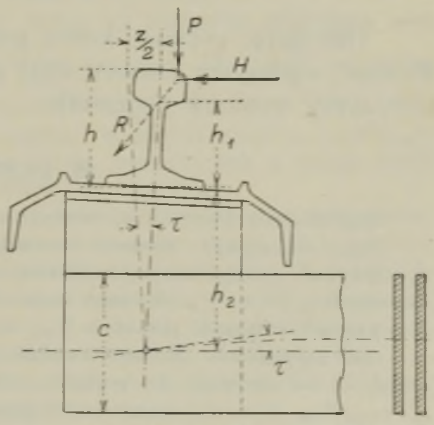
Ponieważ siła pozioma może wystąpić do działania dopiero po przysunięciu rąbka koła do szyny, a więc po przesunięciu osi pojazdu w poprzek toru, musi część tej siły przenieść się na drugi tok celem pokonania tarcia między obręczą koła i szyną. Z tego powodu przyjmujemy, że na poprzeczkę przeniesie się tylko około połowy siły H jako ciągnienie.

Oznaczając przekrój poprzeczki literą F, otrzymamy natężenie, wywołane ciągnieniem, równe $\frac{H}{2F}$

Wobec tego, że siła pozioma H działa równocześnie z ciężarem pionowym P, przyjmujemy działanie jej w punkcie przecięcia się wypadkowej z sił H i P z osią ciężkości toku nawierzchni. Dla oznaczeń podług rys. 162 otrzymamy moment siły poziomej względem osi ciężkości przekroju poprzeczki

$$M_p = H\,(h_1 + h_2)$$

Moment ten jest ilością stałą dla wszystkich przekrojów poprzeczki, wobec czego krzywizna linji ugięcia poprzeczki jest stała, a więc poprzeczka wygina się łukiem kołowym.



Rys. 162.

Natężenie w poprzeczce, wywołane momentem M_p i wynoszące $\frac{M_p \cdot c}{2 \cdot I_p}$ należy dodać do wyznaczonego powyżej natężenia na ciągnienie i otrzymamy całkowite natężenie poprzeczki

$$\sigma_p = \frac{H}{2F} \pm \frac{H\,(h_1 + h_2) \cdot c}{2\,I_p} \qquad 132)$$

Znak + we wzorze 132) odnosi się do górnych, zaś znak — do dolnych włókien poprzeczki. Wielkość poszerzenia toru, wywołanego wygięciem poprzeczki, wyznaczymy w sposób następujący.

Z wzoru $\frac{d^2 y}{d x^2} = \frac{M_p}{\varepsilon I_p}$ otrzymamy dla stałego momentu M_p

$$\frac{d y}{d x} = tang\, \tau = \frac{M_p}{\varepsilon I_p} \int d x + C = \frac{M_p x}{\varepsilon I_p} + C$$

Przyjmując początek układu w osi toru, otrzymamy dla $x = o$, że $tg\, \tau = C = o$.

Styczna do linji ugięcia poprzeczki w punkcie spadającym z osią toku, a więc dla $x = \frac{s}{2}$ wynosi

$$tg\, \tau = \frac{M_p s}{2 \varepsilon I_p} = \frac{H (h_1 + h_2) s}{2 \varepsilon I_p}$$

Górne odchylenie toku wyniesie: $(h + h_2)\, tg\, \tau$, a poszerzenie toru równe odchyleniu obydwu toków, wyniesie:

$$z = 2 (h + h_2)\, tg\, \tau = \frac{H s (h + h_2) (h_1 + h_2)}{\varepsilon I_p} \qquad 133)$$

Określając granicę, której poszerzenie toru z nie może przekroczyć, obliczymy z wzoru 133) potrzebne I_p, z którego następnie obliczymy wymiary poprzeczki.

59. PRZYKŁAD.

Nawierzchnia dwudzielna, składająca się z szyny i podkładu żelaznego.

Dane dla szyny: Moment bezwładności przekroju względem osi poziomej $I_x = 900\ cm^4$; odstęp skrajnych włókien od osi obojętnej dla główki $e_1' = 63\ ^m/_m$, dla stopki $e_1'' = 67\ ^m/_m$. Moment bezwładności przekroju względem osi pionowej $I_y = 210\ cm^4$; szerokość główki $60\ ^m/_m$, stopki $110\ ^m/_m$.

Dane dla podkładu: Moment bezwładności względem osi poziomej $I_{1x} = 130\ cm^4$; odstęp od osi obojętnej dla górnych włókien $e_2' = 25\ ^m/_m$; dla dolnych włókien $e_2'' = 55\ ^m/_m$. Moment bezwładności względem pionowej osi przekroju: $I_{1y} = 2200\ cm^4$; szerokość podkładu 30 *cm*. Grubość blachy podkładu $d = 8\ ^m/_m$. Żwirówka średniej jakości, więc $C = 3$.

Obciążenie lokomotywą trójosiową o jednakowym ciężarze kół 7000 *kg*. Odstęp osi 150 *cm*.

Z wzoru 111) obliczymy $\varkappa = 0{\cdot}01022$ (przyczem $I = I_x + I_{1x}$). Dla obciążenia jednym ciężarem otrzymamy z wzoru 122) $y_o = 0{\cdot}397\ cm$, a zatem $p_o = 1{\cdot}19\ ^{kg}/_{cm^2}$, zaś z wzoru 123) $M_o = 171233\ kgcm$. Z momentu tego otrzymamy podług wzorów 120 a) natężenie w główce szyny $\sigma_1' = 1047\ ^{kg}/_{cm^2}$, w stopce szyny $\sigma_1' = 1114\ ^{kg}/_{cm^2}$, w górnych włóknach podkładu $\sigma_2' = 416\ ^{kg}/_{cm^2}$, w dolnych włóknach podkładu $\sigma_2'' = 914\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Dla odstępu osi lokomotywy $r=150\ cm$ otrzymamy $\varrho=1{\cdot}533$ i dla tej wartości znajdujemy z wykresu krzywych η i μ: $\eta=0{\cdot}225$; $\mu=-0{\cdot}207$, a więc pod środkowym ciężarem otrzymamy zgodnie z wzorami 124 a) i 125 a) $y=0{\cdot}397\ (1+2\times 0{\cdot}225)=0{\cdot}576\ cm$, oraz $M=171233\ (1-2\times 0{\cdot}207)=100343\ kgcm$. Dla odstępu $r=300\ cm$ czyli $\varrho=3{\cdot}066$ znajdziemy z wykresu: $\eta=-0{\cdot}045$; $\mu=-0{\cdot}052$, zatem pod skrajnym ciężarem otrzymamy: $y=0{\cdot}397\ (1+0{\cdot}225-0{\cdot}045)=0{\cdot}468\ cm$ oraz $M=171233\ (1-0{\cdot}207-0{\cdot}052)=126884\ kgcm$.

Wynika z tego, że przy obciążeniu lokomotywą trójosiową największe ugięcie występuje pod środkowym ciężarem, a największy moment pod ciężarem skrajnym.

Otrzymujemy zatem największe ciśnienie na żwirówkę: $p=0{\cdot}576\times 3=1{\cdot}73\ ^{kg}/_{cm^2}$ oraz największe natężenie: w główce szyny $\sigma_1'=776\ ^{kg}/_{cm^2}$; w stopce szyny $\sigma_1''=825\ ^{kg}/_{cm^2}$; w górnych włóknach podkładu $\sigma_2'=308\ ^{kg}/_{cm^2}$, w dolnych włóknach podkładu $\sigma_2''=678\ ^{kg}/_{cm^2}$. Z wzoru 126) otrzymujemy: $M_3=78{\cdot}1\ kgcm$. a z wzoru 127) $\sigma_3=732\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Zgodnie z wzorami 128) otrzymamy natężenie w blasze podkładu: $(\sigma_2')=308+\frac{732}{4}=491\ ^{kg}/_{cm^2}$ względnie $(\sigma_2')=\frac{308}{4}+732=809\ ^{kg}/_{cm^2}$ i to ostatnie natężenie jest największem natężeniem podkładu. Wygięcie poprzeczne podkładu powoduje zwiększenie ciśnień na żwir i ugięć średnio o 8%, zaś natężeń w szynie i podkładzie średnio o 4%. Uwzględniając te zwiększenia, otrzymamy ostatecznie *dla obciążenia pionowego:* największe natężenie w główce szyny $\sigma_1'=807\ ^{kg}/_{cm^2}$ w stopce $\sigma_1''=858\ ^{kg}/_{cm^2}$; w górnych włóknach podkładu $\sigma_2'=841\ ^{kg}/_{cm^2}$, w dolnych włóknach podkładu $\sigma_2''=705\ ^{kg}/_{cm^2}$; największe ugięcie nawierzchni $y=0{\cdot}612\ cm$; największe ciśnienie na żwirówkę $p=1{\cdot}87\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Wielkość siły poziomej przyjmiemy równą $^1/_3$ obciążenia pionowego, więc $\beta=0{\cdot}33$, a $H=2330\ kg$, zaś $h_1=9\ cm$; $h=13\ cm$; $h_2=14\ cm$. Dla $\varphi=\frac{3}{4}$ i $r=150\ cm$ otrzymujemy z wzoru 131) $M_4=15246\ kgcm$.

Dla tego momentu otrzymujemy natężenia: w główce szyny $\sigma_1'=19\ ^{kg}/_{cm^2}$; w stopce szyny $\sigma_1''=35\ ^{kg}/_{cm^2}$; w górnej blasze podkładu (jak w stopce szyny) $\sigma_2'=35\ ^{kg}/_{cm^2}$; w dolnych włóknach podkładu $\sigma_2''=95\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Sumując te natężenia z natężeniami z powodu sił pionowych, otrzymamy: w główce szyny $\sigma_1'=826\ ^{kg}/_{cm^2}$; w stopce szyny $\sigma_1''=893\ ^{kg}/_{cm^2}$; w górnych włóknach podkładu $\sigma_2'=876\ ^{kg}/_{cm^2}$, w dolnych włóknach podkładu $\sigma_2''=800\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Przyjmując największe dopuszczalne poszerzenie toru $z=2\ ^m/_m$, otrzymamy z wzoru 133) moment bezwładności poprzeczki $I_p=519\ cm^4$. Przyjmując poprzeczkę złożoną z dwóch blach $12\ ^m/_m$ grubych, otrzymujemy ich wysokość $c=13{\cdot}7\ cm$, a więc okrągło $14\ cm$. Dla tych wymiarów otrzymujemy poprawione $I_p=548{\cdot}8\ cm^4$. Powierzchnia przekroju poprzeczki $F=33{\cdot}6\ cm^2$.

Z wzoru 132) otrzymamy natężenie w poprzeczce: w górnych włóknach $\sigma_p'=689\ ^{kg}/_{cm^2}$, zaś w dolnych włóknach (ciśnienie) $\sigma_p''=619\ ^{kg}/_{cm^2}$.

II. OBRACHOWANIE NAWIERZCHNI POPRZECZNEJ.

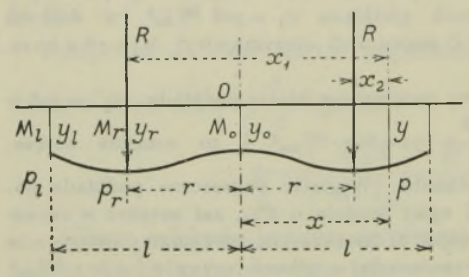
60. NAWIERZCHNIA POPRZECZNA POD WPŁYWEM SIŁ PIONOWYCH.

Zadaniem obrachowania wytrzymałości nawierzchni poprzecznej jest wyznaczenie natężeń w szynie i podkładzie, oraz ugięcia nawierzchni celem określenia wielkości ciśnień na żwirówkę.

A) Wytrzymałość podkładu i podłoża; ugięcie podkładu (według Zimmermanna).

Podkład nawierzchni poprzecznej jest dźwigarem o długości ograniczonej, ułożonym na poddającem się podłożu żwirowem i obciążonym dwoma ciężarami R, ułożonemi symetrycznie względem środka podkładu (rys. 163).

Ciężar koła P przenosi się na podkład za pośrednictwem szyny, która ciężar ten rozkłada na większą ilość podkładów. Z tego powodu obciążenie podkładu R jest zawsze mniejsze od ciężaru P, nawet w przypadku, gdy oś pojazdu ustawimy nad pokładem. Stosunek zachodzący między ciężarem P i R poznamy później; narazie przyjmijmy R jako znane. Pod wpływem obciążenia ciężarami R podkład zagłębi się w żwirze i ugnie, a stosunek między rzędnemi ugięcia y i ciśnieniami na jednostkę powierzchni żwirówki p określony jest równaniem $p = C \cdot y$ (wzór 105).



Rys. 163.

Przyjmijmy początek układu współrzędnych O w środku podkładu i wyznaczmy wartość dla x z wzoru 111), przyczem b oznacza dolną szerokość podkładu, zaś ε i I oznaczają współczynnik sprężystości podłużnej materjału podkładu i moment bezwładności jego przekroju względem osi poziomej.

Oznaczmy dalej dla długości, zaznaczonych na rys. 163 stosunki:

$$\varkappa \cdot x = \xi,\ \varkappa \cdot x_1 = \xi_1,\ \varkappa \cdot x_2 = \xi_2,\ \varkappa \cdot r = \varrho \text{ oraz } \varkappa \cdot l = \lambda$$

Dla określenia stałych A, B, C i D w równaniach 114) możemy ustawić następujące warunki:

dla $x = \xi = o$ jest $tg\varphi = o$ i $Q = o$, zaś dla $x = l$ czyli $\xi = \lambda$ jest $M = o$ i $Q = o$.

Wstawiając te warunki w równania 114) otrzymamy cztery równania warunkowe, z których wyznaczymy szukane ilości i otrzymamy następujące wzory:

$$y = \frac{\varkappa \cdot R}{C \cdot b}\left\{\frac{1}{2}(\eta_1 + \eta_2) + U_\varrho \cdot \cos hip\,\xi \cdot \cos\xi + V_\varrho \sin hip\,\xi \cdot \sin\xi\right\} = \frac{\varkappa \cdot R}{C \cdot b}[\eta] \quad 134)$$

$$M = \frac{R}{2\varkappa}\left\{\frac{1}{2}(\mu_1 + \mu_2) + U_\varrho \cdot \sin hip\,\xi \cdot \sin\xi - V_\varrho \cdot \cos hip\,\xi \cdot \cos\xi\right\} = \frac{R}{2\varkappa}[\mu] \quad 135)$$

Znaczenie wyrazów η_1, η_2, μ_1 i μ_2 określają wzory 116) i 116 b), w których zamiast ξ wstawić należy odpowiednio ξ_1 względnie ξ_2.

Wyrażenia $sin\ hip\,\xi$ i $cos\ hip\,\xi$ są funkcjami hyperbolicznemi, które, jak wiemy, wynoszą:

$$sin\ hip\,\xi = \frac{e^{\xi} - e^{-\xi}}{2} \quad \text{zaś} \quad cos\ hip\,\xi = \frac{e^{\xi} + e^{-\xi}}{2}$$

Wyrazy U_ϱ i V_ϱ oznaczają następujące ułamki:

$$U_\varrho = U \cdot cos\ hip\,\varrho \cdot cos\,\varrho + V \cdot sin\ hip\,\varrho \cdot sin\,\varrho$$

$$V_\varrho = V \cdot cos\ hip\,\varrho \cdot cos\,\varrho + W \cdot sin\ hip\,\varrho \cdot sin\,\varrho$$

przyczem:

$$U = \frac{2 + cos\,2\lambda - sin\,2\lambda + e^{-2\lambda}}{sin\ hip\,2\lambda + sin\,2\lambda}$$

$$V = \frac{cos\,2\lambda + sin\,2\lambda - e^{-2\lambda}}{sin\ hip\,2\lambda + sin\,2\lambda}$$

$$W = \frac{2 - cos\,2\lambda + sin\,2\lambda - e^{-2\lambda}}{sin\ hip\,2\lambda + sin\,2\lambda}$$

Przy pomocy wzorów 134) i 135) możemy wyznaczyć dla całego podkładu przebieg linji ugięcia i linji momentów.

Do obrachowania wytrzymałości nawierzchni wystarczy znajomość ilości y i M dla głównych punktów podkładu, a mianowicie dla $x = o$, r i l czyli $\xi = o$, ϱ i λ.

Jeśli nawiasy wzorów 134) i 135) oznaczymy odpowiednio symbolami $[\eta_o]$, $[\eta_\varrho]$ i $[\eta_\lambda]$ względnie $[\mu_o]$, $[\mu_\varrho]$ i $[\mu_\lambda]$, to wzory te otrzymają postać:

$$y_o = \frac{\varkappa \cdot R}{C \cdot b}[\eta_o];\ y_r = \frac{\varkappa \cdot R}{C \cdot b}[\eta_\varrho] \text{ i } y_l = \frac{\varkappa \cdot R}{C \cdot b}[\eta_\lambda] \qquad 136)$$

$$M_o = \frac{R}{2\varkappa}[\mu_o];\ M_r = \frac{R}{2\varkappa}[\mu_\varrho] \text{ i } M_l = o \qquad 137)$$

Symbole $[\eta_\varrho]$, $[\eta_\lambda]$ i $[\mu_\varrho]$ obrachowane dla różnych wartości ϱ i λ, zestawione są w następującej tabeli:

λ		$\varrho =$ 0·5	0·6	0·7	0·8	0·9	1·0	1·1
1·0	$[\eta_\varrho]$	1·0 118	1·0 121	1·0 490	1·1 321	1·2 711	1·4 753	—
	$[\mu_\varrho]$	0·2 424	0·1 642	0·0 995	0·0 482	0·0 133	0·0 000	—
	$[\eta_\lambda]$	0·9 452	1·0 324	1·1 319	1·2 406	1·3 561	1·4 753	—
1·1	$[\eta_\varrho]$	0·9 361	0·9 199	0·9 359	0·9 936	1·1 025	1·2 721	1·5 115
	$[\mu_\varrho]$	0·3 049	0·2 253	0·1 562	0·0 966	0·0 478	0·0 134	0·0 000
	$[\eta_\lambda]$	0·7 947	0·8 824	0·9 937	1·1 118	1·2 393	1·3 735	1·5 155
1·2	$[\eta_\varrho]$	0·8 837	0·8 533	0·8 499	0·8 838	0·9 634	1·0 981	1·2 971
	$[\mu_\varrho]$	0·3 611	0·2 820	0·2 144	0·1 521	0·0 960	0·0 483	0·0 138
	$[\eta_\lambda]$	0·6 512	0·7 487	0·8 570	0·9 819	1·1 174	1·2 624	1·4 141
1·3	$[\eta_\varrho]$	0·8 495	0·8 092	0·7 874	0·7 997	0·8 521	0·9 533	1·1 122
	$[\mu_\varrho]$	0·4 079	0·3 353	0·2 700	0·2 090	0·1 513	0·0 971	0·0 496
	$[\eta_\lambda]$	0·5 162	0·6 124	0·7 245	0·8 509	0·9 906	1·1 416	1·3 020
1·4	$[\eta_\varrho]$	0·8 288	0·7 765	0·7 436	0·7 378	0·7 663	0·8 369	0·9 581
	$[\mu_\varrho]$	0·4 459	0·3 787	0·3 191	0·2 630	0·2 079	0·1 529	0·0 994
	$[\eta_\lambda]$	0·3 907	0·4 844	0·5 947	0·7 206	0·8 606	1·0 135	1·1 777
1·5	$[\eta_\varrho]$	0·8 179	0·7 583	0·7 152	0·6 946	0·7 029	0·7 470	0·8 344
	$[\mu_\varrho]$	0·4 731	0·4 127	0·3 600	0·3 107	0·2 612	0·2 098	0·1 562
	$[\eta_\lambda]$	0·2 736	0·3 645	0·4 714	0·5 938	0·7 308	0·8 816	1·0 451
1·6	$[\eta_\varrho]$	0·8 129	0·7 486	0·6 980	0·6 660	0·6 582	0·6 803	0·7 387
	$[\mu_\varrho]$	0·4 906	0·4 368	0·3 917	0·3 502	0·3 083	0·2 632	0·2 137
	$[\eta_\lambda]$	0·1 702	0·2 559	0·3 571	0·4 735	0·6 047	0·7 501	0·9 090
1·7	$[\eta_\varrho]$	0·8 113	0·7 443	0·6 886	0·6 485	0·6 284	0·6 331	0·6 678
	$[\mu_\varrho]$	0·5 001	0·4 526	0·4 146	0·3 809	0·3 473	0·3 102	0·2 675
	$[\eta_\lambda]$	0·0 802	0·1 593	0·2 536	0·3 622	0·4 854	0·6 229	0·7 742
1·8	$[\eta_\varrho]$	0·8 112	0·7 431	0·6 844	0·6 388	0·6 099	0·6 014	0·6 174
	$[\mu_\varrho]$	0·5 031	0·4 607	0·4 293	0·4 032	0·3 777	0·3 492	0·3 148
	$[\eta_\lambda]$	0·0 038	0·0 078	0·1 620	0·2 617	0·3 755	0·5 032	0·6 448
1·9	$[\eta_\varrho]$	0·8 109	0·7 427	0·6 822	0·6 340	0·5 992	0·5 813	0·5 832
	$[\mu_\varrho]$	0·5 012	0·4 635	0·4 384	0·4 179	0·4 000	0·3 709	0·3 542
	$[\eta_\lambda]$	−0·0 590	0·0 057	0·0 825	0·1 732	0·2 766	0·3 934	0·5 238
2·0	$[\eta_\varrho]$	0·8 105	0·7 429	0·6 827	0·6 322	0·5 938	0·5 694	0·5 613
	$[\mu_\varrho]$	0·4 962	0·4 619	0·4 404	0·4 265	0·4 152	0·4 026	0·3 854
	$[\eta_\lambda]$	−0·1 091	−0·0 521	0·0 165	0·0 968	0·1 895	0·2 949	0·4 132

λ		$\varrho =$ 1·2	1·3	1·4	1·5	1·6	1·7
1·0	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	—	—
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	—	—
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	—	—
1·1	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	—	—
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	—	—
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	—	—
1·2	$[\eta_\varrho]$	1·5 695	—	—	—	—	—
	$[\mu_\varrho]$	0·0 000	—	—	—	—	—
	$[\eta_\lambda]$	1·5 695	—	—	—	—	—
1·3	$[\eta_\varrho]$	1·3 380	1·6 399	—	—	—	—
	$[\mu_\varrho]$	0·0 143	0·0 000	—	—	—	—
	$[\eta_\lambda]$	1·4 692	1·6 399	—	—	—	—
1·4	$[\eta_\varrho]$	1·1 387	1·3 879	1·7 147	—	—	—
	$[\mu_\varrho]$	0·0 512	0·0 148	0·0 000	—	—	—
	$[\eta_\lambda]$	1·3 510	1·5 310	1·7 147	—	—	—
1·5	$[\eta_\varrho]$	0·9 732	1·1 721	1·4 404	1·7 871	—	—
	$[\mu_\varrho]$	0·1 024	0·0 530	0·0 154	0·0 000	—	—
	$[\eta_\lambda]$	1·2 195	1·4 031	1·5 933	1·7 871	—	—
1·6	$[\eta_\varrho]$	0·8 407	0·9 941	1·2 078	1·4 908	1·8 524	—
	$[\mu_\varrho]$	0·1 602	0·1 056	0·0 549	0·0 160	0·0 000	—
	$[\eta_\lambda]$	1·0 802	1·2 624	1·4 535	1·6 512	1·8 524	—
1·7	$[\eta_\varrho]$	0·7 386	0·8 525	1·0 175	1·2 423	1·5 360	1·9 078
	$[\mu_\varrho]$	0·2 186	0·1 646	0·1 087	0·0 565	0·0 165	0·0 000
	$[\eta_\lambda]$	0·9 387	1·1 153	1·3 026	1·4 988	1·7 015	1·9 078
1·8	$[\eta_\varrho]$	0·6 630	0·7 439	0·8 672	1·0 408	1·2 733	1·5 740
	$[\mu_\varrho]$	0·2 731	0·2 239	0·1 688	0·1 115	0·0 580	0·0 169
	$[\eta_\lambda]$	0·7 998	0·9 677	1·1 475	1·3 379	1·5 371	1·7 429
1·9	$[\eta_\varrho]$	0·6 091	0·6 636	0·7 524	0·8 827	1·0 621	1·2 995
	$[\mu_\varrho]$	0·3 210	0·2 792	0·2 290	0·1 727	0·1 139	0·0 591
	$[\eta_\lambda]$	0·6 676	0·8 245	0·9 941	1·1 754	1·3 673	1·5 679
2·0	$[\eta_\varrho]$	0·5 723	0·6 062	0·6 677	0·7 624	0·8 974	1·0 805
	$[\mu_\varrho]$	0·3 610	0·3 277	0·2 850	0·2 337	0·1 759	0·1 159
	$[\eta_\lambda]$	0·5 446	0·6 892	0·8 467	1·0 167	1·1 983	1·3 904

λ		$\varrho =$ 0·5	0·6	0·7	0·8	0·9	1·0	1·1
2·1	$[\eta_\varrho]$	0·8 085	0·7 421	0·6 824	0·6 317	0·5 915	0·5 631	0·5 480
	$[\mu_\varrho]$	0·4 895	0·4 575	0·4 398	0·4 303	0·4 245	0·4 184	0·4 088
	$[\eta_\lambda]$	−0·1 481	−0·0 983	−0·0 384	0·0 323	0·1 143	0·2 081	0·3 141
2·2	$[\eta_\varrho]$	0·8 057	0·7 407	0·6 820	0·6 317	0·5 908	0·5 601	0·5 407
	$[\mu_\varrho]$	0·4 821	0·4 523	0·4 367	0·4 305	0·4 291	0·4 285	0·4 254
	$[\eta_\lambda]$	−0·1 771	−0·1 342	−0·0 825	−0·0 210	0·0 506	0·1 330	0·2 268
2·3	$[\eta_\varrho]$	0·8 023	0·7 386	0·6 809	0·6 315	0·5 907	0·5 591	0·5 371
	$[\mu_\varrho]$	0·4 747	0·4 460	0·4 323	0·4 285	0·4 303	0·4 340	0·4 362
	$[\eta_\lambda]$	−0·1 972	−0·1 608	−0·1 166	−0·0 642	−0·0 024	0·0 691	0·1 512
2·4	$[\eta_\varrho]$	0·8 009	0·7 355	0·6 793	0·6 308	0·5 906	0·5 589	0·5 357
	$[\mu_\varrho]$	0·4 676	0·4 397	0·4 270	0·4 249	0·4 292	0·4 361	0·4 426
	$[\eta_\lambda]$	−0·2 087	−0·1 770	−0·1 417	−0·0 981	−0·0 456	0·0 157	0·0 866
2·5	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	0·5 902	0·5 589	0·5 353
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	0·4 265	0·4 358	0·4 455
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	−0·0 800	−0·0 281	0·0 323
2·6	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	—	0·5 587	0·5 353
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	—	0·4 339	0·4 459
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	—	−0·0 634	−0·0 126
2·7	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	—	0·5 580	0·5 352
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	—	0·4 311	0·4 447
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	—	−0·0 911	−0·0 490
2·8	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	—	—	0·5 348
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	—	—	0·4 424
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	—	—	−0·0 778
2·9	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	—	—	—
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	—	—	—
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	—	—	—
3·0	$[\eta_\varrho]$	—	—	—	—	—	—	—
	$[\mu_\varrho]$	—	—	—	—	—	—	—
	$[\eta_\lambda]$	—	—	—	—	—	—	—

λ		$\varrho =$ 1·2	1·3	1·4	1·5	1·6	1·7
2·1	$[\eta_\varrho]$	0·5 484	0·5 670	0·6 072	0·6 738	0·7 726	0·9 105
	$[\mu_\varrho]$	0·3 928	0·3 683	0·3 342	0·2 903	0·2 376	0·1 785
	$[\eta_\lambda]$	0·4 327	0·5 641	0·7 085	0·8 656	1·0 351	1·2 162
2·2	$[\eta_\varrho]$	0·5 338	0·5 412	0·5 656	0·6 105	0·6 807	0·7 821
	$[\mu_\varrho]$	0·4 169	0·4 008	0·3 755	0·3 402	0·2 949	0·2 408
	$[\eta_\lambda]$	0·3 325	0·4 506	0·5 813	0·7 249	0·8 810	1·0 495
2·3	$[\eta_\varrho]$	0·5 255	0·5 252	0·5 381	0·5 669	0·6 152	0·6 878
	$[\mu_\varrho]$	0·4 342	0·4 257	0·4 087	0·3 821	0·3 454	0·2 986
	$[\eta_\lambda]$	0·2 443	0·3 492	0·4 663	0·5 959	0·7 381	0·8 930
2·4	$[\eta_\varrho]$	0·5 212	0·5 159	0·5 209	0·5 380	0·5 699	0·6 204
	$[\mu_\varrho]$	0·4 459	0·4 437	0·4 343	0·4 160	0·3 879	0·3 496
	$[\eta_\lambda]$	0·1 678	0·2 599	0·3 635	0·4 793	0·6 075	0·7 484
2·5	$[\eta_\varrho]$	0·5 194	0·5 110	0·5 108	0·5 198	0·5 398	0·5 738
	$[\mu_\varrho]$	0·4 530	0·4 561	0·4 530	0·4 422	0·4 223	0·3 927
	$[\eta_\lambda]$	0·1 022	0·1 822	0·2 730	0·3 754	0·4 897	0·6 166
2·6	$[\eta_\varrho]$	0·5 188	0·5 088	0·5 053	0·5 089	0·5 207	0·5 428
	$[\mu_\varrho]$	0·4 566	0·4 639	0·4 660	0·4 615	0·4 490	0·4 276
	$[\eta_\lambda]$	0·0 468	0·1 154	0·1 941	0·2 837	0·3 847	0·4 977
2·7	$[\eta_\varrho]$	0·5 187	0·5 080	0·5 027	0·5 029	0·5 093	0·5 230
	$[\mu_\varrho]$	0·4 576	0·4 681	0·4 744	0·4 751	0·4 689	0·4 548
	$[\eta_\lambda]$	0·0 007	0·0 589	0·1 263	0·2 037	0·2 920	0·3 918
2·8	$[\eta_\varrho]$	0·5 187	0·5 079	0·5 018	0·5 001	0·5 029	0·5 111
	$[\mu_\varrho]$	0·4 569	0·4 696	0·4 791	0·4 839	0·4 830	0·4 751
	$[\eta_\lambda]$	−0·0 369	0·0 116	0·0 686	0·1 348	0·2 111	0·2 982
2·9	$[\eta_\varrho]$	0·5 184	0·5 079	0·5 016	0·4 989	0·4 998	0·5 045
	$[\mu_\varrho]$	0·4 550	0·4 693	0·4 810	0·4 890	0·4 922	0·4 895
	$[\eta_\lambda]$	−0·0 670	−0·0 272	0·0 202	0·0 760	0·1 412	0·2 165
3·0	$[\eta_\varrho]$	—	0·5 077	0·5 016	0·4 987	0·4 986	0·5 012
	$[\mu_\varrho]$	—	0·4 678	0·4 810	0·4 913	0·4 976	0·4 991
	$[\eta_\lambda]$	—	−0·0 584	−0·0 197	0·0 267	0·0 816	0·1 458

Podług wyznaczonych y_r i y_l obrachuje się ciśnienie na żwir p_r i p_l zaś podług momentu M_r wyznaczy się natężenie w podkładzie.

Przebieg linji ugięcia i linji momentów zależy od wymiarów podkładu, od stosunku r do l i od znamienia żwirówki C. Przez odpowiedni dobór długości podkładu można dla tych linij uzyskać dogodne stosunki i tak:

Największy moment M_r uzyska wtedy najmniejszą wartość, gdy zajdzie równość $M_o = M_r$.

W przykładzie obliczonym dla kolei normalnotorowej następuje ta równość dla $C = 3$, gdy $2l = 241$ *cm*, zaś dla $C = 8$, gdy $2l = 225$ *cm*, jednak równocześnie występują znaczne różnice w ciśnieniach na żwirówkę.

Najkorzystniejsze ugięcie podkładu otrzymamy dla $y_o = y_l$, a ten warunek spełnia w powyższym przykładzie długość podkładu $2l = 270$ *cm*.

Wpływ materjału podkładu na przebieg linij y i M jest nieznaczny.

Dla należytego utrzymania położenia toru powinno być y_l mniejsze niż y_r a obydwa powinny być wogóle małe. Dla utrzymania należytej szerokości toru powinna styczna do linji ugięcia w punkcie pod szyną otrzymać położenie poziome.

Według przykładów, przerachowanych przez Zimmermanna, dla długości podkładu 240, 255 i 270 *cm*, tylko ostatnia długość czyni zadość powyższym warunkom i tu mamy wytłumaczenie, dlaczego zwiększono do tego wymiaru długość podkładów w nowszych typach nawierzchni, przeznaczonych dla linij znaczenia pierwszorzędnego.

Dla krótszych podkładów można uzyskać pewną poprawę stosunków przez nierównomierne podbicie podkładu, a mianowicie przez silniejsze podbicie pod szynami i na końcach, niż w środku. Przy takiem podbiciu końce podkładu podniosą się do góry, a środek się obniży, sposobu tego jednak zalecać nie można, bo pod wpływem wstrząśnień, wywołanych ruchem, żwir, silniej podbity pod szynami, usuwa się ku słabiej podbitemu środkowi podkładu, utrudniając należyte utrzymanie toru co do wysokości, a nadto ugięcie podkładu pod szyną y_r i ciśnienie na żwirówkę p_r doznają w tym wypadku wydatnego zwiększenia.

B) Wytrzymałość szyny (według Skibińskiego).

Szyna nawierzchni poprzecznej ugnie się pod obciążeniem o tyle, ile wynosi wgłębienie podkładów w żwirówkę w punkcie działania siły. Wgłębienie to wynosi podług wzoru 136)

$$y_r = \frac{\varkappa \cdot R}{C \cdot b} [\eta_\varrho]$$

Oznaczając literą v wgłębienie y_r wywołane obciążeniem $R = 1$, otrzymamy:

$$v = \frac{\varkappa}{C \cdot b} [\eta_\varrho] \qquad 138)$$

a poddanie się podkładu określi wzór

$$y_r = R \cdot v \qquad 139)$$

względnie, oznaczając $\frac{1}{v} = D$

otrzymamy $$y_r = \frac{R}{D} \qquad 139\,a)$$

Ilość v względnie ilość D zależy od znamienia podłoża i od wielkości podstawy podkładu. Na ujeżdżonym torze żwirówka dostosowuje się do linji ugięcia podkładu i rozkład ciśnienia na żwirówkę staje się przy największem obciążeniu więcej jednostajny, a wtedy możemy napisać

$$v = \frac{1}{C \cdot b \cdot l} \qquad 138\,a)$$

jeśli b oznacza szerokość podstawy, zaś l połowę długości podkładu.

Równość ugięcia szyny i wgłębienia podkładu w żwirówkę zachodzi tylko przy podkładach żelaznych, natomiast dla podkładów drewnianych należy uwzględnić ściśliwość drzewa, skutkiem której uginająca się szyna zagłębi się nieco w drzewo podkładu, a następnie dopiero wraz z podkładem w żwirówkę.

Weber stwierdził doświadczalnie, że zgniecenie podkładu wynosi 0·1 *cm*, jeśli powierzchnia f, którą szyna spoczywa na pokładzie, obciążona jest 7 *kg* na 1 *cm*². Jeśli wielkość ściśnienia podkładu pod obciążeniem 1 *kg* oznaczymy literą v' to według danych Webera otrzymamy

$$v' = \frac{1}{70\,f} \qquad 140)$$

a ugięcie szyny nawierzchni drewnianej pod obciążeniem R wyniesie

$$y_r = R\ (v + v') \qquad 141)$$

Jeśli szyna spoczywa na podkładzie za pośrednictwem płyty podkładowej, natenczas f jest powierzchnią podstawy płyty.

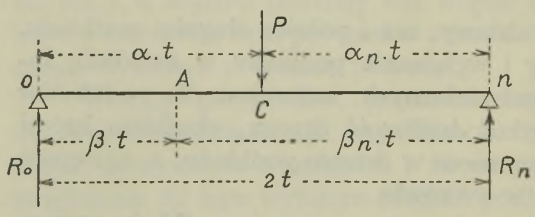
Szyna nawierzchni poprzecznej jest dźwigarem ciągłym, ułożonym na nieskończenie wielu poddających się podporach. Dotychczas nie znamy teorji takiej belki, stosujemy więc postępowanie przybliżone, przyjmując do badania szynę o długości skończonej, ułożoną na tylu podporach, aby wyniki rachunku były wystarczająco dokładne. Do

takiego przyjęcia uprawnia nas poczęści ta okoliczność, że tok nawierzchni doznaje na stykach przerw ciągłości, oraz niepewność w określeniu niektórych wielkości, jakie do rachunku wprowadzamy; a czynniki te wywierają znaczny wpływ na zgodność wyników teorji z rzeczywistością. Rachunki porównawcze, przeprowadzone przez Loewego i Schwedlera, poparte doświadczeniami, wykazały, że przebieg linji ugięcia szyny nawierzchni poprzecznej jest podobny do ugięcia toku nawierzchni podłużnej, zatem wpływ podpór i obciążeń rozciąga się na niewielką odległość; otrzymamy więc dokładność wystarczającą, jeśli przyjmiemy do badania szynę ułożoną na ośmiu, względnie siedmiu podkładach.

Teorję takiej belki ustawił Skibiński*), wychodząc z badania ugięcia dźwigara, ułożonego na dwóch poddających się podporach.

Teorja belki ciągłej na poddających się podporach.

Belka o długości $2t$, ułożona na dwóch podporach, obciążona jest w punkcie C ciężarem P (rys. 164). Odstępy od podpór dla siły P i dla punktu A, w którym badamy wielkość ugięcia, określamy częściami długości $2t$, zatem α, α_n, β i β_n są ułamkami, których wielkość waha w granicach od o do 2.



Rys. 164.

W punkcie A, odległym o βt od podpory O, powstanie rzędna ugięcia y_a, która dla podpór stałych wynosi

$$y_a = \frac{P \cdot t^3}{12 \varepsilon I}\left[\alpha \cdot \beta (8 - 6\alpha + \alpha^2) - (2 - \alpha)\beta\right]$$

Ilości ε i I oznaczają współczynnik sprężystości i moment bezwładności przekroju szyny. Podstawiając w powyższem równaniu

$$w = \frac{t^3}{12 \varepsilon I} \qquad 142)$$

oraz α_n zamiast $(2 - \alpha)$, otrzymamy

$$y_a = P \cdot w \left[\alpha_n \cdot \beta (4 - \alpha_n^2 - \beta^2)\right]$$

Dla punktu C zaczepienia siły P otrzymamy:

$$y_c = P \cdot w (2 \alpha^2 \alpha_n^2)$$

*) Skibiński, Beitrag zur Berechnung des Querschwellenoberbaues. Zeitschrift des oest. Ing. und Arch. Vereins 1899. Nr. 8 und 9.

Oddziaływania podpór wynoszą:

$$R_o = P \cdot \frac{\alpha_n}{2} \quad \text{i} \quad R_n = P \cdot \frac{\alpha}{2}$$

Jeśli podpory się poddają, to zgodnie z wzorem 138) wyniesie poddanie się podpory O:

$$R_o \cdot v = P \cdot v \cdot \frac{\alpha_n}{2}$$

a podpory n: $$R_n \cdot v = P \cdot v \cdot \frac{\alpha}{2}$$

Z tych wgłębień przypadną dodatki do powyższych rzędnych, wyznaczone według prawa linji prostej i tak:

dla rzędnej y_a dodatek $P \cdot \frac{v}{4}(\alpha \cdot \beta + \alpha_n \cdot \beta_n)$

a dla rzędnej y_c dodatek $P \cdot \frac{v}{4}(\alpha^2 + \alpha_n^2)$

Jeśli jeszcze dla dalszego skrócenia pisania podstawimy

$$\frac{v}{w} = \delta \qquad 143)$$

to otrzymamy rzędne ugięcia belki ułożonej na dwóch poddających się podporach:

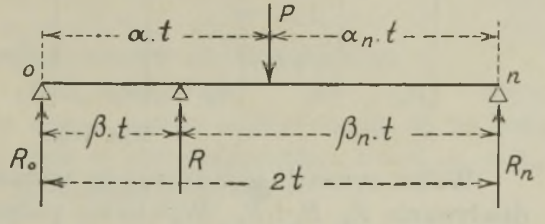
dla punktu A: $$y_a = P \cdot w \left[\alpha_n \cdot \beta\,(4 - \alpha_n^2 - \beta^2) + \frac{\delta}{4}(\alpha \cdot \beta + \alpha_n \cdot \beta_n)\right] \qquad 144)$$

a dla punktu C: $$y_c = P \cdot w \left[2\,\alpha^2 \alpha_n^2 + \frac{\delta}{4}(\alpha^2 + \alpha_n^2)\right] \qquad 144a)$$

Ugięcie punktu, położonego po prawej stronie siły P otrzymamy, jeśli we wzorze 144) zamienimy α i β na α_n i β_n.

Podpory wewnętrzne wywierają na belkę oddziaływania skierowane ku górze, a wpływ ich na ugięcie belki określimy wzorami 144) i 144) a wprowadzając w nich wielkość oddziaływania zamiast siły P z ujemnym znakiem.

Jeśli punkt A na rys. 164 jest podporą, której oddziaływanie oznaczymy literą R (rys. 165), natenczas wpływ sił P i R na punkt A będzie sumą algebraiczną działania obu ciężarów. Uwzględniając jeszcze równanie 139), otrzymamy następujące równanie warunkowe



Rys. 165.

$$R \cdot v = P \cdot w \left[\alpha_n \cdot \beta \left(4 - \alpha_n^2 - \beta^2\right) + \frac{\delta}{4} \left(\alpha \cdot \beta + \alpha_n \cdot \beta_n\right) \right] -$$

$$- R \cdot w \left[2 \beta^2 \beta_n^2 + \frac{\delta}{4} \left(\beta^2 + \beta_n^2\right) \right]$$

z którego możemy niewiadome oddziaływanie R obrachować.

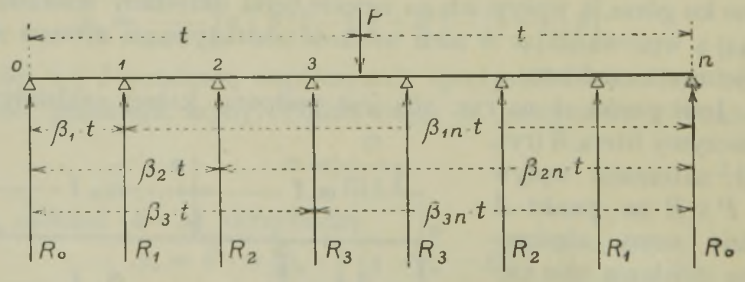
Jeśli mamy więcej sił i więcej podpór wewnętrznych, natenczas należy wpływ tych sił i oddziaływań podporowych na każdą podporę algebraicznie zesumować i przyrównać do występującego na tej podporze oddziaływania, pomnożonego przez v. Otrzymamy w ten sposób tyle równań warunkowych, ile jest podpór wewnętrznych.

Po wyznaczeniu z tych równań niewiadomych oddziaływań podporowych, obliczymy obydwa oddziaływania podpór skrajnych według znanego prawa równowagi. Znając wszystkie oddziaływania, można obrachować momenty i ugięcia, a z nich natężenia i ciśnienia na żwirówkę.

Zastosowanie ogólnej teorji do nawierzchni poprzecznej.

Wskazany sposób postępowania zastosujemy do wyznaczenia oddziaływań podkładów. Dla uproszczenia zadania wprowadzimy symetryczny rozkład podpór względem punktu działania ciężaru P, który znajduje się w środku belki. Ponieważ do wyznaczenia największego momentu ciężar musi znajdować się w środku między dwiema podporami, należy dla tego przypadku wprowadzić parzystą ilość podpór (8); natomiast celem wyznaczenia największego ciśnienia na podkład powinien ciężar stać nad podkładem, a wówczas symetrja układu wymaga nieparzystej ilości podpór (7).

a) Szyna ułożona na ośmiu podkładach (rys. 166).



Rys. 166.

Wobec symetrji układu należy wyznaczyć trzy wewnętrzne oddziaływania R_1, R_2 i R_3. Wgłębienie podpory (1) wywołuje ciężar P i trzy pary oddziaływań R_1, R_2 i R_3.

Wpływ ciężaru P na podporę (1) znajdziemy z wzoru 144), wstawiając w nim: $\alpha = \alpha_n = 1$ oraz β_1 i β_{1n} zamiast β i β_n, a więc otrzymamy:

$$P \cdot w\left[\beta_1 (3-\beta_1^2)+\frac{\delta}{2}\right] = \frac{1}{2} P \cdot w\left[2\beta_1 (3-\beta_1^2)+\delta\right]$$

Jeśli wyraz w nawiasie, niezależny od δ, oznaczymy literą $\varkappa_1$ a więc napiszemy

$$\varkappa_1 = 2\beta_1 (3-\beta_1^2) \qquad 145)$$

to otrzymamy wpływ ciężaru P na podporę (1) określony wyrażeniem

$$\frac{1}{2} P w (\varkappa_1 + \delta) \qquad 146)$$

a podobnie ogólnie wpływ ciężaru P na podporę (m) wynosi

$$\frac{1}{2} P w (\varkappa_m + \delta) \qquad 147)$$

przyczem $$\varkappa_m = 2\beta_m (3-\beta_m^2) \qquad 148)$$

Pod wpływem lęwego oddziaływania R_1 na lewą podporę (1) nastąpi poddanie się tej podpory podług wzoru 144a), jeśli w nim podstawimy $-R_1$ zamiast P oraz β_1 i β_{1n} zamiast α i α_n a więc

$$-R_1 w\left[2\beta_1^2 \beta_{1n}^2 + \frac{\delta}{4}(\beta_1^2+\beta_{1n}^2)\right]$$

Wpływ prawego oddziaływania R_1 na lewą podporę (1) określa wzór 144), w którym należy podstawić $-R_1$ zamiast P, oraz β_{1n} i β_1 zamiast α i α_n a β_1 i β_{1n} zamiast β i β_n a więc

$$-R\, w\left[\beta_1^2 (4-2\beta_1^2)+\frac{\delta}{4}(\beta_1 \beta_{1n}+\beta_1 \beta_{1n})\right]$$

Sumując te obydwa wyrażenia i pamiętając, że $\beta_1 + \beta_{1n} = 2$, otrzymamy wpływ symetrycznej pary oddziaływań podporowych R_1 na lewą podporę (1):

$$-R_1 w\,[4\beta_1^2 (3-2\beta_1)+\delta]$$

lub ogólnie dla m-tej pary oddziaływań

$$-R_m w\,[4\beta_m^2 (3-2\beta_m)+\delta] \qquad 149)$$

Oznaczając literą ϱ wyraz w nawiasie, niezależny od δ czyli

$$\varrho_1 = 4\beta_1^2 (3-2\beta_1) \qquad 150)$$

lub ogólnie $$\varrho_m = 4\beta_m^2 (3-2\beta_m) \qquad 151)$$

otrzymamy wyrażenie 149) napisane w skróconej postaci

$$-R_m w (\varrho_m + \delta) \qquad 149a)$$

Podobnie znajdziemy wpływ lewego oddziaływania R_1 na lewą podporę (2) z wzoru 144), jeśli w nim podstawimy: $\alpha = \beta_1$, $\alpha_n = \beta_{1n}$, $\beta = \beta_2$ i $\beta_n = \beta_{2n}$ oraz $-R_1$ zamiast P a więc

$$-R_1 w\left[\beta_{1n} \cdot \beta_2 (4-\beta_{1n}^2-\beta_2^2)+\frac{\delta}{4}(\beta_1 \cdot \beta_2+\beta_{1n} \cdot \beta_{2n})\right]$$

zaś wpływ prawego oddziaływania R_1 na lewą podporę (2) z wzoru 144) podstawiając w nim: $\alpha = \beta_{1n}$, $\alpha_n = \beta_1$, $\beta = \beta_2$ i $\beta_n = \beta_{2n}$ oraz $-R_1$ zamiast P a więc

$$-R_1 \cdot w \left[\beta_1 \cdot \beta_2 (4 - \beta_1^2 - \beta_2^2) + \frac{\delta}{4} (\beta_{1n} \cdot \beta_2 + \beta_1 \cdot \beta_{2n}) \right]$$

Przez zesumowanie tych dwóch wyrażeń otrzymamy wpływ symetrycznej pary oddziaływań R_1 na podporę lewą (2):

$$-R_1 w \left[2\beta_2 [3\beta_1 (2 - \beta_1 - \beta^2{}_2] + \delta) \right]$$

Oznaczając literą ϱ_{12} wyraz w nawiasie wolny od δ, czyli pisząc

$$\varrho_{12} = 2\beta_2 [3\beta_1 (2 - \beta_1) - \beta_2^2] \qquad 152)$$

albo ogólnie $\varrho_{mp} = 2\beta_p [3\beta_m (2 - \beta_m) - \beta_p^2]$ 153)

otrzymamy poprzednie wyrażenie w postaci

$$-R_1 w (\varrho_{12} + \delta)$$

lub ogólnie $-R_m w (\varrho_{mp} + \delta)$ 154)

jako wpływ m-tej pary oddziaływań, leżącej bliżej podpór skrajnych, na p-tą parę podpór, znajdującą się bliżej środka belki.

Na podstawie prawa odwrotności wywiera taki sam wpływ para oddziaływań R_2 na parę podpór (1), lub ogólnie p-ta para oddziaływań na m-tą parę podpór, więc

$$\varrho_{21} = \varrho_{12}$$

oraz $\varrho_{pm} = \varrho_{mp}$ 155)

Zestawiając w ten sposób wpływy siły P i wszystkich par oddziaływań na jedną podporę i sumując je, otrzymamy całkowite poddanie się podpory. Tak otrzymamy dla podpór naszej belki równania:

$$\left.\begin{aligned}
&\text{dla podpory (1):}\quad R_1 \cdot v = \tfrac{1}{2} P \cdot w (\pi_1 + \delta) - R_1 \cdot w (\varrho_1 + \delta) - \\
&\qquad - R_2 \cdot w \cdot (\varrho_{12} + \delta) - R_3 \cdot w (\varrho_{13} + \delta) \\
&\text{,,} \quad \text{,,} \quad (2):\quad R_2 \cdot v = \tfrac{1}{2} P \cdot w (\pi_2 + \delta) - R_1 \cdot w (\varrho_{12} + \delta) - \\
&\qquad - R_2 \cdot w \cdot (\varrho_2 + \delta) - R_3 \cdot w (\varrho_{23} + \delta) \\
&\text{,,} \quad \text{,,} \quad (3):\quad R_3 \cdot v = \tfrac{1}{2} P \cdot w (\pi_3 + \delta) - R_1 \cdot w (\varrho_{13} + \delta) - \\
&\qquad - R_2 \cdot w \cdot (\varrho_{23} + \delta) - R_3 \cdot w (\varrho_3 + \delta)
\end{aligned}\right\} \quad 156)$$

Dzieląc te równania przez w i porządkując, otrzymamy:

$$\left.\begin{aligned}
&\text{dla podpory (1):}\quad R_1 (\varrho_1 + 2\delta) + R_2 (\varrho_{12} + \delta) + R_3 (\varrho_{13} + \delta) - \tfrac{1}{2} P (\pi_1 + \delta) = o \\
&\text{,} \quad \text{,,} \quad (2):\quad R_1 (\varrho_{12} + \delta) + R_2 (\varrho_2 + 2\delta) + R_3 (\varrho_{23} + \delta) - \tfrac{1}{2} P (\pi_2 + \delta) = o \\
&\text{,,} \quad \text{,,} \quad (3):\quad R_1 (\varrho_{13} + \delta) + R_2 (\varrho_{23} + \delta) + R_3 (\varrho_3 + 2\delta) - \tfrac{1}{2} P (\pi_3 + \delta) = o
\end{aligned}\right\} \quad 157)$$

Z równań tych możemy zapomocą wyznaczników wyznaczyć oddziaływania R_1, R_2 i R_3 a następnie oddziaływania skrajne

$$R_o = \frac{1}{2} P - R_1 - R_2 - R_3 \qquad 158)$$

Dalsze uproszczenie rachunku otrzymamy, *przyjmując jednakowy odstęp podpór a*, co odpowiada rzeczywistości dla największego odstępu podkładów.

Przy takiem przyjęciu otrzymujemy:

$$t = \frac{7}{2} a \qquad w = \frac{t^3}{12\,\varepsilon I} = \frac{7^3}{2^4 \cdot 6\,\varepsilon I}\, a^3$$

Oznaczając jeszcze:

$$u = \frac{a^3}{6\,\varepsilon I} \tag{159}$$

oraz

$$\gamma = \frac{v}{u} = \frac{6\,\varepsilon I}{a^3}\, v \tag{160}$$

otrzymamy

$$w = \frac{7^3 \cdot v}{2^4 \cdot \gamma} \tag{142a}$$

oraz

$$\delta = \frac{v}{w} = \frac{2^4}{7^3}\,\gamma \tag{143a}$$

Przy stosowaniu tych wzorów należy pamiętać, że ε i I odnoszą się do szyny, oraz że dla nawierzchni na podkładach drewnianych należy zgodnie z wzorem 141) wprowadzić $(v+v')$ zamiast v a więc

$$\gamma = \frac{6\,\varepsilon I}{a^3}\,(v + v')$$

Wprowadzając powyższe podstawienia do wzorów 157) otrzymamy po ich rozwiązaniu następujące wyniki:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Wspólny mianownik } N\text{:} & 8\,(71 + 330\,\gamma + 194\,\gamma^2 + 4\,\gamma^3) \\ \text{Licznik dla } R_1\text{:} & P\,(18 - 231\,\gamma + 110\,\gamma^2 + 4\,\gamma^3) \\ \text{,, ,, } R_2\text{:} & P\,(-72 + 199\,\gamma + 330\,\gamma^2 + 4\,\gamma^3) \\ \text{,, ,, } R_3\text{:} & P\,(341 + 1295\,\gamma + 474\,\gamma^2 + 4\,\gamma^3) \end{array}\right\} \tag{161}$$

Moment w punkcie działania ciężaru P wynosi:

$$M_o = a\left(\frac{7}{2} R_o + \frac{5}{2} R_1 + \frac{3}{2} R_2 + \frac{1}{2} R_3\right) \tag{162}$$

a po wstawieniu wartości za R otrzymamy

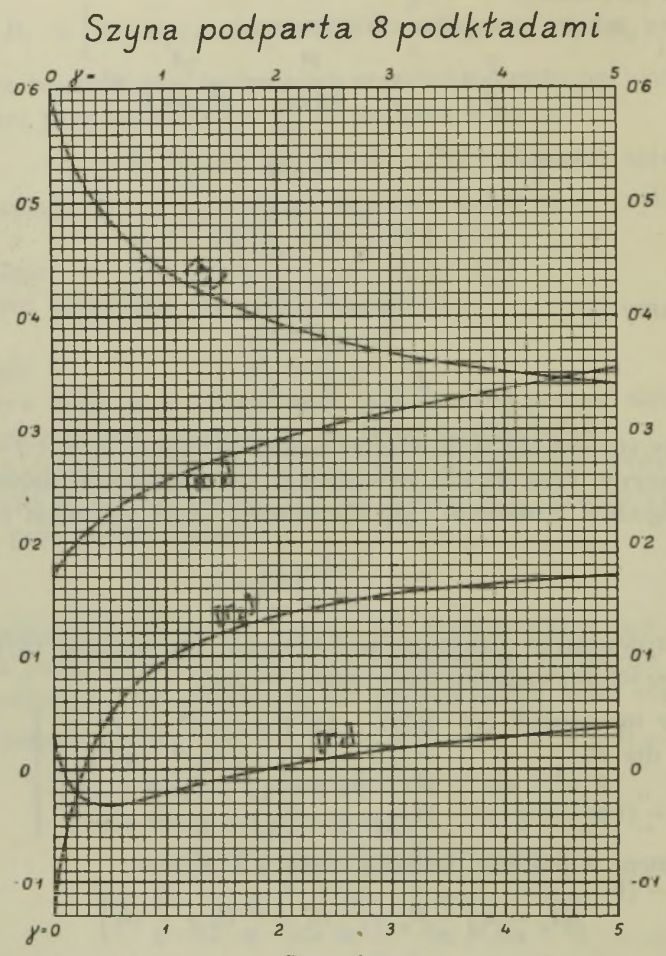
licznik dla M_o: $\quad P \cdot a\,(97 + 568\,\gamma + 524\,\gamma^2 + 32\,\gamma^3)$ 163)

zaś mianownik pozostaje niezmieniony, równy N.

Ogólnie możemy napisać:

$$\left.\begin{array}{l} M_o = P\,a\,[m_o] \\ R_1 = P\,[r_1] \\ R_2 = P\,[r_2] \\ R_3 = P\,[r_3] \end{array}\right\} \tag{164}$$

Wyrażenia $[m_0]$, $[r_1]$, $[r_2]$ i $[r_3]$, obliczone dla γ w granicach od 0 do 5·0 przedstawione są wykreślnie jako krzywe na rysunku 167.



Rys. 167.

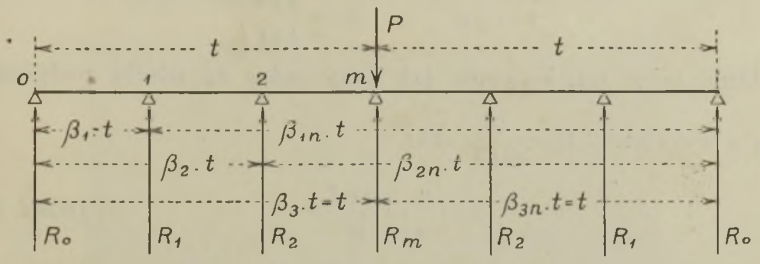
Wyznaczony z wzoru 162), względnie 164) moment M_0 jest *największym momentem* dla obciążenia jednym ciężarem i podług tego momentu obliczymy natężenie w szynie.

Momenty podporowe dla poszczególnych podpór obliczymy z wzorów:

dla podpory (1): $M_1 = a\,R_0$
dla podpory (2): $M_2 = a\,(2\,R_0 + R_1)$
dla podpory (3): $M_3 = a\,(3\,R_0 + 2\,R_1 + R_2)$ } 165)

b) Szyna ułożona na siedmiu podkładach (rys. 168).

Ciężar koła znajduje się nad podporą środkową (m), a ciśnienie, wywarte na tę podporę, jest największe i posłuży do obliczenia podkładu i ciśnienia na żwirówkę.



Rys. 168.

Do znanych już z poprzedniego ustępu wpływów par oddziaływań R i wpływu siły P na dowolną podporę, dołączyć należy jeszcze wpływ siły P na podporę środkową (m). Otrzymamy go z równania 144 a), gdy podstawimy w niem $\alpha = \alpha_n = 1$:

$$P\,w\left(2+\frac{\delta}{2}\right) = \frac{2}{1} P\,w\,(\pi_m + \delta)$$

przyczem dla $\beta_m = 1$ wypada $\pi_m = 4$.

Wpływ oddziaływania R_m na podporę (m) wyrazi się podobnie wzorem:

$$-\frac{1}{2} R_m\,w\,(\pi_m + \delta)$$

Wpływ pary oddziaływań na środkową podporę wyrazi się np. dla pary R_2 takim samym wzorem, jak wpływ siły P na podporę (2), gdy podstawimy $-R_2$ za $\frac{1}{2} P$, a więc:

$$-2\,R_2 \cdot w\left[\beta_2\,(3-\beta_2{}^2)+\frac{\delta}{2}\right] = -R_2\,w\,(\pi_2+\delta)$$

Postępując w ten sposób, możemy ustawić następujące równania:

$$\left.\begin{aligned}
&\text{dla podpory (1): } R_1 \cdot v = \tfrac{1}{2}(P-R_m)\,w\,(\pi_1+\delta) - R_1\,w\,(\varrho_1+\delta) - R_2\,w\,(\varrho_{12}+\delta)\\
&\text{„ „ (2): } R_2 \cdot v = \tfrac{1}{2}(P-R_m)\,w\,(\pi_2+\delta) - R_1\,w\,(\varrho_{12}+\delta) - R_2\,w\,(\varrho_2+\delta)\\
&\text{„ „ } (m): R_m \cdot v = \tfrac{1}{2}(P-R_m)\,w\,(\pi_m+\delta) - R_1\,w\,(\pi_1+\delta) - R_2\,w\,(\pi_2+\delta)
\end{aligned}\right\} \quad 166)$$

Równania te, podzielone przez w i uporządkowane otrzymają kształt:

$$\left.\begin{aligned}
R_1(\varrho_1 + 2\delta) + R_2(\varrho_{12} + \delta) - \tfrac{1}{2}(P - R_m)(\pi_1 + \delta) = o\\
R_1(\varrho_{12} + \delta) + R_2(\varrho_2 + 2\delta) - \tfrac{1}{2}(P - R_m)(\pi_2 + \delta) = o\\
R_1(\pi_1 + \delta) + R_2(\pi_2 + \delta) - \tfrac{1}{2}(P - R_m)(\pi_m + 3\delta) = o
\end{aligned}\right\} \quad 167)$$

Zapomocą wyznaczników można łatwo z tych równań wyznaczyć niewiadome R_1, R_2 i R_m.

Wprowadzając *jednakowy odstęp podpór*, równy a, otrzymamy:

$$t = 3a \qquad w = \frac{27\,a^3}{12\,\varepsilon\,I}$$

Oznaczając (analogicznie jak przy belce na ośmiu podporach) literą u wyrażenie: $u = \frac{a^3}{6\,\varepsilon\,I}$ oraz

$$\gamma = \frac{v}{u} = \frac{6\,\varepsilon\,I}{a^3}\,v \qquad \text{(wzór 160)}$$

otrzymamy: $w = \frac{27\,v}{2\,\gamma}$ i $\delta = \frac{v}{w} = \frac{2}{27}\,\gamma$

Powyższe wyrażenie dla γ ważne jest dla nawierzchni żelaznej; dla drewnianej należy wprowadzić:

$$\gamma = \frac{6\,\varepsilon\,I}{a^3}\,(v + v') \qquad \text{(wzór 160 a)}$$

Wprowadzając te wartości w nasze trzy równania, otrzymamy po ich rozwiązaniu:

Wspólny mianownik N:	$26 + 193\,\gamma + 196\,\gamma^2 + 7\,\gamma^3$	168)
Licznik dla R_o:	$P\gamma\,(3 - 18\,\gamma + \gamma^2)$	
„ „ R_1:	$P\gamma\,(-18 + 23\,\gamma + \gamma^2)$	
„ „ R_2:	$P\gamma\,(46 + 57\,\gamma + \gamma^2)$	
„ „ R_m:	$P\,(26 + 131\,\gamma + 72\,\gamma^2 + \gamma^3)$	
„ „ M_o:	$Pa\,\gamma\,(19 + 49\,\gamma + 6\,\gamma^2)$	

Ogólnie możemy napisać: 169)

$R_o = P\,[r_o]$; $R_1 = P\,[r_1]$; $R_2 = P\,[r_2]$; $R_m = P\,[r_m]$ i $M_o = Pa\,[m_o]$.

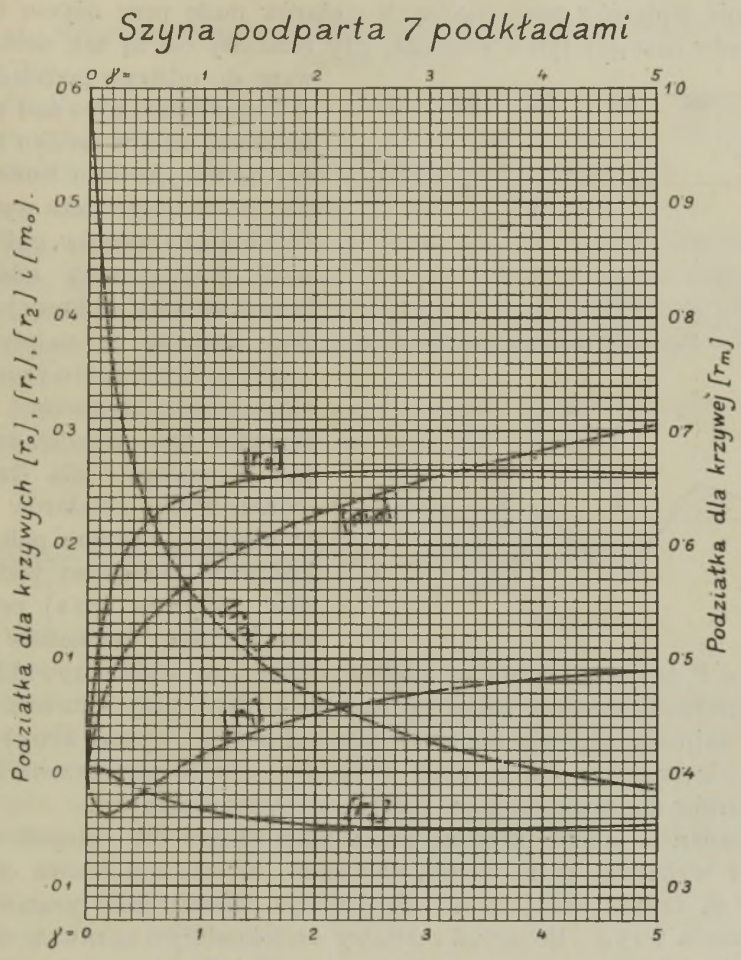
Wartość wyrażeń $[r_o]$, $[r_1]$, $[r_2]$, $[r_m]$ i $[m_o]$, obliczone dla γ w granicach od 0 do 5·0 przedstawione są wykreślnie w postaci krzywych na rysunku 169.

Dla stałych (nie poddających się) podpór otrzymujemy $\gamma = 0$, a więc $R_o = R_1 = R_2 = 0$ i $M_o = 0$ zaś $R_m = P$.

Wpływ kilku ciężarów na moment M_o i na ciśnienie R_m.

Wzory dla momentu M_o i ciśnienia R_m ustawiliśmy pod założeniem, że na nawierzchnię działa tylko jeden ciężar skupiony P, a przyjęcie to nie odpowiada rzeczywistości, gdyż do wyznaczenia

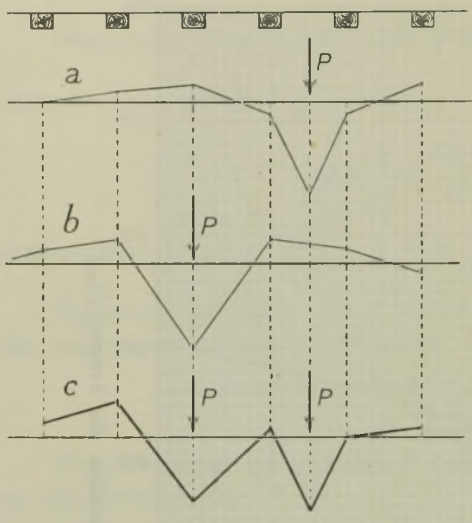
rzeczywistych natężeń należałoby wprowadzić jako obciążenie lokomotywę, najniekorzystniej działającą na nawierzchnię.



Rys. 169.

Jeśli uważamy tok nawierzchni poprzecznej za belkę ułożoną na kilku tylko podporach, to podobne sumowanie wpływów poszczególnych ciężarów, jak w nawierzchni podłużnej, nie jest dopuszczalne, gdyż otrzymane linje ugięcia i momentów nie są linjami wpływowemi. Mimo tego sumowanie takie możemy przeprowadzić, gdyż rachunki porównawcze z dokładniejszem postępowaniem (przy wprowadzeniu większej ilości podpór) wykazały, iż różnice wyników nie są wielkie

Zachodzi tu jednak inna trudność, a mianowicie powyższe wykresy zestawione są tylko dla tych dwóch przypadków, że ciężar znajduje się albo w środku między podporami, albo nad podporą, a więc sumowanie wpływów poszczególnych ciężarów może przy użyciu tych wykresów nastąpić tylko wówczas, gdy rozstawy osi są tak dostosowane do odstępu podkładów, iż ciężary stają albo nad podkładami, albo w środku między niemi. W celu sumowania momentów trzeba wykreślić linje momentów, obliczonych przy pomocy oddziaływań, umieścić wykresy jeden pod drugim w należytem względnem położeniu i rzędne algebraicznie zesumować. Na rysunku 170 przedstawiona jest ta czynność dla dwóch jednakowych ciężarów P w odstępie równym półtorakrotnemu odstępowi podkładów. Wykres 170 a) przedstawia linję momentów dla ciężaru P, stojącego w środku między podkładami, wykres 170 b) linję momentów dla ciężaru, stojącego nad podkładem, przyczem oba wykresy zajmują odpowiednie wzajemne położenie. Wykres 170 c) jest sumą algebraiczną obu górnych wykresów, a więc przedstawia linję momentów dla równoczesnego działania obydwu ciężarów.



Rys. 170.

Badania, przeprowadzone przez Skibińskiego dla różnych wartości γ wykazały, że momenty, wywołane dwoma lub trzema ciężarami, są zawsze mniejsze niż dla jednego ciężaru, jeśli rozstaw osi przekracza $1{\cdot}15\,a$. Ponieważ rozstawy osi lokomotyw są zawsze większe niż ten wymiar, więc wynika z tego, że kilka ciężarów wywiera zawsze mniejszy moment, niż jeden ciężar.

Analogiczne badania co do ciśnień R_m wykazały, że są one dla kilku ciężarów większe niż dla jednego ciężaru, jeśli rozstawy osi nie przekraczają $2\,a$ (dla małych γ) do $2{\cdot}8\,a$ (dla wielkich γ), a wypadek ten zachodzi przy przeważnej części lokomotyw ciężarowych i osobowych i niektórych pośpiesznych, a więc przeważna ilość lokomotyw obciąża podkład i podłoże żwirowe niekorzystniej, niż pojedyńczy ciężar.

Dla $\gamma = 2{\cdot}0$ i trzech jednakowych ciężarów P w odstępie $1{\cdot}5\,a$ jest największe ciśnienie na podkład o 58% większe, niż dla jednego ciężaru.

61. NAWIERZCHNIA POPRZECZNA POD DZIAŁANIEM SIŁ POZIOMYCH.

Źródła siły poziomej i jej wielkość poznaliśmy już przy omawianiu wpływu tejże siły na nawierzchnię podłużną, więc teraz rozpatrzymy jej działanie na podkład i szynę nawierzchni poprzecznej.

a) Działanie siły poziomej H na podkład poprzeczny.

Siła pozioma działa na podkład w ten sam sposób, jak na poprzeczkę nawierzchni podłużnej, a więc wywołuje w nim ciągnienie oraz moment zgięcia, który przenosi się częściowo na sąsiednie podkłady, jednak dla pewności przyjmiemy, że jeden podkład musi mu stawić opór.

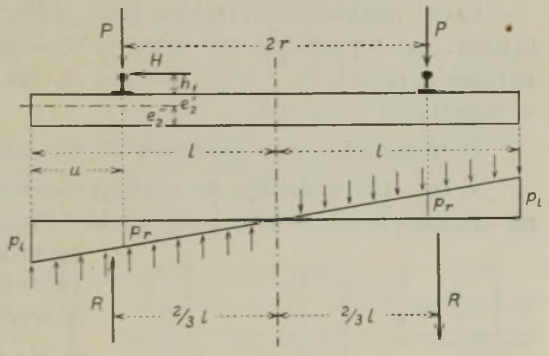
Jeśli oznaczymy literą F powierzchnię przekroju poprzecznego podkładu, natenczas natężenie na ciągnienie wynosi

$$\sigma' = \frac{H}{2F} \qquad 170)$$

Z rys. 171 widzimy, iż moment zginający wynosi

$$M = H\,(h_1 + e_2') \qquad 171)$$

Wobec całkowitego podbicia podkładu żwirem moment ten wywoła skręt podkładu w płaszczyźnie prostopadłej do osi toru, wskutek czego w jednej połowie nastąpi zwiększenie, zaś w drugiej zmniejszenie ciśnienia p na podłoże.



Rys. 171.

Ponieważ rozkład ciśnień p na jednostkę powierzchni, względnie $b \times p$ na jednostkę długości podkładu, następuje w trójkącie, zatem obustronna ich wypadkowa R posiada odstęp od środka podkładu równy $\frac{2}{3}\,l$.

Oddziaływania R muszą być tak wielkie, aby moment pary sił, przez nie utworzonej, równał się momentowi określonemu równaniem 171).

Otrzymujemy zatem równanie:

$$R \times \frac{4}{3} l = H\,(h_1 + e_2')$$

skąd wyznaczymy

$$R = \frac{3H\,(h_1 + e_2')}{4l}$$

Oznaczając ciśnienie podkładów na końcach literą p_l otrzymamy:

$$R = \frac{1}{2} b\, l\, p_l = \frac{3H\,(h_1 + e_2')}{4l}$$

skąd wynika:

$$p_l = \frac{3H\,(h_1 + e_2')}{2b\,l^2} \qquad 172)$$

zaś ciśnienie pod szyną wynosi

$$p_r = \frac{r}{l} p_l \qquad 173)$$

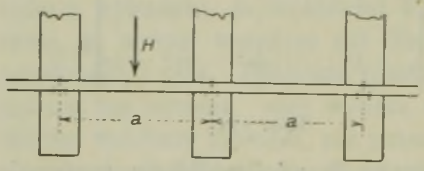
Wartości p_l i p_r, obrachowane z wzorów 172) i 173), należy dodać do ciśnień, wywołanych obciążeniem pionowem, określonych równaniem 105).

Oprócz wyznaczonych powyżej ciśnień na żwirówkę nie wywołuje moment siły poziomej żadnych natężeń w podkładzie.

Część podkładu, wystająca poza szynę (część *u* na rys. 171), narażona jest wprawdzie na zgięcie, wywołane ciśnieniami p, jednak natężenia podkładu z tego powodu są tak nieznaczne, iż można je w zupełności pominąć.

b) Działanie siły poziomej H na szynę.

Z rys. 172 widzimy, że szyna przedstawia belkę ciągłą, ułożoną na nieskończenie wielu podporach. Podparcie szyny stanowią tu łączniki, któremi szyna przytwierdzona jest do płyt podkładowych, a te ostatnie do podkładów i które stawiają opór przeciw przesunięciu toru. Uderzenia na boki szyn wywołają nietylko przesunięcie szyny po podkładzie, lecz i przesunięcie podkładu po żwirze.



Rys. 172.

Ponieważ mamy tu do czynienia z działaniem siły odosobnionej, moglibyśmy do wyznaczenia momentu zgięcia szyny i do wyznaczenia ciśnień na łączniki zastosować wzory, podane przez Zimmermanna lub Skibińskiego, trudność stanowi jednak określenie wielkości pod-

dania się podpór, wywołanego siłą poziomą. Niepewność tego przyjęcia pociąga za sobą niepewność wyników rachunku. Z tego powodu zadowolnić się trzeba rachunkiem przybliżonym.

Jeśli przyjmiemy, że niema wcale przesunięcia toru i szyny, a więc że podpory się nie poddają, możemy dla stałego odstępu podpór a określić moment zgięcia znanym wzorem Winklera

$$M = 0{\cdot}171\ H\,a$$

Nie mogąc jednak liczyć na zupełną stałość podpór, uwzględnimy ich poddanie się, zwiększając nieco powyższy moment i napiszemy

$$M = 0{\cdot}2\ H\,a \qquad 174)$$

Podług wyznaczonego w ten sposób momentu obliczymy natężenie szyny z wzoru 117), przyczem e i I w tym wzorze odnoszą się do pionowej osi obojętnej przekroju. Otrzymane natężenia należy dodać do natężeń, wywołanych siłami pionowemi.

62. PRZYKŁAD.

Nawierzchnia drewniana systemu *A* austrjackich kolei państw. dla kolei głównych pierwszorzędnych.

Dane dla szyny 10 $^{m}/_{m}$ zużytej: Moment bezwładności przekroju względem osi poziomej $J_x = 1176\ cm^4$, względem osi pionowej $J_y = 236\ cm^4$; odstęp poziomej osi obojętnej od górnej powierzchni główki 6·76 *cm*, od podstawy stopki 6·24 *cm*, więc momenty oporu $W_x' = \frac{1176}{6{\cdot}76} = 173{\cdot}8\ cm^3$, $W_x'' = \frac{1176}{6{\cdot}24} = 188{\cdot}4\ cm^3$. Szerokość główki: 6·8 *cm*, stopki 11·2 *cm*; $W_y' = 69{\cdot}4\ cm^3$, $W_y'' = 42{\cdot}1\ cm^3$. Współczynnik sprężystości stali szynowej $\varepsilon_1 = 2{\cdot}2 \times 10^6\ ^{kg}/_{cm^2}$, drzewa $\varepsilon_2 = 12 \times 10^4\ ^{kg}/_{cm^2}$. Powierzchnia płyty podkładowej: $21{\cdot}0 \times 14{\cdot}0 = 294{\cdot}0\ cm^2$.

Dane dla podkładu: Moment bezwładności przekroju względem osi poziomej $I_x = 6000\ cm^4$; powierzchnia przekroju $350\ cm^2$, odstępy skrajnych włókien od osi obojętnej: $e_2' = 7\ cm$; $e_2'' = 8\ cm$. Momenty oporu: $W_x' = 859\ cm^3$, $W_x'' = 750\ cm^3$. Dolna szerokość podkładu $b = 25\ cm$; długość $2\,l = 250\ cm$. Odstęp podkładów $a = 81\ cm$.

Obciążenie koła 8000 *kg*. Wielkość siły poziomej $H = 4000\ kg$.

Żwirówka z dobrego, tłuczonego żwiru, podtorze suche i osiadłe, więc znamię podłoża $C = 8$.

A. Siły pionowe.

Z wzoru 111) obliczymy dla podkładu: $\varkappa = 0{\cdot}01623$ zatem $\varrho = \varkappa \cdot r = 0{\cdot}01623 \times 75 = 1{\cdot}217$, oraz $\lambda = \varkappa \cdot l = 0{\cdot}01623 \times 125 = 2{\cdot}029$. Dla tych wartości znajdziemy z tabeli na str. 250 i n: $[\eta_\varrho] = 0{\cdot}5704$, $[\mu_\varrho] = 0{\cdot}3650$, $[\eta_\lambda] = 0{\cdot}5361$.

Z wzoru 138) obliczymy: $v = 0{\cdot}0\,000\,463$, zaś z wzoru 140): $v' = 0{\cdot}0\,000\,486$, a więc $v + v' = 0{\cdot}000\,095$.

Z wzoru 160 a) obliczymy $\gamma = 2{\cdot}775$. Dla znalezionego γ odczytamy z rys. 167: $[m_o] = 0{\cdot}311$, zaś z rysunku 169: $[r_m] = 0{\cdot}434$.

Największy moment, wywołany w szynie, wynosi podług wzoru 164) $M_o = 201\,528\ kgcm$, zatem natężenie w skrajnych włóknach główki $\sigma_s' = 1160\ ^{kg}/_{cm^2}$,

a stopki $\sigma_s'' = 1070\ ^{kg}/_{cm^2}$. Największe ciśnienie na podkład wynosi podług wzoru 169) $R_m = 3472\ kg$.

Z wzoru 136) znajdziemy wgłębienie podkładu pod ciężarem $y_r = 0{\cdot}16\ cm$ i na końcu $y_l = 0{\cdot}15\ cm$. Wgłębieniom tym odpowiadają ciśnienia na żwirówkę: pod szyną $p_r = 1{\cdot}28\ ^{kg}/_{cm^2}$ i na końcu podkładu $p_l = 1{\cdot}20\ ^{kg}/_{cm^2}$. Moment w podkładzie, wyznaczony z wzoru 137), wynosi $M_r = 39\,041\ kgcm$, więc natężenie w górnych włóknach $\sigma_p' = 45{\cdot}5\ ^{kg}/_{cm^2}$, a w dolnych $\sigma_p'' = 52{\cdot}0\ ^{kg}/_{cm^2}$.

B. Siły poziome.

Natężenie podkładu na ciągnienie wynosi podług wzoru 170) $\sigma = 5{\cdot}7\ ^{kg}/_{cm^2}$, a więc *całkowite natężenie górnych włókien podkładu* (ciśnienie) wynosi $\sigma_p' = 39{\cdot}8\ ^{kg}/_{cm^2}$, zaś *dolnych włókien* (ciągnienie) wynosi $\sigma_p'' = 57{\cdot}7\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Przyjmując punkt zaczepienia siły poziomej wzniesiony 11 *cm* ponad górną krawędź podkładu, otrzymamy zwiększenie ciśnienia na żwir na końcu podkładu z wzoru 172) $p_l = 0{\cdot}3\ ^{kg}/_{cm^2}$, a pod szyną z wzoru 173) $p_r = 0{\cdot}18\ ^{kg}/_{cm^2}$, zatem *całkowite ciśnienie na żwirówkę* wynosi: pod szyną $p_r = 1{\cdot}46\ ^{kg}/_{cm^2}$, a na końcu podkładu $p_l = 1{\cdot}50\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Moment w szynie, wywołany siłą poziomą, wynosi podług wzoru 174) $M = 64\,800\ kgcm$, zatem natężenie, wywołane tym momentem, wynosi w główce $\sigma_s' = 934\ ^{kg}/_{cm^2}$, a w stopce $\sigma_s'' = 1540\ ^{kg}/_{cm^2}$. Zauważyć tu należy, iż moment, wyznaczony podług wzoru 174), nie jest wcale wysoko przyjęty. Według teorji dla obciążeń pionowych wartość $[m_o] = 0{\cdot}20$ odpowiada ilości $\gamma = 0{\cdot}22$ a tę ilość otrzymamy z wzoru 160), dla $v = 0{\cdot}0\,000\,375$, co odpowiada poddaniu się podpór zaledwie o $1{\cdot}5\ ^{m}/_{m}$, a takiego poddania się toku przy nacisku 4000 *kg* możemy napewno oczekiwać.

Przy poddaniu się podpór, wynoszącem $4\ ^{m}/_{m}$, wypada $v = 0{\cdot}0001$, $\gamma = 0{\cdot}59$, a $[m_o] = 0{\cdot}232$. Moment uzyskuje wartość 75 168 *kgcm*, a więc natężenie w szynie wzrasta o 16% w porównaniu z natężeniem obliczonem podług momentu z wzoru 174).

Całkowite natężenie w szynie wynosi: w główce $\sigma_s' = 2094\ ^{kg}/_{cm^2}$, a w stopce $\sigma_s'' = 2610\ ^{kg}/_{cm^2}$.

63. OKREŚLENIE RZECZYWISTYCH ODKSZTAŁCEŃ I NATĘŻEŃ TORU KOLEJOWEGO.

Ugięcia i natężenia toru, wyznaczone na podstawie dotychczasowych rozważań, nie dają nam dokładnego obrazu wielkości sił wewnętrznych, występujących w torze pod wpływem ruchu pociągów.

Pomijając już niepewność zasadniczego przyjęcia proporcjonalności ugięć do ciśnień na żwir, określiliśmy wielkość sił wewnętrznych pod założeniem, że *ustrój* i *ułożenie toru* są *zupełnie prawidłowe*, a na tor działa *obciążenie spokojne*.

Tymczasem rzeczywistość nie spełnia tych warunków.

Nawet przy bardzo starannem utrzymaniu toru nie możemy liczyć na równomierne podbicie wszystkich podkładów i z różnych powodów niektóre z nich odstają od podłoża całkowicie lub częściowo. Stosowane powszechnie płaskie płyty podkładowe nie zapewniają nam osiowego przenoszenia obciążeń z szyny na podkład i podłoże, wskutek czego rzeczywiste ciśnienia na żwirówkę będą się różniły od wyzna-

czonych naszym rachunkiem. Faliste ugięcie szyny, początkowo sprężyste a później stałe, wytworzone pod wpływem ruchu pociągów, powoduje występowanie siły odśrodkowej, wywołującej niemałe natężenia dodatkowe.

Szkodliwe ruchy parowozu, wywołane właściwościami jego ustroju i nierównościami toru, powodują zmienność obciążenia osi w bardzo obszernych granicach, nie mówiąc już o powstawaniu sił poziomych, działających na tor w kierunku poprzecznym, których wpływ staraliśmy się w dotychczasowych rozważaniach uwzględnić.

Rozważmy pokrótce działanie wymienionych czynników na tor kolejowy.

1. Odstawanie podkładów od podłoża.

Istnieją różne przyczyny, dla których częściowe lub całkowite odstawanie niektórych podkładów od podłoża staje się po pewnym czasie nieuniknione. Jedną z nich jest zbyt mała długość podkładu, który po ubiciu żwiru odstaje końcami od żwirówki; drugą przyczyną jest niejednakowe zagęszczenie żwiru pod poszczególnemi podkładami; trzecią, najważniejszą przyczynę stanowi faliste ugięcie szyny. Parowóz, toczący się po takim torze, uderza z siłą w dolinę fali i ugniata silniej żwir, poczem sprężystość szyny powoduje podniesienie podkładów.

Wpływ odstawania podkładów można według Skibińskiego uwzględnić w rachunku w następujący sposób:

Jeśli podkład odstaje od żwirówki o s *cm*, to podczas obciążenia musi szyna najpierw obniżyć się o wymiar tego odstawania, poczem dopiero zagłębi się w żwir wraz z podkładem. Wobec tego należy po lewej stronie równań 156) i 166) wprowadzić $(s+Rv)$ zamiast Rv. Jeśli np. podpory (3) na rys. 166 odstają o s, trzeba w równaniu trzeciem wzoru 156) napisać po lewej stronie $(s+R_3 \cdot v)$ zamiast $R_3 \cdot v$, a w równaniu trzeciem wzoru 157) dodać po lewej stronie wyraz $\left(\frac{s}{w}\right)$ Podobnie jeśli podpora (m) na rys. 168 odstaje o s, należy w równaniu trzeciem wzoru 166) dodać po lewej stronie s, a w równaniu trzeciem wzoru 167) wstawić po prawej stronie zamiast zera wyrażenie

$$-P\left(\vartheta+\frac{s}{w\,P}\right)$$

Liczniki wzorów 161) i 168) otrzymają wskutek tego odpowiednie dodatki.

Wpływ odstawania podkładów na natężenie szyny zależy od wielkości tego odstawania. W torze nowym, starannie utrzymanym, bę-

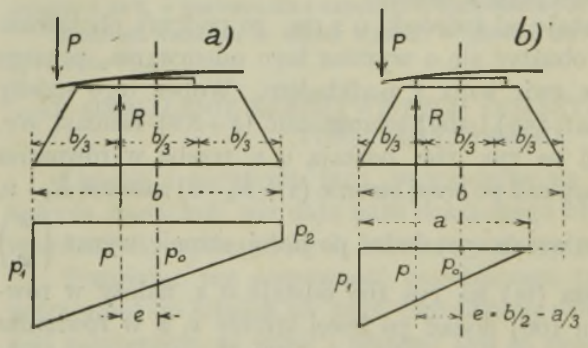
dzie ono zdarzać się tylko wyjątkowo i w nieznacznej wielkości, wystąpi natomiast silniej w torze zużytym. Na przykładach wykazuje Skibiński, że dla odstawania podpór (3) na rys. 166: $s = 4\,^{m}/_{m}$ następuje zwiększenie momentu w szynie około 30%, a dla takiego samego wymiaru s dla podpory (m) na rys. 168 następuje zwiększenie ugięcia około 85%. Podobnie dla $s = 2\,^{m}/_{m}$ zwiększa się natężenie przekroju szyny o 15—20%.

Z liczb tych widzimy, że już nieznaczne odstawanie powoduje wydatne zwiększenie natężeń i ugięć, a jeśli to odstawanie przekroczy pewną granicę (6—10 $^{m}/_{m}$), wówczas oddziaływanie podkładu otrzymuje ujemną wartość, czyli nawierzchnia zachowuje się tak, jakby tego podkładu wcale nie było.

Rozważania te wskazują nam, jak ważną rzeczą jest staranne utrzymanie nawierzchni, a zwłaszcza należyte podbicie podkładów. W torze dobrze utrzymanym odstawania podkładów będą zdarzać się wyjątkowo i będą wogóle nieznaczne tak, iż wpływ ich na zwiększenie natężeń szyny nie przekroczy 5—10%.

2. Mimośrodkowe działanie obciążenia na podłoże.

Ponieważ podczas działania obciążenia tor się poddaje, więc w chwili odciążenia sprężysta szyna podrywa podkłady za pośrednictwem łączników, wskutek czego występuje zczasem pewne rozluźnienie połączenia szyny z płytą podkładową. Taki stan toru ułatwia migrację szyn i sprawia, że nadjeżdżające koło przenosi obciążenie na podkład nie całą powierzchnią płyty, lecz przez jej krawędź (rys. 173).



Rys. 173.

Rozkład ciśnienia na podłoże nastąpi albo podług trapezu (rys. 173 a), jeśli linja oddziaływania R pozostaje jeszcze w środkowej trzeciej części szerokości b podkładu, albo podług trójkąta (rys. 173 b), gdy linja oddziaływania R wychodzi poza jądro podstawy podkładu. W pierwszym przypadku współdziała cała szerokość podkładu, w drugim tylko część a tej szerokości.

Wzory 138) i 139) ważne są pod założeniem, iż rozkład ciśnienia następuje jednostajnie na całą szerokość podstawy podkładu i wynosi p_0 (rys. 173).

W przypadku a) otrzymujemy:

$$\left.\begin{aligned} p_1 &= \frac{b+6e}{b}\cdot p_0 \\ p_2 &= \frac{b-6e}{b}\cdot p_0 \end{aligned}\right\} \qquad 175)$$

$$p = p_0 + \frac{12e^2}{b^2}\cdot p_0 = \left(1+\frac{12e^2}{b^2}\right)p_0 \qquad 176)$$

należy więc zamiast p_0 wprowadzić wartość p z wzoru 176) a więc, zamiast v liczonego z wzoru 138) wprowadzić do wzoru 139) wartość

$$v_1 = v\left(1+\frac{12e^2}{b^2}\right) \qquad 177)$$

Podobnie otrzymamy dla przypadku b)

$$a = \frac{3b-6e}{2}$$

$$p_1 = \frac{2b}{a}\cdot p_0 \qquad 175\text{ a})$$

$$p = \frac{4b}{3a}\cdot p_0 \qquad 176\text{ a})$$

a zatem

$$v_1 = \frac{4b}{3a}\cdot v \qquad 177\text{ a})$$

Wgłębienie podkładu wynosi w obu przypadkach

$$y_r = R\,v_1 \qquad 178)$$

Dla nawierzchni żelaznej będzie to wgłębienie zarazem ugięciem szyny; dla nawierzchni drewnianej otrzymamy ugięcie szyny

$$y_r = R\,(v_1 + v') \qquad 179)$$

przyczem v' określone jest wzorem 140).

Zwiększenie ugięcia szyny y_r i krańcowego ciśnienia p_1 na podłoże jest, zwłaszcza w drugim przypadku, bardzo znaczne. Na podstawie przeliczonych przykładów dochodzi Skibiński do wniosku, że w niekorzystnych przypadkach natężenie podłoża przekracza granicę sprężystości i występują stałe wgłębienia podkładów, a ponieważ są one różne pod poszczególnemi podkładami, więc wywołują powstawanie nierówności toru, utrudniające jego prawidłowe utrzymanie.

Pewną poprawę stosunków uzyskać można przez silne związanie szyny z podkładem, a następnie przez zwężenie płyty podkładowej

przy równoczesnem zwiększeniu szerokości podstawy podkładu, jednak najlepszym środkiem zaradczym byłoby według Skibińskiego zapewnienie osiowego przenoszenia obciążenia zapomocą wypukłych płyt podkładowych.

3. Wpływ pionowej siły odśrodkowej.

Pionowa siła odśrodkowa powstaje wskutek *ugięcia szyny* pod toczącemi się ciężarami, wskutek nierówności powierzchni tocznych kół i szyn i pod wpływem przeciwwagi, umieszczonej na kołach pędowych parowozu.

Wskutek ugięcia szyny koła toczą się po pionowej linji krzywej i wytwarzają siłę odśrodkową, której wielkość zależy od wielkości obciążenia, od promienia krzywizny linji ugięcia szyny i od chyżości jazdy. Skibiński ustawił przybliżony wzór dla wyznaczenia tej siły*) a następnie wykazał na przykładach, że wpływ jej przy wielkich chyżościach jest bardzo znaczny i tak np. przy chyżości 90 $^{km}/_{g}$ powoduje zwiększenie natężenia w szynie o 30%. Równocześnie jednak jest Skibiński zdania, że *dla toru dobrze utrzymanego* nie należy tego wpływu wprowadzać w takiej wielkości. Dla wywołania ugięcia szyny między podkładami musi nastąpić przeniesienie całkowitego obciążenia koła, co wymaga odpowiedniego poddania się resorów parowozu. Na to poddanie się resorów, wywarcie nacisku i wytworzenie siły odśrodkowej potrzeba pewnego czasu. Tymczasem przy chyżości jazdy 25 $^{m}/_{s}$ (90 $^{km}/_{g}$) koło przebiega drogę, równą połowie odstępu podkładów w czasie 0·016 sekundy, wobec czego trudno przypuścić, aby w tak krótkim czasie mogła wytworzyć się całkowita siła odśrodkowa. Według zapatrywań Skibińskiego siła odśrodkowa będzie wzrastała począwszy od chyżości równej zeru i osiągnie największą wartość dla pewnej chyżości, poczem dla chyżości większych będzie znów maleć. Przyjmując tę graniczną chyżość 10 $^{m}/_{s}$ czyli 36 $^{km}/_{g}$, znalazł Skibiński w rachowanym przykładzie wzrost natężenia szyny, wynoszący 6%. Inaczej natomiast przedstawia się sprawa, gdy mamy do czynienia *z torem zużytym.* Szyny w takim torze przybierają stały kształt falisty z silnem zagłębieniem styków. Fale te są dłuższe, więc w dolinach ich wystąpi cała siła odśrodkowa, odpowiadająca chyżości jazdy, wywołując bardzo znaczne zwiększenie natężeń w szynie.

Wpływ *przeciwwagi,* umieszczonej na kołach pędowych parowozu, jest analogiczny, jak wpływ ugięcia toru. Jak to w rozdziale I przy omawianiu szkodliwych ruchów parowozu poznaliśmy, wytwarzająca się skutkiem przeciwwagi wolna siła odśrodkowa powoduje kolejne

*) Skibiński. O wytrzymałości toru kolejowego. 1921. § 5.

przeciążanie i odciążanie toru, które przy wielkich chyżościach osiągnąć może granice, niebezpieczne dla ruchu. Nowsze parowozy, przeznaczone dla większych chyżości, otrzymują przeciwwagi ograniczone tak, aby wolna siła odśrodkowa nie przekraczała 15% nacisku koła w stanie spoczynku.

4. *Zwiększenie nacisku statycznego* na tor wywołują również *płaskie miejsca* na zużytych obręczach kół i na szynach, albowiem obniżenie środka ciężkości koła wytwarza siłę pionową, której wielkość zależy od wielkości tego obniżenia. Podobnie wywołują zmienność obciążenia toru *wahania pojazdów na resorach* i z tego powodu odpowiedni ustrój resorów, zmierzający do zmniejszenia tych wahań, posiada dla stałości toru duże znaczenie. Na dobrze utrzymanym torze i przy należytym stanie pojazdów mają te obydwa wpływy wobec poprzednich mniejsze znaczenie.

5. *Przeciążenie przedniej osi parowozu.*

Wymienione przyczyny, łącznie ze szkodliwemi ruchami parowozu, wywołują *przeciążenia* osi, które szczególnie wybitnie występują przy *przedniej osi parowozu.* Parowozy dawniejszej budowy wykazywały zmiany obciążenia przedniej osi, dochodzące do ± 63% obciążenia normalnego. Nowsze parowozy, posiadające na przedzie podwozie ruchome, albo oś toczną mniej obciążoną, poruszają się znacznie spokojniej, o ile tor jest należycie utrzymany. Jeśli jednak w miarę zużycia toru szyny przybiorą kształt falisty, przednia oś parowozu wpada w dolinę fali i występuje znane nam kłusowanie parowozu, przyczem uderzenie kół przedniej osi jest tem silniejsze, im wybitniejsze są fale i im większa jest chyżość jazdy. Wielkość tego uderzenia nie jest znana, jednakże według nowszych doświadczeń można przyjąć, że nie przekracza ono 50% obciążenia normalnego.

Z rozważań powyższych wynika, iż zwiększenie nacisku koła, a tem samem zwiększenie natężeń w szynie i ciśnień na podłoże, może w niekorzystnych warunkach osiągnąć bardzo wysoką granicę i z faktem tym należy się liczyć przy obrachowaniu nawierzchni, jeśli chcemy uzyskać obraz, w przybliżeniu bodaj zgodny z rzeczywistością.

Według spostrzeżeń Asta może zwiększenie nacisku koła przy chyżościach nie przekraczających 100 $^{km}/_{g}$ osiągnąć następujące wartości:

wskutek ugięcia szyn	21%
„ działania przeciwwagi, niejednostajnego zużycia obręczy i t. d.	50%
„ wahania resorów	63%
razem	134%

a więc nacisk koła, będącego w ruchu, może dosięgnąć okrągło 2·4-krotną wartość tego nacisku w stanie spoczynku.

Doświadczenia, przeprowadzone na kolei Warszawsko-Wiedeńskiej, na torze prostym i poziomym przy chyżości jazdy, dochodzącej do 64 $^{km}/_{g}$, wykazały zwiększenie nacisku statycznego wskutek przyczyn związanych z taborem o 35%, a wskutek przyczyn związanych z torem o 50%, czyli razem o 85%, przyczem nie zauważono wpływu zmiany chyżości na wielkość nacisku.

Badania Skibińskiego wykazują wybitny wpływ stanu toru na zwiększenie nacisku statycznego. Tor nowy i starannie utrzymany jest równy i nie posiada fal w płaszczyźnie pionowej, ani zboczeń w rzucie poziomym. Odstawanie podkładów od podłoża zdarzy się tylko wyjątkowo i będzie wogóle nieznaczne; niewielkie ugięcia szyny wytworzą nieznaczną pionową siłę odśrodkową, a poprzeczna siła pozioma nie przekroczy zazwyczaj wielkości, określonej wzorem Engessera. Taki tor nie wywoła wybitnych przeciążeń koła zwłaszcza, gdy lokomotywy kursujące po nim, posiadają odpowiednią konstrukcję i znajdują się w dobrym stanie.

Inaczej przedstawia się sprawa na torze zużytym. W miarę zużycia złącza stykowego przybierają szyny kształt falisty, a doliny fal są to miejsca, w których występuje całkowite przeciążenie osi. Po uderzeniu kół w dolinę fali nastąpi podniesienie się toru i podkłady odstaną od podłoża, a równocześnie wystąpi w całej pełni pionowa siła odśrodkowa, oraz pozioma siła poprzeczna. Punkt, w którym następuje uderzenie, jest zatem miejscem, gdzie mogą sumować się wszystkie niekorzystne wpływy w największych wartościach i przy większych chyżościach doprowadzić do przeciążeń toru, podanych przez Asta, a nawet większych, i do natężeń przekraczających granicę sprężystości materjału szyny nawet w silnej nawierzchni.

Jako wynik naszych rozważań możemy przyjąć następujący sposób postępowania przy obliczaniu nawierzchni:

Przedewszystkiem należy wprowadzić do obliczenia przekrój szyny zużytej do dopuszczalnej granicy, następnie uwzględnić wpływ dynamicznego działania obciążeń przez zwiększenie normalnego obciążenia koła (w stanie spoczynku) o 50% (do półtorakrotnej wartości), a wreszcie przyjąć wielkość siły poziomej, równą połowie normalnego obciążenia pionowego. Wyznaczone na podstawie tych przyjęć natężenia w szynie i podkładzie, oraz ciśnienia na żwir podług podanych wzorów, dadzą nam wyobrażenie o wytrzymałości toru, przyczem dopuścić można znacznie wyższe natężenia dopuszczalne, niż

w innych konstrukcjach inżynierskich, a mianowicie w chwili, gdy szyna z powodu zupełnego zużycia ma być z toru usunięta, może natężenie przekroju dojść do granicy proporcjonalności stali, a więc do 3000 $^{kg}/_{cm^2}$, a nawet wyżej.

Przyjęcie zwiększenia nacisku pionowego o 50% i siły poziomej równej 50% normalnego obciążenia koła nie będzie zbyt niskie, jeśli zważymy, że utrzymanie toru na linjach o ciężkim i szybkim ruchu musi być bardzo staranne, zaś na linjach podrzędnych zastosowanie miernych chyżości zmniejsza wpływ usterek i niedokładności w prawidłowym stanie toru. W torze nowym będą natężenia szyny oczywiście mniejsze, raz z powodu niezużytego przekroju szyny, a powtóre dlatego, że wobec równości toru przeciążenie pionowe i wielkość siły poziomej nie przekroczą zazwyczaj 25—30% obciążenia normalnego.

Dla podkładów z żelaza zlewnego możemy dopuścić natężenie do 1500 $^{kg}/_{cm^2}$ a dla podkładów drewnianych do 100 $^{kg}/_{cm^2}$.

Natężenie dopuszczalne żwirówki i wielkość wgłębienia podkładów w podłoże zależą od rodzaju żwirówki, a więc od wartości znamienia podłoża.

Według Engessera można dopuścić:

dla znamienia podłoża	$C=$	3	8	30
wgłębienie podkładów	$y=$	0·50	0·25	0·10 cm
ciśnienie na podłoże	$p=$	1·5	2·0	3·0 $^{kg}/_{cm^2}$

Jeśli w przykładzie, przeliczonym w ustępie 62, wprowadzimy przeciążenie koła, wynoszące 50% ciężaru normalnego, a więc $P=12\,000\ kg$ natenczas otrzymamy:

całkowite natężenie w szynie: w główce $\sigma_s' = 2674\ ^{kg}/_{cm^2}$, a w stopce $3145\ ^{kg}/_{cm^2}$;

całkowite natężenie w podkładzie: w górnych włóknach $\sigma_p' = 62{\cdot}6\ ^{kg}/_{cm^2}$, a w dolnych włóknach $\sigma_p'' = 83{\cdot}7\ ^{kg}/_{cm^2}$;

całkowite wgłębienie podkładów: pod ciężarem $y_r = 0{\cdot}26\ cm$, a na końcu $y_l = 0{\cdot}26\ cm$;

całkowite ciśnienie na podłoże: pod ciężarem $p_r = 2{\cdot}10\ ^{kg}/_{cm^2}$, na końcu podkładu $p_l = 2{\cdot}10\ ^{kg}/_{cm^2}$

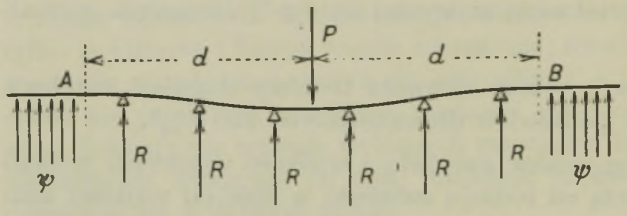
a więc ilości, mieszczące się jeszcze w powyżej podanych granicach nawet w chwili ostatecznego zużycia szyn, oczywiście pod założeniem starannego utrzymania toru.

64. NOWSZE TEORJE WYTRZYMAŁOŚCI SZYNY W NAWIERZCHNI POPRZECZNEJ.

Przedstawiona powyżej teorja Skibińskiego oparta jest, podobnie jak teorja Zimmermanna na przyjęciu, iż szyna jest dźwigarem spoczywającym na kilku poddających się podporach i obciążonym jednym ciężarem. Przyjęcie to, jak wiemy, nie odpowiada rzeczywistości zwłaszcza co do obciążenia, które stanowią lokomotywy podparte kilku osiami. Większe zbliżenie do rzeczywistości zawierają dwie nowsze teorje, o których pokrótce wspomniemy.

1. *Teorja Franckego**) oparta jest na następującem przyjęciu:

Szyna nawierzchni poprzecznej jest belką ciągłą, spoczywającą na kilku poddających się podporach, której końce są sprężyście utwierdzone w nieskończenie długiej belce, ułożonej na poddającem się podłożu czyli w nawierzchni podłużnej (rys. 174).



Rys. 174.

Z podobieństwa linij ugięcia nawierzchni poprzecznej i podłużnej wynika, iż obydwie te linje posiadają w większej odległości od punktu zaczepienia ciężaru P rzędne bardzo małe, więc i mało różniące się od siebie. Wobec tego zastąpienie jednej nawierzchni przez drugą jest zupełnie dopuszczalne, a przyjmując dla belki AB sprężyste utwierdzenie końców, odpowiemy daleko lepiej rzeczywistości, niż to ma miejsce w teorjach poprzednich.

Prócz tego ustawia Francke wzory uwzględniające wpływ ciężarów sąsiednich i pozwalające wyznaczyć natężenia w szynie i największe ciśnienie na podkład, wywołane równoczesnem działaniem kilku ciężarów.

Dla uproszczenia wzorów wprowadza Francke do rachunku symetryczny rozkład podpór i ciężarów, co nie zmniejsza zbytnio ścisłości teorji, gdyż symetryczność ta zachodzi zawsze w nawierzchni kolejowej dla największego odstępu podkładów, a zazwyczaj także w rozkładzie i obciążeniu osi lokomotywy.

Autor tej książki opracował teorję Franckego w języku polskim**), uzupełnił ją tablicami liczbowemi i wykreślnemi i umożliwił w ten sposób łatwe i szybkie zastosowanie jej w praktyce.

* Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1902, 1903, 1905, 1906.

**) Czasopismo techniczne. Lwów 1908.

Tok rachunku w tej teorji jest następujący:

Jeśli na długości szyny L znajduje się n podkładów, to na jednostkę jej długości przypada $\frac{n}{L}$ podkładów. Oddziaływanie podłoża na podkład wgłębiony o 1 *cm* wynosi podług wzoru 106 a) $R = D = \frac{1}{v}$, otrzymamy zatem przeciętne oddziaływanie podłoża na jednostkę długości szyny przy wgłębieniu równem 1 *cm*

$$\psi = \frac{n}{L \cdot v} \qquad 180)$$

a dla jednakowego odstępu podkładów $a = \frac{L}{n}$ otrzymamy

$$\psi = \frac{1}{a \cdot v} \qquad 180\,a)$$

przyczem ilość v obliczymy z wzoru 138) względnie 138 a).

Wprowadzając ilość ψ do wzoru 111) zamiast wyrażenia $C \cdot b$ otrzymamy nawierzchnię poprzeczną poza punktami A i B na rys. 174 zastąpioną przez nawierzchnię podłużną, a więc możemy napisać

$$m = \sqrt[4]{\frac{\psi}{4\,\varepsilon\,I}} \qquad 181)$$

i w ten sposób utwierdzenie sprężyste belki w punktach A i B jest zupełnie określone.

W wzorze 181) oznacza ε współczynnik sprężystości, a I moment bezwładności przekroju szyny względem osi poziomej.

Wobec przyjęcia symetrji układu przyjmiemy dla wyznaczenia największego momentu parzystą ilość podpór (6) między punktami AB, a dla wyznaczenia największego ciśnienia na podkład ilość nieparzystą (5). Przy takiej ilości podpór znajdą pomieszczenie na belce oprócz ciężaru środkowego także ciężary boczne.

a) Wyznaczenie największego momentu.

Pomijając wywód ogólny, oparty na dowolnym, byle symetrycznym układzie podpór, przytoczymy wzory, ustawione dla jednakowego odstępu podkładów a i równych oddziaływań jednostkowych v.

α) *Działanie jednego ciężaru* (rys. 175).

Oznaczając literą α stosunek odstępu podkładów równy $m \cdot a$ a więc

$$\alpha = m \cdot a \qquad 182)$$

otrzymujemy dla największego momentu w punkcie działania ciężaru O wzór:

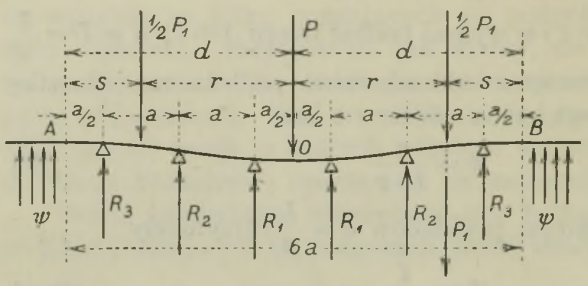
$$M_o = a \cdot P \cdot [m_o] \qquad 183)$$

przyczem

$$[m_o] = \frac{1}{2\,\alpha} \left[\frac{\alpha^3 \cdot \mu_{123} + \alpha^2 (\mu_{12} + \mu_{13} + \mu_{23}) + \alpha (\mu_1 + \mu_2 + \mu_3) + \frac{(1+\delta)^2}{2}}{\alpha^3 \cdot \eta_{123} + \alpha^2 (\eta_{12} + \eta_{13} + \eta_{23}) + \alpha (\eta_1 + \eta_2 + \eta_3) + (1+\delta)} \right] \qquad 184)$$

Wyrażenia μ i η we wzorze 184) są wielomianami wyrazu α, podanemi w przytoczonej pracy, zaś $\delta = 3\alpha$.

Dla α zmieniającego się w granicach od 0·5 do 1·5, obejmujących wszystkie przypadki praktycznie możliwe, obrachowano w przytoczonej pracy wartości wyrażeń η i μ w tabeli I zaś wartości wyrażenia $[m_o]$ w tabeli III oraz przedstawiono je wykreślnie na tablicy 1.



Rys. 175.

β) Wpływ ciężarów sąsiednich na moment w punkcie O (rys. 175).

Przy symetrycznym układzie podpór i obciążeń możemy ciężar P_1 zastąpić dwoma ciężarami $\frac{1}{2} P_1$ ustawionemi symetrycznie względem punktu O.

Dla przypadku, gdy ciężar P_1 znajduje się między podporami R_2 i R_3, otrzymujemy dla momentu w punkcie O wywołanego tym ciężarem wzór:

$$M_o = a \cdot P_1 \left(A_m [s] + B_m [\sigma] + C_m [r] \right) \qquad 185)$$

przyczem oznaczają:

$$\left.\begin{aligned} \varrho &= m \cdot r \\ \sigma &= m \cdot s \\ [s] &= \frac{(1+\delta)^2}{2} \\ [\sigma] &= 1 + \sigma - \frac{\sigma^3}{3} \\ [r] &= \frac{1}{3}\left(\frac{5}{2}\alpha - \varrho\right)^3 \end{aligned}\right\} \qquad 186)$$

Symbole A_m, B_m i C_m są podobnie jak symbol $[m_o]$, wielomianami wyrazu α, obliczonemi dla $\alpha = 0{\cdot}5$ do $1{\cdot}5$ w tabeli VIII względnie wykreślonemi na tablicy 2. wspomnianej pracy.

Dla przypadku gdy ciężar P_1 znajduje się między podporą R_3 a punktem utwierdzenia A lub B pozostaje ważny wzór 185), jeśli wstawimy w nim $[r] = 0$.

Wpływ ciężaru P_1, znajdującego się poza punktami A i B, na moment w punkcie O wyznaczymy z wystarczającą dokładnością wzorem

$$M = \frac{P_1}{4m} \cdot e^{-\varrho} (\cos\varrho - \sin\varrho) = \frac{P_1}{4m} \mu \qquad 187)$$

przyczem μ, określone wzorem 116 b), możemy dla $\xi = \varrho$ odczytać wprost z wykresu na rys. 157.

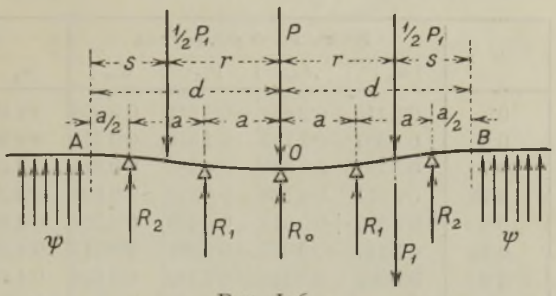
Równoczesne działanie ciężarów P i P_1 uwzględnimy przez algebraiczne zesumowanie ich działania.

b) Wyznaczenie największego ciśnienia na podkład.

α) Działanie jednego ciężaru (rys. 176).

Podobną drogą, jak przy wyznaczeniu momentów, otrzymujemy dla ciężaru P, ustawionego nad podporą O, oddziaływanie tejże podpory, określone wzorem

$$R_o = P\,[r_o] \qquad 188)$$



Rys. 176.

przyczem

$$[r_o] = \frac{\alpha^3\,\eta_{012} + \alpha^2\,(\eta_{01} + \eta_{02}) + \alpha \cdot \eta_o}{\alpha^3\,\eta_{012} + \alpha^2(\eta_{01} + \eta_{02} + \eta_{12}) + \alpha(\eta_o + \eta_1 + \eta_2) + (1 + \delta)} \qquad 189)$$

Wyrażenia η we wzorze 189) są wielomianami wyrażenia α, zaś $\delta = \frac{5}{2}\alpha$

Dla α zmiennego w granicach od 0·5 do 1·5 znajdziemy obrachowane wyrażenia η w tabeli IX, a wartości dla $[r_o]$ w tabeli X lub wykreślnie na tablicy 3 wspomnianej pracy.

β) Wpływ ciężarów sąsiednich na oddziaływanie R_o (rys. 176).

Dla przypadku, gdy ciężar P_1 znajduje się między podporami R_1 i R_2 otrzymujemy

$$R_o = P_1 \left(D_o\,[s] + E_o\,[\sigma] + F_o\,[r]\right) \qquad 190)$$

przyczem wyrażenia $[s]$, $[\sigma]$ i $[r]$ określone są wzorami 186) z tą zmianą, iż w wyrażeniu dla $[r]$ wstawić należy $2\,\alpha$ zamiast $\frac{5}{2}\alpha$

Symbole D_o, E_o i F_o, będące wielomianami ilości α, obliczone są dla $\alpha = 0{\cdot}5$ do $1{\cdot}5$ w tabeli XV, względnie przedstawione wykreślnie w postaci krzywych na tablicy 3 wymienionej pracy.

Dla przypadku, gdy ciężar P_1 znajduje się między podporą R_2 a punktem utwierdzenia, powstaje ważny wzór 190), tylko należy w nim wstawić $[r] = O$.

Wpływ ciężaru P_1, znajdującego się poza punktem utwierdzenia, na oddziaływanie R_o uwzględnimy z dostatecznem przybliżeniem stosując wzór

$$R_o = \frac{P_1 \cdot m}{2\,\psi\,v} \cdot \eta \qquad 191)$$

przyczem η, określone wzorem 116), możemy odczytać dla $\xi = \varrho$ wprost z wykresu na rys. 156.

Całkowite oddziaływanie R_0 będzie sumą algebraiczną oddziaływań wywołanych poszczególnemi ciężarami.

Wartości symbolów dla wzorów 183), 185), 188) i 190), wyjęte z wymienionej rozprawy, zawiera następujące zestawienie.

α	Belka na 6 podporach				Belka na 5 podporach			
	$[m_0]$	A_m	B_m	C_m	$[r_0]$	D_0	E_0	F_0
0·5	0·5 115	0·2 454	−0·2 238	0·0 466	0·2 489	0·0 900	0·0 448	−0·1 261
0·6	0·4 307	0·1 103	−0·1 379	0·0 744	0·2 988	0·1 237	+0·0 087	−0·1 389
0·7	0·3 737	0·0 381	−0·0 784	0·0 815	0·3 487	0·1 417	−0·0 230	−0·1 378
0·75	0·3 511	0·0 168	−0·0 573	0·0 802	0·3 735	0·1 450	−0·0 361	−0·1 313
0·8	0·3 317	+0·0 019	−0·0 409	0·0 767	0·3 982	0·1 448	−0·0 470	−0·1 236
0·85	0·3 147	−0·0 077	−0·0 281	0·0 717	0·4 228	0·1 416	−0·0 556	−0·1 121
0·9	0·2 999	−0·0 140	−0·0 182	0·0 658	0·4 471	0·1 357	−0·0 619	−0·0 986
0·95	0·2 868	−0·0 173	−0·0 108	0·0 594	0·4 712	0·1 278	−0·0 662	−0·0 832
1·0	0·2 752	−0·0 189	−0·0 052	0·0 528	0·4 950	0·1 183	−0·0 684	−0·0 666
1·05	0·2 650	−0·0 191	−0·0 012	0·0 463	0·5 184	0·1 076	−0·0 689	−0·0 492
1·1	0·2 555	−0·0 184	+0·0 016	0·0 400	0·5 415	0·0 963	−0·0 678	−0·0 313
1·15	0·2 477	−0·0 172	0·0 034	0·0 340	0·5 641	0·0 845	−0·0 655	−0·0 135
1·2	0·2 405	−0·0 156	0·0 046	0·0 285	0·5 863	0·0 727	−0·0 620	+0·0 040
1·3	0·2 280	−0·0 121	0·0 054	0·0 190	0·6 291	0·0 502	−0·0 529	0·0 366
1·4	0·2 180	−0·0 088	0·0 051	0·0 114	0·6 695	0·0 301	−0·0 420	0·0 648
1·5	0·2 100	−0·0 060	0·0 043	0·0 056	0·7 072	0·0 133	−0·0 308	0·0 876

Przykład. Dana nawierzchnia, obliczona w przykładzie (ustęp 62). Obciążenie lokomotywą trójosiową o ciężarze koła $P = P_1 = 8000$ *kg* i rozstawie osi $r = 2{\cdot}025$ *m*.

Dla $v + v' = 0{\cdot}000095$ otrzymujemy z wzoru 180 a) $\psi = 129{\cdot}83$. Z wzoru 181) obliczymy $m = 0{\cdot}01084$ a z wzoru 182) $\alpha = 0{\cdot}878$. Dla tej wartości α otrzymujemy z powyższego zestawienia $[m_0] = 0{\cdot}3064$, $A_m = -0{\cdot}0112$; $B_m = -0{\cdot}0224$; $C_m = 0{\cdot}0683$; $[r_0] = 0{\cdot}4370$; $D_0 = 0{\cdot}1382$; $E_0 = -0{\cdot}0593$; $F_0 = -0{\cdot}1043$. Dalej otrzymujemy z wzorów 186) $\varrho = 2{\cdot}195$; $\sigma = 0{\cdot}439$; $[s] = 1{\cdot}035$; $[\sigma] = 1{\cdot}411$; $[r] = 0$. Dla tych wartości otrzymujemy z wzoru 183) największy moment dla jednego ciężaru $M_0 = 198547$ *kgcm*, $\sigma_s' = 1142$ $^{kg}/_{cm^2}$, $\sigma_s'' = 1054$ $^{kg}/_{cm^2}$. Podobnie otrzymujemy z wzoru 188) największe ciśnienie na podkład dla jednego ciężaru $R_0 = 3496$ *kg*.

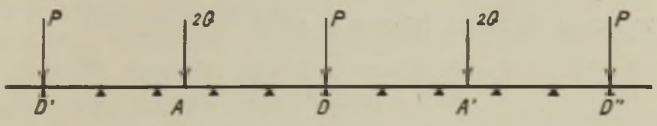
Dla obciążenia jednym ciężarem bocznym otrzymujemy z wzoru 185): $M_0 = -27992$ *kgcm*, zatem moment wywołany w punkcie *O* równoczesnem działaniem trzech ciężarów wynosi $M_0 = 142563$ *kgcm*, czyli zmniejszenie momentu wobec jednego ciężaru wynosi 28%.

Podobnie otrzymujemy dla jednego ciężaru bocznego ciśnienie w punkcie *O* podług wzoru 190): $R_0 = 475$ *kg* a więc dla równoczesnego działania trzech ciężarów o 27% więcej niż dla jednego ciężaru.

2. *Teorja Skibińskiego.*

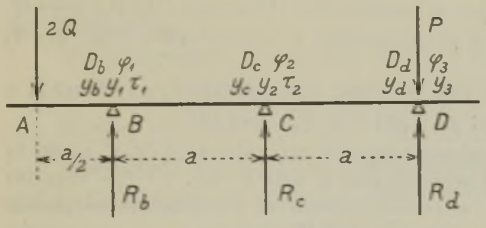
W r. 1921 ukazała się praca *Skibińskiego* p. t. *„O wytrzymałości toru kolejowego"*, w której autor podaje nową teorję obrachowania wy-

trzymałości szyny w nawierzchni poprzecznej, opartą na przyjęciach, zbliżonych do rzeczywistości, a mianowicie uwzględnia równoczesne działanie większej ilości ciężarów. Skibiński przyjmuje, że szyna nawierzchni poprzecznej jest dźwigarem ułożonym na nieskończonej ilości podpór, symetrycznie rozłożonych i obciążonym symetrycznie ciężarami skupionemi w odstępie co dwa i pół odstępu podkładów (rys. 177).



Rys. 177.

Odpowiednio do stosowanych odstępów podkładów 75 do 85 *cm* wynosi odstęp ciężarów 187·5 do 212·5 *cm*, co odpowiada w przybliżeniu rozstawowi osi ciężkich lokomotyw pośpiesznych.



Rys. 178.

Dla jednakowego odstępu podkładów a i oznaczeń podług rys. 178 obrachowanie przedstawia się w sposób następujący:

Jeśli oznaczymy literą φ wyrażenie

$$\varphi = \frac{v+v'}{v} \qquad 192)$$

przyczem v jest wyrażeniem określonem wzorem 138) względnie wzorem 138 a), zaś v' wzorem 140) i wprowadzimy

$$D = \frac{1}{v} \qquad 193)$$

natenczas dla oddziaływań R_b i R_c otrzymujemy wzory

$$\left.\begin{aligned} R_b(\beta_2\gamma_1 - \beta_1\gamma_2) &= Q(\alpha_2\gamma_1 - \alpha_1\gamma_2) + P\delta_2\gamma_1 \\ R_c(\beta_2\gamma_1 - \beta_1\gamma_2) &= Q(\alpha_1\beta_2 - \alpha_2\beta_1) - P\delta_2\beta_1 \end{aligned}\right\} \qquad 194)$$

przyczem współczynniki α, β, γ i δ otrzymują następujące wartości

$$\left.\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{17}{24}a^3; \qquad \beta_1 = \frac{19}{30}a^3 + \frac{\varepsilon I}{D_b}\cdot\varphi_1; \qquad \gamma_1 = \frac{1}{5}a^3 - \frac{\varepsilon I}{D_c}\cdot\varphi_2 \\ \alpha_2 &= \frac{11}{24}a^3 + \frac{2\varepsilon I}{D_d}\cdot\varphi_3; \quad \beta_2 = \frac{13}{30}a^3 + \frac{2\varepsilon I}{D_d}\cdot\varphi_3; \quad \gamma_2 = \frac{7}{30}a^3 = \varepsilon I\left(\frac{\varepsilon I}{D_c} + \frac{2\varphi_3}{D_d}\right) \\ \delta_2 &= \frac{\varepsilon I}{D_d}\cdot\varphi_3 \end{aligned}\right\} \qquad 195)$$

Oddziaływanie R_d obliczymy z wzoru

$$R_d = 2Q + P - 2R_b - 2R_c \qquad 196)$$

Wartości stycznych podporowych obliczymy z wzorów

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon I \tau_1 &= \frac{a^2}{2}(Q - 0{\cdot}8 R_b - 0{\cdot}2 R_c) \\ \varepsilon I \tau_2 &= a^2 (0{\cdot}75 Q - 0{\cdot}7 R_b - 0{\cdot}3 R_c) \end{aligned}\right\} \quad 198)$$

wreszcie moment zgięcia w punkcie A wynosi

$$M_A = 2 \varepsilon I \frac{\tau_1}{a} + Q \cdot \frac{a}{4} \quad 198)$$

i podług tego momentu obliczymy natężenie szyny.

Wgłębienia podkładów y_b, y_c i y_d obliczymy podług wzoru 139 a) a ciśnienia na żwir podług wzoru 105).

Największe oddziaływanie, którem zazwyczaj będzie oddziaływanie R_d, posłuży nam do obrachowania podkładu.

Przykład. Dana nawierzchnia, jak w ustępie 62; obciążenie $2Q = P = 8000$ *kg*. Z przykładu w ustępie 62 mamy $v = 0{\cdot}0000463$; $v' = 0{\cdot}0000486$, więc $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 2{\cdot}05$ oraz $D_b = D_c = D_d = 21600$.

Wartości współczynników wzoru 195) wynoszą: $\alpha_1 = 376437$; $\beta_1 = 559\,801$; $\gamma_1 = -116\,934$; $\alpha_2 = 690\,021$; $\beta_2 = 676\,735$; $\gamma_2 = 793\,669$; $\delta_2 = 223\,222$.

Dla tych współczynników otrzymujemy z wzorów 194): $R_b = 3298$ *kg*, $R_c = 2762$ *kg* a z wzoru 196): $R_d = 3880$ *kg*. Dalej wyznaczymy z wzoru 197): $\varepsilon I \tau_1 = 2654\,581$ a z wzoru 198): $M_A = 146\,545$ *kgcm* a temu momentowi odpowiadają natężenia: w główce szyny $\sigma_s' = 843\ ^{kg}/_{cm^2}$ i w stopce $\sigma_s'' = 778\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Dla porównania podajemy natężenia w szynie i największe ciśnienie na podkład, wywołane obciążeniem pionowem nawierzchni, przytoczonej w przykładzie, obliczone podług wzorów wymienionych pięciu teoryj:

	Obciążenie jednym ciężarem $P = 8000$ *kg*				Obciążenie 3 lub więcej ciężarami $P = 8000$ *kg*	
	Teorja					
	Winklera	Zimmermanna	Skibińskiego starsza	Frankego	Frankego	Skibińskiego nowa
Natężenia w szynie: w główce w $^{kg}/_{cm^2}$	532	1290	1160	1142	822	843
Natężenia w szynie: w stopce w $^{kg}/_{cm^2}$	491	1190	1070	1054	759	778
Największe ciśnienie R *kg*	4000	4172	3472	3496	4446	3880

Z zestawienia tego widzimy, iż wpływ ciężarów sąsiednich na wielkość natężeń w szynie i w podkładzie, oraz ciśnień na żwir jest dość znaczny i w dokładniejszych rachunkach nie powinien być pomijany. Z tego powodu ostatnie dwie teorje zasługują na uwagę, jako posiadające niewątpliwą wyższość nad teorjami dawniejszemi.

65. OBRACHOWANIE ZŁĄCZA STYKOWEGO.

Chcąc uzyskać zupełnie jasny obraz stosunków, zachodzących w badanej nawierzchni poprzecznej, trzeba koniecznie poznać wpływ obciążeń na złącze stykowe, gdyż przedstawia ono pod względem statycznym układ zupełnie odmienny od ciągłego, nieprzerwanego toku i z tego powodu natężenia szyny i łubków w złączu różnią się bardzo wybitnie od natężeń w pozostałej części szyny.

Teoretyczne badanie złącza stykowego przeprowadził *Zimmermann* i ustawił wzory do wyznaczenia nacisku łubków na końcach i w szparze stykowej, oraz do wyznaczenia momentu zginającego w łubkach, jednak wzory te podają tylko bardzo przybliżone wyniki, gdyż nie uwzględniają wielu czynników ważnych, a nadto zawierają w sobie wymiar odstawania łubka od szyny, którego niestety określić nie możemy.

Wyczerpującą teorję złącza stykowego opracował *prof. Skibiński**) i z tą teorją należy nam się zapoznać.

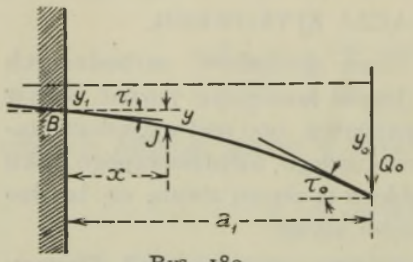
A) Wpływ sił pionowych na złącze stykowe.

Stosowane dotychczas powszechnie złącze stykowe wiszące, rozparte obustronnemi łubkami, jest dźwigarem złożonym. Końce szyn, wystające poza podkłady stykowe, są belkami wspornikowemi z ukośnem utwierdzeniem na podkładach, zaś łubki przedstawiają belki obu końcami ukośnie utwierdzone, związane z szynami zapomocą silnie przyciągniętych śrub stykowych.

Pod wpływem obciążeń usiłują tak końce szyn, jak i łubki, przybrać właściwe im kształty linji ugięcia, czemu w nowem, silnie ześrubowanem złączu przeciwdziałają dolne płaszczyzny przylegania łubków, na które wskutek tego wywarty jest silny nacisk przy obciążeniu złącza. Wobec nieuniknionych przesunięć podłużnych, występujących podczas przetaczania się ciężarów przy wspomnianym nacisku, nastąpić musi bardzo rychło wzajemne wytarcie dolnych płaszczyzn przylegania szyny i łubka i wytworzy się stan, który nazwijmy *normalnym*, w którym środkowe części płaszczyzn przylegania będą od siebie odstawały, a podparcie szyn łubkami następuje tylko w pobliżu podkładów stykowych i na końcach szyn przy szparze sty-

Rys. 179.

*) Skibiński. Teoretische Untersuchung der Schienenstossverbindung. Oest. Wochenschrift für den oeff. Baudienst 1913. Heft 11. u. 12.



Rys. 180.

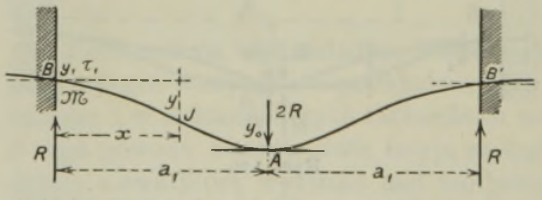
kowej. Stan ten, przedstawiony schematycznie na rys. 179, stanowi u Zimmermanna i u Skibińskiego podstawowe przyjęcie dla obrachowania złącza.

Wystający koniec szyny (rys. 180), utwierdzony na podporze B pod pewnym kątem τ_1 i obciążony ciężarem Q_0, ugnie się przy równoczesnem wgłębieniu podkładu stykowego w podłoże.

Dla pewnego punktu I, odległego o x od podpory, otrzymamy:
moment $$M_x = -Q_0 (a_1 - x)$$
pochylenie stycznej
$$\frac{dy}{dx} = Q_0 \cdot \frac{2a_1 x - x^2}{2\varepsilon I} + \tau_1$$
i ugięcie $$y = Q_0 \cdot \frac{3a_1 x^2 - x^3}{6\varepsilon I} + \tau_1 x + y_1$$
przyczem ε oznacza współczynnik sprężystości podłużnej materjału szyny, a I moment bezwładności przekroju szyny względem poziomej osi obojętnej.

Wgłębienia są dodatnie, τ_1 przy opadaniu stycznej ku ciężarowi jest dodatnie, przy podnoszeniu ujemne.

Z powyższych równań otrzymujemy:
moment w punkcie B:
$$M_b = -Q_0 \cdot a_1 \qquad 199)$$
pochylenie stycznej na końcu szyny
$$\tau_0 = Q_0 \cdot \frac{a_1^2}{2\varepsilon I} + \tau_1 \qquad 200)$$
ugięcie końca szyny
$$y_0 = Q_0 \cdot \frac{a_1^3}{3\varepsilon I} + a_1 \tau_1 + y_1 \qquad 201)$$



Rys. 181.

Podobnie otrzymamy dla łubka (rys. 181), obciążonego w punkcie środkowym A ciężarem $2R$, w punkcie I, odległym o x od podpory B:
moment $M_x = R \cdot x - \mathfrak{M}$

pochylenie stycznej

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{\varepsilon_1 I_1}\left(\mathfrak{M} \cdot x - R \cdot \frac{x^2}{2}\right) + \tau_1$$

Dla $x = a_1$ otrzymuje to pochylenie wartość równą zeru, czyli

$$0 = \frac{a_1}{\varepsilon_1 I_1}\left(\mathfrak{M} - R \cdot \frac{a_1}{2}\right) + \tau_1$$

skąd otrzymamy

$$\mathfrak{M} = R \cdot \frac{a_1}{2} - \varepsilon_1 I_1 \cdot \frac{\tau_1}{a_1} \qquad 202)$$

Wstawiając tę wartość w powyższe równanie dla pochylenia stycznej, otrzymamy:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{2\varepsilon_1 I_1} \cdot R\,(a_1 x - x^2) + \frac{a_1 - x}{a_1} \cdot \tau_1$$

oraz ugięcie

$$y = \frac{1}{12\varepsilon_1 I_1} \cdot R\,(3 a_1 x^2 - 2 x^3) + \frac{2 a_1 x - x^2}{2 a_1} \cdot \tau_1 + y_1$$

Dla punktu B, a więc dla $x = 0$ otrzymamy:

$$M_b = -R\frac{a_1}{2} + \frac{\varepsilon_1 I_1 \tau_1}{a_1} \qquad 203)$$

zaś dla punktu A, a więc dla $x = a_1$ otrzymamy:

$$M_a = +R\frac{a_1}{2} + \frac{\varepsilon_1 I_1 \tau_1}{a_1} \qquad 204)$$

$$y_0 = R\frac{a_1^3}{12\varepsilon_1 I_1} + \frac{a_1 \tau_1}{2} + y_1 \qquad 205)$$

Wyrażenia ε_1 i I_1 w powyższych wzorach oznaczają współczynnik sprężystości materjału łubka i moment bezwładności jego przekroju względem osi poziomej.

Wskutek podparcia końców szyn łubkami podług rys. 179 nastąpi przeniesienie części obciążenia $2Q$, działającego w szparze stykowej, na łubki. Część ta otrzyma wartość $2R$, a każdy koniec szyny przybierze taką linję ugięcia, jakby był obciążony ciężarem

$$Q_0 = Q - R \qquad 206)$$

Łubki stanowią zatem mostek, podpierający końce szyn, przyczem przyjmujemy tak ścisłe związanie łubków z szynami, że kąty utwierdzenia τ_1 łubków i szyny są jednakowe.

Przy współdziałaniu szyny i łubka musi być spełniony warunek tożsamości ich ugięć w punkcie A, a więc z porównania wartości y_0 z wzorów 201) i 205) otrzymamy:

$$Q_0 \cdot \frac{a_1^3}{3\varepsilon I} + a_1 \tau_1 + y_1 = R \cdot \frac{a_1^3}{12\varepsilon_1 I_1} + \frac{a_1 \tau_1}{2} + y_1 \qquad 207)$$

Oznaczając jeszcze

$$\frac{\varepsilon_1 I_1}{\varepsilon I} = n \qquad 208)$$

i wprowadzając równanie 206) otrzymamy:

$$R = \frac{1}{1+4n}\left(4\,Q\,n + \frac{6\,\varepsilon_1 I_1 r_1}{a_1^2}\right) \qquad 209)$$

Największą odchyłkę z linij ugięcia szyny i łubka (rys. 179) oznaczymy, biorąc różnicę rzędnych ugięcia szyny i łubka, wyznaczonych dla punktu I odległego o x od podpory i wyznaczając jej największość. Z rachunku znajdziemy, iż największość ta wypada dla stałej wartości

$$x = \frac{2}{3} a_1 \qquad 210)$$

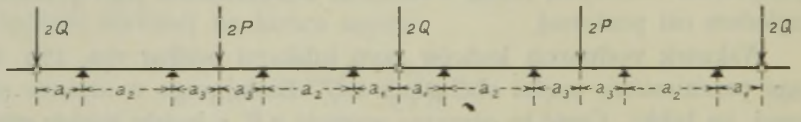
i wynosi

$$z = \frac{(R - n\,Q_o)}{12\,\varepsilon_1 I_1}\left(\frac{2\,a_1}{3}\right)^3 \qquad 211)$$

Wzajemne wytarcia płaszczyzn przylegania szyny i łubka rosną pod wpływem ruchu i gdy osiągną pewną wartość η, łubki przestają wogóle podpierać końce szyn. Wartość η dla tego przypadku wyznaczymy z równania 207), podstawiając w niem $R = 0$ i $Q_o = Q$, oraz dodając po prawej stronie wyraz η. Otrzymamy w ten sposób wzór:

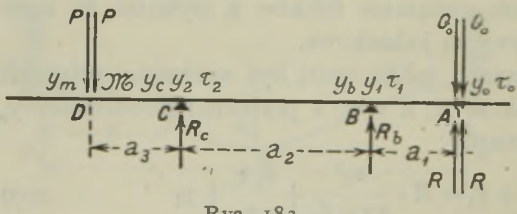
$$\eta = Q\frac{a_1^3}{3\,\varepsilon I} + \frac{a_1 r_1}{2} \qquad 212)$$

We wszystkich powyższych wzorach zachodzi ilość nieznana, a mianowicie kąt utwierdzenia szyny i łubka r_1, który trzeba wyznaczyć.



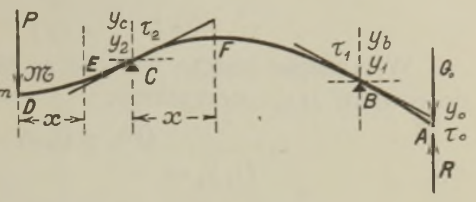
Rys. 182.

W tym celu przyjmuje Skibiński szynę ułożoną na czterech podkładach, przedstawioną na rys. 182. Z powodu symetrji układu wystarczy badać połowę szyny podług rys. 183. Pod wpływem obciążenia szyna ugnie się, a podkłady zagłębią się w żwirówce. Niech wgłębienie podkładu stykowego wynosi y_b, zaś



Rys. 183.

podkładu pośredniego y_c, odpowiednie ugięcia szyny nad podkładami niech wynoszą y_1 i y_2, oddziaływania podporowe R_b i R_c, a kąty nachylenia stycznych podporowych τ_1 i τ_2. Oznaczmy wreszcie literami y_o i τ_o ugięcie szyny i styczną do linji ugięcia na końcu szyny w A, zaś y_m ugięcie środka szyny w D (rys. 184)



Rys. 184.

W punkcie D uzyskamy styczną poziomą, zaczepiając tamże nieznany na razie moment $\mathfrak{M}$. Oddziaływania podporowe są proporcjonalne do wgłębień podkładów, a więc

$$\left.\begin{aligned} R_b &= D_b \cdot y_b \\ R_c &= D_c \cdot y_c \end{aligned}\right\} \qquad 213)$$

Jeśli styk podparty jest mostkiem, natenczas zgodnie z równaniem 206) zachowuje się koniec szyny tak, jakby był obciążony ciężarem Q_o, przyczem mostek wywiera oddziaływanie $R = Q - Q_o$.

Ustawiając równania momentów sił zewnętrznych ze względu na obydwie podpory, otrzymamy dwa równania dla wyznaczenia oddziaływań podporowych, a mianowicie:

$$\left.\begin{aligned} D_b \cdot y_b &= \frac{Q a_2 + Q_o a_1 - P a_3 + \mathfrak{M}}{a_2} \\ D_c \cdot y_c &= \frac{P (a_2 + a_3) - Q_o a_1 - \mathfrak{M}}{a_2} \end{aligned}\right\} \qquad 214)$$

Dla przekroju w punkcie E w części szyny DC otrzymujemy:

$$M = -P \cdot x + \mathfrak{M}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{\varepsilon I}\left(\mathfrak{M}\, x - P\,\frac{x^2}{2}\right)$$

Pochylenie stycznej $\frac{dy}{dx}$ jest dodatnie, jeśli styczna opada ku najbliższemu ciężarowi, jak np. τ_1 i τ_2 na rys. 184.

Dla $x = a_3$ otrzymujemy: $\frac{dy}{dx} = \tau_2$

a więc $$\mathfrak{M} = M_d = P\,\frac{a_3}{2} + \frac{\varepsilon I \tau_2}{a_3} \qquad 215)$$

Wstawiając tę wartość za $\mathfrak{M}$ w powyższe równanie, otrzymamy

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{2\varepsilon I} P\,(a_3 x - x^2) + \frac{\tau_2 x}{a_3}$$

oraz $$y = -\frac{1}{\varepsilon I} P \left(\frac{a_3 x^2}{4} - \frac{x^3}{6} \right) - \frac{\tau_2 x^2}{2 a_3} + y_m$$

Dla $x = a_3$ jest $y = y_2$ i otrzymujemy ugięcie w punkcie D:

$$y_m = P \cdot \frac{a_3^3}{12 \varepsilon I} + \frac{a_3 \tau_2}{2} + y_2 \qquad 216)$$

Wstawiając jeszcze wartość za $\mathfrak{M}$, wyznaczoną równaniem 215) do równań 214), otrzymamy:

$$\left.\begin{aligned} D_b y_b &= \frac{Q a_2 + Q_o a_1 - P \frac{a_3}{2} + \frac{\varepsilon I \tau_2}{a_3}}{a_2} \\ D_c y_c &= \frac{P \left(a_2 + \frac{a_3}{2} \right) - Q_o a_1 - \frac{\varepsilon I \tau_2}{a_3}}{a_2} \end{aligned}\right\} \qquad 214\,a)$$

Dla części szyny CB (rys. 184) powstaje w punkcie F moment

$$M = -P(a_3 + x) + \mathfrak{M} + D_b y_b \cdot x$$

a po wstawieniu wartości za $\mathfrak{M}$ i $D_b y_b$ z równań 215) i 214)

$$M = -\frac{P}{a_2} \left(\frac{a_2 a_3}{2} - \frac{a_3 x}{2} \right) - Q_o \frac{a_1 x}{a_2} + \frac{\varepsilon I (a_2 - x) \tau_2}{a_2 a_3}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{\varepsilon I a_2} \left[P \left(\frac{a_2 a_3 x}{2} - \frac{a_3 x^2}{4} \right) + Q_o \frac{a_1 x^2}{2} \right] - \frac{a_2 a_3 + a_2 x - \frac{x^2}{2}}{a_2 a_3} \tau_2$$

Dla $x = a_1$ otrzymujemy

$$\tau_1 = \frac{1}{\varepsilon I} \left(P \frac{a_2 a_3}{4} + Q_o \frac{a_1 a_2}{2} \right) - \frac{a_2 + 2 a_3}{2 a_3} \tau_2$$

Jeśli dla skrócenia pisowni oznaczymy:

$$a = a_2 a_3, \quad b = 2 a_1 a_2, \quad c = a_2 (a_2 + 2 a_3) \qquad 217)$$

to otrzymamy: $$\tau = \frac{1}{4 \varepsilon I} (P a + Q_o b) - \frac{c \tau_2}{2 a} \qquad 218)$$

Dla rzędnej ugięcia otrzymujemy równanie:

$$y = \frac{1}{12 \varepsilon I a_2} \left[P (3 a_2 a_3 x^2 - a_3 x^3) + 2 Q_o a_1 x^3 \right] - \frac{6 a_2 a_3 x + 3 a_2 x^2 - x^3}{6 a_2 a_3} \tau_2 + y_2$$

Dla $x = a_2$ otrzymamy:

$$y_1 - y_2 = \frac{1}{6 \varepsilon I} (P \cdot a_2^2 \cdot a_3 + Q_o a_1 a_2^2) - \frac{a_2 (a_2 + 3 a_3)}{3 a_3} \tau_2 \qquad 219)$$

przyczem y_1 i y_2 oznaczają ugięcia szyny w punktach B i C. Ugięcia te są przy podkładach drewnianych o wielkość ściśnienia drzewa większe od wgłębień podkładów i wynoszą zgodnie z równaniem 141)

dla oznaczenia: $$\varphi = \frac{v + v'}{v} \qquad 220)$$

$$\left.\begin{aligned} y_1 &= \varphi_1 \cdot y_b \\ y_2 &= \varphi_2 \cdot y_c \end{aligned}\right\} \qquad 221)$$

Jeśli teraz pomnożymy wartość dla y_b z równania 214a) przez φ_1, zaś wartość y_c przez φ_2 i utworzymy różnicę tych wartości, to otrzymamy wyrażenie dla $y_1 - y_2$, które musi równać się wyrażeniu równania 219).

Z tak otrzymanego równania wyznaczymy wartość dla τ_2:

$$\tau_2 = \frac{P\left[D_b \varphi_2 \left(a_2 + \frac{a_3}{2}\right) + D_c \varphi_1 \frac{a_3}{2} + A\, a_3\right] - Q D_c \varphi_1 a_2 - Q_o a_1 (D_b \varphi_2 + D_c \varphi_1 - A)}{\frac{\varepsilon I}{a_2 a_3}\left[a_2 (D_b \varphi_2 + D_c \varphi_1) + 2A\,(a_2 + 3a_3)\right]}$$

przyczem

$$A = \frac{D_b D_c a_2^3}{6 \varepsilon I}$$

Jeśli jeszcze wprowadzimy skrócone oznaczenie:

$$\left.\begin{aligned} d &= D_b \varphi_2 \left(a_2 + \frac{a_3}{2}\right) + D_c \varphi_1 \frac{a_3}{2} + A\, a_3 \\ f &= D_c \varphi_1 a_2 \\ g &= a_1 (D_b \varphi_2 + D_c \varphi_1 - A) \\ N &= a_2 (D_b \varphi_2 + D_c \varphi_1) + 2A (a_2 + 3a_3) \end{aligned}\right\} \quad 222)$$

natenczas napiszemy:

$$\tau_2 = \frac{a}{\varepsilon I N} (P d - Q f - Q_o g) \quad 223)$$

Wstawiając wartość za τ_2 w równanie 218), otrzymamy:

$$\tau_1 = \frac{1}{4 \varepsilon I N}\left[2 Q f c + Q_o (b N + 2 c g) - P (2 c d - a N)\right] \quad 224)$$

Jeśli teraz wyznaczymy z równania 209) wartość dla τ_1 i porównamy ją z wartością równania 224), oraz wprowadzimy zamiast Q_o wartość $Q - R$, natenczas otrzymamy ostatecznie wzór dla obrachowania oddziaływania podporowego

$$R = \frac{Q\,[3\,(2 f c + b N + 2 c g) + 8 a_1^2 N] - 3 P (2 c d - a N)}{3 (b N + 2 c g) + 2 a_1^2 N \frac{1 + 4n}{n}} \quad 225)$$

Mając w ten sposób wyznaczone ilości R i Q_o, otrzymujemy także wszystkie inne wielkości określone.

Wzory powyższe doznają znacznego uproszczenia, jeśli podkłady stykowe i pośrednie są jednakowe, gdyż wówczas $D_b = D_c = D$ oraz $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$.

Dla tego przypadku można w równaniach 223), 224) i 225) wszystko przez D uprościć i otrzymamy dla współczynników równań 222) wyrażenia

$$\left.\begin{aligned} A &= \frac{D a_2^3}{6 \varepsilon I} \\ d &= \varphi (a_2 + a_3) + A a_3 \\ f &= \varphi a_2 \\ g &= a_1 (2\varphi - A) \\ N &= 2 [f + A (a_2 + 3 a_3)] \end{aligned}\right| \qquad 226)$$

Zależnie od stosunku $\frac{P}{Q} = \beta$ może wypaść $R \lessgtr Q$. Jeśli $R > Q$, natenczas Q_o jest ujemne i powstaje podniesienie końca szyny.

Dla $R = Q$ czyli $Q_o = o$ możemy odnośną wartość β_o wyznaczyć z wzoru 225), podstawiając $P = \beta_o Q$ i $R = Q$ i otrzymamy

$$\beta_o = \frac{6 f c n - 2 a_1^2 N}{3 n (2 c d - a N)} \qquad 227)$$

Uwzględnienie stałego osiadania podkładów stykowych.

Wskutek zużycia złącza stykowego i występującego wskutek tego wzmożonego dynamicznego działania toczących się ciężarów, podkłady stykowe są silniej narażone, niż podkłady pośrednie. Wobec tego osiadają one silniej i wykazują wkrótce stałe wgłębienie, posiadające znaczny wpływ na natężenie łubków i na wielkość wgłębienia szpary stykowej. Niech różnica wysokości położenia podkładów stykowych i pośrednich w torze nieobciążonym wynosi s, przyczem albo podkłady odstają o ten wymiar od podłoża, albo też szyna od podkładu przy pewnem rozluźnieniu łączników.

Pod wpływem obciążenia musi szyna ugiąć się najpierw o wymiar s, poczem dopiero nastąpi przeniesienie ciśnienia na podłoże. Z tego powodu uwzględnimy wpływ odstawania podkładów stykowych, jeśli we wzorze 214 a) wprowadzimy zamiast $D_b\ y_b$ wyrażenie $D_b\ (y_b - s)$, oraz we wzorze 221) $y_1 = \varphi_1 (y_b - s) + s$.

Odpowiednio do tego wzory 223), 224), 225) i 227) otrzymają postać

$$\tau_2 = \frac{a}{\varepsilon I N} (Pd - Qf - Q_o g - D_b D_c a_2 s) \qquad 223\,a)$$

$$\tau_1 = \frac{1}{4 \varepsilon I N} \left[2 Qfc + Q_o (bN + 2cg) - P (2cd - aN) + 2 c D_b D_c a_2 s \right] \qquad 224\,a)$$

$$R = \frac{Q[3(2fc + bN + 2cg) + 8 a_1^2 N] - 3 (P 2cd - aN) + 6 c D_b D_c a_2 s}{3 (bN + 2cg) + 2 a_1^2 N \frac{1 + 4n}{n}} \qquad 225\,a)$$

$$\beta_o = \frac{6 f c n - 2 a_1^2 N}{3 n (2 c d - a N) - \frac{6 n c D_b D_c a_2 s}{P}} \qquad 227\,a)$$

Dla jednakowych podkładów należy w powyższych wzorach wprowadzić D zamiast $D_b \cdot D_c$.

B) Wpływ sił poziomych na złącze stykowe.

Do wyznaczenia ugięć i natężeń złącza pod wpływem sił poziomych możemy zastosować wszystkie wzory, ustawione dla sił pionowych, tylko zauważyć należy, że otrzymane wyniki będą mniej zgodne z rzeczywistością, a to z powodu niepewności podstawowych przyjęć.

Pierwszą taką niepewność stanowi sposób podparcia złącza. Końce szyn podparte są łubkami, jednak zużycie łubków posiada tu większe znaczenie, ponieważ pochylenie płaszczyzn przylegania do kierunku działania siły poziomej jest stosunkowo bardzo małe. Szyny przytwierdzone są do podkładów zapomocą gwoździ lub śrub, które poddają się pod działaniem siły poziomej, o ile pozwalają na to: tarcie między płytą podkładową i podkładem, podatność zgniatanego drzewa przy podkładach drewnianych, a wreszcie opory żwirówki, które mogą się ujawnić jako sprężyste lub stałe przesunięcie podkładu po żwirze. Wielkość poddania się podpór, odpowiadającego sumie powyższych oporów, nie jest niestety znana.

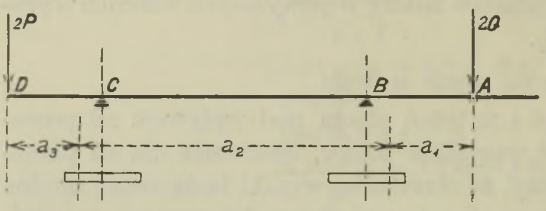
We wzorach naszych znajduje ona swój wyraz w wielkości D, co do której pożądany byłby obfitszy materjał doświadczalny. (Obacz także uwagi w ustępie 61 b).

Drugą niepewność stanowi określenie wielkości siły poziomej. Powołując się na uwagi, wypowiedziane odnośnie do wielkości siły poziomej w ustępie 58, zauważyć należy, iż złącze stykowe stanowi słaby punkt toru, wykazujący nierówność o wielkości, zależnej od stanu toru, wskutek czego mamy tu do czynienia z przeciążeniem osi i ze zwiększoną siłą poziomą. Skibiński przyjmuje wielkość siły poziomej, równą jednej trzeciej części ciężaru koła przeciążonego, przyczem przeciążenie to przyjmuje w wartości 50% normalnego obciążenia koła (w stanie spoczynku) np. dla normalnego obciążenia koła wynoszącego 8 tonn, wynosi ciężar koła przeciążonego 12 tonn, a wielkość siły poziomej 4 tonny. Stosownie do uwag w ustępie 63 nie można wcale przyjęcia takiego uważać za przesadzone.

C) Przykład.

Zbadać należy złącze stykowe nawierzchni poprzecznej drewnianej średnio silnej, przeznaczonej dla ruchu pośpiesznego, ułożonej w dobrym żwirze, na suchem, osiadłem podłożu ($C=8$). Ułożenie szyny przedstawione jest na rys. 185. Z powodu ugięcia szyny przyjmujemy przesunięcie punktów podparcia od osi podkładów, wobec czego odstępy tych punktów wynoszą: $a_1 = 20$ *cm*, $a_2 = 75$ *cm*, $a_3 = 32$ *cm*.

Normalne obciążenie koła 8^t; obciążenie koła przeciążonego 12^t; na styku



Rys. 185.

działa koło przeciążone, w środku szyny ciężar normalny, więc według rys. 185 $P=4^t$, zaś $Q=6^t$.

Obciążenie pionowe.

Dane dla szyny: $\varepsilon I = 2\times 10^9\ cm^4$; moment oporu $W=144{\cdot}5\ cm^3$.

Dane dla obu łubków razem: $\varepsilon_1 I_1 = 108\times 10^7\ cm^4$; moment oporu $W_1 = 80{\cdot}2\ cm^3$.

Dane dla podkładu: $I_2 = 6200\ cm^4$; dolna szerokość 25 *cm*, długość 250 *cm*.

Podkłady stykowe i pośrednie jednakowe. Podstawa płyty podkładowej: $f = 13\times 19\ cm$. Dla tych danych otrzymujemy: $x = 0{\cdot}016$; $\varrho = 1{\cdot}208$; $\lambda = 2{\cdot}013$ więc $\left[\eta_{\zeta}\right]_{I} = 0{\cdot}5716$; $v = 0{\cdot}0\,000\,455$, oraz $D_b = D_c = D = \frac{1}{v} = 22000\ {}^{kg}/_{cm}$;

$v' = \frac{}{70\times 13\times 19} = 0{\cdot}0\,000\,578$.

Przyjmując pewne ugniecenie drzewa pod płytą pod wpływem ruchu, wprowadzimy tylko połowę wartości dla v' i otrzymamy: $\varphi = \frac{455+289}{455} = 1{\cdot}64$.

Stosunek $n = \frac{\varepsilon_1 I_1}{\varepsilon I} = 0{\cdot}54$.

Współczynniki, obrachowane podług wzorów 226) wynoszą: $A = 0{\cdot}773$; $d = 200{\cdot}216$; $f = 123$; $g = 50{\cdot}14$; $N = 510{\cdot}336$, zaś współczynniki wzoru 217) wynoszą: $a = 2400$; $b = 3000$; $c = 10425$.

Wartość oddziaływania łubków, obrachowana z wzoru 225) wynosi: $R = 6621\ kg$, a więc podług wzoru 206) $Q_o = -621\ kg$.

Kąty nachylenia stycznych wynoszą. z wzoru 224) $\tau_1 = 0^0\ 1'\ 4\ 1''$; z wzoru 223) $\tau_2 = 0^0\ 0'46''$ i z wzoru 200) $\tau_0 = 0^0\ 1'29''$.

Z wzorów 214 a) otrzymujemy: $R_b = D\cdot y_b = 5165\ kg$, oraz $R_c = D\cdot y_c = 4835\ kg$, skąd dla $D = 22\,000$ wypadają wgłębienia podkładów: $y_b = 0{\cdot}235\ cm$ i $y_c = 0{\cdot}220\ cm$.

Mnożąc te wgłębienia przez współczynnik $\varphi = 1{\cdot}64$, otrzymujemy ugięcia szyny: $y_1 = 0{\cdot}385\ cm$, oraz $y_2 = 0{\cdot}361\ cm$. Ugięcie końca szyny (w szparze stykowej), obliczone z wzoru 201) wynosi $y_o = 0{\cdot}394\ cm$ i taką samą wartość uzyskuje ugięcie łubka pod szparą stykową.

Największa odchyłka linij ugięcia szyny i łubka, wyznaczona z wzoru 211) wynosi $z = 0{\cdot}0013\ cm$, a więc ilość znikomo małą.

W pierwszem stadjum zużycia złącza, gdy szyny podparte są łubkami nad podkładami i na końcach, otrzymujemy siłę Q_o z ujemnym znakiem, a więc łubki podnoszą końce szyn ku górze. Momenty wywołane w szynie i w łubkach wynoszą: w szynie podług wzoru 199 $M_b = 12\,420\ kgcm$, a w łubkach podług wzoru 204) $M_a = 92\,512\ kgcm$. Momentom tym odpowiadają natężenia: w szynie $\sigma_s = 86\ {}^{kg}/_{cm^2}$ w łubku $\sigma_l = 1153\ {}^{kg}/_{cm^2}$.

Zbadajmy teraz stosunki dla przypadku, gdy zużycie powierzchni przylegania postąpiło tak, że końce szyn utraciły podparcie łubkami.

Dla tego przypadku zastosujemy te same wzory, co poprzednio, wprowadzając w nich $R = 0$ a $Q_o = Q = 6000\ kg$.

Z wzoru 224) otrzymujemy $\tau_1 = 0^0\ 16'\ 2''$.

Wprowadzając tę wartość do wzoru 212) otrzymamy $v_1 = 0{\cdot}055\ cm$. Jest to ilość tak nieznaczna, że oczekiwać należy stanu złącza z niepodpartemi końcami szyn bardzo rychło, a więc przypadek ten powinien być przy badaniu wytrzymałości złącza z reguły uwzględniany.

Kąt r_2 wyznaczony z wzoru 223) wynosi $-0^0 1'55''$, a kąt r_0 z wzoru 200) wynosi $0^0 18'6''$. Z wzorów 214 a) otrzymujemy dalej: $R_b = D \cdot y_b = 6277\ kg$, oraz $R_c = D \cdot y_c = 3723\ kg$. Odpowiednie wgłębienia podkładów wynoszą: $y_b = 0{\cdot}285\ cm$; $y_c = 0{\cdot}169\ cm$, zaś przynależne ugięcia szyny: $y_1 = 0{\cdot}468\ cm$ i $y_2 = 0{\cdot}277\ cm$.

Ugięcie końca szyny, obliczone z wzoru 201) wynosi $y_0 = 0{\cdot}569\ cm$.

Moment zgięcia szyny, obliczony z wzoru 199) wynosi: $M_b = 120.000\ kgcm$, zaś moment zgięcia łubków, obliczony z wzoru 204) $M_a = 251.932\ kgcm$.

Momentom tym odpowiadają natężenia: w szynie $\sigma_s = 830\ kg/cm^2$, w łubku $\sigma_l = 3142\ kg/cm^2$.

Siły poziome.

Wielkość siły poziomej przyjmiemy zgodnie ze Skibińskim równą jednej trzeciej ciężaru koła przeciążonego, a więc $2H = 4000\ kg$. Przyjmijmy dalej, że suma przesunięcia punktu podparcia, na który działa siła $2H$, wynosi $0{\cdot}4\ cm$. Dla tego przyjęcia otrzymamy podobnie, jak dla obciążenia pionowego, poddanie się podpory, odpowiadające sile $1\ kg : v = \frac{0{\cdot}4}{4000} = 0{\cdot}0001$, a więc $D = \frac{1}{v} = 10000$. Ponieważ tu ilość v' odpada, więc $\psi = 1$, a $y_b = y_1$ i $y_c = y_2$. Dane dla szyny w odniesieniu do pionowej osi przekroju: $\varepsilon I = 4 \cdot 10^6\ cm^4$; $W = 32{\cdot}4\ cm^3$; dla obu łubków razem: $\varepsilon_1 I_1 = 6{\cdot}4 \cdot 10^6\ cm^4$; $W_1 = 72{\cdot}0\ cm^3$, zatem $n = \frac{\varepsilon_1 I_1}{\varepsilon I} = 1{\cdot}6$.

Ponieważ na tej niewielkiej długości szyny może działać tylko jedna siła, więc należy wprowadzić $P = 0$.

Odległość punktów podparcia przyjmiemy równą osiowemu odstępowi podkładów, więc zgodnie z rys. 185 $a_1 = 24\ cm$, $a_2 = 66\ cm$, $a_3 = 36\ cm$.

Dla pierwszego stadjum zużycia złącza, w którem końce szyn podparte są łubkami, przyjmiemy, iż siła $2H$ rozdziela się równomiernie na obydwa końce szyn, a więc: $Q = H = 2000\ kg$. Współczynniki obliczone z wzorów 226) wynoszą: $A = 1{\cdot}1979$; $d = 145{\cdot}124$; $f = 66{\cdot}0$; $g = 19{\cdot}25$; $N = 548{\cdot}869$, zaś współczynniki z wzoru 217) wynoszą: $a = 2376$; $b = 3168$; $c = 9108$. Wartość oddziaływania łubków, obliczona z wzoru 225) wynosi: $R = 2696\ kg$, a więc podług wzoru 206) $Q_0 = -696\ kg$.

Kąty nachylenia stycznych wynoszą: z wzoru 224) $r_1 = 0^0 3'41''$, z wzoru 223) $r_2 = -0^0 4'25''$, zaś z wzoru 200) $r_0 = 0^0 1'56''$. Z wzorów 214 a) otrzymujemy: $R_b = 1531\ kg$, $R_c = 469\ kg$, skąd dla $D = 10000$ mamy: $y_b = y_1 = 0{\cdot}153\ cm$, oraz $y_c = y_2 = 0{\cdot}047\ cm$. Ugięcie końca szyny, obliczone z wzoru 201) wynosi: $y_0 = 0{\cdot}171\ cm$.

Momenty wywołane w szynie i w łubkach wynoszą: w szynie podług wzoru 199) $M_b = 16\,704\ kgcm$, a w łubkach podług wzoru 204) $M_a = 60\,921\ kgcm$. Momentom tym odpowiadają natężenia: w szynie $\sigma_s = 516\ kg/cm^2$; w łubku $\sigma_l = 846\ kg/cm^2$.

W drugiem stadjum zużycia złącza, w którem końce szyn utraciły podparcie łubkami, przyjmiemy, iż cała siła pozioma przenosi się na jeden koniec szyny.

Wten sposób otrzymujemy: $R = 0$, zaś $Q_0 = Q = 4000\ kg$.

Kąty nachylenia stycznych wynoszą: z wzoru 224) $r_1 = 0^0 51'34''$; z wzoru 223) $r = -0^0 12'41''$, oraz z wzoru 200) $r_0 = 1^0 1'28''$.

Z wzorów 214 a) otrzymujemy: $R_b = 4833\ kg$ oraz $R_c = -833\ kg$, a więc poddanie się podpór, a zarazem ugięcia szyn wynoszą: $y_b = y_1 = 0{\cdot}483\ cm$; $y_c = y_2 = -0{\cdot}083\ cm$, a wreszcie ugięcie końców szyn, wyznaczone z wzoru 201) wynosi $y_o = 0{\cdot}889\ cm$.

Graniczna wartość zużycia płaszczyzn przylegania szyn i łubków, dla której końce szyn tracą podparcie łubkami, wynosi zgodnie z wzorem 212) $\eta_1 = 0{\cdot}226\ cm$, a więc wymiar 4 razy większy, niż dla obciążenia pionowego.

Moment zgięcia szyny, obliczony z wzoru 199) wynosi $M_b = 96\,000\ kgcm$, zaś moment zgięcia łubka, obliczony z wzoru 204) otrzymuje wartość $M_a = 181\,800\ kgcm$. Momentom tym odpowiadają natężenia: w szynie $\sigma_s = 2963\ ^{kg}/_{cm^2}$, w łubku $\sigma_l = 2525\ ^{kg}/_{cm^2}$.

Całkowite natężenie w szynie i w łubkach otrzymamy, sumując natężenia z powodu sił pionowych z natężeniami wywołanemi przez siły poziome. W przykładzie naszym wynoszą te sumy:
dla pierwszego stadjum zużycia złącza: w szynie 602 $^{kg}/_{cm^2}$, w łubku 1999 $^{kg}/_{cm^2}$
dla drugiego stadjum zużycia złącza: w szynie *3793* $^{kg}/_{cm^2}$, w łubku *5667* $^{kg}/_{cm^2}$.

Otrzymane wyniki wykazują tak wielkie natężenia w złączu zużytem, że stała jego deformacja a nawet ewentualne pęknięcie łubków są następstwem nieuniknionem. Tylko bardzo staranne utrzymanie złącza i zwracanie uwagi na miejsca, narażone szczególnie na zużycie, mogą trwałość złącza przedłużyć.

Obrachowaną z wzoru 212) wartość η_1 nazywa Skibiński słusznie *miarą trwałości złącza stykowego*, gdyż natężenia w szynie i łubku tylko tak długo utrzymują się w granicach sprężystości, dopóki końce szyn nie utracą podparcia łubkami. W chwili, gdy to nastąpi, zniszczenie połączenia postępuje bardzo szybko, a szyny przybierają stałe ugięcie ku dołowi, tworząc w szparze stykowej charakterystyczne wgłębienie.

Otrzymane wyniki wskazują również, że wpływ siły poziomej na złącze stykowe jest prawdopodobnie większy, niż wpływ obciążenia pionowego i wobec tego uzasadnione są głosy, uważające siły poziome za najgorszego wroga stałości toru i połączeń szyn między sobą i z podkładami.

W rzeczywistości wyjątkowo tylko zajść może wypadek równoczesnego wystąpienia największych sił pionowych i poziomych, ponieważ największe siły pionowe występują przy osiach przeciążonych, zaś największe siły poziome przy osiach odciążonych, jednak wyniki naszych rozważań wskazują na to, że w torze mamy do czynienia z bardzo wielkiemi natężeniami, które utrzymać możemy w granicach dopuszczalnych tylko przez silną budowę i bardzo staranne utrzymanie toru, poświęcając szczególną uwagę złączu stykowemu, stanowiącemu dotychczas najsłabszy punkt w torze.

ROZDZIAŁ VII.

OBRACHOWANIE POŁĄCZEŃ TORÓW.

Połączenia torów mają na celu umożliwienie przeprowadzania całych pociągów lub poszczególnych pojazdów z jednego toru na drugi. Jeśli chodzi o przeprowadzanie poszczególnych pojazdów, mogą w pewnych wypadkach znaleźć korzystne zastosowanie: *obrotnica* lub *przesuwnica;* połączenia torów, przeznaczone dla pociągów, uskuteczniamy wyłącznie zapomocą *rozjazdów* i w niniejszym rozdziale zajmiemy się tylko tym rodzajem połączeń; o zastosowaniu obrotnicy i przesuwnicy wspomnimy w rozdziale następnym.

Układ przedmiotu w tym rozdziale, oraz sposób przeprowadzenia obliczeń i znakowanie oparte są na znanem dziele prof. Skibińskiego p. t. Obrachowanie połączeń torów.

I. ROZJAZDY.

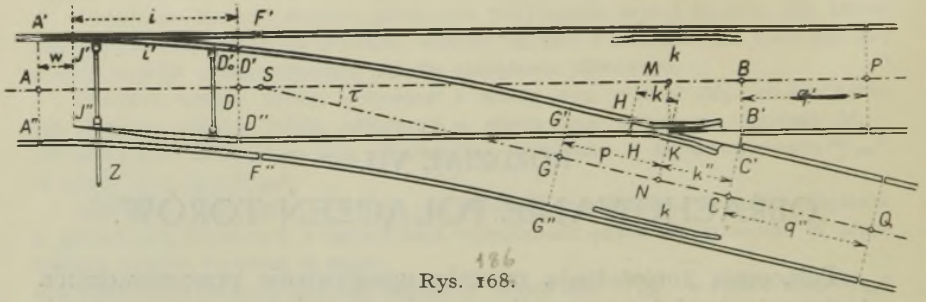
66. UKŁAD ROZJAZDU.

Elementem zasadniczym połączenia torów jest *rozjazd.*

Rozróżniamy *rozjazdy proste i łukowe.*

Na rys. 186 przedstawiony jest rozjazd prosty. Widzimy w nim *prosty tor zasadniczy* AP, z którego następuje odgałęzienie *toru bocznego* lub *zwrotnego* AQ, po części zakrzywionego. Część AD nazywamy *zwrotnicą*, gdyż na niej następuje zwrot na odgałęzienie. Zwrotnica składa się z prostej *opornicy* $A'F'$, należącej do toru zasadniczego; z opornicy $A''F''$, leżącej w torze zwrotnym, prostej albo zakrzywionej; z *iglicy* $I''D''$ leżącej w torze zasadniczym, zawsze prostej; z iglicy $I'D'$ prostej lub zakrzywionej, leżącej w torze zwrotnym; nareszcie z *rozpór*, łączących obie iglice i *cięgła* Z, służącego do nastawiania iglic przy pomocy przyrządu zwrotniczego. Punkty A' i A'', będące stykami opornic, stanowią *początek rozjazdu.* Punkty I' i I'' zowią się *ostrza* lub *końce* iglicy; są one zawsze o pewien wymiar w odsunięte od początku rozjazdu. Punkty D' i D'' zwiemy *osadą, skrę-*

tem lub *początkiem* iglicy. Właściwy skręt, czyli matematyczny punkt D_o' obrotu iglicy jest zazwyczaj cokolwiek cofnięty od początku iglicy. Końce opornic F' i F'' są zwykle poza początek iglic wysunięte.



Rys. 168.

Stycznie do iglicy w punkcie D' przytyka *zewnętrzny tok toru zwrotnego*, zaś do końca opornicy F'' przytyka *wewnętrzny tok* tegoż toru.

W punktach G' i G'' przechodzi łuk toru zwrotnego w *prostą skrzyżowania* GQ, w której znajduje się *krzyżownica* $HB'C'$.

Prosta skrzyżowania składa się z części przed skrzyżowaniem $G'K$, w której zawarta jest *przednia prosta krzyżownicy* $H\,K=k'$, z *tylnej prostej krzyżownicy* $KB'=KC'=k''$ i z prostej poza krzyżownicą $BP=q'$, względnie $CQ=q''$. Punkty P i Q stanowią zakończenie rozjazdu. Proste k' i k'' mierzymy od *matematycznego punktu skrzyżowania* K do początku, względnie końca krzyżownicy.

Przecięcie się przedłużonej prostej osi toru zwrotnego GQ z osią toru zasadniczego nazywamy *środkiem rozjazdu* S.

Kąt τ, zawarty między prostemi osiami obu torów, nazywamy *kątem skrzyżowania rozjazdu* i podajemy go albo w stopniach, albo jako *stosunek skrzyżowania*, który określamy styczną kąta w postaci ułamka właściwego z licznikiem równym jedności, lub ułamka dziesiętnego np. $\tau = 5^0 42' 38''$ albo $n = tang\,\tau = \frac{1}{10} = 0{\cdot}10$. Obustronne *kierownice* k zabezpieczają pociąg przed wykolejeniem podczas przejazdu przez krzyżownicę.

Prosta przed skrzyżowaniem $G'K=p$ otrzymywała w starszych konstrukcjach rozjazdów długość dochodzącą do 6 m w tym celu, aby wóz na pewnej długości przed krzyżownicą znajdował się już w prostej i w prostym kierunku wjechał swobodnie na krzyżownicę, na której z różnych przyczyn istnieje niebezpieczeństwo wykolejenia. Podczas przejazdu przez łuk toru zwrotnego doznaje wóz parcia nazewnątrz z przyczyn, które poznaliśmy przy omawianiu natury ruchu

wozu w łuku. Z powodu bezwładności parcie to pozostanie podczas przejazdu przez krzyżownicę mimo kilkumetrowej długości prostej p, natomiast dokładnie ułożona i silnie przytwierdzona kierownica usuwa niebezpieczeństwo wytoczenia się rąbka koła na dziób krzyżownicy. Ponieważ większa długość prostej p nie ułatwia przejazdu przez krzyżownicę a przez skrócenie jej uzyskać możemy zmniejszenie długości rozjazdu, widzimy w nowszych rozjazdach jej długość, wynoszącą zazwyczaj 2·5 do 3·5 *m*, a w rozjazdach kolei podrzędnych z większemi kątami skrzyżowania spada ona do wartości nieco większej od długości przedniej prostej krzyżownicy k' (około 1·0 *m*).

Wielkość promienia łuku toru zwrotnego obierać należy odpowiednio do typu kolei i do ważności rozjazdu. Rozjazdy kolei głównych, po których przejeżdżają całe pociągi, nie powinny otrzymywać promieni mniejszych, jak 180 *m*. Rozjazdy wjazdowe i wyjazdowe w torach głównych, na których jazda odbywa się po torze zwrotnym, powinny otrzymywać większe promienie — 300 do 500 *m* — jeśli nie chcemy zmniejszać chyżości jazdy. Ponieważ długość takich rozjazdów jest znaczna, a wskutek tego wzrasta długość nieużytków stacyjnych, należy układy torów na stacjach tak projektować, aby szybkie pociągi nie przejeżdżały po torach zwrotnych rozjazdów. Rozjazdy w torach bocznych, po których nie jeżdżą całe pociągi, mogą otrzymać promienie mniejsze (do 150 *m*), a na rozjazdach przejeżdżanych przez same lokomotywy o rozstawie osi do 4·5 *m* (lokomotywy stacyjne), może ten promień spaść do 100 *m*. Rozjazdy kolei podrzędnych i wąskotorowych otrzymują promienie odpowiednio mniejsze (przy szerokości toru 1·0 *m* — 60 do 120 *m*, przy szerokości toru 0·75 *m* — 40 do 75 *m*, dla tramwajów 12 do 50 *m*).

Stosunek skrzyżowania rozjazdów kolei głównych wynosi 1 : 8 do 1 : 12 a nawet 1 : 15; najczęściej 1 : 9 i 1 : 10. Wymienionym stosunkom odpowiadają kąty skrzyżowania: (1 : 8) $7^0 7' 30''$; (1 : 12) $4^0 45' 49''$; (1 : 15) $3^0 48' 51''$; (1 : 9) $6^0 20' 25''$; (1 : 10) $5^0 42' 38''$. Według przepisów Polskiego Ministerstwa kolejowego powinny rozjazdy kolei głównych, po których przechodzą zorganizowane pociągi po torze zwrotnym, otrzymywać stosunek skrzyżowania nie większy, jak 1 : 10. Na kolejach lokalnych dochodzi ten stosunek do 1 : 6 $(9^0 27' 44'')$.

Zależnie od strony, w którą zbacza tor zwrotny, rozróżniamy *rozjazdy prawo-* i *lewozwrotne*.

Rozjazd łukowy posiada te same części składowe, co rozjazd prosty a różnica leży w tem, że tor zasadniczy jest również zakrzywiony, z wyjątkiem zwrotnicy *AD*, która pozostaje niezmieniona, i prostej skrzyżowania, która i w torze zasadni-

czym znajdować się musi. Jeśli krzywizny obu torów są zgodnie skierowane, otrzymujemy *rozjazd łukowy jednostronny*, w przypadku krzywizn odwrotnych powstaje *rozjazd łukowy dwustronny*.

Do obliczania połączeń torów wprowadza się jako linje teoretyczne *wewnętrzne krawędzie toków*, między któremi mierzy się szerokość toru *s*.

67. OBRACHOWANIE ZWROTNICY.

Rozróżniamy trzy rodzaje zwrotnic:

1) iglica i opornica, należące do toru zwrotnego, są zakrzywione;

2) obie iglice i opornice są proste;

3) iglica należąca do toru zwrotnego (zewnętrzna) jest częścią prosta a częścią zakrzywiona.

Początek zwrotnicy, jako też rozjazdu, liczymy od styku opornic (A' i A'' na rys. 186), od którego końce iglic odsuwamy ze względów konstrukcyjnych o wymiar w równy 0·3 do 1·0 m. Na odstęp g_z, zaznaczony na rysunku 187, składa się szerokość żłobka między iglicą i opornicą i szerokość główki iglicy. Stosowane w praktyce najmniejsze wymiary żłobka wynoszą:

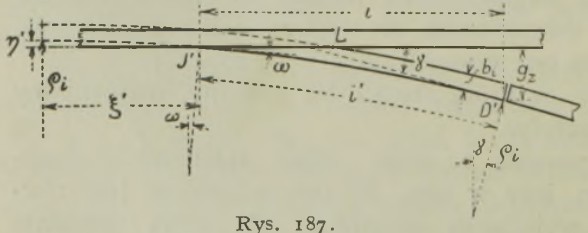
52 $^m/_m$ na kolejach normalnotorowych,
44 „ „ „ o szerokości toru 1·0 m,
42 „ „ „ o szerokości toru 0·75 m.

Zazwyczaj obiera się nieco większe wymiary, aby uniknąć ocierania się o iglicę koła, toczącego się po opornicy.

Odpowiednio do szerokości główki iglicy wynosi wymiar g_z na kolejach normalnotorowych 108 do 125 $^m/_m$, a 75 do 90 $^m/_m$ na kolejach wąskotorowych. Wymiar ten powinien być możliwie mały, aby iglica nie wypadła długa i aby uzyskać skupienie połączenia osady iglicy z opornicą, które musi być silne.

1. *Obrachowanie zwrotnicy z zakrzywioną iglicą zewnętrzną* (rys. 187).

Koniec iglicy zewnętrznej nie przebiega stycznie do opornicy, bo wypadłby zbyt słaby i wymagałby zbyt długiej obróbki. Ze względu na łagodne wprowadzenie koła na iglicę obieramy kąt ω, jaki styczna do łuku iglicy w punkcie I' zawiera z opornicą, w wartości niewielkiej $0^0\,24'$ do $0^0\,50'$.



Rys. 187.

Do obliczenia iglicy obieramy zwykle g_z, ω i ϱ_i, a obliczamy kąt γ na osadzie i długość iglicy. Z rzutu iglicy na prostopadłą do opornicy otrzymujemy równanie

$$g_z = \varrho_i(1 - \cos\gamma) - \varrho_i(1 - \cos\omega) = \varrho_i(\cos\omega - \cos\gamma)$$

z którego obliczymy

$$\cos\gamma = \cos\omega - \frac{g_z}{\varrho_i} \qquad 228)$$

Znając kąt γ, obliczymy długość iglicy $I'D' = i'$ z wzoru

$$i' = \varrho_i \, arc\,(\gamma - \omega) \qquad 229)$$

oraz długość rzutu iglicy na opornicę z wzoru

$$i = \varrho_i(\sin\gamma - \sin\omega) = 2\,\varrho_i \cos\frac{\gamma+\omega}{2}\sin\frac{\gamma-\omega}{2} \qquad 230)$$

Znalezioną długość i' względnie i zaokrąglimy na większą wartość (zwykle na decymetry) i obrachujemy zmienione γ i g_z z wzorów

$$\sin\gamma = \sin\omega + \frac{i}{\varrho_i} \qquad 228\,a)$$

$$g_z = \varrho_i(\cos\omega - \cos\gamma) = 2\,\varrho_i \sin\frac{\gamma+\omega}{2}\sin\frac{\gamma-\omega}{2} \qquad 231)$$

względnie gdyby wymiary i' i g_z były ustalone, wyznaczymy kąty γ i ω przy pomocy wzorów

$$arc\,(\gamma - \omega) = \frac{i'}{\varrho_i} \qquad 232)$$

oraz przez podzielenie wzorów 231) i 230):

$$tang\frac{\gamma+\omega}{2} = \frac{g_z}{i} \qquad 233)$$

Do wyznaczenia długości obróbki iglicy $I'L$ potrzebne nam są długości:

$$\left.\begin{aligned} \xi' &= \varrho_i \sin\omega \\ \eta' &= \frac{\xi'^2}{2\varrho_i} \end{aligned}\right\} \qquad 234)$$

a wtedy w przybliżeniu

$$I'L = \sqrt{2\varrho_i\,(b_i + \eta')} - \xi' \qquad 235)$$

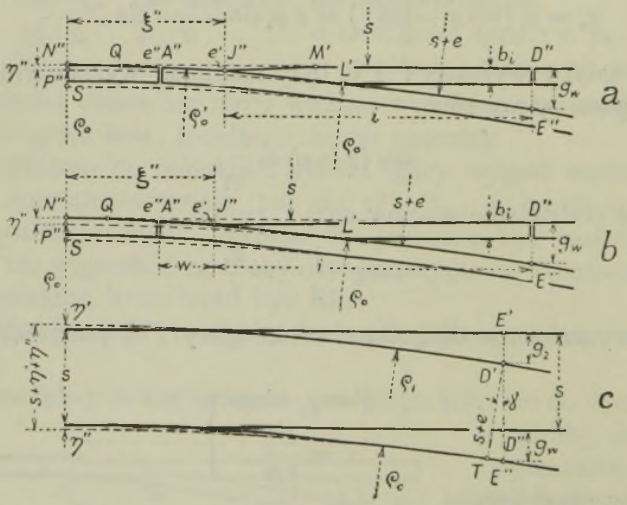
W celu otrzymania krótkiej iglicy i wielkiego kąta γ obieramy wartości promienia ϱ_i niewielkie, zazwyczaj równe albo nieco mniejsze od promienia toku zewnętrznego toru zwrotnego rozjazdu. Na kolejach głównych wynosi długość iglicy 4·5 do 6·1 *m* a kąt γ od 1°40′ do

$2^0\,20'$. Na kolejach lokalnych schodzi długość iglicy do 3·0 *m*, a na wąskotorowych do 2·50 *m*.

Położenie *iglicy prostej*, leżącej w torze zasadniczym, jakoteż *opornicy wewnętrznej*, zależy od poszerzenia toru, jakie zastosujemy w torze zwrotnym zwrotnicy i rozjazdu. Wielkość tego poszerzenia bywa zazwyczaj mniejsza, niżby tego wymagał promień krzywizny, gdyż chyżość jazdy jest na rozjazdach wogóle mniejsza, a względy konstrukcyjne wymagają pewnego ograniczenia tego poszerzenia. Poszerzenie to wykonuje się w wymiarze 12 do 25 $^m/_m$ na rozjazdach kolei głównych a jeszcze mniejsze na kolejach wąskotorowych; wymiar ten zmniejsza się w zwrotnicy ku końcowi iglicy, gdzie może osiągnąć najwyżej 10 $^m/_m$ (a na kolejach wąskotorowych 6—8 $^m/_m$), jako wymiar dozwolony dla toru prostego. Pewne poszerzenie przy końcu iglicy powinno być dochowane z uwagi na udogodnienie przejazdu wozów trójosiowych przez zwrotnicę.

Rozważymy dwa sposoby urobienia wewnętrznej opornicy i przylegającej do niej iglicy prostej.

Pierwszym sposobem przeprowadzamy niewielkie lecz *stałe* poszerzenie ($e=12-15$ $^m/_m$) w torze zwrotnym zwrotnicy i rozjazdu.



Rys. 188.

Uzyskujemy przez takie zarządzenie tę korzyść, że już w punkcie *L'* (rys. 188 a i b) mamy to samo poszerzenie, co w dalszym ciągu łuku zwrotnego, a łuk opornicy jest od tego punktu wprzód równoległy do łuku iglicy zewnętrznej, zatoczony promieniem

$$\varrho_o = \varrho_i - s - e \qquad 236)$$

Na długości $I''L'$ przylegania iglicy opornica jest prostą, ułożoną tak, by w punkcie I'' poszerzenie toru nie przekraczało wymiaru $10^{+}/_{m}$, a od punktu I'' wstecz odgina się łagodnym łukiem, który kończy się dopiero w pewnym punkcie Q na toku, poprzedzającym styk opornicy A''.

Przejście ze zwiększonej szerokości toru zasadniczego w I'' do normalnej uskutecznimy albo przez ścięcie iglicy na pewnej długości $I''M'$ (rys. 188a), albo przez odchylenie całej iglicy (rys. 188b), a wtedy poszerzenie zniknie dopiero na jej osadzie.

Jeśli łuk opornicy przedłużymy od punktu L' wstecz aż do punktu P'', w którym promień ϱ_o tego łuku stoi prostopadle do osi toru zasadniczego i odstęp $P''N''$ oznaczymy literą η'', to dla układu na rys. 188c otrzymamy:

$$e = \eta' + \eta''$$

przyczem η' jest ilością, określoną wzorem 234). Stąd otrzymujemy:

$$\eta'' = e - \eta' \qquad 237)$$

Długość $N''I'' = \xi''$ równa się długości ξ', określonej wzorem 234).

Rzut długości obrobionej $I''L'$ określi się wzorem:

$$I''L' = P''L' - \xi'' = \sqrt{2\varrho_o(b_i - \eta'')} - \xi'' \qquad 238)$$

Promień ϱ_i, poprowadzony z punktu D', przecinający wewnętrzną opornicę w punkcie T (rys. 188c), zawiera z prostą $D'E''$ kąt γ, a długość $D'T = s + e$, zatem

$$D'E'' = \frac{s+e}{\cos\gamma}, \quad \text{zaś } E'E'' = g_z + \frac{s+e}{\cos\gamma} = s + g_w$$

czyli

$$g_w = g_z + \frac{s+e}{\cos\gamma} - s \qquad 239)$$

Dla układu podług rys. 188b zmieni się długość obrobiona iglicy $I''L'$. Nazwijmy poszerzenie toru w punkcie I'' literą e', to przy L' wyniesie ono

$$y = \frac{i - I''L'}{i} \cdot e'$$

Ponieważ długości $I''L'$ jeszcze nie znamy, więc wstawimy do powyższego wzoru długość, obrachowaną z wzoru 238). Znając y, obliczymy $I''L'$ z wzoru

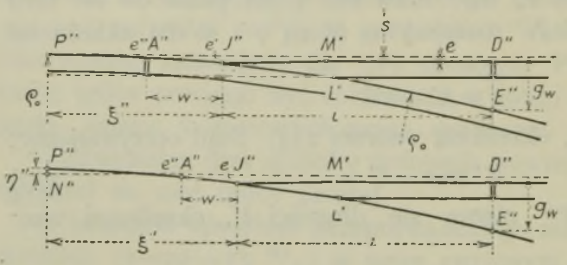
$$I''L' = \sqrt{2\varrho_o(b_i + y - \eta)''} - \xi'' \qquad 240)$$

a wzór 239) pozostanie niezmieniony.

Dla odgięcia opornicy łukiem od punktu I'' wstecz obierzemy promień ϱ_o', a obrachujemy długość tego łuku QI'' oraz poszerzenie e'', powstające na styku w punkcie A'' podług przybliżonych wzorów:

$$QI'' = \sqrt{2\varrho_o' \cdot e''} \qquad \text{oraz} \qquad e'' = \frac{(QI'' - w)^2}{2\varrho_o'} \qquad 241)$$

Drugim sposobem zakładamy opornicę, stosując w torze zwrotnym rozjazdu *zmienne* poszerzenie, rosnące do pewnego maximum między zwrotnicą i prostą skrzyżowania. Celem przygotowania tego większego poszerzenia, dajemy już w prostym torze zwrotnicy niewielkie poszerzenie e, które ku krzyżownicy zagubimy na długości jednej szyny, aby na krzyżownicy mieć normalną szerokość toru dochowaną. Na rys. 189a widzimy iglicę przesuniętą o e od normalnej (kreskowanej) krawędzi, a na końcu iglicy poszerzenie e', większe od e, lecz nie przekraczające wymiaru 10 $^m/_m$.



Rys. 189.

Wymiar g_w obierzemy co najmniej o e większy, niż wymiar g_s, aby w punkcie E'' mieć również tor poszerzony i w ten sposób mamy wygiąć opornicę w łuk kołowy, przechodzący przez ustalone punkty E'' i I'' stycznie do normalnej krawędzi toru zasadniczego. Do wyznaczenia promienia ϱ_o tego łuku i położenia punktu styczności P'', mamy z rysunku 189a:

$$e' = \frac{(\xi'')^2}{2\varrho_o} \quad \text{i} \quad g_w = \frac{(i + \xi'')^2}{2\varrho_o}$$

Przez podzielenie tych równań otrzymujemy

$$(\xi'')^2 - \frac{2e' \cdot i}{g_w - e'} \cdot \xi'' - \frac{e' \cdot i^2}{g_w - e'} = 0$$

Z tego równania obliczymy niewiadomą ξ''

$$\xi'' = \frac{i}{g_w - e'} [e' + \sqrt{e' g_w}] = \frac{i\sqrt{e'}}{\sqrt{g_w} - \sqrt{e'}} = \frac{i}{\sqrt{\frac{g_w}{e'}} - 1} \qquad 242)$$

a z pierwszego równania górnego, po wstawieniu wartości za ξ'' z wzoru 242)

$$\varrho_o = \frac{i^2}{2\,[\sqrt{g_w} - \sqrt{e'}]^2} \qquad 243)$$

Wyznaczoną wartość promienia ϱ_o trzeba zaokrąglić. Jeśli to zaokrąglenie może nastąpić na mniejszą liczbę, natenczas pozostawimy obraną wartość dla g_w, a obliczymy zmienioną długość ξ'', zmienione poszerzenie e', a wreszcie poszerzenie e'' w punkcie A'' według wzorów

$$\xi'' = \sqrt{2\,\varrho_o \cdot g_w - i}\,; \quad e' = \frac{(\xi'')^2}{2\,\varrho_o}\,; \quad e'' = \frac{(\xi'' - w)^2}{2\,\varrho_o} \qquad 242\,a)$$

Jeśli natomiast trzeba wartość promienia ϱ_o zaokrąglić na większą liczbę, wówczas łuk nie może być styczny do normalnej krawędzi toru zasadniczego, gdyż w punkcie I'' powstałoby ewentualnie za wielkie poszerzenie. W tym wypadku (rys. 189 b) zatrzymamy wymiary g_w i e'', a łuk, przechodzący przez ustalone punkty E'' i I'', przetnie normalną krawędź toru zasadniczego i otrzyma strzałkę $P''N'' = \eta''$. Strzałkę tę, oraz zmienione długości ξ'' i e'' wyznaczymy z równania

$$g_w - e' + \frac{(\xi'')^2}{2\,\varrho_o} = \frac{(i + \xi'')^2}{2\,\varrho_o}$$

Z równania tego znajdziemy:

$$\xi'' = \frac{\varrho_o\,(g_w - e')}{i} - \frac{i}{2}\,; \quad \eta'' = \frac{(\xi'')^2}{2\,\varrho_o} - e'\,; \quad e'' = \frac{(\xi'' - w)^2}{2\,\varrho_o} \qquad 242\,b)$$

Obrobiona długość iglicy wynosi

$$I''L' = \sqrt{2\,\varrho_o\,(b_i + e + \eta'')} - \xi'' \qquad 244)$$

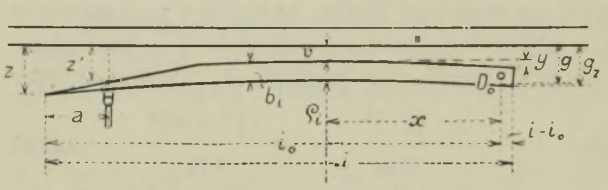
W tym wzorze należy wstawić $\eta'' = o$, jeśli łuk jest styczny do normalnej krawędzi toru zasadniczego, jak na rys. 189 a.

Strzałka η'' powoduje zwężenie toru przed zwrotnicą, które nie może przekroczyć dozwolonej granicy (3 $^{m}/_{m}$ dla kolei głównych). Zazwyczaj jest ono mniejsze i zagubi się na długości jednej szyny. Koniec iglicy będzie ścięty o różnicę $e' - e$. Poszerzenie e zagubi się na długości jednej szyny, następującej po iglicy.

Przez założenie opornicy wewnętrznej drugim sposobem powstaje w torze zwrotnym zwrotnicy poszerzenie zmienne, którego wielkość w dowolnym punkcie wyznaczymy, obliczając rzędne łuków zewnętrznej iglicy $I'D'$ i wewnętrznej opornicy $A''E''$. Dokładne obrachowanie tych rzędnych jest niezbędne w celu ustalenia otworów na

łączniki czy to w żelaznych podkładach, czy w blachach, układanych pod zwrotnice na podkładach drewnianych.

Pozostaje jeszcze do obrachowania *wielkość przesunięcia iglicy*, odsuniętej całkowicie od opornicy. Wielkość ta (*z* na rys. 190) nie powinna zejść poniżej pewnego wymiaru, ustanowionego ze względu na bezpieczeństwo ruchu. Wymiar ten powinien dla kolei głównych wynosić co najmniej 100 $^{m}/_{m}$; jednak obiera się zazwyczaj 120 do150 $^{m}/_{m}$, a przy zamknięciach hakowych nawet 160—200 $^{m}/_{m}$. Zresztą odsunięcie iglicy ma być tak wielkie, aby koła o nią nie ocierały. Odpowiednio do tego obieramy zazwyczaj najmniejszy odstęp *v* między iglicą i opornicą. Na kolejach, należących do Związku niemieckich zarządów kolejowych, wynosi on 51 do 60 $^{m}/_{m}$, na kolejach angielskich spada do 44 $^{m}/_{m}$. Jako odpowiedni wymiar należy uważać 58 $^{m}/_{m}$. Wymiary te odnoszą się do zakrzywionej iglicy zewnętrznej; przy prostej iglicy wewnętrznej jest ta szerokość żłobka zwiększona o wymiar poszerzenia toru.



Rys. 190.

Jeśli odstęp krawędzi teoretycznych na rzeczywistym skręcie iglicy D_o nazwiemy literą *g*, a długość rzutu iglicy do tego punktu oznaczymy literą i_o, to w przybliżeniu jest

$$g = g_z - (i - i_o) \sin\gamma$$

Oznaczmy jeszcze: $y = g - v - b_i$ to, najwęższe miejsce między iglicą i opornicą ma od D_o odstęp

$$x = \sqrt{2\varrho_i \cdot y}$$

Znając ten odstęp, obliczymy przesunięcie końca iglicy z wzoru

$$z = v + b_i + \left(\frac{i_o - x}{2\varrho_i}\right)^2 \qquad 245)$$

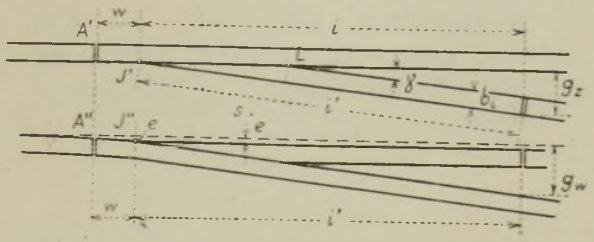
a grę cięgla, przytwierdzonego do iglicy w odstępie *a* od jej końca, z wzoru

$$z' = \frac{i_o - a}{i_o} \cdot z \qquad 245\,a)$$

Jeśli skręt nie jest cofnięty od początku iglicy, należy do wzorów dla *z* i *z'* wprowadzić g_z i *i* zamiast *g* i i_o.

2. *Obrachowanie zwrotnicy z prostemi iglicami* (rys. 191).

Obie iglice są symetrycznie odwrotne o jednakowej długości i'. Kąt przylegania na końcu iglicy równa się kątowi γ na skręcie i z tego powodu powinien być niewielki. Otrzymuje on zazwyczaj wartość $1^0\,10'$ do $1^0\,50'$. Obieramy g_z podług wskazówek, podanych przy iglicy zakrzywionej, oraz kąt γ, a obliczamy długość iglicy i' i długość jej rzutu i z wzorów



Rys. 191.

$$i' = \frac{g_z}{\sin \gamma} \qquad 246)$$

$$i = g_z \operatorname{cotang} \gamma \qquad 246\,a)$$

Wartość i' zaokrąglamy (zwykle na decymetry) i z poprzednich wzorów obliczamy zmienione γ oraz i.

Długość obrobiona iglicy określi się wzorem

$$I'L = \frac{b_i}{g_z} \cdot i' \qquad 247)$$

Ponieważ iglice i opornice są proste, jest poszerzenie toru w zwrotnicy zbędne; wykonujemy je jednak w wielkości kilku milimetrów celem ułatwienia wjazdu na tor zwrotny i jako przygotowanie do poszerzenia toru zwrotnego rozjazdu.

O wymiar e tego poszerzenia przesuwamy wewnętrzną opornicę wraz z iglicą równolegle do osi toru zasadniczego tak, że

$$g_w = g_z + e$$

Jeśli punkt A'' ma leżeć na normalnej (kreskowanej) krawędzi toru zasadniczego, natenczas wymiar w musi być równy: $e \cdot \operatorname{cotang} \gamma$. Jeśli w jest o Δw większe, lub mniejsze od tej wartości, to w A'' powstanie zwężenie, lub poszerzenie toru, równe $\Delta w \cdot \operatorname{tang} \gamma$. Zwężenie to nie powinno przekraczać $3\,^m/_m$, więc w razie, gdy jest większe, należy część toku $A''I''$ odgiąć łukiem. Jeśli w A'' występuje poszerzenie toru, to zagubimy je na długości jednej szyny przed punktem A'', a podobnie poszerzenie e w torze zasadniczym zwrotnicy zagubimy między osadą iglicy a krzyżownicą na długości jednej szyny.

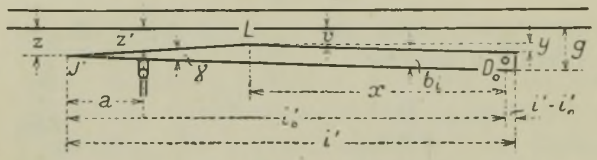
Przesunięcie końca iglicy, wskazane dla iglicy zewnętrznej na rys. 192, podlega wymaganiom, ustawionym już dla iglicy zakrzywionej.

W przybliżeniu jest: $x = i_o' - I'L \cdot \cos\gamma$. Na skręcie D_o otrzymujemy: $g = g_z - (i' - i_o')\sin\gamma$, skąd $y = g - b_i - v$, a przy pomocy tych danych znajdziemy:

$$z = v + b_i - (i_o' - x)\frac{y}{x} \qquad 248)$$

$$z' = \frac{i_o' - a}{i_o'} \cdot z \qquad 248\,a)$$

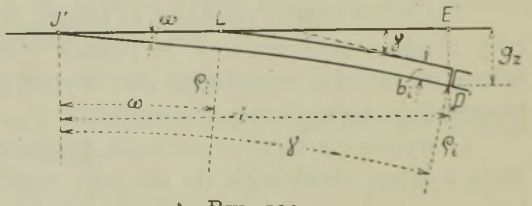
Zazwyczaj wykonujemy wymiary większe, niż te, jakie wypadają z wzorów 248) i 248 a).



Rys. 192.

Zauważyć tu należy, że niektóre koleje, np. angielskie, nie stosują przy prostych iglicach żadnego poszerzenia w obu torach zwrotnicy, a nawet wprowadzają zwężenie toru w wymiarze 6 $^m/_m$.

3. *Iglica zewnętrzna częścią prosta, a częścią zakrzywiona* urobiona jest w ten sposób, że obrobiona część iglicy jest prosta, a reszta długości zakrzywiona łukiem, który jest krótki, więc może otrzymać promienie mniejsze, niż podane przy iglicy zakrzywionej.



Rys. 193.

Iglice takie przedstawiają wobec zakrzywionych korzyść łatwiejszej obróbki, jednakowoż mają silniejszy załom przy I', jeśli długość obrobiona nie ma otrzymać zbyt wielkiego wymiaru, oraz mniejszy kąt γ, co wpływa niekorzystnie na długość rozjazdu.

Z rys. 193 otrzymujemy następujące związki:

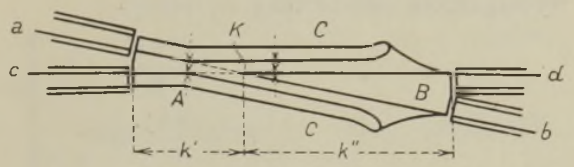
$$\left.\begin{aligned} I'L &= \frac{b_i}{\sin\omega};\quad LE' = \varrho_i(\sin\gamma - \sin\omega) \\ g_z &= b_i + \varrho_i(\cos\omega - \cos\gamma);\quad i = \varrho_i(\sin\gamma - \sin\omega) + \frac{b_i}{\sin\omega} \end{aligned}\right\} \qquad 249)$$

Zazwyczaj obiera się g_z, ω i ϱ_i, a oblicza się γ i i. Ostatnią wartość należy zaokrąglić i obliczyć zmienione γ i g_z.

Ten rodzaj iglic jest wogóle mało stosowany.

68. OBRACHOWANIE KRZYŻOWNICY.

Na skrzyżowaniu toków w rozjeździe układamy krzyżownicę, którą możemy urobić z szyn, albo odlać w jednej sztuce jako tarczę żelazną lub stalową. Na rys. 194 przedstawiona jest schematycznie taka tarcza z opuszczeniem podkładów i części, służących do wzajemnego połączenia. Linje *ab* i *cd* są to linje teoretyczne (wewnętrzne krawędzie toków), przecinające się w matematycznym punkcie skrzyżowania *K*.



Rys. 194.

Główne części składowe krzyżownicy są: *szyny kolankowe A*, *dzióbB* i *skrzydła C*. Krzyżownicę tak ukształtowaną nazywamy *pojedyńczą*, albo *jednodzióbową*.

W kolanie stosujemy najmniejszą dopuszczalną szerokość żłobka *v*, aby ile możności skrócić przerwę toków między kolanem, a ostrzem dzióba, gdzie koło, przejeżdżające przez krzyżownicę, niema należytego podparcia i prowadzenia.

Stosowane są następujące średnie wymiary szerokości żłobka *v*:

46 $^{m}/_{m}$ na kolejach normalnotorowych,
39 „ „ „ o szerokości toru 1·0 *m*,
37 „ „ „ o szerokości toru 0·75 *m*.

Według P. P. M. wynosi najmniejsza dopuszczalna szerokość żłobka na kolejach normalnotorowych 41 $^{m}/_{m}$.

Szerokość żłobka między dzióbem i skrzydłem wykonuje się bliżej ostrza równą szerokości *v* w kolanie, a zwiększającą się ku końcowi skrzydła.

Długość krzyżownicy zależy od stosunku skrzyżowania *n*, od szerokości żłobka *v* i od wymogów konstrukcyjnych.

Wymiar od kolana na lewo powinien być tak wielki, aby można było wygodnie pomieścić pół długości łubka, łączącego krzyżownicę z przytykającym tokiem i wynosi 200—350 $^{m}/_{m}$. W ten sposób długość przedniej prostej krzyżownicy wynosi:

$$k' = \frac{v}{n} + (0{\cdot}20 \text{ do } 0{\cdot}35\ m) \qquad 250\,a)$$

Długość k'' tylnej prostej krzyżownicy otrzymamy z warunku, że tylna szerokość dzióba ma wystarczyć na pomieszczenie obu szyn, przytykających do krzyżownicy. Możemy żądać, aby obie szyny w ca-

łości znalazły miejsce, albo tylko obie główki po zestruganiu wewnętrznych stopek, albo też w celu jeszcze wydatniejszego skrócenia krzyżownicy można oprócz stopek także i główki nieco zestrugać. Jeśli b oznacza szerokość główki, a b' szerokość stopki, to powyższym wymaganiom odpowiedzą wymiary:

$$\left.\begin{aligned} k'' &\leqq \frac{b+b'}{n}, \text{ albo} \\ k'' &\simeq \frac{2b}{n}, \text{ albo} \\ k'' &< \frac{2b}{n} \end{aligned}\right\} \qquad 250\,b)$$

Z uwagi na wygodne pomieszczenie klocka między końcami szyn lepiej jest stosować większą tylną szerokość dzióba.

Dla kolei głównych wynosi k'' od 970 do 2200 $^{m}/_{m}$; dla kolei podrzędnych bywa znacznie mniejsze.

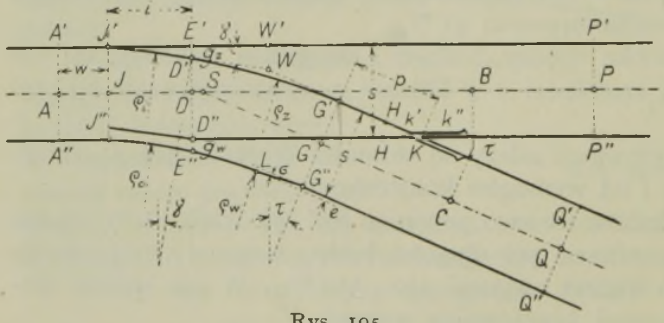
Całkowita długość krzyżownicy wynosi: $k' + k''$.

69. OBRACHOWANIE ROZJAZDU PROSTEGO.

Z rzutu linji $D'G'K$ na kierunek prostopadły do osi toru zasadniczego (rys. 195) otrzymamy równanie

$$s - g_z = \varrho_z (\cos\gamma - \cos\tau) + p \sin\tau$$

Dla danej zwrotnicy, a więc znanego γ i g_z równanie to określa związek między ilościami ϱ_z, p i τ. Zazwyczaj obierzemy ϱ_z i p podług wskazówek, podanych w ustępie 66, a obliczymy wartość kąta τ.



Rys. 195.

Przekształcając powyższe równanie, otrzymamy:

$$\varrho_z \cos\tau - p \sin\tau = \varrho_z \cos\gamma - (s - g_z), \text{ lub}$$

$$\frac{\varrho_z}{p} \cos\tau - \sin\tau = \frac{\varrho_z \cos\gamma - (s - g_z)}{p}$$

Po wprowadzeniu pomocniczego kąta φ i podstawieniu

$$tang\,\varphi = \frac{\varrho_z}{p}$$

otrzymamy wzór

$$sin\,(\varphi - \tau) = \frac{\varrho_z \cos\gamma - (s - g_z)}{p} \cos\varphi \qquad 251\,a)$$

który posłuży nam do obliczenia kąta τ.

Kąt ten, względnie stosunek skrzyżowania należy zaokrąglić, a zmienione p obliczyć z wzoru

$$p = \frac{(s - g_z) - 2\,\varrho_z \sin\frac{\tau+\gamma}{2} \sin\frac{\tau-\gamma}{2}}{\sin\tau} \qquad 251\,b)$$

Dla wyznaczonego stosunku skrzyżowania ustalimy wymiary krzyżownicy k' i k'', poczem obliczymy długości toków.

Tok zewnętrzny toru zwrotnego wynosi

$$D'H = \varrho_z\,arc\,(\tau - \gamma) + p - k' \qquad 252)$$

Do wytyczenia tego toku mogą być potrzebne współrzędne punktu wierzchołkowego W, do czego posłużą wzory

$$\left.\begin{aligned} A'W' &= w + i + \varrho_z\,tang\frac{\tau-\gamma}{2} \cdot \cos\gamma \\ W'W &= g_z + \varrho_z\,tang\frac{\tau-\gamma}{2} \cdot \sin\gamma \end{aligned}\right| \qquad 252\,a)$$

Tok wewnętrzny toru zasadniczego otrzymamy z rzutu linji $D'K$ na kierunek $D''K$:

$$D''H = 2\,\varrho_z \cos\frac{\tau+\gamma}{2} \sin\frac{\tau-\gamma}{2} + p\cos\tau - k' \qquad 253)$$

Długość tę oznaczać będziemy nadal literą L_o.

Wewnętrzny tok toru zwrotnego.

Urobienie tego toku zależy od sposobu przeprowadzenia poszerzenia toru, podobnie jak przy ułożeniu wewnętrznej opornicy w zwrotnicy z iglicą zakrzywioną.

Stosując stałe poszerzenie e w torze zwrotnym zwrotnicy i rozjazdu, otrzymamy łuk, przytykający w punkcie E'' stycznie do opornicy wewnętrznej i współśrodkowy z łukiem toku zewnętrznego, zakreślony promieniem

$$\varrho_w = \varrho_z - s - e \qquad 254)$$

Ponieważ już przed krzyżownicą, a więc na początku prostej skrzyżowania (w punkcie G) powinna być normalna szerokość toru

dochowana, zagubimy poszerzenie toru w ten sposób, że z punktu G'' poprowadzimy prostą, styczną do łuku (rys. 195).

Jeśli punkt L jest punktem styczności, to długość tej stycznej wynosi w przybliżeniu

$$L G'' = \sqrt{2 \varrho_w \cdot e} \qquad 255\,a)$$

zaś kąt odchylenia tej stycznej od prostej skrzyżowania

$$tang\, \sigma = \sqrt{\frac{2e}{\varrho_w}} \qquad 255\,b)$$

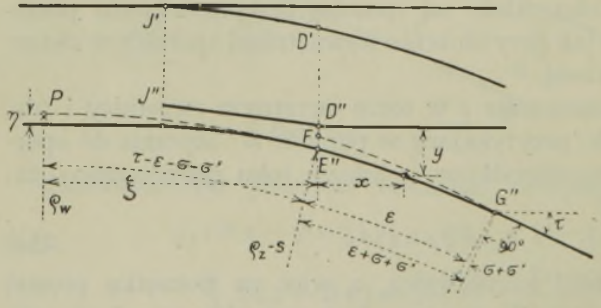
Powstający w punkcie G'' załom toku nie jest dla ruchu szkodliwy, gdyż jest nieznaczny (wartość kąta σ nie przekracza 1^0 na kolejach głównych), a nadto rąbki kół nie dotykają w tem miejscu szyny, gdyż wóz podczas jazdy na zwrotnicę party jest nazewnątrz, a przy jeździe ze zwrotnicy prowadzony dokładnie przez kierownicę w kierunku prostym. Jeśli zwrotnica posiada proste iglice, natenczas poszerzenie jej toru zwrotnego e' jest mniejsze od poszerzenia łuku zwrotnego rozjazdu i łuk toku wewnętrznego, zatoczony promieniem ϱ_w, nie przechodzi przez punkt E''. Przejście do łuku uskutecznimy podobnie, jak w punkcie G'', prowadząc z punktu E'' styczną do łuku, a długość jej i kąt odchylenia od stycznej do łuku opornicy w E'' obliczymy z wzorów 255 a) i b), wprowadzając w nich $(e - e')$ zamiast e.

Załom w punkcie E'' będzie oczywiście znacznie mniejszy niż w punkcie G''.

Długość tak urobionego toku wynosi

$$E''G'' = \varrho_w\, arc\,(\tau - \gamma - \sigma) - (s + e)\, tang\, \gamma + L G'' \qquad 256)$$

Postępując drugim sposobem, a mianowicie stosując zmienne poszerzenie toru, mamy zadanie włożenia łuku, przechodzącego przez punkty E'' i G'' i zatoczonego takim promieniem ϱ_w, aby w środku łuku poszerzenie wynosiło obrane maximum e_o. Łuk ten nie będzie oczywiście styczny ani do opornicy w punkcie E'', ani do prostej skrzyżowania w punkcie G''.



Rys. 196.

Jeśli z punktu G'' poprowadzimy łuk współśrodkowy z łukiem toku zewnętrznego, a za-

tem zatoczony promieniem $(\varrho_z - s)$, (łuk kreskowany $G''F$ na rys. 196) i skręcimy go około punktu G'', aż padnie na E'', to koniec tego łuku F posunął się o poszerzenie e, przyjęte w zwrotnicy, wynoszące $(g_w - g_z)$, a środkowy punkt łuku posunął się o $\frac{e}{2}$. Długość tego łuku wyznaczymy z wzoru 256), wstawiając w nim $(\varrho_z - s)$ zamiast ϱ_w oraz $\sigma = o$, a więc

$$E''G'' = (\varrho_z - s) - arc\,(\gamma - \gamma)\,(s + e)\,tang\,\gamma$$

Kąt środkowy tego łuku wynosi

$$arc\,\delta = \frac{E''G''}{\varrho_z - s}$$

a długość cięciwy $E''G''$

$$c = 2\,(\varrho_z - s)\,sin\frac{\delta}{2}$$

wreszcie strzałka tego łuku

$$y = \frac{c^2}{8\,(\varrho_z - s)}$$

Ponieważ poszerzenie w środku tego łuku wynosi $\frac{e}{2}$, a my chcemy mieć poszerzenie e_o, więc strzałka łuku powinna wynosić

$$y' = y - \left(e_o - \frac{e}{2}\right)$$

Ponieważ strzałka ta jest mała a zatem łuk płaski, możemy promień jego ϱ_w wyznaczyć z wzoru przybliżonego

$$\varrho_w = \frac{c^2}{8\,y'} = (\varrho_z - s) \cdot \frac{y}{y'} \qquad 254a)$$

Promień ten możemy zaokrąglić, a przez to strzałka, a więc poszerzenie e_o nieznacznie się zmienią.

Celem umożliwienia obrachowania rzędnych tego łuku w dowolnym punkcie, przedłużmy go (rys. 196) do punktu P, w którym promień ϱ_w jest prostopadły do osi toru zasadniczego.

Pierwotny kąt środkowy δ tego łuku zmienił się na ε, który obliczymy z wzoru

$$sin\frac{\varepsilon}{2} = \frac{c}{2\,\varrho_w}$$

Skręcenie kreskowanego łuku FG'' do położenia $E''G''$ nastąpiło o kąt σ, dla którego

$$arc\ \sigma = \frac{e}{c}$$

Odchylenie promieni nowego łuku od dawnego wynosi

$$\sigma' = \frac{\delta - \varepsilon}{2}$$

a promień w G'' odchyla się od prostopadłej do prostej skrzyżowania o kąt $(\sigma + \sigma')$. W ten sposób wyznaczymy kąty, zaznaczone na rysunku 196.

Na podstawie tych kątów wyznaczymy

$$\left.\begin{aligned} \xi &= \varrho_w \sin(\tau - \varepsilon - \sigma - \sigma') \\ \eta_1 &= 2\,\varrho_w \sin^2 \frac{\tau - \varepsilon - \sigma - \sigma'}{2} - g_w \end{aligned}\right\} \qquad 257)$$

Znając wymiary ξ i η_1, obliczymy rzędną y łuku dla punktu odległego o x od E'' z wzoru

$$y = (\varrho_w - \eta_1) - \sqrt{\varrho_w^2 - (x + \xi)^2} \qquad 258)$$

Wreszcie długość toku

$$E''G'' = \varrho_w\, arc\ \varepsilon \qquad 259)$$

Rozjazdy z iglicami sprężystemi nie posiadają zwrotnicy w pojęciu, dotychczas przez nas poznanem, gdyż iglice są stale związane z przytykającemi tokami rozjazdu, a przestawianie ich następuje przez wyzyskanie sprężystości materjału iglic. Obrachowanie takich rozjazdów przeprowadzimy odrazu dla całej długości $I'G'K$ (rys. 195) i użyjemy tych samych wzorów do wyznaczenia kąta skrzyżowania τ (wzór 251 a) i prostej skrzyżowania p (wzór 251 b), jeśli w nich podstawimy ω zamiast γ, oraz $g_z = o$.

Urobienie toku wewnętrznego toru zwrotnego nastąpi podług poznanych zasad, a obrachowanie długości toków nie przedstawia żadnych trudności.

Podobnie postąpić należy, jeśli *nie mamy danej zwrotnicy*. W tym wypadku obierzemy ten sam promień zakrzywienia iglicy zewnętrznej i zewnętrznego toku toru zwrotnego, oraz obierzemy stosowne ω i p, poczem obliczymy kąt skrzyżowania τ z wzoru 251 a), wprowadzając w nim ω zamiast γ i $g_z = o$. Po zaokrągleniu tego kąta, względnie stosunku skrzyżowania, obliczymy zmienione p z wzoru 251 b), wprowadzając w nim ω zamiast γ i $g_z = o$. Teraz obierzemy odpowiednie g_z

i obliczymy γ oraz i z wzorów 228) i 230), w które wprowadzimy ϱ_z zamiast ϱ_1. Znalezioną wartość dla i zaokrąglimy na *większą wartość* i obrachujemy zmienione γ i g_z z wzorów

$$\left.\begin{aligned} arc\,\gamma &= arc\,\omega + \frac{i'}{\varrho_z} \\ g_z &= i\left(sin\,\omega + \frac{i}{2\varrho_z}\right) \end{aligned}\right| \qquad 260)$$

Dalsze obrachowanie nastąpi podobnie, jak dla rozjazdu z daną zwrotnicą.

70. ULOŻENIE ROZJAZDU Z CAŁYCH SZYN.

Niekiedy stawiamy żądanie, aby rozjazd nie zawierał szyn ciętych. W tym celu posiadają zarządy kolejowe obok szyn normalnej długości także szyny *anormalne* o mniejszej lub większej długości niż normalna, oraz szyny *skrócone* t. j. o kilkadziesiąt milimetrów krótsze od normalnych.

Jeśli mamy rozjazd urobić z samych całych szyn, wówczas obrachowanie rozjazdu ograniczamy narazie do wzorów 251 a) i b), 252) i 253), poczem staramy się ułożyć toki $D'H$ i $D''H$. Dobierając odpowiednio szyny normalne i anormalne staramy się, aby suma długości szyn, zwiększona szparami 4—6 $^m/_m$ szerokiemi, zbliżyła się ile możności do obliczonej długości $D'H$. Jeśli teraz jednę szynę normalną zastąpimy szyną skrócona, to otrzymamy długość zbliżoną do $D''H$. Długość tę, ułożoną z samych całych szyn, oznaczamy literą L_u i przyjmujemy jako podstawę do obliczenia rozjazdu.

Nietrudno zauważyć, że w miarę, jak ustalona długość L_u wypadnie mniejsza od pierwotnej długości $D''H$, prosta WK na rys. 195 przesunie się równolegle ku iglicom, a przez to prosta $D'W$ się skróci, zaś długość prostej p się zwiększy i w następstwie tego promień ϱ_z musi się zmniejszyć; natomiast w drugim przypadku, gdy długość L_u wypadnie większa, nastąpi zmniejszenie prostej p i zwiększenie promienia ϱ_z. Jeśli zatem do pierwotnego obrachowania rozjazdu przyjęliśmy ϱ_z w najmniejszym dozwolonym wymiarze, natenczas L_u może mieć tylko większą wartość, niż pierwotne $D''H$.

Po ustaleniu długości L_u obrachujemy niewiadome ϱ_z' i p'. Potrzebne równania otrzymamy z rzutu linji $D'K$ na kierunek równoległy i prostopadły do osi toru zasadniczego (podług rys. 195):

$$L_u = \varrho_z'\,(sin\,\tau - sin\,\gamma) + p'\,cos\,\tau - k'$$
$$s - g_z = \varrho_z'\,(cos\,\gamma - cos\,\tau) + p'\,sin\,\tau$$

Po pomnożeniu dolnego równania przez $\cos \tau$, a górnego przez $\sin \tau$ i po odjęciu obu równań otrzymamy

$$L_o \sin \tau - (s - g_z) \cos \tau = \varrho_z' [1 - \cos (\tau - \gamma)] - k' \sin \tau$$

skąd wyznaczymy jedną niewiadomą

$$\varrho_z' = \frac{(L_o + k') \sin \tau - (s - g_z) \cos \tau}{2 \sin^2 \left(\frac{\tau - \gamma}{2} \right)} \qquad 261)$$

Podobnie otrzymamy z powyższych dwóch równań, po wyłączeniu ϱ_z', równanie

$$L_o (\cos \gamma - \cos \tau) - (s - g_z) (\sin \tau - \sin \gamma) = p' [\cos (\tau - \gamma) - 1] - k' (\cos \gamma - \cos \tau)$$

z którego wyznaczymy drugą niewiadomą

$$p' = \frac{(s - g_z) \cos \frac{\tau + \gamma}{2} - (L_o + k') \sin \frac{\tau + \gamma}{2}}{\sin \frac{\tau - \gamma}{2}} \qquad 262)$$

Wartość promienia ϱ_z', otrzymaną z równania 261), można zaokrąglić na mniejszą liczbę ϱ_z'', a wtedy między punktem D' i początkiem łuku powstanie prosta o długości

$$\Delta = (\varrho_z' - \varrho_z'') \operatorname{tang} \frac{\tau - \gamma}{2} \qquad 263)$$

i o tę samą długość zwiększy się prosta p'.

Dokładna długość toku $D'H$ wynosić będzie

$$D'H = \varrho_z' \operatorname{arc} (\tau - \gamma) + p' - k' \qquad 264)$$

Zmiana tej długości wobec wartości pierwotnej wypadnie tak nieznaczna, że drobną różnicę można wyrównać szerokością szpar stykowych i otrzymać tok, ułożony z samych całych szyn.

Za krzyżownicą leżą partje $B'P''$ i $C'Q'$ prostej skrzyżowania (rys. 186), które powinny otrzymać również całe szyny. Długość tych szyn powinna być tak dobrana, aby ich końce leżały dokładnie na prostopadłej do osi toru z końcami drugich przynależnych toków, jako zakończenie rozjazdu. Warunek ten jest wogóle trudny do dochowania, gdyż tylko bardzo drobne różnice długości mogą być wyrównane szerokościami szpar i dlatego częściej spotykamy tu szyny cięte. Długość ich, obok powyższego warunku prostopadłości styków, nie powinna przekraczać pewnej najmniejszości z uwagi na stałość ułożenia szyny. Jako taką najmniejszą długość szyny uważają nie-

którzy wymiar 2·5 do 3·0 *m*, inni zaś długość, spoczywającą na trzech podkładach.

Ułożenie z całych szyn toków, przytykających do opornic, nie przedstawia trudności.

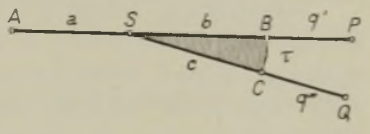
Całkowitą długość rozjazdu mierzy się od styku opornic *A* do końca *P* prostej *q'* i określa się wzorem

$$L = w + i + L_o + (k' + k'') + q' \qquad 265)$$

71. SCHEMAT ROZJAZDU PROSTEGO.

Na planach stacyjnych oznaczamy tory i rozjazdy schematycznie linjami osiowemi. Z rys. 186 widzimy, że stałe i niezmienne zakończenie rozjazdu stanowią końce krzyżownicy, których rzut na osie torów oznaczają punkty *B* i *C*. Dalsze długości $BP = q'$ i $CQ = q''$ mogą być zmienne i dlatego ograniczamy schemat rozjazdu punktami *B* i *C*. Prosta *AB* jest osią toru zasadniczego, która z przedłużoną prostą osią toru zwrotnego *GC* przecina się w środku rozjazdu *S*.

Oznaczmy długości: $AS=a$, $SB=b$ i $SC=c$, to długości te, wraz z kątem skrzyżowania τ, wyznaczają schemat rozjazdu w zupełności. Ewentualnie podaje się jeszcze długości q' i q'' oraz całkowitą długość rozjazdu $AP=L$.



Rys. 197.

Otrzymujemy wykres schematu, przedstawiony na rysunku 197, dla którego znajdziemy z rys. 186:

$$SM = SN = \frac{s}{2} cotang \frac{\tau}{2}$$

oraz

$$AM = w + i + L_o + k'$$

a więc

$$\left.\begin{aligned} AM - SM = a &= w + i + L_o + k' - \frac{s}{2} cotang \frac{\tau}{2} \\ SB = SC = b = c &= \frac{s}{2} cotang \frac{\tau}{2} + k'' \\ AP = L &= a + b + q' \end{aligned}\right\} \qquad 266)$$

Odpowiedzieć jeszcze należy na pytanie, *kiedy należy stosować zwrotnice z zakrzywioną, a kiedy z prostą iglicą zewnętrzną.* Odpowiedź tę otrzymamy po rozważeniu korzyści obydwu ustrojów.

Zwrotnice z iglicą zakrzywioną przedstawiają następujące korzyści:

1. łagodny wjazd na zwrotnicę wobec małego kąta ω,

2. większy kąt γ, umożliwiający zwiększenie kąta skrzyżowania r, a tem samem skrócenie rozjazdu, albo zwiększenie promienia łuku toru zwrotnego,

3. ułatwienie konstrukcji skupień i rozjazdów angielskich.

Korzyści zwrotnic z prostemi iglicami:

1. prostota wykonania, a więc taniość iglicy prostej,

2. symetryczność obu iglic, pozwalająca na stosowanie tych samych iglic do rozjazdów prawo- i lewozwrotnych,

3. prosta opornica wewnętrzna.

Z zestawienia tego wynika, że tańszych zwrotnic z prostemi iglicami użyjemy z korzyścią dla takich rozjazdów, przez które albo całe pociągi nie przejeżdżają, albo tylko z niewielką chyżością, gdyż wówczas większy załom na ostrzu iglicy jest mniej szkodliwy. Zastosujemy je zatem na bocznych torach kolei głównych i na kolejach podrzędnych. Ważniejsze rozjazdy kolei głównych i rozjazdy angielskie otrzymują zwrotnice z zakrzywioną iglicą zewnętrzną.

Następująca tabela *(Tabela a)* zawiera zestawienie wymiarów szeregu rozjazdów prostych dla toru normalnego i wąskiego, z której możemy nabrać wyobrażenia o wielkości i wzajemnej zależności tych wymiarów od kąta skrzyżowania, rodzaju zwrotnicy i szerokości toru.

Tabela a. **Rozjazdy**

L. porz.	Szerokość toru	Stosunek skrzyżowania	Kąt skrzyżowania r	w	g_z	ω	γ
1	normalna	1:11	5°11'40"	0·300	0·119	40'	1°57'45"
2		1:11	5°11'40"	0·300	0·107	40'	1°41'39"
3		1:10	5°42'38"	0·300	0·119	40'	1°57'45"
4		1:10	5°42'38"	0·300	0·122	40'	2°10'30"
5		1:9·51	6°	0·960	—	0°49'41"	—
6		1:9·51	6°	0·802	0·133	0°57'14"	2°15'30"
7		1:9·51	6°	0·302	0·118	0°43'48"	2°8'50"
8		1:8·14	7°	0·850	0·111	$=\gamma$	1°21'40"
9		1:8	7°7'30"	0·300	0·120	40'	2°23'10"
10		1:7	8°7'48"	0·300	0·110	$=\gamma$	1°27'55"
11	1000 m/m	1:9	6°20'25"	0·300	0·100	$=\gamma$	1°30'27"
12		1:8	7°7'30"	0·300	0·100	,,	1°30'27"
13		1:7·115	8°	0·750	0·111	,,	1°21'40"
14		1:7	8°7'48"	0·300	0·100	,,	1°30'27"
15		1:6	9°27'44"	0·300	0·100	,,	1°30'27"
16	760	—	7°4'9"	0·751	0·087	,,	1°30'37"
17	750 m/m	1:8	7°7'30"	0·300	0·090	,,	1°43'6"
18		1:7	8°7'48"	0·300	0·090	,,	1°43'6"
19		1:6	9°27'44"	0·300	0·090	,,	1°43'6"

72. OBRACHOWANIE ROZJAZDÓW ŁUKOWYCH.

Charakterystyczną różnicę między rozjazdem prostym i łukowym stanowi zakrzywienie toru zasadniczego. Z obydwu torów łukowych rozjazdu łukowego jest ten *zasadniczym*, którego oś jest przedłużeniem prostej osi zwrotnicy. Jeśli zwrotnica posiada zakrzywioną iglicę zewnętrzną, wówczas możemy określić jako zasadniczy ten tor, w którym znajdują się prosta iglica i opornica.

Do rozjazdów łukowych *używamy tych samych zwrotnic, co do rozjazdów prostych*, więc część początkowa rozjazdu na długość zwrotnicy pozostaje niezmieniona. Ponieważ w łukowym torze zasadniczym zachodzi z tych samych przyczyn potrzeba prostej skrzyżowania, co w torze zwrotnym, zatem tylko część toru zasadniczego między zwrotnicą a początkiem prostej skrzyżowania otrzyma wygięcie łukiem. Co do długości prostej skrzyżowania pozostają tu ważne uwagi, wypowiedziane przy rozjeździe prostym z tem, że długość ta powinna być niewielka — wogóle niewiele przewyższająca długość przedniej prostej krzyżownicy k' — gdyż wtedy wypadnie większy promień łuku, a nadto rozjazdy łukowe stosuje się z reguły tylko tam, gdzie chyżość jazdy jest niewielka.

Stosowane są dwa sposoby obrachowania rozjazdów łukowych.

1. Urabiamy rozjazd łukowy, przyjmując za podstawę dany roz-

proste. *Tabela a.*

i	ϱ_1	ϱ_2	p	k'	k''	L_o	a	$b = c$	Uwagi
5·20	230	300	2·871	0·850	1·860	18·896	9·429	17·678	
5·20	290	290	2·912	0·850	1·280	19·731	10·264	17·098	
5·20	230	240	2·670	0·800	1·690	17·519	9·433	16·076	
5·00	190	250	2·537	0·800	1·690	17·112	8·826	16·076	
10·00	200	200	3·447	—	1·750	—	8·712	15·441	System „*A*“ iglice spręż.
5·10	185	200	3·419	0·750	1·450	15·751	8·712	15·141	System *Xa*
4·70	190	200	3·433	0·699	1·240	16·202	8·203	14·940	„ *XXIVa*
4·40	∞	150	1·944	0·600	1·100	16·380	10·500	12·831	„ *E*
4·50	150	150	2·312	0·700	1·350	13·954	7·929	12·875	
4·30	∞	120	1·119	0·650	1·050	14·359	9·513	11·146	
3·80	∞	135	1·096	0·670	1·200	11·776	7·518	10·228	
3·80	„	105	1·012	0·640	1·080	10·626	7·334	9·111	
4·40	„	75	1·217	0·600	1·100	9·577	8·177	8·250	System *E*
3·80	„	80	0·874	0·595	0·945	9·480	7·139	7·981	
3·80	„	50	1·442	0·550	0·810	7·777	6·385	6·851	
3·05	„	65	1·603	0·625	1·125	7·346	5·620	7·277	System *XXX*
3·00	„	75	0·924	0·640	1·080	7·330	5·247	7·103	
3·00	„	50	1·272	0·595	0·945	6·236	4·855	6·222	
3·00	„	40	0·814	0·550	0·810	5·629	4·948	5·341	

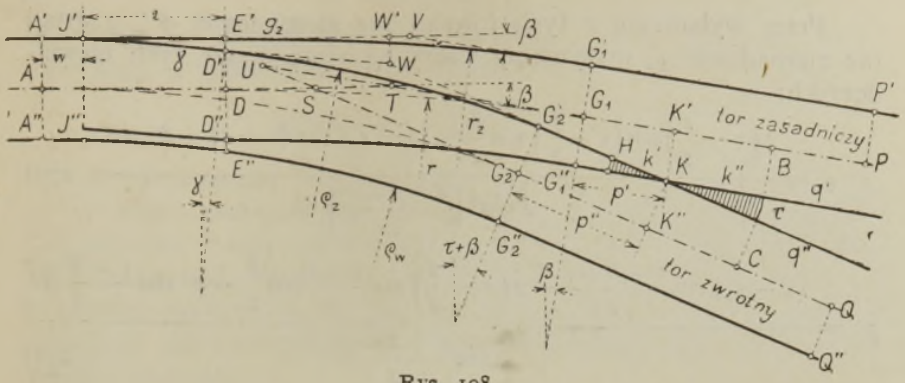
jazd prosty. Zatrzymując dla rozjazdu łukowego ten sam stosunek skrzyżowania i te same długości prostych skrzyżowania, otrzymujemy długość rozjazdu łukowego prawie równą długości rozjazdu prostego. Jeśli zatem pomyślimy sobie zasadniczy tor rozjazdu prostego zgięty podług obranego promienia r, albo kąta skrętu β tak, aby długość L_o tego toru pozostała niezmieniona, natenczas obierzemy jeszcze stosowną długość prostej p' w torze zasadniczym, a do obrachowania pozostaje zmieniony promień ϱ_z i długość prostej p'' w torze zwrotnym, oraz zmienione nieco długości pozostałych toków.

Zauważyć tu należy jeszcze, że nie wszystkie rozjazdy proste nadają się do urobienia rozjazdów łukowych. W rozjeździe łukowym jednostronnym (rys. 198) promień toru zwrotnego zmniejsza się w miarę zmniejszania się promienia r toru zasadniczego. Jeśli zatem w rozjeździe prostym wartość promienia ϱ_z zbliża się do najmniejszej dozwolonej wartości, to może w rozjeździe łukowym długość tego promienia wypaść za mała. Do urobienia rozjazdów łukowych jednostronnych nadają się zatem takie proste rozjazdy, które posiadają mniejsze kąty skrzyżowania r, bo tory zwrotne takich rozjazdów są zakrzywione większemi promieniami i posiadają zwykle dłuższe proste skrzyżowania. Przeciwnie w rozjeździe łukowym dwustronnym (rys. 199) promień ϱ_z rośnie w miarę zmniejszania się promienia r, zatem możemy tu z korzyścią zużytkować krótsze proste rozjazdy o większym kącie skrzyżowania.

2. Drugi sposób obrachowania rozjazdów łukowych polega na tem, że na podstawie danego, lub stosownie obranego stosunku skrzyżowania i obranego kąta β wykonamy próbny wykres rozjazdu łukowego tak, aby promienie r i ϱ, oraz proste p' i p'' otrzymały odpowiednie wartości. Z tego wykresu ustalimy promień r i długość prostej p', a następnie obrachujemy dokładne ϱ i p''. Ten sposób rachowania przedstawia wobec poprzedniego pewne korzyści, a mianowicie jeśli obierzemy długość rozjazdu jednostronnego cokolwiek większą od prostego o tym samym kącie skrzyżowania, natenczas zwiększenie tej długości wyjdzie na korzyść zwiększenia promienia ϱ lub umożliwi zwiększenie kąta β. Przeciwnie przez zmniejszenie promieni rozjazdu dwustronnego uzyskać można zmniejszenie jego długości.

73. ROZJAZD ŁUKOWY JEDNOSTRONNY (rys. 198).

Rachując pierwszym sposobem, mamy daną długość L_o, zawartą między zwrotnicą i krzyżownicą. Obieramy pewną minimalną długość $(p'-k')$, a wtedy tor zasadniczy można wygiąć na długości



Rys. 198.

$L_o-(p'-k')$. Jeśli promień zgięcia toru zasadniczego wynosi r, a kąt zgięcia wynosi β, natenczas otrzymujemy równanie

$$\left(r-\frac{s}{2}\right) arc\,\beta = L_o-(p'-k')$$

Z równania tego obliczymy kąt β, gdy obierzemy wartość promienia r, podług wzoru:

$$arc\,\beta = \frac{L_o-(p'-k')}{r-\frac{s}{2}} \qquad 267)$$

albo promień r przy danem β z wzoru:

$$r = \frac{L_o-(p'-k')}{arc\,\beta}+\frac{s}{2} \qquad 268)$$

Wartość tę należy zaokrąglić i obliczyć zmienione β z wzoru 267) lub zmienione p' z wzoru

$$p' = L_o-\left(r-\frac{s}{2}\right) arc\,\beta + k' \qquad 269)$$

W celu wyznaczenia niewiadomych ϱ_z i p'' wykonajmy rzut linji $D'G_2'KG_1''D''$ na kierunek promienia r_z, poprowadzonego na początku zwrotnicy w E', oraz rzut na kierunek prostopadły do poprzedniego, przyczem przyjmijmy narazie, że wewnętrzny tok łuku $D''G_1''$ bez względu na poszerzenie toru zakreślony jest promieniem $\left(r-\frac{s}{2}\right)$ Otrzymamy w ten sposób dwa równania:

$$s-g_z = \varrho_z[\cos\gamma-\cos(\tau+\beta)]+p''\sin(\tau+\beta)-$$
$$-p'\sin\beta-\left(r-\frac{s}{2}\right)(1-\cos\beta)$$

$$\varrho_z[\sin(\tau+\beta)-\sin\gamma]+p''\cos(\tau+\beta)=\left(r-\frac{s}{2}\right)\sin\beta+p'\cos\beta$$

Przez wyłączenie z tych równań raz niewiadomej p'', a drugi raz niewiadomej ϱ_z otrzymamy wzory na wyznaczenie tych niewiadomych:

$$\varrho_z = \frac{2\left(r-\frac{s}{2}\right)\sin\left(\tau+\frac{\beta}{2}\right)\sin\frac{\beta}{2} - (s-g_z)\cos(\tau+\beta) + p'\sin\tau}{2\sin^2\left(\frac{\tau+\beta-\gamma}{2}\right)} \quad 270)$$

$$p'' = \frac{(s-g_z)\cos\frac{\tau+\beta+\gamma}{2} - 2\left(r-\frac{s}{2}\right)\sin\frac{\tau+\gamma}{2}\sin\frac{\beta}{2} - p'\sin\frac{\tau-\beta+\gamma}{2}}{\sin\frac{\tau+\beta-\gamma}{2}} \quad 271)$$

Gdyby mimo poprzedniego zorjentowania się wynikła z rachunku za mała wartość dla ϱ_z, natenczas trzeba albo r zwiększyć, a tem samem β zmniejszyć, albo zastosować rozjazd o mniejszym kącie skrzyżowania τ.

Obliczoną z wzoru 270) wartość dla ϱ_z, względnie promień osiowy $\varrho = \varrho_z - \frac{s}{2}$, zaokrąglimy na mniejszą liczbę ϱ_z', a wtedy między punktem D' a początkiem łuku powstanie prosta o długości

$$\Delta = (\varrho_z - \varrho_z')\,tang\frac{\tau+\beta-\gamma}{2} \quad 272)$$

i o tę samą długość zwiększy się prosta p''.

Długości toków wynoszą:

Tok wewnętrzny toru zasadniczego otrzymuje tę samą długość, co w rozjeździe prostym, a więc

$$D''H = L_o \quad 273\,a)$$

Tok zewnętrzny toru zasadniczego posiada długość

$$A'P' = w + i + \left(r+\frac{s}{2}\right) arc\,\beta + p' + k'' + q' \quad 273\,b)$$

Tok zewnętrzny toru zwrotnego:

$$D'H = \varrho_z\, arc\,(\tau+\beta-\gamma) + p'' - k' \quad 273\,c)$$

Tok wewnętrzny toru zwrotnego:

$$A''Q'' = w + i' + (\varrho_z - s)\, arc\,(\tau+\beta-\gamma) - s\sin\gamma + p'' + k'' + q'' \quad 273\,d)$$

Wzory na długość toków wewnętrznych ustawione są bez uwzględnienia poszerzenia toru, bo zmiana przebiegu tych toków skutkiem poszerzenia nie wpłynie znacząco na ich długość. We wzorach 273 c) i d) wprowadzić należy niezaokrąglone wartości ϱ_z i p''.

Rachując drugim sposobem użyjemy tych samych wzorów 270—273), a tylko wzór 273a) dozna zmiany i uzyska postać

$$D''H = \left(r - \frac{s}{2}\right) arc\,\beta + p' - k' \qquad 274)$$

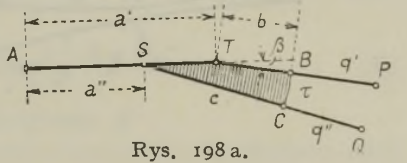
Przeprowadzenie poszerzenia toru tak w torze zasadniczym, jak i w zwrotnym, uskutecznimy podług wskazówek, podanych przy rozjeździe prostym. Poszerzenie w prostym torze zwrotnicy, jako przygotowanie do poszerzenia w łuku toru zasadniczego, może być wykonane w wielkości kilku milimetrów, jest jednak mniej ważne, niż w torze zwrotnym zwrotnicy, gdyż promienie łuku toru zasadniczego otrzymują zwykle większe wartości.

Do wytyczenia rozjazdu trzeba wyznaczyć współrzędne wierzchołków zewnętrznych łuków toru zasadniczego i zwrotnego. Do tego celu posłużą wzory:

$$\left.\begin{aligned} E'V &= \left(r + \frac{s}{2}\right) tang\frac{\beta}{2} \\ E'W' &= \varrho_z\, tang\,\frac{\tau + \beta - \gamma}{2} \cdot cos\,\gamma \\ WW' &= g_z + \varrho_z\, tang\,\frac{\tau + \beta - \gamma}{2} \cdot sin\,\gamma = g_z + E'W' \cdot tang\,\gamma \end{aligned}\right\} \qquad 275)$$

Schemat rozjazdu.

Przez przedłużenie prostych osi G_1B i G_2C obu torów aż do przecięcia się z osią AD prostego toru zwrotnicy (rys. 198) otrzymamy dwa punkty S i T. Punkt S jest środkiem rozjazdu podobnie jak w rozjeździe prostym, zaś punkt T jest punktem wierzchołkowym łuku toru zasadniczego. Schemat rozjazdu będzie określony, jeśli wykreślimy proste AST, TB i SC w należytem względnem nachyleniu i wpiszemy długości tych prostych, jakoteż kąt skrzyżowania τ i kąt skrętu β. Wykres ten przedstawiony jest na rys. 198a.



Rys. 198a.

Celem wyznaczenia długości dla schematu przedłużmy na rys. 198 proste TB i SC do przecięcia się w punkcie U, to otrzymamy:

$$UK' = UK'' = \frac{s}{2}\, cotang\frac{\tau}{2}$$

Ponieważ

$$TK' = r\, tang\frac{\beta}{2} + p'$$

zatem

$$TU = (t) = UK' - TK' = \frac{s}{2}\, cotang\frac{\tau}{2} - r\, tang\frac{\beta}{2} - p' \qquad 276)$$

Z trójkąta STU znajdziemy przy pomocy twierdzenia sinusowego:

$$SU = (t)\frac{\sin\beta}{\sin(\tau+\beta)} \quad \text{oraz} \quad ST = (t)\frac{\sin\tau}{\sin(\tau+\beta)}$$

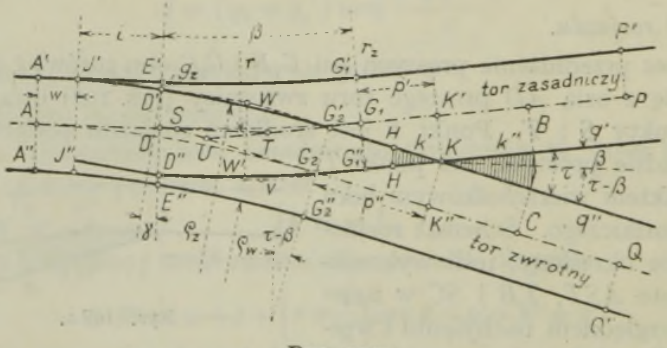
Ponieważ wreszcie $$DT = r\,tang\frac{\beta}{2}$$

zatem przy użyciu wzoru 276) otrzymamy:

$$\left.\begin{aligned} AT = a' &= AD + DT = w + i + r\,tang\frac{\beta}{2} \\ AS = a'' &= AT - ST = a' - (t)\frac{\sin\tau}{\sin(\tau+\beta)} \\ TB = b &= TK' + k'' = r\,tang\frac{\beta}{2} + p' + k'' \\ SC = c &= UK'' + k'' - US = \frac{s}{2}\,cotang\frac{\tau}{2} + k'' - (t)\frac{\sin\beta}{\sin(\tau+\beta)} \end{aligned}\right\} \quad 277)$$

74. ROZJAZD ŁUKOWY DWUSTRONNY (rys. 199).

Zastosujemy sposób obrachowania zupełnie analogiczny, jak przy rozjeździe jednostronnym.



Rys. 199.

Rachując pierwszym sposobem otrzymamy dla danej z prostego rozjazdu długości $D''H = L_o$ równanie

$$arc\,\beta = \frac{L_o - (p' - k')}{r + \frac{s}{2}} \qquad 278)$$

z którego dla obranego promienia r i prostej p' obliczymy kąt zgięcia β. Gdyby kąt β był dany, natenczas obrachujemy z tego równania promień r, zaokrąglimy go i obrachujemy zmienione p'.

Celem wyznaczenia niewiadomych ϱ_z i p'' wykonamy rzut linji $D'G_2'K\,G_1''D''$ na promień r_z poprowadzony w D'' i na prostopadłą do tego promienia.

Uzyskamy dwa równania

$$s-g_z=\varrho_z[\cos\gamma-\cos(\tau-\beta)]+p''\sin(\tau-\beta)+p'\sin\beta+r_z(1-\cos\beta)$$

$$\varrho_z[\sin(\tau-\beta)-\sin\gamma]+p''\cos(\tau-\beta)=r_z\sin\beta+p'\cos\beta$$

W równaniach tych jest $r_z=r+\frac{s}{2}$

Wyłączając z nich niewiadomą p'', otrzymamy wzór

$$=\frac{2r_z\sin\left(\tau-\frac{\beta}{2}\right)\sin\frac{\beta}{2}-(s-g_z)\cos(\tau-\beta)+p'\sin\tau}{2\sin^2\left(\frac{\tau-\beta-\gamma}{2}\right)} \qquad 279)$$

zaś po wyłączeniu z tych równań niewiadomej ϱ_z wzór

$$p''=\frac{(s-g_z)\cos\frac{\tau-\beta+\gamma}{2}-2r_z\sin\frac{\tau+\gamma}{2}\sin\frac{\beta}{2}-p'\sin\frac{\tau+\beta+\gamma}{2}}{\sin\frac{\tau-\beta-\gamma}{2}} \qquad 280)$$

Wzory 279) i 280) można otrzymać wprost z wzorów 270) i 271), wstawiając w nie $(-r_z)$ zamiast $\left(r-\frac{s}{2}\right)$ i zmieniając znak kąta β.

Jeśli dla p'' wypadnie dopuszczalna wartość, to ϱ_z otrzymane z wzoru 279) zaokrąglimy na mniejszą liczbę ϱ_z', a wtedy powstanie przy D' prosta o długości

$$\Delta=(\varrho_z-\varrho_z')\,tang\frac{\tau-\beta-\gamma}{2} \qquad 281)$$

i o taką samą długość przedłuży się prosta p''.

Gdyby zaś prosta p'', obrachowana z wzoru 280), wypadła za mała (mniejsza niż k'), to możemy zmniejszyć promień ϱ_z, który w rozjeździe dwustronnym otrzymuje większą wartość, niż w rozjeździe prostym, i uzyskać w ten sposób potrzebne Δ jako przedłużenie prostej p''.

Dla obliczenia długości toków otrzymujemy następujące wzory:

Tok zewnętrzny toru zasadniczego, jak w prostym rozjeździe

$$D''H=L_o \qquad 282\,a)$$

Tok wewnętrzny toru zasadniczego:

$$A'P'=w+i+\left(r-\frac{s}{2}\right)arc\,\beta+p'+k''+q' \qquad 282\,b)$$

Tok zewnętrzny toru zwrotnego:

$$D'H = \varrho_z \, arc\,(\tau - \beta - \gamma) + p'' - k' \qquad 282\,c)$$

Tok wewnętrzny toru zwrotnego:

$$A''Q'' = w + i' + (\varrho_z - s)\, arc\,(\tau - \beta - \gamma) - s \sin\gamma + p'' + k'' + q'' \qquad 282\,d)$$

Uwagi, wypowiedziane do wzoru 273 a—d), pozostają i tutaj ważne.

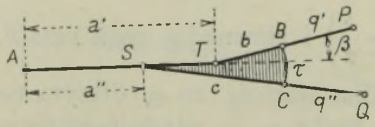
Rachując drugim sposobem, użyjemy tych samych wzorów 279) do 282 b), c) i d), a tylko wzór 282 a) przejdzie w następujący:

$$D''H = \left(r + \frac{s}{2}\right) arc\,\beta + p' - k' \qquad 283)$$

Poszerzenie torów i urobienie toków wewnętrznych nastąpi podług uwag, wypowiedzianych przy rozjeździe jednostronnym.

Współrzędne wierzchołków zewnętrznych toków obu torów, odniesione do prostej $A''D''$, obliczymy z następujących wzorów:

$$\left.\begin{aligned} D''V &= r_z \, tang\frac{\beta}{2} \\ D''W' &= \varrho_z \, tang\frac{\tau - \beta - \gamma}{2} \cdot \cos\gamma \\ WW' &= (s - g_z) - D''W'' \cdot tang\,\gamma \end{aligned}\right\} \qquad 284)$$



Rys. 199 a.

Schemat rozjazdu urobiony jest na tych samych podstawach, co w rozjeździe jednostronnym z analogicznem wyznaczeniem poszczególnych długości (rys. 199 a):

$$\left.\begin{aligned} a' &= w + i + r\,tang\frac{\beta}{2} \\ a'' &= a' - (t)\,\frac{\sin\tau}{\sin(\tau - \beta)} \\ b &= r\,tang\frac{\beta}{2} + p' + k'' \\ c &= \frac{s}{2}\,cotang\frac{\tau}{2} + k'' + (t)\,\frac{\sin\beta}{\sin(\tau - \beta)} \end{aligned}\right\} \qquad 285)$$

przyczem wyraz (t) otrzymuje tę samą postać, jak we wzorze 276).

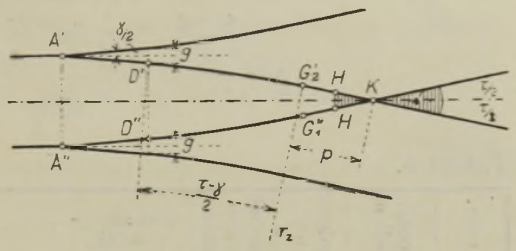
75. ROZJAZD SYMETRYCZNY.

Rozjazd symetryczny stanowi szczególny przypadek rozjazdu łukowego dwustronnego. W takim rozjeździe wszystkie elementy są ułożone symetrycznie względem przedłużonej osi toru prostego, poprzedza-

jącego rozjazd. Urobienie takiego rozjazdu możliwe jest tylko przy użyciu zwrotnicy z prostemi iglicami.

Rozjazdy z zakrzywioną iglicą zewnętrzną, urobione w ten sposób, że promienie obu torów są jednakowe, a zwane powszechnie symetrycznemi, nie są niemi w ścisłem znaczeniu tego słowa, gdyż w rzeczywistości nie posiadają żadnych symetrycznie ułożonych elementów.

Celem uzyskania zupełnej symetrji układu należy zwrotnicę z prostemi iglicami ułożyć tak względem osi symetrji (rys. 200), aby proste, poprowadzone z A' i A'' równolegle do tej osi, połowiły kąt γ i wymiar g. Wówczas oś symetrji przejdzie przez matematyczny punkt skrzyżowania K i przepołowi kąt skrzyżowania τ, a promienie łuków obu torów i proste skrzyżowania będą jednakowe.



Rys. 200.

Stosując pierwszy sposób rachunku, mamy dane z prostego rozjazdu $D'H = D''H = L_o$, a więc warunek

$$L_o = r_z \, arc \frac{\tau - \gamma}{2} + (p - k')$$

Istnieje jeszcze drugi warunek, a mianowicie rzut linji $D'G_2'K$ lub linji $D''G_1''K$ na prostopadłą do osi symetrji równa się $\frac{s-g}{2}$ a zatem

$$\frac{s-g}{2} = r_z \left(\cos\frac{\gamma}{2} - \cos\frac{\tau}{2} \right) + p \sin\frac{\tau}{2}$$

Z tych dwóch równań obrachujemy obie niewiadome r_z i p, i uzyskamy następujące wzory:

$$r_z = \frac{(L_o + k') \sin\frac{\tau}{2} - \frac{s-g}{2}}{arc\frac{\tau-\gamma}{2} \sin\frac{\tau}{2} - 2 \sin\frac{\tau+\gamma}{4} \sin\frac{\tau-\gamma}{4}} \qquad 286)$$

$$p = \frac{\frac{s-g}{2} arc\frac{\tau-\gamma}{2} - 2 (L_o + k') \sin\frac{\tau+\gamma}{4} \sin\frac{\tau-\gamma}{4}}{arc\frac{\tau-\gamma}{2} \sin\frac{\tau}{2} - 2 \sin\frac{\tau+\gamma}{4} \sin\frac{\tau-\gamma}{4}} \qquad 287)$$

Jeśli w zwrotnicy zastosujemy jakieś poszerzenie toru e, to we wzorach powyższych wprowadzić należy $\frac{s+e-g}{2}$ zamiast $\frac{s-g}{2}$

Promień $r = r_z - \frac{s}{2}$ można zaokrąglić na mniejszą wartość r' a wtedy przy D' i D'' powstaną proste o długości

$$\Delta = (r - r') \, tang \frac{\tau - \gamma}{4} \qquad 288)$$

i o tę samą długość przedłużą się obie proste p.

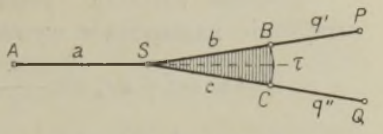
Rachując drugim sposobem, mamy tylko drugi z powyższych warunków wypełnić, a więc obierzemy promień r, a prostą p obliczymy z wzoru

$$p = \frac{\frac{s-g}{2} - 2 r_z \sin \frac{\tau + \gamma}{4} \sin \frac{\tau - \gamma}{4}}{\sin \frac{\tau}{2}} \qquad 289)$$

Tabela b. **Rozjazdy**

L. porz.	L. porz. tabeli a	Szerokość toru	Stosunek skrzyżowania	Kąt skrzyżowania τ	r	β	v_z
						Rozjazdy łukowe	
1	1	1435	1:11	5°11'40"	800	1°12'1·5"	218·840
2	2	1435	1:11	5°11'40"	600	1°40'51"	196·157
3	2	1435	1:11	5°11'40"	400	2°31'22"	168·870
4	3	1435	1:10	5°42'38"	800	1° 5'53"	185·193
5	3	1435	1:10	5°42'38"	600	1°27'53"	172·095
6	3	1435	1:10	5°42'38"	400	2°11'54"	150·786
7	12	1000	1:8	7° 7'30"	500	1°10'39"	87·040
8	12	1000	1:8	7° 7'30"	300	1°57'50"	78·130
9	12	1000	1:8	7° 7'30"	150	3°56' 4"	62·224
10	17	750	1:8	7° 7'30"	300	1°24' 6"	60·229
11	17	750	1:8	7° 7'30"	200	2° 6'14"	54·833
12	17	750	1:8	7° 7'30"	100	4°12'56"	43·221
						Rozjazdy łukowe	
1	3	1435	1:10	5°42'38"	800	1° 5'46"	340·985
2	7	1435	1:9·51	6°	600	1°19'23"	298·963
3	—	1435	1:9·51	6°	300	2°	$\varrho = 300$
4	—	1435	1:9·51	6°	330	2°	$\varrho = 330$
5	—	1435	1:8·14	7°	210	2°35'26"	$\varrho = 200$
6	9	1435	1:8	7°7'30"	400	1°39'59"	236·686
7	12	1000	1:8	7°7'30"	500	1°10'31"	132·368
8	12	1000	1:8	7°7'30"	300	1°57'27"	160·210
9	12	1000	1:8	7°7'30"	150	3°54'30"	338·263
10	—	1000	1:7·115	8°	120	2°47' 5"	$\varrho = 120$
11	—	760	—	7°4' 9"	100	1° 8'18"	$\varrho = 65$
12	17	750	1:8	7°7'30"	300	1°23'53"	99·339
13	17	750	1:8	7°7'30"	200	2° 5'45·5"	118·565
14	17	750	1:8	7°7'30"	150	4°11' 3"	146·923

Ważna tu jest uwaga co do poszerzenia toru e, wypowiedziana przy wzorach 286) i 287). Jeśli obierzemy $r = 2\,\varrho$, gdy ϱ jest promieniem osi toru zwrotnego rozjazdu prostego o tym samym kącie τ, natenczas długość rozjazdu i prostej p wypadną prawie zupełnie zgodne z temi długościami rozjazdu prostego; można jednak przyjąć mniejsze r, a wtedy wzrośnie długość prostej p, a zmniejszy się długość rozjazdu.



Rys. 200 a.

Długości toków i współrzędne wierzchołków łuków toków zewnętrznych obliczymy analogicznie, jak w rozjeździe dwustronnym; po-

łukowe. *Tabela b.*

p'	p''	a'	b	a''	c	Uwagi
jednostronne						
3·0	2·883	13·881	13·241	10·274	16·843	
3·0	2·916	14·302	13·082	11·265	16·114	
3·0	2·915	14·308	13·088	11·604	15·780	
3·0	2·724	13·166	12·356	10·046	15·475	
3·0	2·735	13·169	12·359	10·208	15·316	
3·0	2·755	13·174	12·364	10·490	15·042	
1·0	0·997	9·238	7·218	7·610	8·844	
1·0	0·989	9·242	7·222	7·756	8·704	
1·0	0·974	9·252	7·232	8·035	8·441	
0·64	0·854	6·970	5·390	5·536	6·821	
0·64	0·829	6·972	5·392	5·649	6·712	
0·64	0·774	6·980	5·400	5·906	6·467	
dwustronne						
3·0	2·571	13·153	12·343	8·535	16·964	
3·0	3·703	11·928	11·377	7·103	16·206	
5·215	5·629	11·326	12·152	6·472	17·012	System *Xa*
4·749	5·173	10·769	11·749	5·987	16·537	„ *XXIVa*
6·983	2·054	10·320	12·831	10·320	12·831	„ *E*
3·0	1·999	10·617	10·167	7·080	13·708	
1·0	1·032	9·228	7·208	6·947	9·491	
1·0	1·052	9·225	7·205	6·596	9·838	
1·0	1·175	9·218	7·198	4·982	11·442	
2·940	1·513	8·935	6·957	6·955	8·941	System *E*
5·159	2·157	4·845	7·277	4·845	7·277	„ *XXX*
0·64	1·040	6·961	5·380	4·816	7·528	
0·64	1·134	6·959	5·378	4·515	7·826	
0·64	1·278	6·957	5·376	4·117	8·221	

dobnie urobimy również toki wewnętrzne przy zastosowaniu odpowiednio dobranego poszerzenia toru.

Schemat rozjazdu symetrycznego, przedstawiony na rys. 200 a, otrzymuje następujące wymiary:

$$\left.\begin{aligned} a &= w + i + 2r_2 \cos\frac{\tau+\gamma}{4} \sin\frac{\tau-\gamma}{4} + p \cos\frac{\tau}{2} - \frac{s}{2} \operatorname{cosec}\frac{\tau}{2} \\ b &= c = \frac{s}{2} \operatorname{cotang}\frac{\tau}{2} + k'' \end{aligned}\right\} \quad 290)$$

Celem dania obrazu stosunków, jakie zachodzą między rozjazdami łukowemi a prostemi, z których zostały urobione, oraz między elementami rozjazdu łukowego, podajemy zestawienie wymiarów szeregu rozjazdów łukowych kolei normalno- i wąskotorowych (patrz *Tabela b* na str. 328 i 329).

II. SKUPIENIA ROZJAZDÓW.

76. UKŁADY SKUPIEŃ.

Jeśli z jednego toru — zasadniczego — ma nastąpić odgałęzienie kilku torów bocznych na jedną lub na obydwie strony, można następstwo rozjazdów rozmaicie przeprowadzić. Najprostszy układ powstanie, jeśli bezpośrednio do końca pierwszego rozjazdu przytyka następny i t. d. Układ taki wymaga znacznej długości toru zasadniczego, która jest dla ruchu stacyjnego stracona i tak np. cztery po sobie następujące rozjazdy kolei głównej potrzebują około 120 *m* długości.

Skrócenie tej długości, stanowiącej nieużytki stacyjne, uzyskać można przez włożenie jednego rozjazdu w drugi, czyli przez ułożenie *skupienia rozjazdów*, które może być *jednostronne* lub *dwustronne* zależnie od tego, czy zwrotne tory obu rozjazdów skręcają w tę samą stronę, czy też w strony przeciwne.

Skupienie jednostronne może być urobione w dwojaki sposób, a mianowicie obydwa rozjazdy są jeden za drugim włożone w tor zasadniczy (rys. 201), albo drugi rozjazd jest włożony w tor zwrotny pierwszego rozjazdu (rys. 202).

W skupieniu dwustronnem włożone są obydwa rozjazdy w tor zasadniczy (rys. 203).

Odstęp obu po sobie następujących rozjazdów jest w pewnych granicach dowolny. Jedną granicę stanowi zbliżenie wewnętrznej krzyżownicy *O* do krzyżownicy *K* (patrz rysunki 201 do 203), zaś drugą granicę ustala dopuszczalnie najmniejszy odstęp rozjazdów,

wynikający z warunku, żeby iglica $I_1''D_1''$ na rysunkach 202 i 203, względnie iglica $I'D'$ na rysunku 201, miała między sąsiedniemi tokami dość miejsca na przesunięcie ostrza.

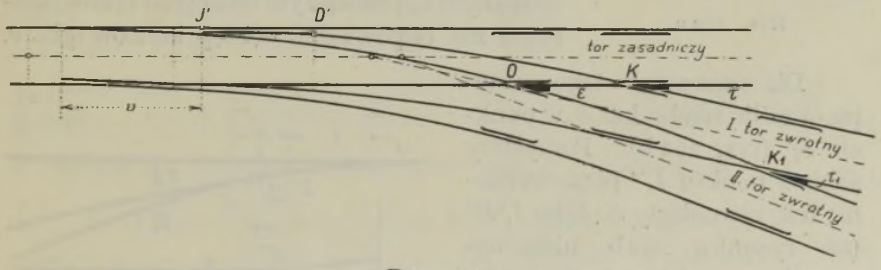
W obydwu przypadkach skupienia jednostronnego zachodzi skrzyżowanie zewnętrznego toku toru zwrotnego II rozjazdu z prostym tokiem toru zasadniczego; w skupieniu dwustronnem następuje skrzyżowanie toków zewnętrznych obu torów zwrotnych. Skrzyżowanie to następuje pod kątem ε większym od kąta τ. Krzyżownicę O, którą tu układamy, nazywamy dla odróżnienia od krzyżownic K i K_1 *krzyżownicą wewnętrzną.*

Warunek, ustawiony już poprzednio dla krzyżownic, aby przed i poza krzyżownicą znajdowały się proste o pewnej długości, może być i dla krzyżownicy O dochowany, zazwyczaj jednak prostej tej nie wkładamy, lecz przeprowadzamy łuk przez krzyżownicę. Pominięcie tej prostej jest dopuszczalne, bo już przy rozjeździe prostym wykazaliśmy, iż nie przyczynia się ona wiele do ułatwienia przejazdu przez krzyżownicę, a nadto odchylenie prostych toków krzyżownicy od łuku jest tak nieznaczne, iż większe są nieuniknione błędy w ułożeniu skupienia; natomiast ułożenie takiej prostej powoduje znaczne zmniejszenie promieni łuków, położonych przed i poza krzyżownicą, a tem samem utrudnia, a nawet uniemożliwia urobienie skupienia.

Do urobienia skupień stosujemy zazwyczaj jednakowe rozjazdy proste, zachodzą jednak przypadki użycia dwóch różnych rozjazdów.

77. OBRACHOWANIE SKUPIENIA JEDNOSTRONNEGO.

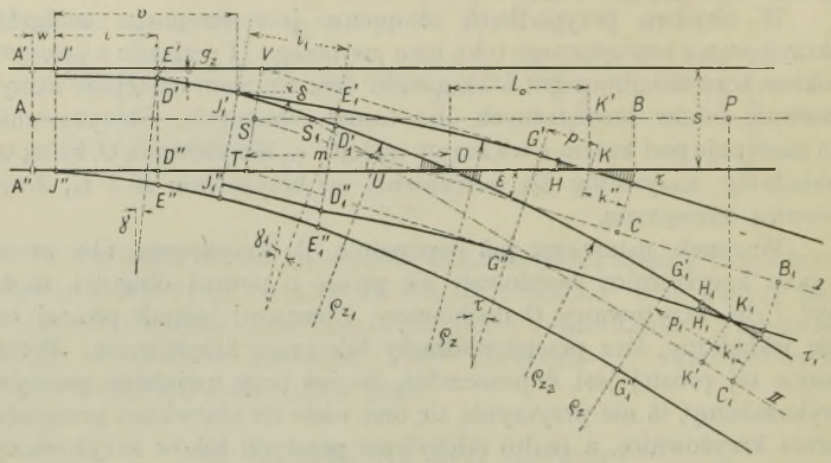
Z wymienionych dwóch sposobów urobienia takiego skupienia sposób pierwszy, przedstawiony na rysunku 201, jest bardzo rzadko



Rys. 201.

używany, dlatego omówimy bliżej tylko przypadek drugi, przedstawiony na rys. 202, w którym rozjazd II włożony jest w tor zwrotny rozjazdu I.

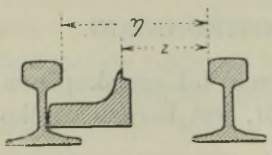
Celem pomieszczenia zwrotnicy II rozjazdu w torze zwrotnym rozjazdu I, trzeba w ten tor włożyć prostą o długości, równej co naj-



Rys. 202.

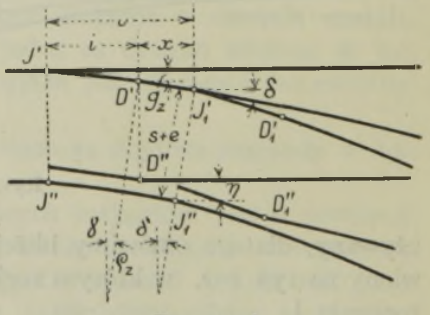
mniej długości iglicy II rozjazdu i wskutek tego zastosować do łuków, położonych przed i poza tą iglicą, promień ϱ_z mniejszy, niż w rozjeździe normalnym.

Dopuszczalnie najmniejszy odstęp rozjazdów v (rys. 202) określony jest warunkiem, aby iglica $I_1''D_1''$ miała dość miejsca na przesunięcie. Jeśli narysujemy przekrój obu sąsiednich toków i ostrza iglicy, przesuniętego o wymiar z, ustalony wzorami 245) i 248), to wymiar η (rys. 202 a) będzie szukanym najmniejszym odstępem toków, któremu ma odpowiadać odstęp końców iglic v.



Rys. 202 a.

Dla oznaczenia tego odstępu określić trzeba kąt δ w punkcie I_1' (rys. 202 b). Pomyślmy sobie z punktu I_1'' poprowadzony łuk równoległy do łuku $I_1'D'$ (na rysunku 202 b niezaznaczony), to odstęp tych łuków wynosi $(s+e)$, jeśli e oznacza poszerzenie toru na końcu iglicy $I_1''D_1''$. Z rzutu tego łuku na prostopadłą do toru zasadni-



Rys. 202 b.

czego otrzymamy równanie

$$\eta_i - (g_z + e) = (\varrho_z - s - e)\,(\cos\gamma - \cos\delta)$$

z którego wyznaczymy

$$\cos\delta = \cos\gamma - \frac{\eta_i - (g_z + e)}{\varrho_z - s - e} \qquad 291)$$

Następnie otrzymujemy z rysunku 202 b):

$$x = \varrho_z\,(\sin\delta - \sin\gamma)$$
$$v = i + x = i + \varrho_z\,(\sin\delta - \sin\gamma) \qquad 292)$$

Dla obranego promienia ϱ_z i dla prostej $I_1'E_1' = i_1$ (rys. 202) obliczymy długość prostej p z rzutu linji $D'I_1'E_1'G'K$ na prostopadłą do toru zasadniczego. Otrzymujemy równanie

$$s - g_z = \varrho_z\,(\cos\gamma - \cos\delta) + i_1 \sin\delta + \varrho_z\,(\cos\delta - \cos\tau) + p\sin\tau$$

z którego otrzymamy wzór

$$p = \frac{(s - g_z) - 2\,\varrho_z \sin\frac{\tau+\gamma}{2}\sin\frac{\tau-\gamma}{2} - i_1\sin\delta}{\sin\tau} \qquad 293)$$

Gdyby prosta p, obliczona z tego wzoru, wypadła zbyt krótka, uzyskamy zwiększenie jej przez zmniejszenie promienia ϱ_z do wartości ϱ_z' na długości łuku między punktami E_1' i G'. Zmieniona wskutek tego długość prostej otrzyma wzór

$$p' = \frac{(sg - z) - 2\,\varrho_z \sin\frac{\delta+\gamma}{2}\sin\frac{\delta-\gamma}{2} - 2\,\varrho_z' \sin\frac{\tau+\delta}{2}\sin\frac{\tau-\delta}{2} - i_1\sin\delta}{\sin\tau} \qquad 293a)$$

Następnie obierzemy dla łuku $D_1'O$ mały promień ϱ_{z1} i wykonamy rzut wieloboku zamkniętego $E_1'G'KOD_1'E_1'$ na kierunek prostopadły i równoległy do toru zasadniczego.

Otrzymamy w ten sposób dwa równania:

$$\varrho_z\,(\cos\delta - \cos\tau) + p\sin\tau - g_z\cos\delta - \varrho_{z1}\,[\cos(\delta + \gamma_1) - \cos\varepsilon] = 0$$
$$\varrho_z\,(\sin\tau - \sin\delta) + p\cos\tau + g_z\sin\delta - \varrho_{z1}\,[\sin\varepsilon - \sin(\delta + \gamma_1)] - l_o = 0$$

Z pierwszego równania wyznaczymy kąt ε, z drugiego l_o:

$$\cos\varepsilon = \frac{g_z\cos\delta - 2\,\varrho_z \sin\frac{\tau+\delta}{2}\sin\frac{\tau-\delta}{2} - p\sin\tau}{\varrho_{z1}} + \cos(\delta + \gamma_1) \qquad 294)$$

$$l_o = 2\,\varrho_z \cos\frac{\tau+\delta}{2}\sin\frac{\tau-\delta}{2} - 2\,\varrho_{z1}\cos\frac{\varepsilon+\delta+\gamma_1}{2}\sin\frac{\varepsilon-\delta-\gamma_1}{2} + p\cos\tau + g_z\sin\delta \qquad 295)$$

W dalszej części OK_1 łuku zwrotnego obierzemy promień ϱ_{z2} (zazwyczaj równy promieniowi ϱ_{z1}) i obrachujemy długość prostej $G_1'K_1 = p_1$. W tym celu przedłużmy proste toki $G'K$ i $G''K_1$ aż do przecięcia się z tokami toru zasadniczego w punktach V i T, a wówczas otrzymamy

$$TK = VK = \frac{s}{\sin\tau}$$

zaś długość $TO = m = TK - OK$, a więc

$$m = \frac{s}{\sin\tau} - l_o \qquad 296)$$

Z rzutu wieloboku $TOG_1'K_1$ na kierunek prostopadły do prostej TK_1 otrzymamy równanie

$$m \sin\tau - \varrho_{z2}[\cos(\varepsilon - \tau) - \cos\tau_1] - p_1 \sin\tau_1 = o$$

z którego wyznaczymy

$$p_1 = \frac{m\sin\tau - 2\varrho_{z2}\sin\frac{\tau_1 - \tau + \varepsilon}{2}\sin\frac{\tau_1 + \tau - \varepsilon}{2}}{\sin\tau_1} \qquad 297)$$

W ten sposób są tok zewnętrzny i położenie punktu K_1 wyznaczone.

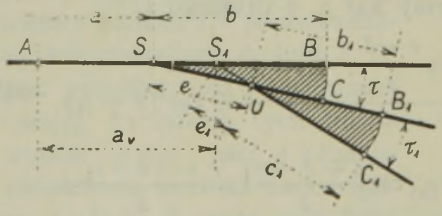
Jeśli kąt ε jest dany, natenczas promień ϱ_{z1} nie może być dowolnie obrany, lecz wyznaczymy go z pierwszego z dwóch równań, poprzedzających wzór 294)

$$\varrho_{z1} = \frac{2\varrho_z \sin\frac{\tau + \delta}{2}\sin\frac{\tau - \delta}{2} + p\sin\tau - g_z\cos\delta}{2\sin\frac{\varepsilon + \delta + \gamma_1}{2}\sin\frac{\varepsilon - \delta - \gamma_1}{2}} \qquad 298)$$

Po zaokrągleniu tego promienia na mniejszą wartość ϱ_{z1}' otrzymamy przy D_1' i przy O proste o długości

$$\Delta = (\varrho_{z1} - \varrho_{z1}')\,tang\frac{\varepsilon - \delta - \gamma_1}{2} \qquad 299)$$

Celem określenia *schematu*, przedstawionego na rys. 202 c (obacz także rys. 202), należy wyznaczyć przedewszystkiem wymiary schematu I rozjazdu, który doznał zmiany przez włożenie prostej $I_1'E_1' = i_1$ w tok zewnętrzny toru zwrotnego. W tym celu wyznaczmy rzut linji $A'I'D'I_1'E_1'G'K$ (rys. 202) na oś toru zasadniczego:



Rys. 202 c.

$$AK' = w + i + \varrho_2 (\sin\delta - \sin\gamma) + i_1 \cos\delta + \varrho_2 (\sin\tau - \sin\delta) + p\cos\tau =$$

$$= (w + i) + 2\varrho_2 \cos\frac{\tau+\gamma}{2} \sin\frac{\tau-\gamma}{2} + i_1 \cos\delta + p\cos\tau$$

Dalej czytamy z rys. 202

$$SK' = \frac{s}{2} \operatorname{cotang}\frac{\tau}{2}$$

a z tych wyrażeń otrzymujemy:

$$AS = AK' - SK'$$
$$SB = SK' + k''$$

Następnie określić trzeba długość prostej TK_1. Otrzymamy ją z rzutu wieloboku $TOG_1'K_1T$ na kierunek prostopadły do prostej p_1 (rys. 202):

$$TK_1 \cdot \sin\tau_1 - m\sin(\tau + \tau_1) - \varrho_2 [1 - \cos(\tau + \tau_1 - \varepsilon)] = 0$$

skąd

$$TK_1 = \frac{m\sin(\tau+\tau_1) + 2\varrho_2 \sin^2\left(\frac{\tau+\tau_1-\varepsilon}{2}\right)}{\sin\tau_1} \qquad 300)$$

Jeśli z punktu S pomyślimy sobie poprowadzoną prostopadłą na prostą TK_1 (rys. 202), to otrzymamy:

$$SB_1 = k_1'' + TK_1 + \frac{s}{2} \operatorname{tang}\frac{\tau}{2}$$

zaś

$$UK_1' = \frac{s}{2} \operatorname{cotang}\frac{\tau_1}{2}$$

zatem

$$UB_1 = UC_1 = \frac{s}{2} \operatorname{cotang}\frac{\tau_1}{2} + k_1''$$

zaś

$$SU = SB_1 - UB_1 = TK_1 - \frac{s}{2}\left(\operatorname{cotang}\frac{\tau_1}{2} - \operatorname{tang}\frac{\tau}{2}\right)$$

Znając SU, wyznaczymy z trójkąta SS_1U

$$SS_1 = SU \cdot \frac{\sin\tau_1}{\sin(\tau+\tau_1)}\,;\; S_1U = SU \cdot \frac{\sin\tau}{\sin(\tau+\tau_1)}$$

a wreszcie

$$S_1C_1 = S_1U + UC_1$$

Na podstawie powyższego przeprowadzenia otrzymujemy dla schematu następujące wzory:

$$
\left.
\begin{aligned}
a = AS &= (w+i) + 2\varrho_2 \cos\frac{\tau+\gamma}{2}\sin\frac{\tau-\gamma}{2} + i_1\cos\delta + p\cos\tau - \\
&\quad - \frac{s}{2}\operatorname{cotang}\frac{\tau}{2} \\
b = c = SB &= \frac{s}{2}\operatorname{cotang}\frac{\tau}{2} + k'' \\
e = SU &= TK_1 - \frac{s}{2}\left(\operatorname{cotang}\frac{\tau_1}{2} - \operatorname{tang}\frac{\tau}{2}\right) \\
e_1 = S_1U &= e\,\frac{\sin\tau}{\sin(\tau+\tau_1)} \\
a_v = AS_1 &= a + e\,\frac{\sin\tau_1}{\sin(\tau+\tau_1)} \\
b_1 = c_1 = UB_1 &= UC_1 = \frac{s}{2}\operatorname{cotang}\frac{\tau_1}{2} + k_1''
\end{aligned}
\right\} \quad 301)
$$

Gdy $\tau = \tau_1$, natenczas

$$e = TK_1 - s\operatorname{cotang}\tau$$

Współrzędne punktu K_1 znajdziemy podług danych schematu:

$$
\left.
\begin{aligned}
AP = x &= a + (e + b_1 - k_1'')\cos\tau - \frac{s}{2}\sin\tau \\
PK_1 = y &= (e + b_1 - k_1'')\sin\tau + \frac{s}{2}\cos\tau
\end{aligned}
\right\} \quad 302)
$$

Przystosowanie toków wewnętrznych przy odpowiednio dobranem poszerzeniu toru i z uwzględnieniem szerokości normalnej przy krzyżownicach, jako też obrachowanie długości wszystkich toków uskuteczni się w znany sposób.

Przez usunięcie toru zasadniczego przekształci się skupienie w rozjazd łukowy jednostronny o kącie skrzyżowania τ_1 i kącie zgięcia $\beta = \tau - \delta$.

Usuwając tor zwrotny I rozjazdu otrzymamy układ torów, który może być użyty jako rozjazd prosty o kącie skrzyżowania ε i o odchyleniu toru zwrotnego o kąt $\tau + \tau_1$. Ta różnorodność użycia może być przy przekształcaniu torów na stacji doskonale wyzyskana i ten wzgląd wraz ze skróceniem nieużytku w torze zasadniczym stanowią wyższość skupienia podług rys. 202 nad skupieniem, urobionem w pierwszy sposób podług rys. 201.

78. OBRACHOWANIE SKUPIENIA DWUSTRONNEGO.

Najmniejszy możliwy odstęp rozjazdów v (rys. 203) otrzymamy, po ustaleniu wymiaru η podług rys. 202 a, z rzutu łuku $D'F$ na kie-

runek prostopadły i równoległy do osi toru zasadniczego. Otrzymamy dwa równania:

$$i_1 - g_{z1} = \varrho_{z1}(\cos\gamma - \cos\delta)$$
$$\xi = \varrho_{z1}(\sin\delta - \sin\gamma)$$

Z pierwszego równania wyznaczymy

$$\cos\delta = \cos\gamma - \frac{i_1 - g_{z1}}{\varrho_{z1}} \qquad 303)$$

a z drugiego

$$\xi = 2\,\varrho_{z1}\cos\frac{\delta+\gamma}{2}\sin\frac{\delta-\gamma}{2} \qquad 304)$$

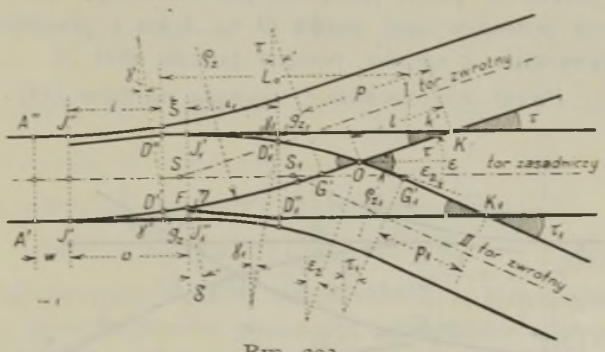
a wreszcie

$$v = i + \xi \qquad 305)$$

W tym rodzaju skupienia zajść mogą dwa wypadki, a mianowicie punkt skrzyżowania O wypada na prostej p I rozjazdu (rys. 203), albo na łuku $D'G'$ tego rozjazdu (rys. 204). Omówimy obydwa przypadki, przyczem zauważyć należy, iż pierwszy z nich zajdzie przeważnie na kolejach głównych, gdzie rozjazdy posiadają dłuższe proste skrzyżowania.

a) Punkt skrzyżowania O wypada na prostej G'K (rys. 203).

Tok zewnętrzny toru zwrotnego II rozjazdu przebiega bez zmiany, a styczna w punkcie O tego łuku zawiera z równoległą do osi toru zasadniczego nieznany kąt ε_2. Drugą niewiadomą jest odległość punktu O od punktu K, równa l.



Rys. 203.

Z rzutów wieloboku $I_1'D_1'OK$ na równoległą i prostopadłą do osi toru zasadniczego otrzymamy dwa równania:

$$i_1 + \varrho_{z1}(\sin\varepsilon_2 - \sin\gamma_1) + l\cos\tau = i + L_o + k' - v$$
$$g_{z1} + \varrho_{z1}(\cos\gamma_1 - \cos\varepsilon_2) - l\sin\tau = o$$

Wyłączając z tych równań niewiadomą l znajdziemy

$$\cos(\varepsilon_2 + \tau) = \cos(\gamma_1 + \tau) - \frac{(L_o + k' + i - i_1 - v)\sin\tau - g_{z1}\cos\tau}{\varrho_{z1}} \qquad 306)$$

a z drugiego równania znajdziemy

$$l = \frac{g_{z1} + 2\,\varrho_{z1}\,\sin\frac{\varepsilon_2 + \gamma_1}{2}\sin\frac{\varepsilon_2 - \gamma_1}{2}}{\sin\tau} \qquad 307)$$

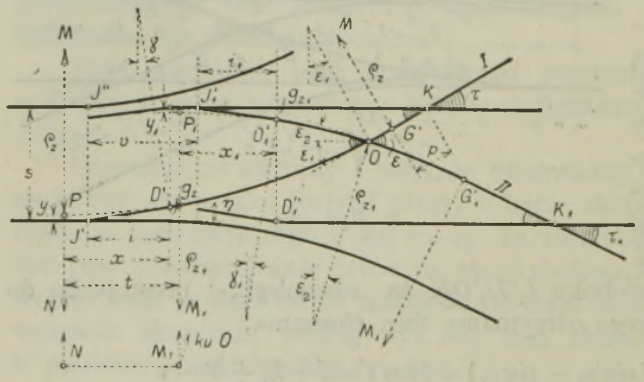
We wzorze tym wstawimy za ε_2 wartość otrzymaną z wzoru 306).

Krzyżownicę O urobimy zazwyczaj z szyn, gdybyśmy jednak mieli do dyspozycji krzyżownicę laną o kącie skrzyżowania ε nieco mniejszym od znalezionego kąta $(\tau + \varepsilon_2)$, natenczas możnaby ją zużytkować, stosując do danego kąta ε odstęp v. Odstęp ten wyznaczymy z pierwszego równania rzutów, poprzedzającego wzór 306):

$$v = (L_o + k' + i - i_1) - \frac{g_{z1}}{n} - \frac{2\,\varrho_{z1}}{\sin\tau}\sin\frac{\varepsilon + \gamma_1 + \tau}{2}\sin\frac{\varepsilon - \gamma_1 - \tau}{2} \qquad 308)$$

Zmienioną długość l obliczymy z wzoru 307), w którym wstawimy $(\varepsilon - \tau)$ zamiast ε_2. Jeśliby obliczone l wypadło większe niż długość prostej $K'G = p$, natenczas można przez zmniejszenie promienia ϱ_z (o ile to jest z uwagi na jego wielkość dopuszczalne) uzyskać cofnięcie punktu G' przed punkt O, nie zmieniając zresztą I rozjazdu, albo też pozostawiamy punkt O na luku i przeprowadzamy obliczenie ponownie w sposób, podany poniżej pod b).

b) Punkt skrzyżowania O wypada na luku D'G' (rys. 204).



Rys. 204

Krzyżownica wewnętrzna O otrzymuje kąt skrzyżowania $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$. Nieznane kąty ε_1 i ε_2 wyznaczymy z rzutów wieloboku $I'D'OD_1'I_1'$ na prostopadłą i równoległą do osi toru zasadniczego. Otrzymamy następujące dwa równania:

$$i + \varrho_z(\sin\varepsilon_1 - \sin\gamma) = v + i_1 + \varrho_{z1}(\sin\varepsilon_2 - \sin\gamma_1)$$
$$\varrho_z(\cos\gamma - \cos\varepsilon_1) + \varrho_{z1}(\cos\gamma_1 - \cos\varepsilon_2) = s - g_z - g_{z1}$$

Jeśli te równania przekształcimy na

$$\varrho_{z1} \sin \varepsilon_2 = \varrho_{z1} \sin \gamma_1 - \varrho_z \sin \gamma - (v - i + i_1) + \varrho_z \sin \varepsilon_1$$
$$\varrho_{z1} \cos \varepsilon_2 = \varrho_{z1} \cos \gamma_1 + \varrho_z \cos \gamma - (s - g_z - g_{z1}) - \varrho_z \cos \varepsilon_1$$

i podstawimy w nich

$$\varrho_{z1} \sin \gamma_1 - \varrho_z \sin \gamma - (v - i + i_1) = A$$
$$\varrho_{z1} \cos \gamma_1 + \varrho_z \cos \gamma - (s - g_z - g_{z1}) = B$$

a następnie je podniesiemy do kwadratu i dodamy do siebie, to powstanie równanie

$$B \cos \varepsilon_1 - A \sin \varepsilon_1 = \frac{A^2 + B^2 + \varrho_z^2 - \varrho_{z1}^2}{2 \varrho_z}$$

Wstawiając jeszcze

$$tg \varphi = \frac{B}{A}$$

otrzymamy ostatecznie wzór do obrachowania kąta ε_1

$$\sin (\varphi - \varepsilon_1) = \frac{A^2 + B^2 + \varrho_z^2 - \varrho_{z1}^2}{2 A \varrho_z} \cos \varphi \qquad 309)$$

i podobnie znajdziemy

$$\sin (\varphi + \varepsilon_2) = \frac{A^2 + B^2 - \varrho_z^2 + \varrho_{z1}^2}{2 A \varrho_{z1}} \cos \varphi \qquad 310)$$

Jeśli rozjazdy I i II są jednakowe, to wzory 309) i 310) przejdą we wzór

$$\sin (\varphi - \varepsilon_1) = \sin [180 - (\varphi + \varepsilon_2)] = \frac{A^2 + B^2}{2 A \varrho_z} \cos \varphi \qquad 311)$$

przyczem $A = -v$, oraz $B = 2 \varrho_z \cos \gamma - (s - 2 g_z)$

Do wyznaczenia położenia punktu O otrzymujemy równanie

$$OK = \varrho_z \, arc \, (\iota - \varepsilon_1) + p \qquad 312)$$

Jeśli dana jest krzyżownica o kącie skrzyżowania ε, różniącym się od sumy $(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$, wówczas trzeba wyznaczyć odpowiedni odstęp rozjazdów v.

W tym celu przedłużmy zewnętrzne toki torów zwrotnych do punktów P i P_1, w których promienie stoją prostopadle do toru zasadniczego i wyznaczmy odstęp tych promieni t. Jeśli punkt O połączymy ze środkami łuków M i M_1, oraz ze środka M_1 poprowadzimy równoległą do toru zasadniczego aż do przecięcia się w punkcie N z przedłużonym promieniem MP, to otrzymamy dwa trójkąty MM_1O oraz MM_1N z których wyznaczymy:

$$MM_1^2 = \varrho_z^2 + \varrho_{z1}^2 + 2 \varrho_z \varrho_{z1} \cos \varepsilon$$

oraz

$$MM_1^2 = t^2 + (\varrho_z + y - s + y_1 + \varrho_{z1})^2$$

a z porównania prawych stron otrzymamy wzór do wyznaczenia odstępu t:

$$t^2 = (s - y - y_1)[2(\varrho_z + \varrho_{z1}) - (s - y - y_1)] - 2\varrho_z \varrho_{z1}(1 - \cos\varepsilon) \quad 313)$$

Jeśli jeszcze napiszemy:

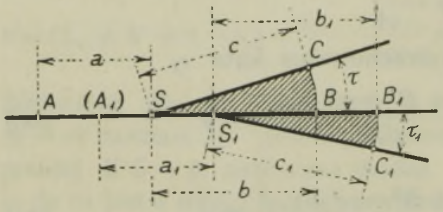
$$x = \varrho_z \sin\gamma\,;\; x_1 = \varrho_{z1} \sin\gamma_1\,;\; y = g_z - \frac{x^2}{2\varrho_z}\,;\; y_1 = g_{z1} - \frac{x_1^2}{2\varrho_{z1}}$$

to otrzymujemy $$v = t + i - i_1 - x + x_1 \quad 314)$$

Jeśli obydwa rozjazdy są jednakowe, wówczas

$$v = t \quad 315)$$

Urobienie toków wewnętrznych i wyznaczenie długości wszystkich toków przeprowadzimy w znany już sposób.



Rys. 205.

Schemat dwustronnego skupienia rozjazdów (rys. 205) otrzymamy przez zestawienie schematów obu rozjazdów w odstępie v. Punktu A_1 w rzeczywistości niema, bo przy złożeniu rozjazdów odpadł. Wymiar SS_1 wynosi

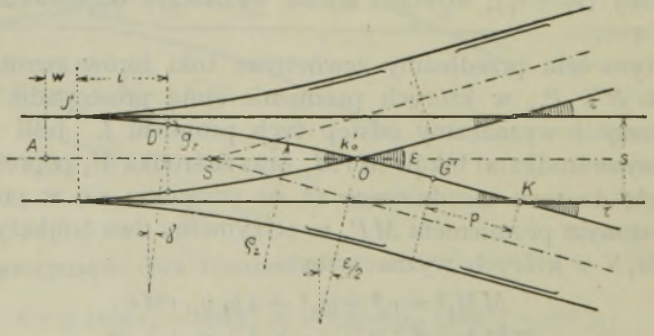
$$SS_1 = a_1 - a + v + w - w_1 \quad 316)$$

a jeśli rozjazdy są jednakowe, wówczas oczywiście

$$SS_1 = v \quad 316a)$$

79. ROZJAZD PODWÓJNY (TRÓJDZIELNY).

Rozjazd podwójny jest szczególnym przypadkiem skupienia dwustronnego, powstającym wówczas, gdy obydwie zwrotnice złożymy razem (rys. 206).



Rys. 206.

Do opornic przytykają wówczas po dwie iglice, którym ze względów konstrukcyjnych dajemy różne długości. Do takiego układu dobieramy jednakowe rozjazdy, a wtedy otrzymujemy wszystkie części składowe *symetrycznie ułożone* względem osi toru zasadniczego.

Niewiadomą ε wyznaczymy z rzutu łuku $D'O$ na prostopadłą do AO:

$$\frac{s}{2} - g_z = \varrho_z \left(\cos\gamma - \cos\frac{\varepsilon}{2} \right)$$

skąd otrzymamy

$$\cos\frac{\varepsilon}{2} = \cos\gamma - \frac{s - 2g_z}{2\varrho_z} \qquad 317)$$

Odległość punktu O od początku rozjazdu otrzymamy z wzoru

$$AO = w + i + \varrho_z \left(\sin\frac{\varepsilon}{2} - \sin\gamma \right) \qquad 318)$$

Jeśli prosta p posiada większą długość, to punkt G' wypada tak blisko punktu O, że kąt ε nie wiele się różni od kąta 2τ. Jeśli mamy do dyspozycji krzyżownice o kącie 2τ, wówczas możemy użyć ich z korzyścią, przedłużając prostą p do punktu O, lub, co lepiej, o długość k_o' krzyżownicy w O, a więc dając jej długość

$$p = \frac{s}{2\sin\tau} + k_o' \qquad 319)$$

Zmieniony promień ϱ_z wyznaczymy z rzutu linji $D'K$ na prostopadłą do toru zasadniczego

$$s - g_z = \varrho_z (\sin\tau - \sin\gamma) + p\sin\tau$$

skąd

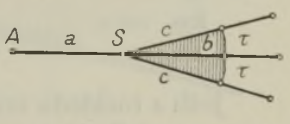
$$\varrho_z = \frac{(s - g_z) - p\sin\tau}{2\sin\frac{\tau+\gamma}{2}\sin\frac{\tau-\gamma}{2}} \qquad 320)$$

Zaokrąglając otrzymaną wartość na mniejszą ϱ_z' otrzymamy zmienioną wartość prostej p

$$p' = \frac{(s - g_z) - 2\varrho_z' \sin\frac{\tau+\gamma}{2}\sin\frac{\tau-\gamma}{2}}{\sin\tau} \qquad 319\,a)$$

Zmienioną długość AO i długości toków wyznaczyć nie trudno.

Schemat rozjazdu podwójnego (rys. 206a) wymaga wyznaczenia dwóch długości a i b odpowiednio do przebiegu toru zwrotnego w sposób analogiczny, jak w rozjeździe prostym.



Rys. 206 a.

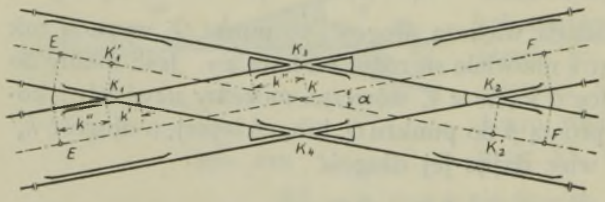
III. SKRZYŻOWANIA.

80. SKRZYŻOWANIE PROSTYCH TORÓW.

Skrzyżowanie dwóch prostych torów pod kątem prostym lub pod większym kątem ostrym, nie ma zastosowania w połączeniach torów we właściwem tego słowa znaczeniu i dlatego rozważania nasze ograniczymy na tem miejscu do t. zw. *ostrego skrzyżowania* t. j. pod kątem równym kątowi ι zwykłego rozjazdu, lub o nie wiele ten kąt przewyższającym. Takie skrzyżowanie trzeba niejednokrotnie włączyć w połączenie torów, a stanowi ono także podstawę do urobienia rozjazdu angielskiego.

Kąt skrzyżowania torów oznaczać będziemy stale literą α.

Jak to z rysunku 207 widzimy, skrzyżowanie wymaga czterech przecięć toków, a więc czterech krzyżownic, z których dwie, K_1 i K_2 są to zwykłe krzyżownice jednodzióbowe, a pozostałe dwie, K_3 i K_4 są *krzyżownicami podwójnemi* z dwoma dzióbami, zwanemi także *symetrycznemi*. Krzyżownice te mogą być albo urobione z szyn, albo jako lane tarcze. W drugim przypadku obliczymy k' i k'' dla zwykłych krzyżownic tak samo, jak dla krzyżownic rozjazdów, a wtedy długość krzyżownicy symetrycznej wynosi $2\,k''$. Długości toków między punktami skrzyżowania wynoszą



Rys. 207.

$$K_1K_3 = \frac{s}{\sin\alpha}$$

a między krzyżownicami

$$\frac{s}{\sin\alpha} - k' - k''$$

Rys. 207 a.

Do ustalenia *schematu* (rys. 207 a) trzeba znać długość $EK = KF = u$, dla której otrzymujemy wzór

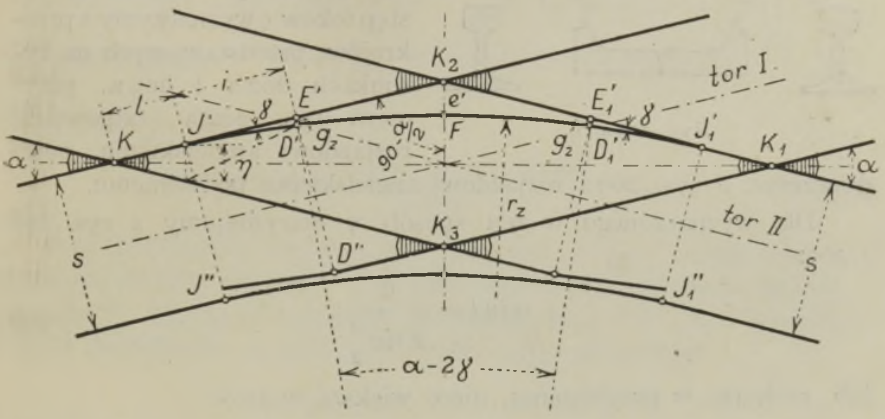
$$u = \frac{s}{2}\,cotang\,\frac{\alpha}{2} + k'' \qquad 321)$$

Jeśli z rozkładu szyn wypada przedłużenie torów poza krzyżownicami, to wielkość tego przedłużenia trzeba na schemacie zaznaczyć.

Dla krzyżownic urobionych z szyn należy długość u zakończyć punktem K_1', czyli po prawej stronie wzoru 321) opuścić wyraz k''.

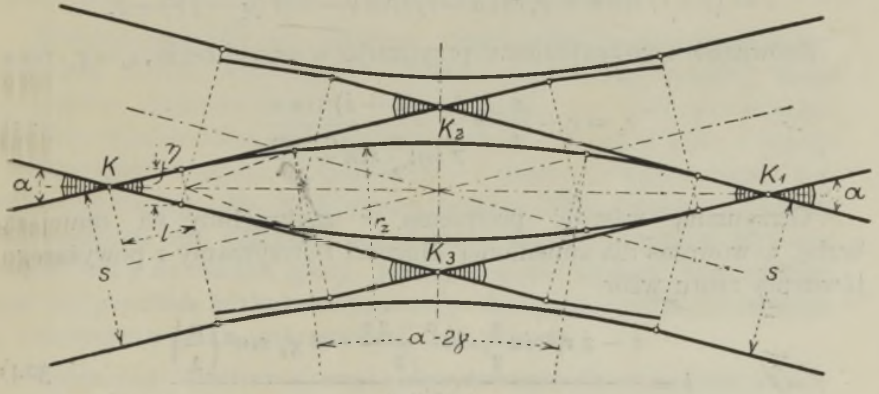
81. ROZJAZD ANGIELSKI.

Jeśli kąt skrzyżowania α zbliża się swoją wartością do kąta ε zwykłego rozjazdu, wówczas połączenie krzyżujących się torów można włożyć wewnątrz skrzyżowania. Jeśli mianowicie w skrzyżowanie, przedstawione na rys. 208, włożymy dwie zwrotnice i połączymy je



Rys. 208.

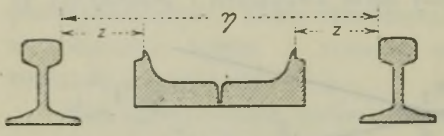
torem łukowym, to umożliwimy przejazd z toru I na II i odwrotnie. Układ taki nazywamy *rozjazdem angielskim pojedyńczym*. Połączenie torów jest tu jednostronne. Jeśli symetrycznie wykonamy drugie takie połączenie, to wtedy mamy połączenie obustronne, zupełne i taki układ *nazywamy rozjazdem angielskim podwójnym* (rys. 209).



Rys. 209.

Do obrachowania rozjazdu angielskiego trzeba przedewszystkiem ustalić położenie zwrotnic, a więc oznaczyć długość prostej l. Długość ta może być obrana dowolnie, lecz stosunki będą tem korzystniejsze, im będzie ona krótsza, gdyż wtedy albo promień łuku, albo kąt skrzyżowania α wypadną większe.

Najmniejszą dopuszczalną długość prostej l wyznaczymy z warunku, że koniec iglicy ma między sąsiedniemi tokami znaleźć miejsce na przesunięcie przy przestawianiu zwrotnicy. Potrzebny odstęp toków η wyznaczymy z przekrojów, przedstawionych na rysunkach 202 a i 209 a, przyczem rys. 202 a odpowiada rozjazdowi angielskiemu pojedyńczemu, a rys. 209 a rozjazdowi angielskiemu podwójnemu.



Rys. 209 a.

Dla wyznaczonego w ten sposób η otrzymujemy z rys. 208 i 209:

$$\min l = \frac{\eta}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}$$

lub, rachując w przybliżeniu, nieco większą wartość

$$\min l = \frac{\eta}{\sin \alpha} \qquad 322)$$

Jeśli dany jest kąt skrzyżowania α, wyznaczymy promień r_z łuku łączącego zwrotnice, z rzutu linji $KI'E'D'FD_1'E_1'I_1'K_1$ na prostopadłą do II toru (rys. 208):

$$s = (l+i) \sin \alpha - g_z \cos \alpha + r_z [\cos \gamma - \cos (\alpha - \gamma)] + g_z$$

Z równania tego znajdziemy, przyjmując w przybliżeniu, $g_z = g_z \cdot \cos \alpha$

$$r_z = r + \frac{s}{2} = \frac{s - (l+i) \sin \alpha}{2 \sin \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\alpha - 2\gamma}{2}} \qquad 323)$$

Otrzymaną wartość promienia r zaokrąglimy na mniejszą liczbę, a wówczas dla zmienionej długości l otrzymamy z powyższego równania rzutu wzór

$$l = \frac{s - 2 r_z \sin \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\alpha - 2\gamma}{2} - 2 g_z \sin^2 \left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \alpha} \qquad 324)$$

Gdyby z warunków zadania wynikała potrzeba oznaczenia największego kąta α, jaki przy danym promieniu jest możliwy, to kąt ten wyznaczymy z powyższego równania rzutu, jeśli w niem wstawimy za l wartość z wzoru 322), a więc:

$$s = \eta + i \sin\alpha - g_z \cos\alpha + r_z [\cos\gamma - \cos(\alpha - \gamma)] + g_z$$

Po ugrupowaniu tego równania podług funkcyj kąta α, otrzymamy:

$$\cos\alpha (r_z \cos\gamma + g_z) + \sin\alpha (r_z \sin\gamma - i) = r_z \cos\gamma + g_z + \eta - s$$

i po podstawieniu $\quad tang\,\varphi = \dfrac{r_z \cos\gamma + g_z}{r_z \sin\gamma - i}$

otrzymamy dla kąta α wzór:

$$\sin(\varphi + \alpha) = \frac{r_z \cos\gamma + g_z + \eta - s}{r_z \sin\gamma - i} \cos\varphi \qquad 325)$$

Przy wytyczeniu rozjazdu potrzebny jest odstęp e' środka łuku F od punktu skrzyżowania K_2. Jeśli przyjmiemy z nieznacznym błędem, że punkt E' leży na przedłużeniu promienia łuku w D', to z trójkąta $E' K_2 M$ otrzymamy na podstawie twierdzenia sinusowego

$$(r_z + g_z) : \cos\frac{\alpha}{2} = (r_z + e') : \cos\gamma$$

że

$$e' = (r_z + g_z) \frac{\cos\gamma}{\cos\frac{\alpha}{2}} - r_z \qquad 326)$$

Toki wewnętrzne urobimy, dostosowując je do toków zewnętrznych, podług zasad poznanych przy rozjeździe prostym.

Rozjazd angielski jest układem stosowanym bardzo często w połączeniach torów stacyjnych. Ujemną jego stronę stanowi mały stosunkowo, dopuszczalny kąt skrzyżowania, nie wiele przewyższający kąt skrzyżowania rozjazdów zwykłych. Wielkość kąta α zależy w odwrotnym stosunku od promienia r i prostej l, więc rozjazdy podwójne wymagają albo mniejszych promieni, albo mniejszych kątów skrzyżowania, niż rozjazdy pojedyńcze. Znaczny wpływ wywiera również kąt γ na osadzie iglicy. Im kąt ten jest większy, tem większy może być promień, lub kąt skrzyżowania. Z tego powodu korzystniejsze są zwrotnice z iglicą zakrzywioną, niż prostą.

Największe możliwe stosunki skrzyżowania dla rozjazdów angielskich kolei normalnotorowych zawiera następujące zestawienie:

Rozjazd angielski		Koleje główne: tory główne	Koleje główne: tory boczne	Koleje lokalne
pojedyńczy	iglica prosta . . .	0·10 ($5^0 42' 38''$)	0·11 ($6^0 16' 38''$)	0·12 ($6^0 50' 34''$)
	„ łukowa . . .	0·12 ($6^0 50' 34''$)	0·13 ($7^0 24' 25''$)	0·14 ($7^0 58' 11''$)
podwójny	„ prosta . . .	0·09 ($5^0 8' 34''$)	0·10 ($5^0 42' 38''$)	0·11 ($6^0 16' 38''$)
	„ łukowa . .	0·11 ($6^0 16' 38''$)	0·12 ($6^0 50' 34''$)	0·13 ($7^0 24' 25''$)

Z zestawienia tego widzimy, że kąty skrzyżowania w rozjazdach angielskich są małe, uniemożliwiające ułożenie tych rozjazdów w drogach zwrotniczych ze zwiększonem odchyleniem toru rdzennego. Pewne zwiększenie kąta skrzyżowania można wprawdzie uzyskać przez częściowe zestruganie stopek iglic na ostrzu i zmniejszenie w ten sposób wymiaru η, a więc długości l, jednak zwiększenie to jest naogół nieznaczne.

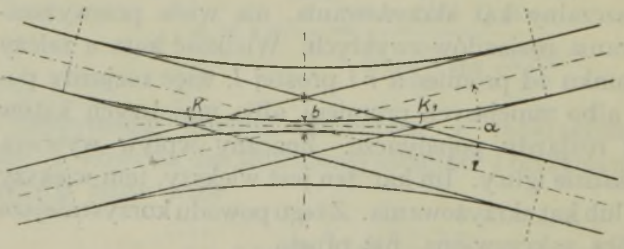
82. ROZJAZD ANGIELSKI SKRÓCONY.

Dążność do wydatniejszego zwiększenia kąta α doprowadziła do odmiennej konstrukcji rozjazdu angielskiego podług projektu inż. *Bäselera**), którą autor nazwał *rozjazdem angielskim skróconym*. Układ ten znalazł w latach ostatnich zastosowanie na kolejach niemieckich i na szwajcarskich kolejach związkowych.

Zasada pomysłu jest następująca:

Jeśli kąt skrzyżowania α na rysunku 209 będziemy powiększali, nie zmieniając promienia łuków łączących, to iglice wraz z częścią torów łukowych wysuną się poza obręb skrzyżowania torów prostych, a więc poza punkty K i K_1, a równocześnie zewnętrzne toki torów łukowych wewnątrz skrzyżowania będą się ku sobie zbliżały; przy pewnym kącie α zetkną się w punkcie środkowym, poczem przy dalszem jego zwiększaniu będą się rozchodziły.

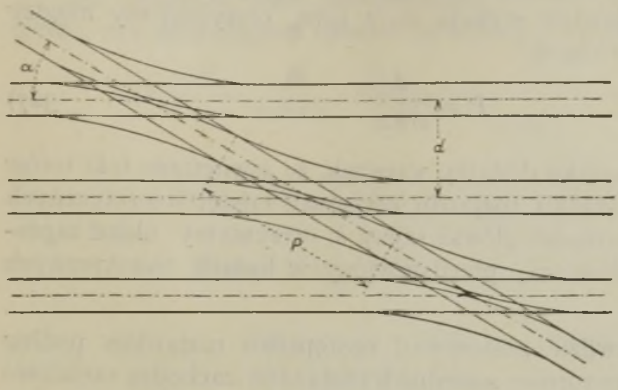
Dla konstrukcji rozjazdu miarodajna jest ta chwila, gdy toki łukowe rozejdą się na szerokość główki szyny b, gdyż wówczas da się dla nich ułożyć jedna wspólna szyna (rys. 210). Ogólnie biorąc możnaby ze zwiększaniem kąta α pójść dalej, gdyż wówczas toki łukowe rozeszłyby



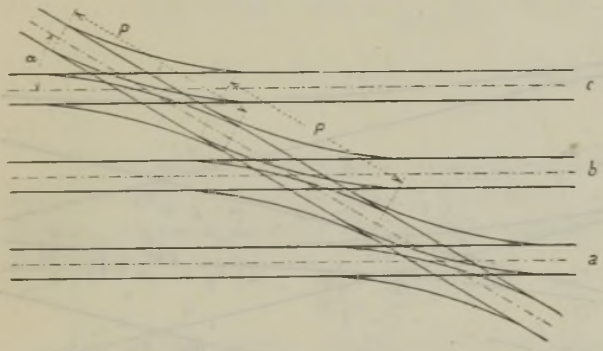
Rys. 210.

*) Dr. Ing. Baeseler. Verkuerzte Kreuzungsweiche- Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 1918. Nr 85 u. 86.

się bardziej i dałyby się ułożyć niezależnie od siebie, zaś skrzyżowania toków prostych z łukowemi odsunęłyby się od punktów K i K_1 i byłyby wykonane, jako odrębne krzyżownice*). Przeciw temu dalszemu zwiększaniu kąta skrzyżowania przemawia zwiększenie długości układu, który tylko wówczas znaleźć może obszerniejsze zastosowanie, gdy da się użyć przy układaniu dróg zwrotniczych dla wszystkich torów równoległych, posiadających ogólnie stosowany odstęp 4·50 *m*, albo 4·75 *m*.



Rys. 211.



Rys. 212.

Konieczność pomieszczenia rozjazdów w torze rdzennym takiej drogi zwrotniczej, przy zastosowaniu dopuszczalne-

*) W ten sposób urobiony rozjazd angielski podwójny był już dawno stosowany. Austrjackie koleje państwowe wprowadziły go dla dróg zwrotniczych o kącie nachylenia toru rdzennego 10°.

Długość układu wynosi 36·512 *m* dla odstępu torów 4·50 *m*. a 37·656 *m* dla odstępu torów 4·75 *m*.

Posiada on 2 krzyżownice pojedyńcze 10 stopniowe i dwie symetryczne 10 stopniowe na skrzyżowaniach toków prostych. oraz 4 krzyżownice 6 stopniowe na skrzyżowaniach toków prostych z łukowemi. Wszystkie krzyżownice wykonane są jako tarcze lane. Zwrotnice posiadają iglice zakrzywione 4·70 *m* długie. Promień łuków łączących 180 *m*. Krzyżownice 6 stopniowe ulżone w prostych. Odstęp toków zewnętrznych w środku rozjazdu wynosi 457 *m/m*. obydwa toki przeprowadzone niezależnie od siebie.

W ten sposób do konstrukcji rozjazdu użyto wyłącznie części składowych. znajdujących się w zapasie.

Szczegóły układu przedstawione są w typach połączeń torów austr. kolei państwowych arkusz Nr. 332/o II. wydanie z r. 1894.

Odległość punktów skrzyżowania torów równoległych z torem rdzennym, nachylonym pod kątem 10°, mierzona w osi toru rdzennego, wynosi 25·914 *m* dla odstępu torów 4·50 *m*. a 27·354 *m* dla odstępu torów 4·75 *m*. więc oczywiście ułożenie powyższego rozjazdu angielskiego jest dla każdego toru równoległego drogi zwrotniczej niemożliwe, gdyż przy długości tegoż 36·512 *m* i kącie skrzyżowania 10° musiałby odstęp torów wynosić co najmniej 6·34 *m*.

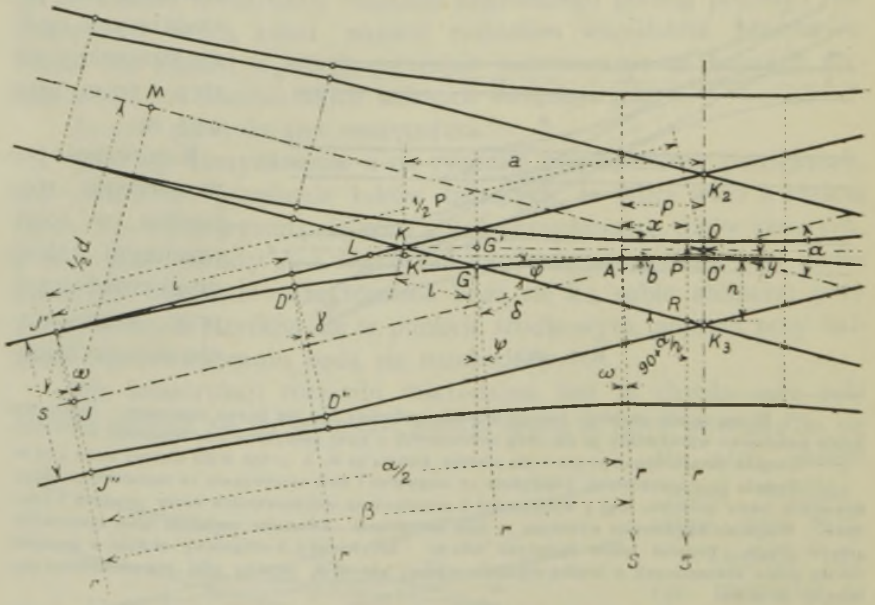
go najmniejszego promienia łuku torów łączących, stanowi górną praktyczną granicę wielkości kąta skrzyżowania.

Dla następstwa rozjazdów podług rys. 211, przy którem końce iglic sąsiednich rozjazdów stykają się z sobą, otrzymujemy między ilościami d, α i P związek

$$P = \frac{d}{\sin \alpha} \qquad 327)$$

Jeśli do tego związku dodamy warunek, że zewnętrzne toki torów łączących mają w środku rozjazdu otrzymać odstęp teoretycznych krawędzi, równy szerokości główki szyny b, otrzymamy układ zaprojektowany przez Bäselera, przedstawiony w linjach teoretycznych na rysunku 213.

Możnaby wprawdzie zastosować następstwo rozjazdów podług rys. 212, w którym zwrotnice sąsiednich rozjazdów zachodzą częściowo na siebie i uzyskać w ten sposób zwiększenie kąta skrzyżowania, jest



Rys. 213.

on jednak mniej właściwy od pierwszego, bo nie można w nim przejechać z jednego toru na drugi najbliższy (z toru a na b), lecz dopiero na następny z kolei (na tor c), co oczywiście stanowi wielkie zmniejszenie użyteczności drogi zwrotniczej.

Oznaczenie największego, w danych warunkach możliwego kąta skrzyżowania, najlepiej przeprowadzi się przez próby, o ile nie jest on określony innemi względami.

Po ustaleniu kąta skrzyżowania α otrzymujemy podług rysunku 213 następujące związki pomiędzy elementami rozjazdu:

$$IO = \frac{P}{2} = \frac{d}{2 \sin \alpha}; \quad KO = a = \frac{s}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}; \quad KK_2 = \frac{s}{\sin \alpha} \tag{328}$$

$$I'K_2 = IO + \frac{s}{2} tang \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{d}{2} + s \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right)$$

$$I'K = I'K_2 - KK_2 = \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{d}{2} - s \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right) \tag{329}$$

$$LK = \frac{b}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}; \quad LK' = \frac{b}{2} cotang \frac{\alpha}{2}$$

$$I'L = I'K - LK = \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{d}{2} - s \cos^2 \frac{\alpha}{2} - b \cos \frac{\alpha}{2} \right) \tag{330}$$

$$LO' = KO + LK' = \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(s + b \cos \frac{\alpha}{2} \right) \tag{331}$$

W określony powyższemi wzorami wielobok $I'L'O$ wkreślamy łuk o promieniu r w ten sposób, że w punkcie I' i w punkcie A styczna do łuku zawiera z prostą $I'K$, względnie z prostą LO' kąt ω, a wówczas oczywiście

$$I'L = LA \tag{332}$$

Kąt ω jest kątem przylegania ostrza iglicy do opornicy i taki sam załom otrzymujemy w punkcie A na przejściu z łuku $D'A$ do prostej AO'.

Z rysunku widzimy, że

$$tang \frac{\beta}{2} = \frac{I'L}{r} \tag{333}$$

a wówczas

$$\omega = \frac{\alpha - 2\beta}{4} \tag{334}$$

Dla oznaczenia długości prostej AO' otrzymujemy równanie:

$$p = LO' - LA = \frac{1}{\sin \alpha} \left[(b + s) \left(1 + \cos \frac{\alpha}{2} \right) \cos \frac{\alpha}{2} - \frac{d}{2} \right] \tag{335}$$

Przyjmując promień zakrzywienia iglicy $I'D'$ równy promieniowi łuku r i obierając jeszcze długość rzutu iglicy i odpowiednio do wy-

magań konstrukcyjnych (ułożenia osady iglicy względem krzyżownicy czterodzióbowej *KG*), obliczymy kąt γ i wymiar g_z z wzorów 228a) i 231).

Dla wyznaczenia położenia punktu skrzyżowania *G* i wielkości kąta skrzyżowania φ przeprowadzimy następujący rachunek:

Przedłużmy łuk *GA* do punktu *P*, w którym promień *r* stoi prostopadle do kierunku *LO'*, to z rysunku otrzymujemy:

$$x = r \sin \omega$$

$$y = r\,(1 - \cos \omega)$$

$$n = (a - p + x)\, tang \frac{\alpha}{2} - \frac{b}{2}$$

oraz $$RS = r - y - n$$

Z trójkąta *GRS* otrzymujemy:

$$RS : GS = \sin \delta : \sin\left(90 + \frac{\alpha}{2}\right)$$

skąd $$\sin \delta = \frac{(r - y - n)}{r} \cos \frac{\alpha}{2} \qquad 336)$$

a wówczas $$\psi = 90^0 - \frac{\alpha}{2} - \delta \qquad 337)$$

oraz $$\varphi = \frac{\alpha}{2} + \psi = 90^0 - \delta \qquad 338)$$

Dla położenia punktu *G* znajdziemy

$$OG' = (p - x) + r \sin \psi \qquad 339)$$

$$GG' = r\,(1 - \cos \psi) - y + \frac{b}{2} \qquad 340)$$

a wreszcie $$l = \frac{a - OG'}{\cos \frac{\alpha}{2}} \qquad 341)$$

Układ rozjazdu angielskiego skróconego różni się tem od układu zwykłego, iż w punktach *K* i K_1 otrzymujemy zamiast krzyżownic zwykłych jednodzióbowych krzyżownice odrębnego typu, posiadające cztery dzióby, jako rezultat skrzyżowania dwóch toków prostych między sobą i z tokami łukowemi. W punktach K_2 i K_3 powstają krzyżownice symetryczne, podobnie jak w zwykłym rozjeździe angielskim, o odpowiednio większym kącie skrzyżowania.

Bäseler zaprojektował swój układ dla odstępu torów $d = 4{\cdot}50\ m$ i promienia łuku $r = 180\ m$. Dla tych danych i szerokości główki szyny $b = 58\ ^m/_m$ otrzymał największy możliwy stosunek skrzyżowania 1 : 5·5, czemu odpowiada kąt skrzyżowania $\alpha = 10^0\ 18'\ 17{\cdot}5''$.

Wartości liczbowe ilości, określonych powyższemi równaniami, wynoszą:

$IO = 12{\cdot}578\ m$; $a = 7{\cdot}990\ m$; $K_1K_2 = 8{\cdot}022\ m$; $I'L = 4{\cdot}298\ m$; $p = 4{\cdot}013\ m$; $\beta = 2^0\,44'\,8''$; $\omega = 1^0\,12'\,30''$; $x = 3{\cdot}796\ m$; $y = 0{\cdot}040\ m$; $n = 0{\cdot}672\ m$; $\delta = 82^0\,45'\,30''$.

$\psi = 2^0\,5'\,21''$; $\varphi = 7^0\,14'\,30''$, $OG' = 6{\cdot}727\ m$, $GG' = 0{\cdot}109\ m$, $l = 1{\cdot}214\ m$.

Konstrukcję krzyżownicy czterodzióbowej i połączenie jej z szyną środkową poznamy w następnym rozdziale.

Prof. Skibiński przeprowadził badanie, pod jakiemi warunkami można układ Bäselera zastosować do typów dróg zwrotniczych, używanych na naszych kolejach w Małopolsce*). Jako wynik tych badań zaprojektował Skibiński układ dla odstępu torów 5·0 *m* i dla kąta skrzyżowania 10°, nieco odmienny od układu Bäselera. Zwrotnice typu u nas używanego posiadają iglice o długości 5·10 *m* i o promieniu zakrzywienia 185 *m*. Kąt przylegania iglicy do opornicy $\omega = 0^0\,44'$, kąt na osadzie $\gamma = 2^0\,15'\,30''$, wymiar $g_z = 133{\cdot}5\ ^m/_m$. Łuki torów łączących, zatoczone promieniem 180 *m*, przechodzą stycznie w prostą około punktu *O* o długości 2·018 *m*. Na osadzie iglicy (w punkcie *D'*) powstaje załom pod kątem $0^0\,8'\,48''$. Długość układu 28·48 *m*.

Dla tego układu opracował Skibiński konstrukcję krzyżownicy czterodzióbowej wraz z osadą iglicy, oraz środkowej wspólnej szyny.

Aby dojść do długości rozjazdu 25·84 *m*, dozwalającej na pomieszczenie go przy odstępie torów 4·50 *m*, wprowadza Skibiński zwrotnicę o długości iglicy 3·90 *m* i kącie $\omega = 1^0\,9'\,30''$, kącie $\gamma = 2^0\,22'$ i wymiarze $g_z = 120\ ^m/_m$ z kątem skrętu łuku na osadzie, wynoszącym 12'40'', Wpobliżu środka rozjazdu przechodzi łuk stycznie w prostą *p*.

Badania Skibińskiego mogą być bardzo pomocne przy urabianiu swoistego typu rozjazdu skróconego, dostosowanego do naszych stosunków.

IV. ROZGAŁĘZIENIA I POŁĄCZENIA PROSTYCH TORÓW.

Poznane dotychczas ustroje rozjazdów i skrzyżowań umożliwiają zaprojektowanie połączeń torów w najobszerniejszym zakresie. Zapoznamy się pokrótce z ważniejszemi, częściej stosowanemi układami, przyczem narazie mówić będziemy tylko o połączeniach torów prostych.

Jeżeli tor II przechodzi za pośrednictwem toru łączącego w rozjazd położony w torze I, to układ taki nazywamy *rozgałęzieniem* (rys. 214). Tor I jest wtedy *głównym*, a tor II jego *gałęzią*. Odgałęzienie jednego toru wymaga zatem jednego rozjazdu i toru łączącego.

*) Skibiński. O nowym typie rozjazdów angielskich. — Czasopismo techniczne 1922 Nr. 7 i 8.

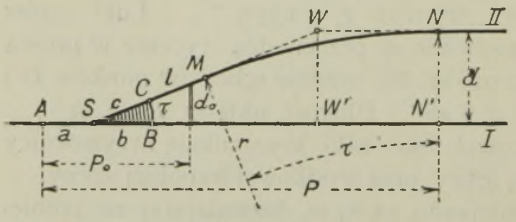
Jeśli tor II przebiega obok toru I i od niego niezależnie, a jeden punkt pierwszego łączy się z punktem drugiego zapomocą toru łączącego i na jego końcach znajdujących się rozjazdów, to układ taki nazywam *połączeniem* (rys. 238). Do połączenia dwóch torów potrzeba zatem dwóch rozjazdów i toru łączącego. *Torem głównym* nazwiemy ten, w którym dane jest położenie rozjazdu, a drugi tor nazwiemy wtedy *bocznym.*

Do obrachowania wprowadzimy tory w linjach pojedyńczych, przedstawiających osie, a rozjazdy w formie schematów.

Najpierw zajmiemy się różnemi przypadkami rozgałęzień.

83. ROZGAŁĘZIENIA DWÓCH TORÓW RÓWNOLEGŁYCH.

a) Jeśli odstęp torów d jest niewielki, to połączenie rozjazdu w torze I z gałęzią II nastąpi zapomocą prostej l i łuku o promieniu r (rys. 214). Wartość jednej z tych ilości trzeba obrać, a drugą obliczyć. Obieramy zazwyczaj promień r w niewielkiej wartości, bo im promień ten jest mniejszy, tem układ krótszy. Potrzebne równanie do obliczenia prostej l otrzymamy z rzutu linji SMN na prostopadłą do torów:



Rys. 214.

$$(c+l)\ \sin\tau + r\ (1-\cos\tau) = d$$

zatem

$$l = \frac{d - 2r\sin^2\left(\frac{\tau}{2}\right)}{\sin\tau} - c \qquad 342)$$

Całkowita długość układu wynosi:

$$P = a + d\ \mathrm{cotang}\,\tau + r\ \mathrm{tang}\,\frac{\tau}{2} \qquad 343)$$

Dla wytyczenia należy ustalić połczenie punktu wierzchołkowego W, co nastąpi przy pomocy wzoru

$$AW' + a + d\ \mathrm{cotang}\,\tau \qquad 344)$$

Między torami zbieżnemi umieścić należy *ukres,* odgraniczający tor użytkowy od nieużytków w miejscu, gdzie osiowy odstęp torów wynosi d_o. Odstęp ukresu od początku układu w A nazwijmy literą P_o.

Według P. P. M. granice długości użytkowej torów winny być oznaczone łatwo dostrzegalnemi ukresami. Przy ukresie odległość między osiami torów zbiegających się powinna wynosić 3·50 *m*.

Punkt ukresu, leżący na torze łączącym, może wypaść na prostej *CM*, lub na łuku *MN*; zależy to od warunku

$$d - d_o \gtrless r\,(1 - \cos\tau)$$

Jeśli ukres wypada na prostej *CM*, natenczas

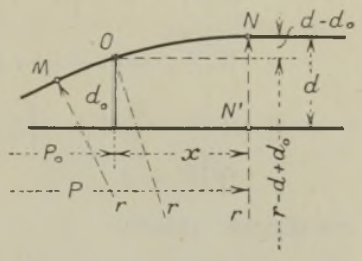
$$P_o = a + d_o \operatorname{cotang}\tau \qquad 345)$$

jeśli zaś pada na łuk *MN*, natenczas z rysunku 214 a widzimy, że

$$x = \sqrt{r^2 - (r - d + d_o)^2} = \sqrt{2r\,(d - d_o) - (d - d_o)^2}$$

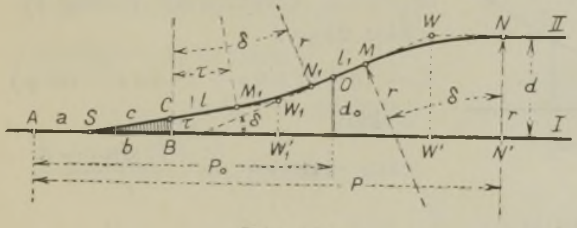
a wtedy

$$P_o = P - x \qquad 345\,a)$$



Rys. 214 a.

b) *Jeśli odstęp torów jest znaczniejszy*, uzyskać można skrócenie układu przez wstawienie odwrotnych łuków w tor łączący (rys. 215). Między koniec krzyżownicy a łuk M_1N_1, oraz między odwrotne łuki należy wstawić proste odpowiedniej długości. Długość prostej *l* obieramy zazwyczaj równą długości *q''* rozjazdu, zaś prosta l_1 powinna wynosić co najmniej 6 *m*. Na kolejach podrzędnych mogą być te długości mniejsze, a nawet mogą te proste być zupełnie opuszczone. Celem skrócenia układu obierzemy długość promienia *r* w najmniejszej dopuszczalnej wartości, a do obliczenia pozostanie kąt δ. Potrzebne równanie otrzymamy z rzutu linji SM_1N_1MN na prostopadłą do torów:



Rys. 215.

$$d = (c + l)\sin\tau + r\,(\cos\tau - \cos\delta) + l_1 \sin\delta + r\,(1 - \cos\delta) \qquad a)$$

Przekształćmy to równanie i podstawmy $(1 + \cos\iota) = 2\cos^2\frac{\tau}{2}$, to otrzymamy:

$$2r\cos\delta - l_1 \sin\delta = 2r\cos^2\frac{\tau}{2} + (c + l)\sin\tau - d$$

Podstawiając jeszcze: $tang\,\varphi = \frac{2r}{l_1}$, otrzymamy

$$sin\,(\varphi - \delta) = \frac{cos\,\varphi}{l_1}\left[2r\,cos^2\frac{\tau}{2} + (c+l)\,sin\,\tau - d\right] \qquad 346)$$

jako wzór do wyznaczenia kąta δ.

Najmniejszy odstęp torów d, przy którym wprowadzenie odwrotnych łuków jest możliwe, otrzymamy z równania a), wstawiając w niem $\delta = \tau$:

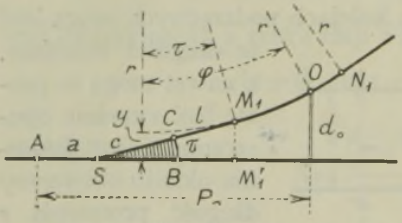
$$min\,d = (c+l+l_1)\,sin\,\tau + 2r\,sin^2\frac{\tau}{2} \qquad 347)$$

Współrzędne wierzchołków łuków, potrzebne do wytyczenia układu:

$$\left.\begin{aligned} AW_1' &= a + \left(c+l+r\,tang\frac{\delta-\tau}{2}\right)cos\,\tau \\ W_1W_1' &= \left(c+l+r\,tang\frac{\delta-\tau}{2}\right)sin\,\tau \\ AW' &= AW_1' + \left[l_1 + r\left(tang\frac{\delta-\tau}{2} + tang\frac{\delta}{2}\right)\right]cos\,\delta \\ WW' &= d \end{aligned}\right\} \qquad 348)$$

zaś długość układu

$$P = AW' + r\,tang\frac{\delta}{2} \qquad 349)$$



Rys. 215 a.

Jeśli ukres wypada na łuku M_1N_1, to otrzymamy podług rysunku 215 a:

$$d_o = (c+l)\,sin\,\tau + r\,(cos\,\tau - cos\,\varphi)$$

skąd

$$cos\,\varphi = cos\,\tau + \frac{(c+l)\,sin\,\tau - d_o}{r}$$

poczem z rzutu linji $ASCM_1O$:

$$P_o = a + (c+l)\,cos\,\tau + 2r\,cos\frac{\varphi+\tau}{2}\,sin\frac{\varphi-\tau}{2} \qquad 350)$$

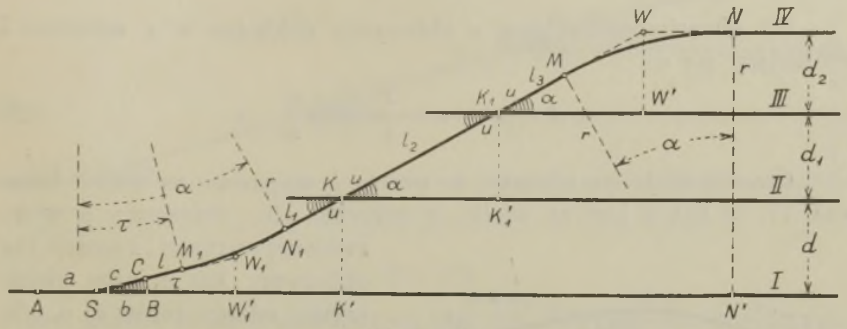
Jeśli natomiast ukres pada na prostą l_1, natenczas otrzymujemy podług rys. 215:

$$P_o = AW_1' + (d_o - W_1W_1')\,cotang\,\delta \qquad 351)$$

Które z wymienionych położeń ukresu nastąpi, najlepiej przekonać się z wykresu. Jeśli kąt φ dla równania 350) wypada większy niż δ, wówczas ukres pada na prostą l_1.

c) *Rozgałęzienie dwóch torów równoległych z przecięciem torów pośrednich* (rys. 216).

Dla uogólnienia zadania wprowadzamy różne odstępy torów, a dla skrócenia układu odchylamy tor łączący za rozjazdem głównym łukiem M_1N_1.



Rys. 216.

Zadanie to może być postawione dwojako, a mianowicie albo kąt α jest dany, albo żądamy, aby otrzymał on możliwie wielką wartość.

1. Jeśli kąt α jest dany, wówczas obierzemy długość prostej l i promień r w najmniejszych dozwolonych wartościach, a obliczymy długość prostej l_1. Przy takiem przyjęciu wypadnie układ najkrótszy.

Z rzutu linji SM_1N_1K na kierunek prostopadły do torów otrzymamy równanie

$$d = (c+l)\sin\tau + r(\cos\tau - \cos\alpha) + (l_1+u)\sin\alpha \qquad \text{a)}$$

z którego wyznaczymy

$$l_1 = \frac{1}{\sin\alpha}\left[d - (c+l)\sin\tau - 2r\sin\frac{\alpha+\tau}{2}\sin\frac{\alpha-\tau}{2}\right] - u \qquad 352)$$

Podobnie otrzymamy:

$$l_2 = \frac{d_1}{\sin\alpha} - 2u \qquad 353)$$

$$l_3 = \frac{1}{\sin\alpha}\left(d_2 - 2r\sin^2\frac{\alpha}{2}\right) - u \qquad 354)$$

2. Jeśli mamy wyznaczyć największy możliwy kąt α, to obierzemy r, l i l_1 w najmniejszych dozwolonych wartościach, a za u wprowadzimy, zamiast wartości z wzoru 321), wartość przybliżoną

$$u = s\,\mathrm{cotang}\,\alpha + k''$$

a wtedy z powyższego równania a) otrzymamy:

$$(r-s)\cos\alpha - (l_1+k'')\sin\alpha = (c+l)\sin\tau + r\cos\tau - d$$

Podstawiając $tang\, \varphi = \frac{r - s}{l_1 + k''}$

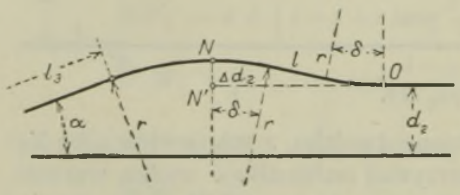
otrzymamy

$$sin\ (\varphi - \alpha) = \frac{cos\, \varphi}{l_1 + k''} \left[(c + l)\ sin\, \tau + r\ cos\, \tau - d \right] \qquad 355)$$

Po obrachowaniu kąta α obliczymy dokładne u' a wówczas l_1 zmniejszy się o

$$\Delta = u' - u = \frac{1}{2}\, s\, tang \frac{\alpha}{2} \qquad 356)$$

Czasem może się zdarzyć, że prosta l_3 wypadnie za mała. Oznacza to, iż kąt α jest za wielki, a wówczas albo obierzemy l_3 w dozwolonej wartości i z wzoru 354) obliczymy kąt α, albo zwiększymy odstęp torów d_2 o tyle, by prosta l_3 otrzymała pożądaną długość. Przejście do normalnego odstępu torów d_2 uskutecznimy odwrotnym łukiem podług rysunku 217.



Rys. 217.

Jeśli potrzebne zwiększenie prostej l_3 wynosi Δl_3, natenczas zwiększenie odstępu torów d_2 wyniesie

$$\Delta d_2 = \Delta l_3 \cdot sin\, \alpha$$

Obierając najmniejsze dozwolone wartości dla l i r na rys. 217, otrzymamy z rzutu linji NO na promień w N:

$$\Delta d_2 = 2r\ (1 - cos\, \delta) + l\, sin\, \delta$$

a podstawiając

$$tang\, \varphi = \frac{2r}{l}$$

otrzymamy

$$sin\ (\varphi - \delta) = \frac{2r - \Delta d_2}{l} cos\, \varphi \qquad 357$$

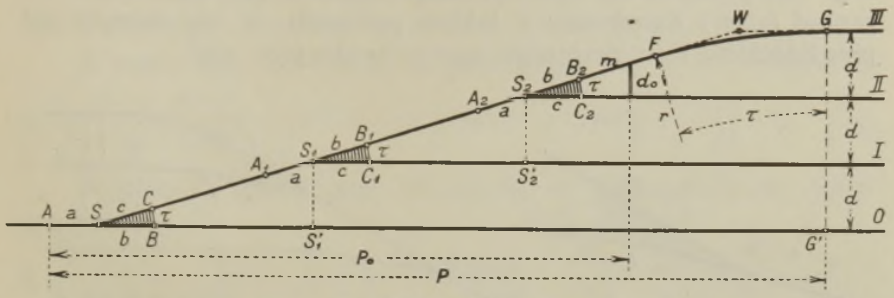
Długość przekształcenia toru wynosi

$$N'O = 2r\ sin\, \delta + l\ cos\, \delta \qquad 358)$$

Wzory dla określenia położenia wierzchołków łuków i punktów skrzyżowania, jako też dla długości całego układu i położenia ukresów ustawić łatwo przy pomocy rzutów podobnie, jak w poprzednich zadaniach.

84. DROGI ZWROTNICZE PROSTE.

a) Jeśli z toru głównego ma nastąpić odgałęzienie grupy torów równoległych, natenczas odgałęzienie to najprościej uskutecznimy



Rys. 218.

w ten sposób, że na przedłużonym prostym torze zwrotnym rozjazdu, leżącego w torze głównym, ułożymy jeden po drugim rozjazdy torów bocznych (rys. 218).

Ten prosty tor zwrotny rozjazdu głównego, stanowiący tor zasadniczy dla rozjazdów bocznych, nazywamy *torem rdzennym*, a układ taki *drogą zwrotniczą prostą*.

Dla układu na rys. 218 otrzymujemy:

$$SS_1 = S_1S_2 = \frac{d}{\sin \tau} \qquad 359)$$

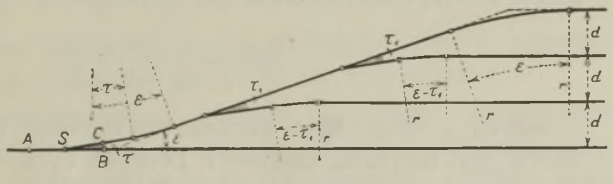
$$P = a + 3\,d\ \mathrm{cotang}\,\tau + r\ \mathrm{tang}\,\frac{\tau}{2} \qquad 360)$$

$$m = \frac{1}{\sin \tau}\left(d - 2\,r\ \sin^2\frac{\tau}{2}\right) - b \qquad 361)$$

Położenie ukresów wyznaczymy w znany już sposób.

b) Czem większe jest odchylenie toru rdzennego, tem krótszy, a więc tem korzystniejszy jest układ drogi zwrotniczej; powinniśmy zatem starać się o uzyskanie jak największego możliwego odchylenia toru rdzennego.

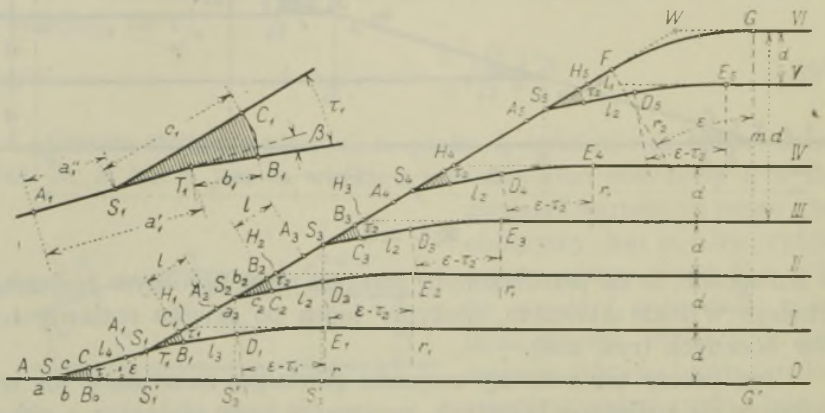
Zwiększenie tego odchylenia uzyskać możemy przez wstawienie luku w tor rdzenny między rozjazdem głównym a pierwszym rozjazdem bocznym (rys. 219). Sposób ten jest rzadko stosowany,



Rys. 219.

gdyż dla zwyczajnie używanych odstępów torów d uzyskujemy odchylenie niewiele większe, niż w układzie na rys. 218.

c) Znaczniejsze odchylenie toru rdzennego otrzymamy, jeśli w proste przedłużenie toru zwrotnego rozjazdu głównego wstawimy *rozjazd łukowy dwustronny* w takiem położeniu, że tor rdzenny jest przedłużeniem toru zwrotnego tego rozjazdu (rys. 220).



Rys. 220.

Dla uogólnienia zadania przyjmijmy rozjazdy o różnych kątach skrzyżowania, a więc oznaczajmy wielkości schematu rozjazdu głównego literami bez wskaźników (a, b, c, τ), rozjazdu łukowego literami ze wskaźnikiem 1, a rozjazdów bocznych, które przyjmiemy jednakowe, literami ze wskaźnikiem 2.

Wielkość kąta ε, o który tor rdzenny odchyla się od toru głównego, wyznaczymy z warunku, że na długościach $A_2 A_3 = A_3 A_4 = \ldots\ldots = H_2 H_3 = H_3 H_4 = \ldots\ldots$ pomieścić należy rozjazd wraz z długością l między rozjazdami. Dla uzyskania jak największego kąta ε ograniczymy długość l do długości q' rozjazdu, albo nawet do mniejszej długości. Warunek ten doprowadza do równania

$$d = (a_2 + b_2 + l) \sin \varepsilon$$

z którego otrzymujemy wzór dla największego kąta ε

$$\sin \varepsilon = \frac{d}{a_2 + b_2 + l} \qquad 362)$$

Gdyby ε dane było warunkami zadania, natenczas obliczymy z wzoru 362) nieznaną długość l. Długość $C_1 A_2$ obieramy zazwyczaj równą długości l i takie przyjęcie widzimy na rysunku 220.

Znając kąt ε, obierzemy kąt τ_1 i obliczymy rozjazd łukowy dwustronny, dla którego

$$\beta = \tau + \tau_1 - \varepsilon \qquad 363)$$

Obierzemy jeszcze długość prostej l_4 np. równą długości q'' rozjazdu głównego i obrachujemy długości prostych l_1, l_2 i l_3.

Z rzutu linji $SS_1T_1D_1E_1$ na prostopadłą do torów otrzymamy

$$l_3 = \frac{1}{\sin(\varepsilon - \tau_1)}\left[d - (c + l_4 + a_1')\sin\tau - 2r\sin^2\left(\frac{\varepsilon - \tau_1}{2}\right)\right] - b_1 \qquad 364)$$

Podobnie z rzutu linji $SS_1S_2D_2E_2$ na prostopadłą do torów otrzymamy

$$l_2 = \frac{1}{\sin(\varepsilon - \tau_2)}\left[2d - (c + l_4 + a_1'')\sin\tau - (c_1 + l + a_2)\sin\varepsilon - 2r_1\sin^2\left(\frac{\varepsilon - \tau_2}{2}\right)\right] - c_2 \qquad 365)$$

a wreszcie z rzutu linji $E_5D_5S_5FG$ na prostopadłą do torów otrzymamy

$$l_1 = \frac{1}{\sin\varepsilon}\left[d + 2r_1\sin^2\left(\frac{\varepsilon - \tau_2}{2}\right) + (c_2 + l_2)\sin(\varepsilon - \tau_2) - 2r_2\sin^2\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)\right] - b_2 \qquad 366)$$

Położenie rozjazdów toru rdzennego względem danego układu ustalimy, wyznaczając długości $A_2H_2 = A_3H_3 = \ldots\ldots$

Z równości rzutów prostej A_2H_2 i linji $A_2S_2D_2E_2$ na prostopadłą do torów otrzymamy

$$A_2H_2 = A_3H_3 = A_4H_4 = \ldots\ldots = a_2 + \frac{1}{\sin\varepsilon}\left[(c_2 + l_2)\sin(\varepsilon - \tau_2) + r_1[1 - \cos(\varepsilon - \tau_2)]\right] \qquad 367)$$

W powyższe wzory wprowadzimy promienie r, r_1 i r_2 w najmniejszych dopuszczalnych wartościach; gdyby jednak proste l_1 i l_2 wypadły z rachunku dłuższe, niż niezbędnie potrzebne, można promienie łuków zwiększyć. Proste te skrócą się o tyle, o ile zwiększy się długość stycznych do łuków.

Gdyby natomiast którakolwiek z powyższych prostych wypadła za krótka, należałoby zmniejszyć kąt ε i rachunek powtórzyć.

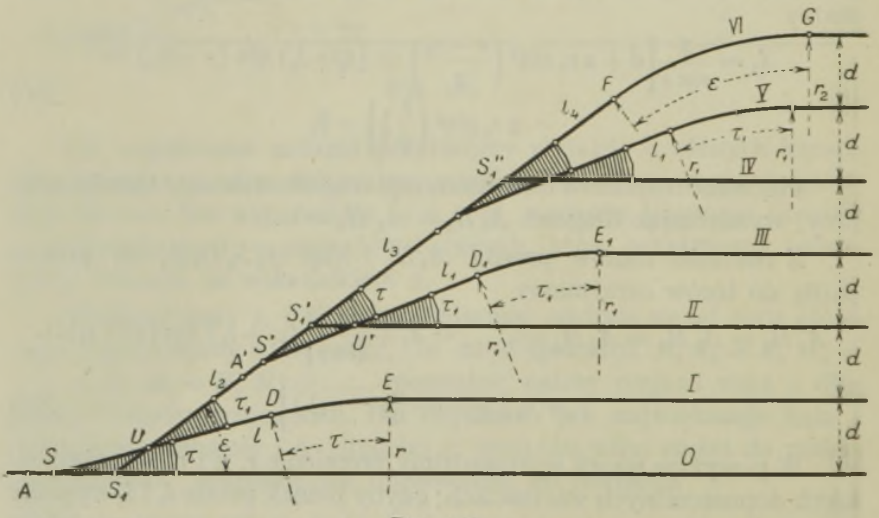
Wyznaczenie współrzędnych środków rozjazdów, potrzebnych do wytyczenia, oraz wyznaczenie długości układu i położenia ukresów przeprowadzimy w sposób, poznany już poprzednio. Gdyby ukres

wpadał między dwa łuki, wówczas obliczenie jego położenia jest mozolne i w takim wypadku położenie to oznaczy się najłatwiej z dokładnego rysunku w większej podziałce.

Wielkość kąta ε, uzyskanego przy tym sposobie urobienia drogi zwrotniczej, wahać może w granicach od $\varepsilon = \tau + \frac{\tau_1}{2}$ do $\varepsilon = \tau + \tau_1$.

Dolną granicę otrzymamy, wprowadzając zamiast rozjazdu łukowego rozjazd symetryczny, dla którego $\beta = \frac{\tau_1}{2}$, górną granicę otrzymamy dla $\beta = o$, a wtedy rozjazd łukowy przechodzi w rozjazd prosty tak ułożony, że tor rdzenny jest przedłużeniem toru zwrotnego tego rozjazdu. Wartość kąta ε, zbliżoną do tej górnej granicy, osiągnąć można przy znaczniejszym odstępie torów; dla odstępów zazwyczaj stosowanych wartość ta niewiele przekracza $1^1/_2$ krotną wartość kąta τ.

d) Uzyskane powyższemi sposobami odchylenie toru rdzennego jest niewielkie i drogi zwrotnicze otrzymują przy większej liczbie to-



Rys. 221.

rów znaczne długości. Wydatne skrócenie tej długości, przy równoczesnem zmniejszeniu ilości rozjazdów w torze rdzennym otrzymamy, stosując *jednostronne skupienie rozjazdów* podług rysunku 221.

Tor zasadniczy skupienia wkładamy w tor główny drogi zwrotniczej, a z przedłużenia drugiego toru zwrotnego urabiamy tor rdzenny.

Pierwszy tor zwrotny przechodzi łukiem w tor boczny I. Dalsze skupienia są tak ułożone, że tor zasadniczy skupienia leży w torze

rdzennym, pierwszy tor zwrotny przechodzi łukiem, a drugi wprost w odpowiedni tor boczny.

Przy takim układzie otrzymujemy

$$\varepsilon = \tau + \tau_1 \qquad 368)$$

Przyjmujemy skupienia urobione podług rys. 202 i obieramy promienie łuków łączących, a do obliczenia pozostają długości prostych l, które wyznaczymy z rzutów odpowiednich wieloboków na prostopadłą do torów i tak:

z rzutu wieloboku SDE otrzymujemy

$$l = \frac{d}{\sin \tau} - r \operatorname{tang} \frac{\tau}{2} - (e + b_1) \qquad 369)$$

z rzutu linji S_1S_1'

$$l_2 = \frac{2d}{\sin \varepsilon} - (e_1 + c_1 + a_v) \qquad 370)$$

z rzutu linji $U'D_1E_1$

$$l_1 = \frac{d}{\sin \tau_1} - r_1 \operatorname{tang} \frac{\tau_1}{2} - b_1 \qquad 371)$$

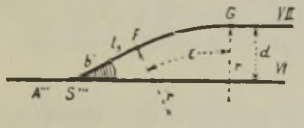
z rzutu linji $S_1'S_1''$

$$l_3 = \frac{2d}{\sin \varepsilon} - (a + b) \qquad 372)$$

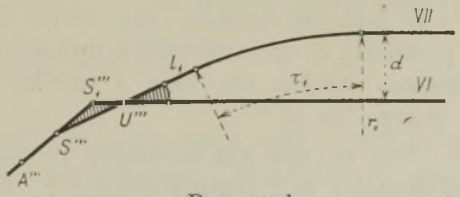
oraz z rzutu linji $S_1''FG$

$$l_4 = \frac{2d}{\sin \varepsilon} - (a + b - a_v) - r_2 \operatorname{tang} \frac{\varepsilon}{2} \qquad 373)$$

Jeśli liczba torów jest nieparzysta, możemy z ostatniego skupienia usunąć pierwszy rozjazd, a wtedy otrzymamy układ podług rys. 221 a; albo możemy usunąć tor zasadniczy i otrzymać układ podług rys. 221 b.



Rys. 221 a.



Rys. 221 b.

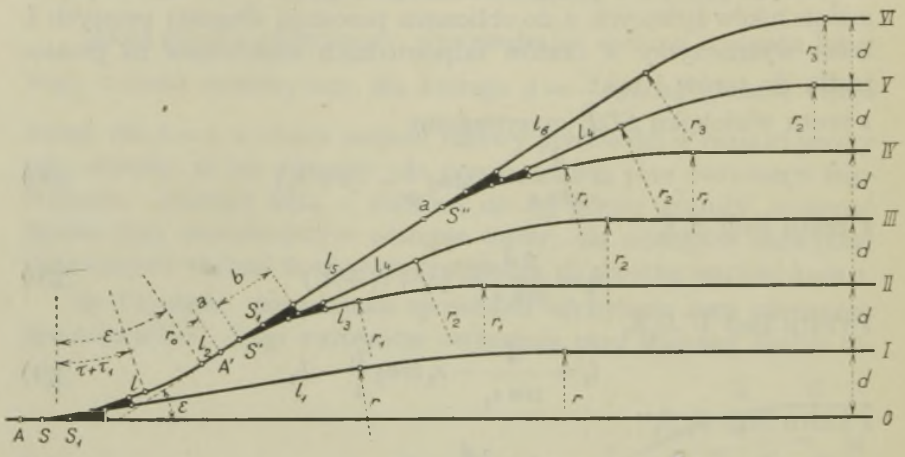
W pierwszym wypadku otrzymujemy z rzutu linji $S'''FG$ na prostopadłą do torów

$$l_5 = \frac{d}{\sin \varepsilon} - r \operatorname{tang} \frac{\varepsilon}{2} - b_1 \qquad 374)$$

a w drugim pozostanie prosta l_1, obliczona podług wzoru 371).

Wyznaczenie współrzędnych dla środków rozjazdów nie przedstawia żadnych trudności.

e) Dalsze zwiększenie odchylenia toru rdzennego w drodze zwrotniczej, przedstawionej na rysunku 221, uzyskamy przez *wstawienie łuku* za skupieniem torów, ułożonem w torze głównym (rys. 222).



Rys. 222.

Obok promieni łuków obierzemy długości prostych l, l_2 i l_3 w najmniejszych dozwolonych wartościach, a z odpowiednich rzutów na prostopadłą do torów wyznaczymy kąt ε oraz długości prostych l_1, l_4, l_5 i l_6.

Kąt ε będzie największy, jaki w tym układzie można uzyskać. Rachunku nie przeprowadzamy, bo przedstawi on się podobnie, jak w poprzednim ustępie d).

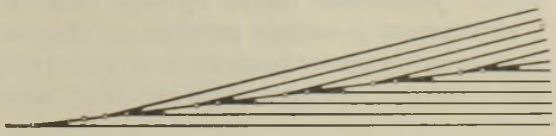
f) Jeśli na rysunku 222 odrzucimy tor główny i tor boczny I, a pozostałą drogę zwrotniczą uważamy jako oddzielną grupę torów, wówczas można dla kąta ε uzyskać jeszcze większą wartość, niż w przypadku e).

Jeśli na rys. 222 obierzemy prostą l_3 w najmniejszej dopuszczalnej długości, to z rzutu prostej $S'S''$ na prostopadłą do torów otrzymamy

$$\sin \varepsilon = \frac{2d}{a+b+l_3} \qquad 375)$$

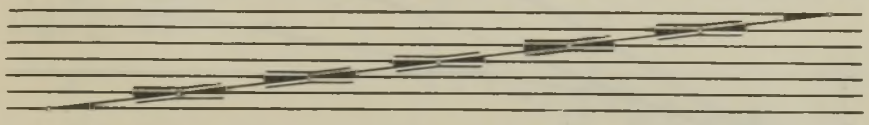
i kąt ten będzie największy, jaki wogóle można uzyskać. Obierając jeszcze promienie łuków i długość prostej l_3, obrachujemy łatwo długości l_1 i l_6.

g) Wprowadzając dwustronne skupienia rozjazdów, otrzymamy układ drogi zwrotniczej podług rys. 223. Wyprowadzenie wzorów pomijamy, gdyż układ ten rzadko jest stosowany.



Rys. 223.

h) Jeśli grupę torów prostych równoległych przetniemy torem ukośnym i w punktach skrzyżowania ułożymy rozjazdy angielskie, otrzymamy drogę zwrotniczą, przedstawioną na rys. 224, znajdującą



Rys. 224.

w układach torów stacyjnych bardzo częste zastosowanie. Skrócenie długości toru rdzennego przy równoczesnem zwiększeniu kąta α otrzymamy, wprowadzając rozjazd angielski skrócony podług rys. 213.

85. DROGI ZWROTNICZE WIELOBOCZNE.

Droga zwrotnicza wieloboczna powstaje przez urobienie toru rdzennego z torów zwrotnych rozjazdów po sobie następujących i połączenie torów zasadniczych łukami z torami bocznemi drogi zwrotniczej.

a) Jeśli wprowadzimy *rozjazdy proste*, otrzymamy układ, przedstawiony na rys. 225. Wielobok toru rdzennego, utworzony z torów zwrotnych rozjazdów, jest wielobokiem umiarowym, jeśli przyjmiemy wszystkie rozjazdy jednakowe.

Długość boku tego wieloboku wynosi

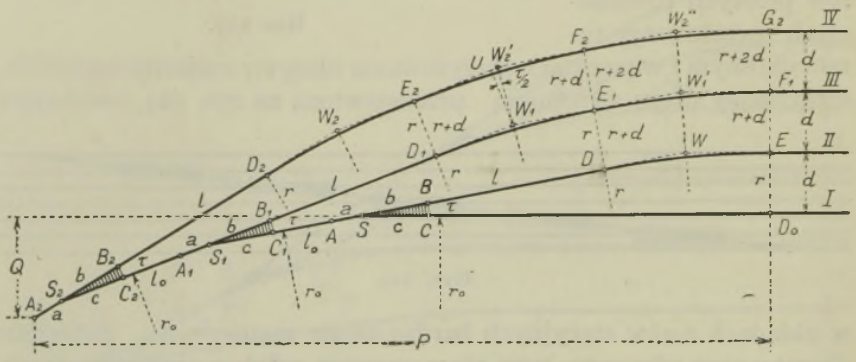
$$SS_1 = S_1 S_2 = \ldots\ldots = a + c + l_o$$

Długość prostej l_o obierzemy możliwie małą, aby otrzymać jak najkrótszy układ. Jeśli chcemy użyć prostych rozjazdów w całości, wprowadzimy $l_o = q''$, ale może l_o spaść nawet do zera, jeśli początek następującego rozjazdu ułożymy bezpośrednio po krzyżownicy rozjazdu poprzedniego.

W wielobok toru rdzennego możemy wpisać koło, którego promień wynosi

$$r_o = \frac{1}{2}(a + c + l_o)\, cotang \frac{\tau}{2} \qquad 376)$$

Połączenie rozjazdów z przynależnemi torami bocznemi uskutecznić można albo zapomocą łuków jednolitych, albo łuków koszowych. Jednolitość łuków wymaga nierównych odstępów rozjazdów, a tem samem powoduje zwiększenie długości układu, natomiast przy zastosowaniu łuków koszowych otrzymujemy układ jednostajny i prosty i dlatego wprowadzamy ten drugi sposób urobienia.



Rys. 225.

Zasadnicze tory rozjazdów przechodzą w wieloboki tak złożone, aby łuki torów, po sobie następujących, były równoległe. W tym celu kreślimy W_1W_1' równolegle do BD i w odstępie d, podobnie boki W_2W_2' i $W_2'W_2''$ równolegle do boków B_1W_1 i W_1W_1' i t. d.

Z układu tego wynika, że promienie łuków w torach, po sobie następujących, będą wzrastać o d i podobnie wzrastają promienie łuków, następujących po sobie w tym samym torze.

Stawiamy jeszcze żądanie, aby następujące po sobie łuki w torze przechodziły w siebie bez pośrednictwa prostych, a więc aby tworzyły łuki koszowe, a wtedy otrzymamy równanie warunkowe

$$W_1W_1' = W_2W_2' = \ldots\ldots = r\,tang\frac{\tau}{2} + (r+d)\,tang\frac{\tau}{2} = (2r+d)\,tang\frac{\tau}{2}$$

Równocześnie rzut wieloboku zamkniętego $S_1WW_1'W_1S_1$ na kierunek boku W_1W_1' daje nam równanie

$$c + l_o + a + \frac{d}{sin\,\tau} + d\,tang\frac{\tau}{2} - W_1W_1' - d\,cotang\,\tau = o$$

Po uporządkowaniu tego równania otrzymujemy

$$W_1W_1' = c + l_o + a + d\left(\frac{1}{sin\,\tau} + tang\frac{\tau}{2} - cotang\,\tau\right) =$$

$$= c + l_o + a + 2\,d\,tang\frac{\tau}{2}$$

Z porównania wartości dla W_1W_1' otrzymujemy równanie

$$(2r+d)\,tang\frac{\tau}{2} = c + l_0 + a + 2d\,tang\frac{\tau}{2}$$

skąd otrzymujemy

$$r = \frac{1}{2}(a+c+l_0)\,cotang\frac{\tau}{2} + \frac{d}{2} \qquad 377)$$

względnie z uwagi na równanie 376)

$$r = r_0 + \frac{d}{2} \qquad 377\,a)$$

Dla prostej l otrzymamy z rzutu linji SDE na prostopadłą do torów równanie

$$l = \frac{d}{\sin\tau} - r\,tang\frac{\tau}{2} - b \qquad 378)$$

Końce łuków leżą na wspólnej prostopadłej do torów, której położenie określa wzór

$$SD_0 = d\,cotang\,\tau + r\,tang\frac{\tau}{2} \qquad 379)$$

Ponieważ pożądaną jest rzeczą, aby r podane było w okrągłej liczbie, więc wartość z wzoru 377) zaokrąglimy i wyznaczymy odpowiednio zmienione l_0.

Wytyczenie najlepiej przeprowadzić od prostopadłej D_0G_2. Położenie początku ostatniego rozjazdu określone jest następującemi współrzędnemi dla ilości torów m:

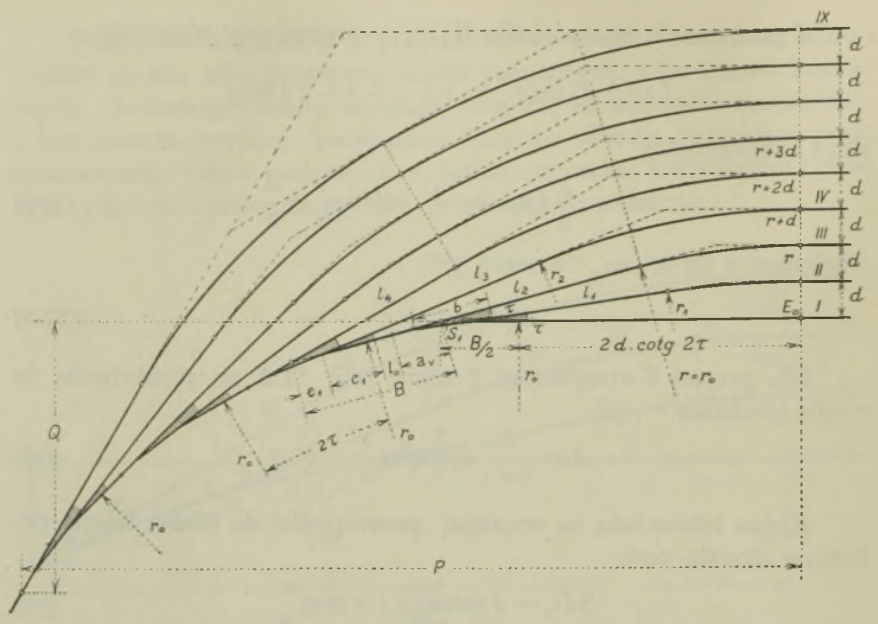
$$\left.\begin{aligned} P &= SD_0 + (c+l_0+a)\,[\cos\tau + \cos 2\tau + \cos 3\tau + \ldots. \\ &\quad + \cos(m-2)\,\tau] + a\cos(m-1)\,\tau \\ Q &= (c+l_0+a)\,[\sin\tau + \sin 2\tau + \sin 3\tau + \ldots.. + \\ &\quad + \sin(m-2)\,\tau] + a\sin(m-1)\,\tau \end{aligned}\right\} \qquad 380)$$

b) Znaczne skrócenie układu uzyskać można przez zastosowanie *jednostronnych skupień* rozjazdów i złożonych łuków łączących podług rys. 226.

Tory zasadnicze skupień łączą się przy pomocy łuków z torami równoległemi, a tory zwrotne z prostemi l_0 między skupieniami tworzą wielobok toru rdzennego.

Promień łuku, wpisanego w ten wielobok, wynosi przy przyjęciu, że w skupieniu $\tau = \tau_1$:

$$r_0 = \frac{1}{2}(a_v + e_1 + c_1 + l_0)\,cotang\,\tau = \frac{1}{2}B\,cotang\,\tau \qquad 381)$$



Rys. 226.

Tym samym promieniem zatoczony jest łuk toru III, a promienie następnych torów rosną o wymiar d.

Tor II otrzymuje łuk o promieniu

$$r_1 = \left(\frac{1}{2}B - e_1 + d\ tang\ \tau\right) cotang\ \frac{\tau}{2} \qquad 382)$$

zaś wartość promienia r_2 wynosi

$$r_2 = \left(\frac{1}{2}B - e_1 + d\ tang\ \tau\right) cotang\ \frac{\tau}{2} \qquad 383)$$

Dla prostych l otrzymujemy wzory

$$\left.\begin{aligned} l_1 &= \frac{d}{sin\ \tau} + d\ tang\ \tau - \frac{B}{2} + e_1 - b \\ l_2 &= \frac{2d}{sin\ 2\tau} - \frac{B}{2} - b + e_1 \\ l_3 &= \frac{d}{sin\ \tau} - d\ tang\ \tau - \frac{B}{2} + e_1 - b \\ l_4 &= 2d\ cotang\ 2\tau - \frac{B}{2} + e_1 - b \end{aligned}\right\} \qquad 384)$$

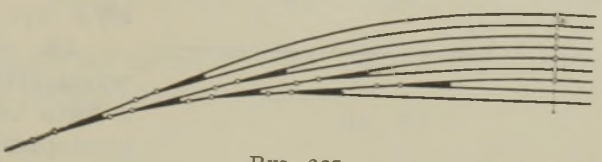
Położenie prostopadłej do torów, kończącej łuki, określone jest równaniem

$$S_1E_o = 2d\ cotang\ 2\tau + \frac{B}{2} \qquad 385)$$

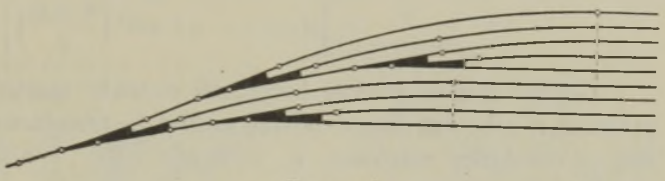
a dla współrzędnych ostatniego skupienia, przy nieparzystej ilości torów m, otrzymujemy wzory

$$\left.\begin{aligned} P &= \frac{B}{2} + 2d\ cotang\ 2\tau + B\ [cos\ 2\tau + cos\ 4\tau + \ldots \\ &\quad + cos\ (m-3)\tau] + a_v cos\ (m-1)\tau \\ Q &= B\ [sin\ 2\tau + sin\ 4\tau + \ldots + sin\ (m-3)\tau] + \\ &\quad + a_v sin\ (m-1)\tau \end{aligned}\right\} \quad 386)$$

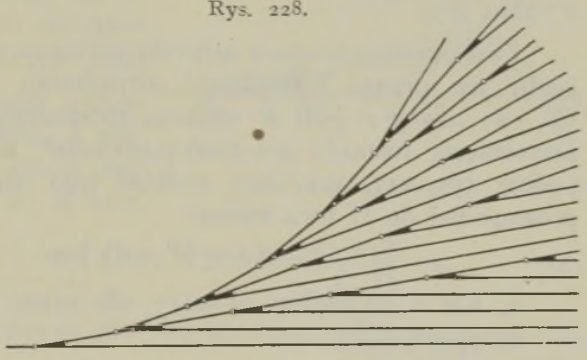
c) Przez włożenie po dwa rozjazdy, lub dwa skupienia, jedno za drugiem, w ten sam tor łączący można utworzyć drogi zwrotnicze wieloboczne podług rys. 227 i 228 z korzyścią dla długości układu, a używając poszczególnych torów bocznych, jako torów rdzennych do utworzenia drugorzędnych dróg zwrotniczych, otrzymujemy wielkie układy torów, zwane *pękami rozjazdów* (rys. 229 i 230).



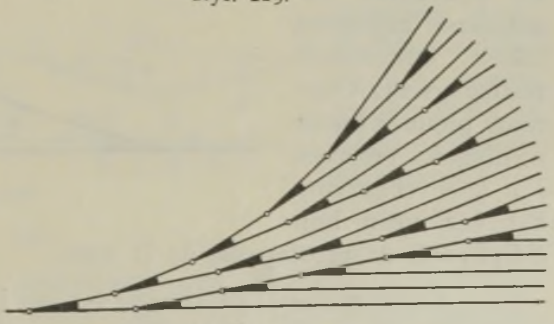
Rys. 227.



Rys. 228.



Rys. 229.



Rys. 230.

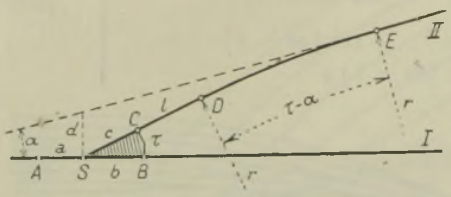
86. ROZGAŁĘZIENIA TORÓW ZBIEŻNYCH.

Ustalenie wzajemnego położenia dwóch torów zbieżnych otrzymamy, określając ich kąt nachylenia α i odstęp d, mierzony na prostopadłej do toru głównego w środku rozjazdu S.

Odróżnić należy rozgałęzienie torów zbieżnych w kącie ostrym i rozwartym.

a) Rozgałęzienia torów zbieżnych w ostrym kącie.

1. *Kąt α jest mniejszy od kąta τ.* W tym wypadku tor zwrotny przechodzi w odgałęzienie łukiem nazewnątrz wypukłym (rys. 231).



Rys. 231.

Dla obranego promienia r wyznaczymy długość prostej l z rzutu linji SDE na kierunek prostopadły do II toru:

$$l = \frac{1}{\sin(\tau - \alpha)}\left[d\cos\alpha - 2r\sin^2\left(\frac{\tau-\alpha}{2}\right)\right] - c \qquad 387)$$

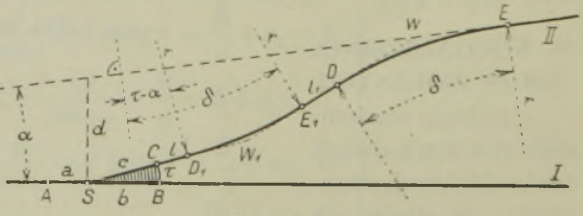
Gdyby długość prostej l wypadła za mała, trzeba albo zmniejszyć promień r, albo zwiększyć odstęp torów d. Obierzemy l w najmniejszej dozwolonej wartości, a wówczas albo r albo d obliczymy z wzoru 387).

Zwiększenie odstępu d najlepiej uzyskamy przez przesunięcie rozjazdu na prawo. Wielkość potrzebnego przesunięcia wynosi: $(d' - d)\ cotang\ \alpha$, jeśli d' oznacza zwiększony odstęp torów. Jeśli przesunięcie rozjazdu jest niedopuszczalne, należy odsunąć tor II podług rys. 217, przyczem wielkość tego odsunięcia, mierzona na prostopadłej do II toru wynosi

$$\Delta d = (d' - d)\ \cos\alpha \qquad 388)$$

2. *Kąt α jest większy od kąta τ, albo odstęp torów jest znaczniejszy.*

W tym wypadku wykonamy odgałęzienie zapomocą łuków odwrotnych podług rys. 232. Obieramy promień łuków r i długości prostych l i l_1, a obliczymy kąt δ z rzutu linji SD_1E_1DE na prostopadłą do II toru:



Rys. 232.

$$d\cos\alpha = (c + l)\sin(\tau - \alpha) + r[\cos(\tau - \alpha) - \cos\delta] + l_1\sin\delta + r(1 - \cos\delta) \qquad a)$$

Po uporządkowaniu tego równania podług δ otrzymamy:

$$2r\cos\delta - l_1\sin\delta = (c+l)\sin(\tau-\alpha) + 2r\cos^2\left(\frac{\tau-\alpha}{2}\right) - d\cos\alpha$$

Oznaczając prawą stronę tego równania literą C i podstawiając $tang\ \varphi = \frac{2r}{l_1}$, otrzymamy wzór

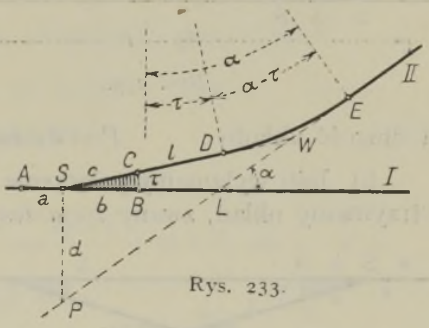
$$\sin(\varphi-\delta) = \frac{C\cdot\cos\varphi}{l_1} \qquad 389)$$

Dla $\alpha > \tau$ zagadnienie jest zawsze możebne; gdy $\alpha < \tau$, to najmniejszy odstęp torów dla takiego układu otrzymamy dla $\delta = \tau - \alpha$ z równania a)

$$min\ d = \frac{1}{\cos\alpha}\left[(c+l+l_1)\sin(\tau-\alpha) + 2r\sin^2\left(\frac{\tau-\alpha}{2}\right)\right] \qquad 390)$$

b) Rozgałęzienia torów zbieżnych w rozwartym kącie.

1. *Kąt α jest większy od kąta τ.* W tym wypadku tor łączący przechodzi w tor II łukiem nazewnątrz wklęsłym (rys. 233).

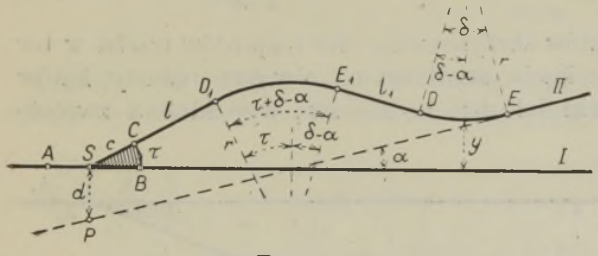


Rys. 233.

Obieramy promień r łuku łączącego, a niewiadomą l obliczamy z równania rzutu linji SDE na prostopadłą do II toru:

$$l = \frac{1}{\sin(\alpha-\tau)}\left[d\cos\alpha - 2r\sin^2\left(\frac{\alpha-\tau}{2}\right)\right] - c \qquad 391)$$

Uwagi, wypowiedziane powyżej po wzorze 387), pozostają tutaj w całości ważne, przyczem wymiar d' obliczymy z wzoru 391), wprowadzając l w najmniejszej dozwolonej wartości.



Rys. 234.

2. *Kąt α jest mniejszy od kąta τ, albo odstęp torów jest znaczniejszy* (rys. 234).

Pozostają tu ważne wzory 389) i 390), jeśli w nich zamienimy kąty α i τ. W układzie tym zdarzyć się może, iż odstęp torów y wy-

padnie mniejszy, niż najmniejszy z pewnych względów (np. dochowanie przepisanej skrajni) dopuszczalny wymiar d_1. W tym wypadku trzeba wielobok SD_1E_1DE przesunąć.

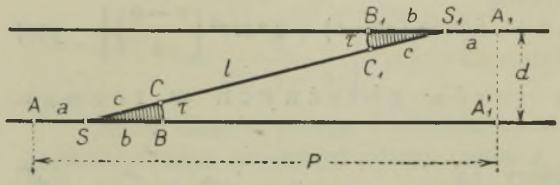
Z rysunku widzimy, że

$$y = (c + l)\sin\tau + r\,[2\cos(\delta - \alpha) - \cos\tau - 1] - l_1 \sin(\delta - \alpha) \qquad 392)$$

Zmienioną wskutek przesunięcia długość prostej l obliczymy z wzoru 392), jeśli w nim wstawimy d_1 zamiast y.

87. POŁĄCZENIA TORÓW RÓWNOLEGŁYCH.

a) Najprostszy przypadek otrzymamy, gdy kąty skrzyżowania obu rozjazdów są jednakowe (rys. 235), wówczas bowiem tor łączący jest prosty, a długość prostej l wynosi



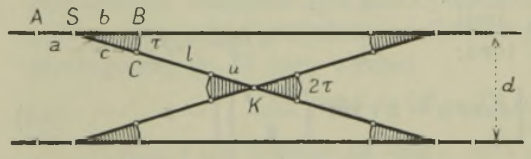
Rys. 235.

$$l = \frac{d}{\sin\tau} - 2c \qquad 393)$$

a długość układu

$$P = d\,\mathrm{cotang}\,\tau + 2a \qquad 394)$$

b) Jeśli wykonamy połączenie torów w obu kierunkach (rys. 230), otrzymamy układ, zwany *rozjazdem krzyżowym*.

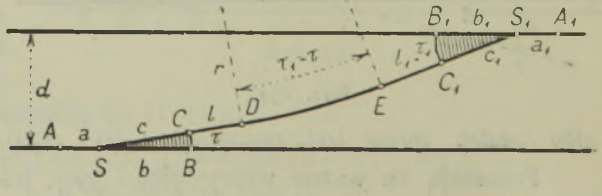


Rys. 236.

Długość $2u$ skrzyżowania wyznaczymy z wzoru 321), wprowadzając w nim $\alpha = 2\tau$, a dla prostej l otrzymujemy wzór

$$l = \frac{d}{2\sin\tau} - c - u \qquad 395)$$

c) Dla różnych kątów skrzyżowania obu rozjazdów trzeba w tor łączący wstawić łuk o kącie środkowym, równym różnicy kątów skrzyżowania, przyczem łuk ten będzie swą wypukłością zwrócony ku temu torowi, w którym leży rozjazd o mniejszym kącie skrzyżowania (rys. 237).



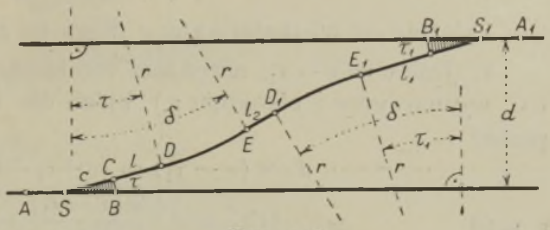
Rys. 237.

Celem uzyskania najkrótszego układu obierzemy mały pro-

mień r i najmniejszą dopuszczalną długość prostej l, przytykającej do rozjazdu o mniejszym kącie skrzyżowania, a prostą l_1 obliczymy z rzutu wieloboku $SDES_1$ na prostopadłą do torów

$$l_1 = \frac{1}{\sin \tau_1}\left[d - (c+l)\sin\tau - 2r\sin\frac{\tau_1+\tau}{2}\sin\frac{\tau_1-\tau}{2}\right] - c_1 \qquad 396)$$

d) Przy większym odstępie torów można uzyskać skrócenie układu wobec układu a) względnie c) przez włożenie odwrotnych łuków w tor łączący (rys. 238).



Rys. 238.

Dla najkrótszego układu obierzemy r, l, l_1, i l_2 w najmniejszych dozwolonych wartościach, a kąt δ obliczymy z rzutu linji $SDED_1E_1S_1$ na prostopadłą do torów:

$$d = (c+l)\sin\tau + r(\cos\tau - \cos\delta) + l_2\sin\delta + r(\cos\tau_1 - \cos\delta) + (c_1+l_1)\sin\tau_1 \qquad a)$$

Po uporządkowaniu podług δ otrzymujemy

$$2r\cos\delta - l_2\sin\delta = 2r\cos\frac{\tau_1+\tau}{2}\cos\frac{\tau_1-\tau}{2} + (c+l)\sin\tau - d + (c_1+l_1)\sin\tau_1$$

Oznaczając prawą stronę równania literą C i podstawiając $tang\ \varphi = \frac{2r}{l_2}$, otrzymujemy wzór

$$\sin(\varphi - \delta) = \frac{C}{l_2}\cos\varphi \qquad 397)$$

Układ ten możliwy jest dla takiego najmniejszego odstępu torów, przy którym zniknie łuk o mniejszym kącie środkowym.

Dla $\tau_1 > \tau$ będzie wówczas $\delta - \tau_1 = o$, czyli $\delta = \tau$. Wstawiając w równaniu a) τ_1 za δ, otrzymamy

$$min\ d = 2r\sin\frac{\tau_1+\tau}{2}\sin\frac{\tau_1-\tau}{2} + (c+l)\sin\tau + (c_1+l_1+l_2)\sin\tau_1 \qquad 938)$$

Dla $\tau = \tau_1$ doznają wzory 397) i 398) znacznego uproszczenia.

88. POŁĄCZENIA TORÓW ZBIEŻNYCH.

a) Połączenie torów zbieżnych w ostrym kącie (rys. 239).

Z rzutu linji $SDES_1$ na prostopadłą do II toru otrzymujemy równanie

$$d\cos\alpha = (c+l)\sin(\tau-\alpha)+r[\cos(\tau-\alpha)-\cos\tau_1]+ \\ +(l_1+c_1)\sin\tau_1 \qquad a)$$

Zależnie od wielkości kąta α mogą tu zajść trzy wypadki:

1. Jeśli $\alpha = \tau - \tau_1$, natenczas tor łączący jest prosty, a długość CC_1 wyznaczymy z równania a), które dla tego przypadku otrzyma postać

$$d\cos(\tau-\tau_1) = (c+c_1+CC_1)\sin\tau_1$$

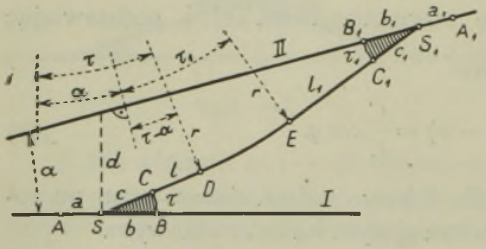
a stąd

$$CC_1 = d\frac{\cos(\tau-\tau_1)}{\sin\tau_1} - (c+c_1) \qquad 399)$$

2. Jeśli $\alpha > \tau - \tau_1$, wówczas otrzymamy układ podług rys. 239. Najkrótszy układ uzyska się, obierając dopuszczalnie małą długość l, a wtedy otrzymamy z równania a)

$$l_1 = \frac{1}{\sin\tau_1}\left[d\cos\alpha-(c+l)\sin(\tau-\alpha)- \right. \\ \left. -2r\sin\frac{\tau+\tau_1-\alpha}{2}\sin\frac{\tau_1-\tau+\alpha}{2}\right]-c_1 \qquad 400)$$

Ewentualne potrzebne zwiększenie długości l_1 uzyskamy przez zwiększenie kąta τ, albo zmniejszenie kąta τ_1, lub wreszcie przez przesunięcie rozjazdu w I torze, powodujące zwiększenie odstępu torów d.



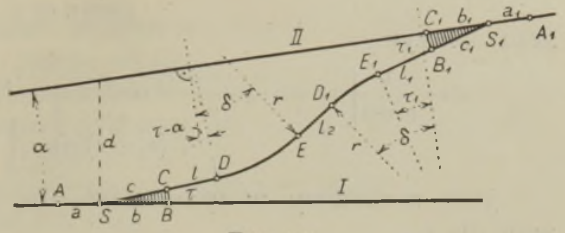
Rys. 239.

3. Jeśli wreszcie $\alpha < \tau - \tau_1$, wówczas łuk łączący zwraca się swą wypukłością ku torowi II. Najkrótszy układ otrzymamy, obierając dopuszczalnie małą długość l_1 i obliczając l z równania a), w którem wprowadzimy r z ujemnym znakiem:

$$l = \frac{1}{\sin(\tau-\alpha)}\left[d\cos\alpha-(l_1+c_1)\sin\tau_1- \right. \\ \left. -2r\sin\frac{\tau-\alpha+\tau_1}{2}\sin\frac{\tau-\alpha-\tau_1}{2}\right]-c \qquad 401)$$

Zwiększenie ewentualne długości l uzyskamy podobnie, jak długości l_1 w punkcie 2.

4. Jeśli *odstęp torów jest znaczniejszy, albo kąt α duży*, możemy układ skrócić przez włożenie łuków odwrotnych (rys. 240). W tym wypadku obierzemy długości r, l, l_1 i l_2 w najmniejszych dopuszczalnych wartościach, a obliczymy kąt δ z rzutu linji $SDED_1E_1S_1$ na prostopadłą do II toru



Rys. 240.

$$d\cos\alpha = (c+l)\sin(\tau-\alpha) + r[\cos(\tau-\alpha) - \cos\delta] + l_2\sin\delta + r[\cos\tau_1 - \cos\delta] + (l_1+c_1)\sin\tau_1$$

Po uporządkowaniu tego równania podług δ otrzymujemy

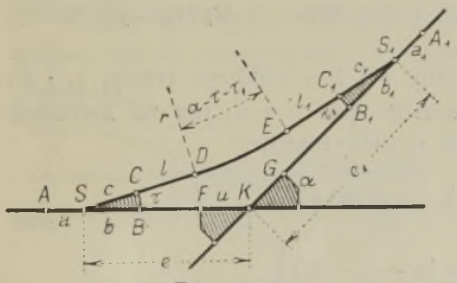
$$2r\cos\delta - l_2\sin\delta = 2r\cos\frac{\tau_1+\tau-\alpha}{2}\cos\frac{\tau_1-\tau+\alpha}{2} + (c+l)\sin(\tau-\alpha) + (l_1+c_1)\sin\tau_1 - d\cos\alpha$$

Oznaczając prawą stronę równania literą C i podstawiając $tang\ \varphi = \frac{2r}{l_2}$, otrzymamy

$$\sin(\varphi-\delta) = \frac{C}{l_2}\cos\varphi \qquad 402)$$

Jeśli kąt δ, wyrachowany z wzoru 402), wypadnie mniejszy, niż większy z danych kątów τ i τ_1, natenczas wprowadzenie odwrotnych łuków jest niemożliwe, gdyż odstęp torów jest za mały.

b) Połączenie zbieżnych torów w rozwartym kącie (rys. 241).



Rys. 241.

Zadanie to może być rozmaicie postawione i tak:

1. Możemy żądać, aby *układ zajmował jak najmniej miejsca.* W tym wypadku obierzemy r i l oraz l_1 w najmniejszych dozwolonych wartościach (a więc $l = l_1$), a wyznaczymy e i e_1.

Dla wyznaczenia długości e wykonamy rzut wieloboku $SDES_1KS$ na kierunek prostopadły do KS_1:

$$(c+l)\sin(\alpha-\tau)+r[\cos\tau_1-\cos(\alpha-\tau)]+(c_1+l)\sin\tau_1-$$
$$-e\sin\alpha=0$$

skąd obliczymy:

$$e=\frac{1}{\sin\alpha}\left[2r\sin\frac{\alpha-\tau+\tau_1}{2}\sin\frac{\alpha-\tau-\tau_1}{2}+(c+l)\sin(\alpha-\tau)+\right.$$
$$\left.+(c_1+l)\sin\tau_1\right] \qquad 403)$$

Jeśli zamienimy w tym wzorze τ i τ_1 oraz c i c_1, otrzymamy wzór dla e_1.

Długość e względnie e_1 musi równać się co najmniej sumie $(b+u)$ względnie (b_1+u), a wtedy punkty B i F, względnie B i G spadają razem. Gdyby którakolwiek z tych długości wypadła mniejsza, należy ją zwiększyć do najmniejszej dopuszczalnej wartości i pozostawiając dłuższą niezmienioną, obrachować długości prostych l i l_1 z wzorów 404) i 405) w następnym ustępie.

2. *Odstępy* e i e_1 *są dane.* Obierzemy promień r, a obliczymy długości prostych l i l_1 z rzutu wieloboku $SDES_1KS$ raz na kierunek prostopadły do l, a drugi raz do l_1. Otrzymamy wzory:

$$l=\frac{1}{\sin(\alpha-\tau-\tau_1)}\left[e\sin(\alpha-\tau_1)-2r\sin^2\left(\frac{\alpha-\tau-\tau_1}{2}\right)-\right. \qquad 404)$$
$$\left.-e_1\sin\tau_1\right]-c$$

$$l_1=\frac{1}{\sin(\alpha-\tau-\tau_1)}\left[e_1\sin(\alpha-\tau)-2r\sin^2\left(\frac{\alpha-\tau-\tau_1}{2}\right)-\right. \qquad 405)$$
$$\left.-e\sin\tau\right]-c_1$$

Gdyby długości prostych l i l_1 wypadły za małe, należy je obrać w dopuszczalnej wielkości i przeprowadzić obliczenie układu podług wzorów ustępu 1.

3. *Położenie rozjazdu w torze I jest dane,* a wyznaczyć należy położenie rozjazdu w torze II.

Mamy zatem dane e, obierzemy r i l, a obliczyć trzeba e_1 i l_1.

Z rzutu wieloboku, wymienionego pod 1 i 2, raz na kierunek prostopadły do l_1, a drugi raz do e_1 otrzymamy:

$$e_1=\frac{1}{\sin\tau_1}\left[e\sin(\alpha-\tau_1)-2r\sin^2\left(\frac{\alpha-\tau-\tau_1}{2}\right)-\right. \qquad 406)$$
$$\left.-(c+l)\sin(\alpha-\tau-\tau_1)\right]$$

$$l_1 = \frac{1}{\sin \tau_1}\left[e \sin \alpha - 2 r \sin \frac{\alpha - \tau + \tau_1}{2} \sin \frac{\alpha - \tau - \tau_1}{2} - \right.$$
$$\left. - (c+l) \sin (\alpha - \tau) \right] - c_1 \qquad 407)$$

Potrzebne ewentualnie zwiększenie długości l_1 uzyskać można tylko przez zwiększenie danego odstępu e.

W rozważanem połączeniu torów mogą zajść trzy przypadki odpowiednio do wielkości kąta α podobnie, jak w połączeniu torów zbieżnych w ostrym kącie. Jeśli $\alpha = \tau + \tau_1$, natenczas linja CC_1 jest prosta. Najkrótszy układ otrzymamy, obierając krótki odstęp e lub e_1. Dla długości CC_1 otrzymamy wzór

$$CC_1 = \frac{e \sin (\tau + \tau_1)}{\sin \tau_1} - (c + c_1) = \frac{e_1 \sin (\tau + \tau_1)}{\sin \tau} - (c + c_1) \qquad 408)$$

Jeśli $\alpha > \tau + \tau_1$, wówczas otrzymujemy układ, przedstawiony na rys. 241, a wzory 403 — 407) znajdą zastosowanie bez zmiany.

Jeśli wreszcie $\alpha < \tau + \tau_1$, otrzymamy łuk zwrócony wklęsłością ku punktowi K. Wzory 403 — 407) zastosujemy w tym przypadku, wprowadzając w nich r z odwrotnym znakiem.

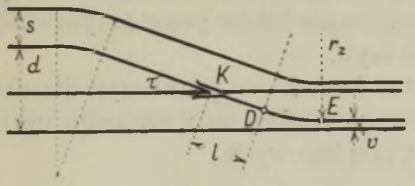
Jeśli w ostatnim przypadku kąt α zbliża się swoją wartością do kąta τ lub τ_1, wówczas długość skrzyżowania jest tak znaczna, że połączenie krzyżujących się torów możemy włożyć wewnątrz skrzyżowania. Powstaje w ten sposób układ, znany nam pod nazwą *rozjazdu angielskiego* (obacz ustęp 81 i 82).

89. SKUPIENIA TORÓW.

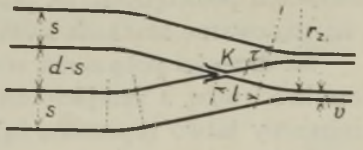
Jeśli jeden z dwóch torów równoległych wprowadzamy w drugi bez właściwego ich połączenia, wówczas powstaje układ, który nazywamy *skupieniem torów*.

Skupienie takie może być uskutecznione w ten sposób, że tylko jeden tor doznaje przesunięcia (rys. 242), albo obydwa symetrycznie (rys. 243).

Celem uzyskania jak największego promienia r_z wewnątrz skupienia, należy odstęp toków v obierać możliwie mały. Na odstęp ten



Rys. 242.



Rys. 243.

składa się szerokość żłobka dla rąbka koła i szerokość główki szyny, należy więc wielkość jego obierać w przybliżeniu równą wymiarowi g_z na zwrotnicy. Obieramy jeszcze dopuszczalnie małą długość prostej l oraz kąt skrzyżowania τ, a z rzutu linji KDE na prostopadłą do torów obliczymy r_z. Dla przypadku podług rys. 242 otrzymamy:

$$r_z = \frac{s - v - l \sin \tau}{2 \sin^2 \left(\frac{\tau}{2}\right)} \qquad 409)$$

Promień osi toru $r = r_z - \frac{s}{2}$ zaokrąglimy na mniejszą liczbę r', a zmienioną długość l obliczymy z wzoru

$$l = \frac{s - v - 2 r_z' \sin^2 \left(\frac{\tau}{2}\right)}{\sin \tau} \qquad 410)$$

Podobnie otrzymamy dla przypadku podług rys. 243

$$r_z = \frac{s - v - 2 l \sin \frac{\tau}{2}}{4 \sin^2 \left(\frac{\tau}{4}\right)} \qquad 411)$$

$$l = \frac{s - v - 4 r_z' \sin^2 \left(\frac{\tau}{4}\right)}{2 \sin \frac{\tau}{2}} \qquad 412)$$

90. POŁĄCZENIA TORÓW CZTEROSZYNOWYCH. *)

Tor normalny, wewnątrz którego ułożony jest tor wąski, nazywamy torem czteroszynowym. Połączenia takich torów wykonywać trzeba na stacjach złączenia kolei wąskotorowych z normalnotorowemi, celem umożliwienia przeprowadzania wagonów towarowych z jednego toru na drugi. Małe chyżości na torach czteroszynowych pozwalają na pewne ułatwienia konstrukcji, a mianowicie na stosowanie małych promieni łuków i małych kątów skrzyżowania na krzyżownicach podwójnych, na przeprowadzanie łuków przez krzyżownice i na stosowanie krótkich kawałków szyn.

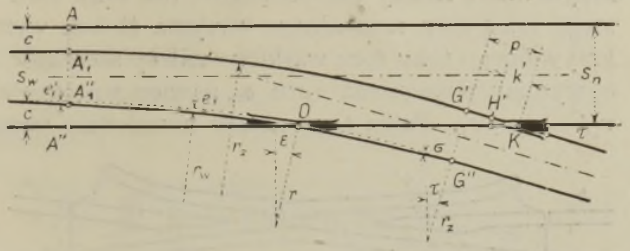
Na długości połączenia stosujemy jednakowy profil szyn dla obu szerokości toru, a przejście do słabszego profilu toru wąskiego uskuteczniamy łatwo zapomocą łubków przejściowych.

*) Wątorek. Połączenia torów czteroszynowych. Czasopismo techniczne. Lwów 1906.

Rozpatrzymy kilka często zachodzących przypadków połączeń.

1. *Wyłączenie toru wąskiego z prostego toru czteroszynowego* (rys. 244).

Celem uzyskania jak najkrótszego układu i możliwie wielkiego kąta ε dla krzyżownicy podwójnej obieramy dopuszczalnie małą wartość promienia r.



Rys. 244.

Z rzutu linji $A_1'G'K$ na prostopadłą do osi toru normalnego otrzymamy po przyjęciu długości prostej p i po podstawieniu $tang\ \varphi = \frac{r_z}{p}$, wzór dla kąta τ

$$sin\ (\varphi - \tau) = \frac{2\,r_z - s_n - s_w}{2\,p}\ cos\ \varphi \qquad 413)$$

Zależnie od tego, czy długość przedniej prostej krzyżownicy k', wyznaczona dla znalezionego kąta τ, wypadnie większa, czy mniejsza od przyjętej prostej p, zaokrąglimy kąt τ, względnie stosunek skrzyżowania na mniejszą lub większą wartość, poczem obliczymy zmienioną długość prostej p z wzoru

$$p = \frac{s_n + s_w - 2\,r_z\,(1 - cos\ \tau)}{2\,sin\ \tau} \qquad 414)$$

Długość toku zewnętrznego wynosi

$$A_1'H' = r_z\ arc\ \tau + p - k' \qquad 415)$$

Tok wewnętrzny toru wąskiego urobimy, przyjmując stałe poszerzenie toru e_1, które zagubimy przy pomocy stycznych, poprowadzonych z punktów A_1'' i G''. Długości tych stycznych i wielkość przynależnych kątów σ wyznaczymy z wzorów 255 a) i b).

Dla kąta skrzyżowania ε krzyżownicy podwójnej otrzymamy wzór

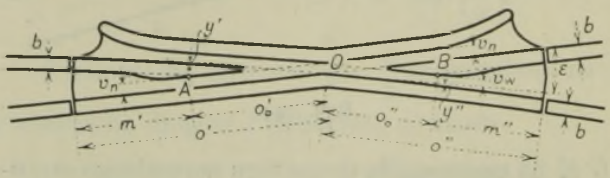
$$cos\ \varepsilon = \frac{2\,r_w - s_n + s_w + 2\,e_1}{2\,r_w} \qquad 416)$$

a położenie punktu O określimy wzorem

$$A''O = r_w\ sin\ \varepsilon \qquad 417)$$

przyczem r_w w obu powyższych wzorach wynosi: $r_w = r_z - s_w - e_1$.

Krzyżownica podwójna O otrzyma ukształtowanie odmienne od krzyżownic symetrycznych, dotychczas poznanych, ponieważ przez krzyżownicę należy przeprowadzić łuk toku toru wąskiego. Dla prostego toku toru normalnego otrzyma żłobek wymiar v_n, zaś dla zakrzywionego toku toru wąskiego należy szerokość żłobka v_w zwiększyć o wymiar poszerzenia toru e_1, a więc wprowadzić szerokość żłobka $v_w' = v_w + e_1$. Prócz tego należy uwzględnić strzałki toku łukowego, które w punktach A i B (rys. 245), gdzie dzióby uzyskują szerokość główki szyny b, wynoszą y' i y'', a wreszcie trzeba uwzględnić przedłużenie krzyżownicy poza punkty A i B o pewne wymiary m' i m'' celem uzyskania miejsca na łączniki. W ten sposób uzyskujemy wzory do wyznaczenia długości krzyżownicy:



Rys. 245.

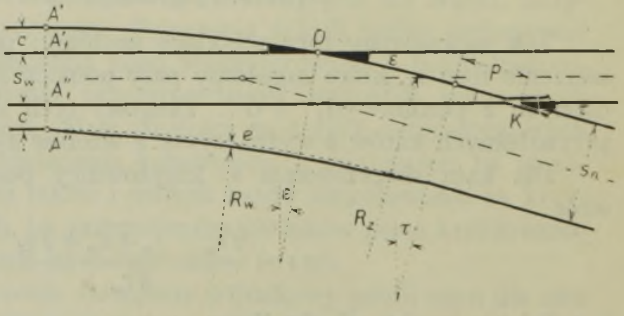
$$o' = (v_n + b + y')\ cotang\ \varepsilon + m' \qquad o'' = (v_w' + b - y'')\ cotang\ \varepsilon + m'' \qquad (418)$$

Wymiary m' i m'' obiera się w granicach od 50 do 350 $^m/_m$, odpowiadających mniej więcej kątom od 3^0 do 6^0.

Strzałki y' i y'' wyznaczymy z wzorów: $y' = \frac{O_o'^2}{2 r_w}$ i $y'' = \frac{O_o''^2}{2 r_w}$, przyczem $O_o' = (v_n + b)\ cotang\ \varepsilon$, zaś $O_o'' = (v_w' + b)\ cotang\ \varepsilon$.

2. *Wyłączenie toru normalnego z prostego toru czteroszynowego* (rys. 246).

W tym przypadku jest zazwyczaj dana krzyżownica K i promień R, a długość prostej p obliczymy z wzoru 414), wprowadzając w nim R_z zamiast r_z. Jeśli mamy swobodę w obraniu jednej z ilości r i R, natenczas możemy przeprowadzić obliczenie dla najmniejszości p.



Rys. 246.

Dla kąta skrzyżowania ε otrzymujemy wzór

$$\cos\varepsilon = \frac{R_z - c}{R_z} \qquad 419)$$

a położenie punktu O wyznaczymy z wzoru

$$A_1'O = R_z \sin\varepsilon \qquad 420)$$

Jeśli jeszcze oznaczymy $v_n' = v_n + e$, otrzymamy:

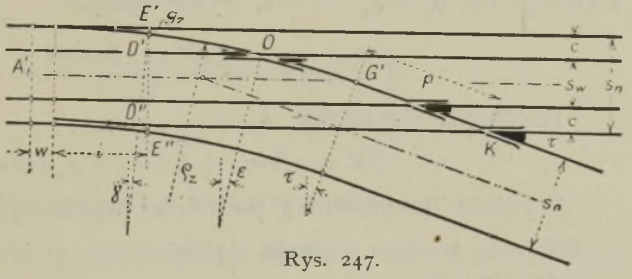
$$\left.\begin{aligned} o' &= (v_n' + b + y')\,\mathrm{cotang}\,\varepsilon + m' \\ o'' &= (v_w + b - y'')\,\mathrm{cotang}\,\varepsilon + m'' \end{aligned}\right\} \qquad 421)$$

przyczem

$$y' = \frac{v_n' + b}{2R_z}\,\mathrm{cotang}\,\varepsilon \quad \text{i} \quad y'' = \frac{v_w + b}{2R_z}\,\mathrm{cotang}\,\varepsilon$$

3. *Włożenie toru wąskiego w zasadniczy tor prostego rozjazdu normalno-torowego* (rys. 247).

Z rozjazdu prostego normalnotorowego otrzymujemy zwrotnicę i krzyżownicę. Najmniejszą długość prostej p wyznaczymy z wzoru



Rys. 247.

$$p = \frac{c}{\sin\tau} + k' \qquad 422)$$

a z rzutu linji $D'OG'K$ na kierunek prostopadły do toru zasadniczego otrzymamy

$$\varrho_z = \frac{s_n - g_z - p\sin\tau}{2\sin\frac{\tau+\gamma}{2}\sin\frac{\tau-\gamma}{2}} \qquad 423)$$

Promień ten należy zaokrąglić na mniejszą liczbę i obliczyć zmienione p z wzoru 423). Dla kąta ε otrzymujemy wzór

$$\cos\varepsilon = \frac{\varrho_z\cos\gamma - c + g_z}{\varrho_z} \qquad 424)$$

a położenie punktu O otrzymamy z wzoru

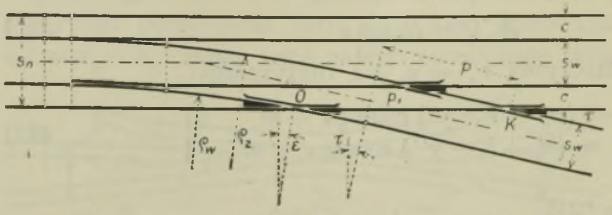
$$A_1'O = w + i + 2\varrho_z\cos\frac{\varepsilon+\gamma}{2}\sin\frac{\varepsilon-\gamma}{2} \qquad 425)$$

Krzyżownicę podwójną O obliczymy podług wzorów 421) w ustępie 2.

4. *Włożenie rozjazdu wąskotorowego w prosty tor normalny* (rys. 248).

Z rysunku widzimy, że

$$p = p_1 + \frac{c}{\sin \tau} \qquad 426)$$



Rys. 248.

Przedłużając obydwa toki toru zwrotnego aż do przecięcia się z ich promieniem, stojącym prostopadle do osi torów prostych, otrzymamy równanie rzutu na ten promień

$$s_w + e_1 = \varrho_z (1 - \cos \tau) + p \sin \tau - \varrho_w (1 - \cos \varepsilon)$$

z którego dla $\varrho_w = \varrho_z - s - e_1$ wyznaczymy

$$\cos \varepsilon = \frac{\varrho_z \cos \tau - p \sin \tau}{\varrho_w} \qquad 427)$$

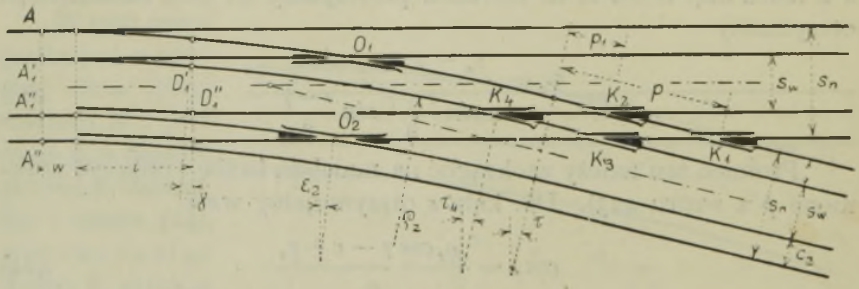
Podobnie otrzymamy

$$OK = \varrho_z \sin \tau + p \cos \tau - \varrho_w \sin \varepsilon \qquad 428)$$

Wymiary krzyżownicy podwójnej wyznaczymy z wzorów 418).

5. *Włożenie prostego rozjazdu wąskotorowego w prosty rozjazd normalnotorowy* (rys. 249).

Rozjazd normalnotorowy z przynależnemi krzyżownicami O_1, K_1 i K_2 urobimy w sposób, określony w ustępie 3, przy pomocy wzo-



Rys. 249.

rów 422—425). Włożony w ten sposób tor wąski jest torem zasadniczym rozjazdu wąskotorowego, dla którego przyjmujemy taką samą zwrotnicę, jak dla rozjazdu normalnotorowego. Tor zwrotny rozjazdu wąskotorowego urobimy przez przesunięcie obu toków toru zwrotnego

rozjazdu normalnotorowego o wymiar c równolegle do kierunku $A'A''$. Przy takim układzie obliczyć należy położenie i wymiary krzyżownic K_1 i O_2.

Z rzutu linji $D_1'K_1$ na kierunek $D_1'D_1''$ otrzymamy wzór

$$\cos \tau_1 = \frac{\varrho_z \cos \gamma - s_w + g_z}{\varrho_z} \qquad 429)$$

a z rzutu tej linji na kierunek osi toru zasadniczego

$$A_1''K_1 = w + i + 2\varrho_z \cos \frac{\tau_1 + \gamma}{2} \sin \frac{\tau_1 - \gamma}{2} \qquad 430)$$

Oznaczając literą $v_w' = v_w + e_1$, oraz literą y'' strzałkę łuku, odpowiadającą długości k_1'', przyczem $y'' = \frac{k_1''^2}{2\varrho_z}$ dla przybliżonej wartości $k_1'' \geqq \frac{2b}{n} \leqq \frac{b+b'}{n}$, otrzymamy

$$\left.\begin{aligned} k_1' &= \frac{v_w'}{n} + (0{\cdot}20 \text{ do } 0{\cdot}35\ m) \\ k_1'' &\geqq \frac{2b - y''}{n} \leqq \frac{b + b' - y''}{n} \end{aligned}\right| \qquad 431)$$

Dla krzyżownicy podwójnej O_2 otrzymamy

$$\cos \varepsilon_2 = \frac{\varrho_z \cos \tau - p_1 \sin \tau}{\varrho_z - s_w - e_1} \qquad 432)$$

oraz

$$O_2K_3 = \varrho_z \sin \tau + p_1 \cos \tau - (\varrho_z - s_w - e_1) \sin \varepsilon_2 \qquad 433)$$

Na długości krzyżownic K_1, K_2 i K_3 wynosi przesunięcie obu torów:

$$c_1 = c \cos \tau \text{ i } c_2 = c(2 - \cos \tau) \qquad 434)$$

Wyrównanie różnicy między c_1 i c_2 nastąpi łatwo w najbliższym łuku poza układem.

Wyznaczenie długości toków we wszystkich przypadkach nie przedstawia trudności, dlatego ustawianie wzorów pomijamy.

V. ROZGAŁĘZIENIA I POŁĄCZENIA TORÓW ŁUKOWYCH WSPÓŁŚRODKOWYCH.

Z wielkiej dziedziny połączeń torów łukowych omówimy tylko przypadki, często zdarzające się, rozgałęzienia i połączenia torów współśrodkowych.

Do takich połączeń można stosować rozjazdy proste lub łukowe, więc pierwszem zadaniem, jakie rozważyć należy, jest włożenie rozjazdu w tor łukowy.

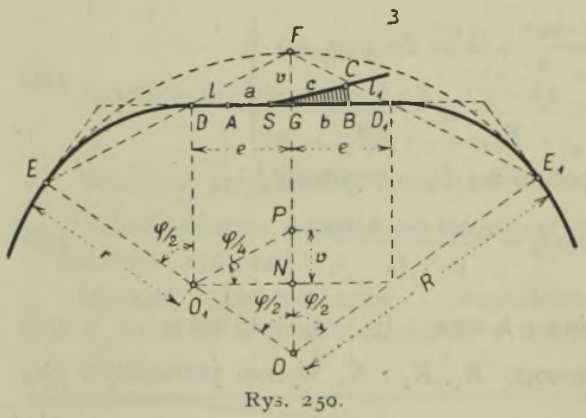
91. WŁOŻENIE PROSTEGO ROZJAZDU W TOR ŁUKOWY.

Do ułożenia rozjazdu prostego potrzebna jest prosta DD_1 (rys. 250) o długości $2e$, na którą składają się długości schematu rozjazdu a i b oraz proste l i l_1 przed i poza rozjazdem, a więc długość prostej tej wynosi

$$2e = a + b + l + l_1 \qquad 435)$$

Co do długości prostej l postanawiają N. Z.:

Jeśli z toru łukowego następuje odgałęzienie w odwrotnym kierunku, należy przed odgałęzieniem włożyć prostą, co najmniej 6 m długą, jeśli zaś odgałęzienie następuje w tę samą stronę, zaleca się ułożenie prostej, co najmniej 6 m długiej, jeśli promień toru łukowego jest mniejszy niż 500 m.



Rys. 250.

Co do długości prostej l_1 ważne są uwagi, wypowiedziane w ustępie 83 b.

Prostą DD_1 należy połączyć łukami o małych promieniach z łukiem głównym. Celem skrócenia długości przekształcenia łuku głównego zastosujemy jak najmniejsze dozwolone promienie r dla łuków łączących.

Położenie rozjazdu będzie ustalone, jeśli wyznaczymy długość $E E_1$ przekształcenia łuku głównego, względnie kąt środkowy φ, odpowiadający tej długości, oraz strzałkę łuku $FG = v$.

Z trójkąta $O O_1 N$ otrzymujemy

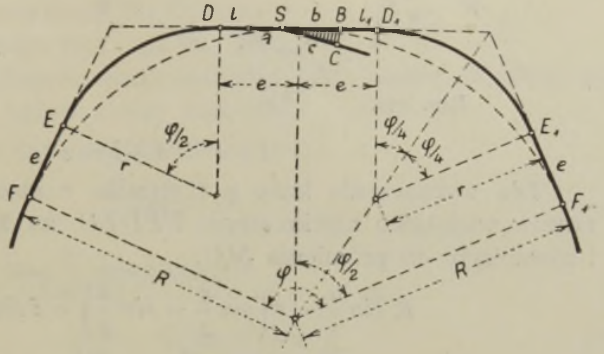
$$\sin\frac{\varphi}{2} = \frac{e}{R - r} \qquad 436)$$

zaś długość przekształcenia łuku EFE_1 wynosi $R \cdot arc\,\varphi$.

Jeśli z punktu O_1 wykreślimy równoległą do prostej EF, która oczywiście przechodzi przez punkt D, natenczas odcinek $NP = v$, a z trójkąta O_1NP otrzymamy

$$v = e \, tang \frac{\varphi}{4} \qquad 437)$$

Gdyby ułożenie prostej DD_1 po stronie wewnętrznej łuku było z pewnych powodów niedopuszczalne, można położyć ją stycznie do łuku, a wówczas otrzymamy układ podług rys. 251.



Rys. 251.

Łuki łączące DE i D_1E_1 nie przechodzą w łuk główny w sposób ciągły, lecz za pośrednictwem stycznych EF i E_1F_1, których długość, jak to z rysunku widzimy, wynosi e.

Z równania

$$R \, tang \frac{\varphi}{4} = e + r \, tang \frac{\varphi}{4}$$

otrzymujemy

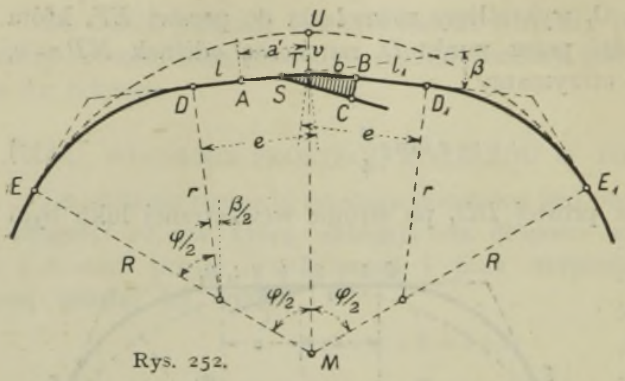
$$tang \frac{\varphi}{4} = \frac{e}{R - r} \qquad 438)$$

Włożenie rozjazdu prostego w tor łukowy wymaga dość znacznego promienia R. Dla kolei głównych możliwe to jest dopiero dla promienia $R = 700$ m. Prócz tego długość przekształcenia i wielkość przesunięcia v wypadają dość znaczne.

Stosunki te układają się korzystniej, gdy rozjazd prosty zastąpimy rozjazdem łukowym.

92. WŁOŻENIE ROZJAZDU ŁUKOWEGO W TOR ŁUKOWY.

Jak to z rys. 252 widzimy, włożenie rozjazdu łukowego wymaga ułożenia dwóch prostych, zawierających kąt $(180 - \beta)$ i połączenia ich z łukiem głównym zapomocą łuków o mniejszym promieniu r.



Rys. 252.

Co do długości prostych l i l_1 należy tu uwzględnić uwagi, wypowiedziane w ustępie 91, jednak rachunek upróści się znacznie, jeśli dobierzemy je tak, by zachodziła równość

$$l + a' = b + l_1 = e \qquad 439)$$

Dla wyznaczenia kąta φ i strzałki v ustawimy dwa równania rzutów wieloboku zamkniętego $UEDTU$ na kierunek prostopadły i równoległy do promienia MU:

$$R \sin\frac{\varphi}{2} - r\left(\sin\frac{\varphi}{2} - \sin\frac{\beta}{2}\right) - e\cos\frac{\beta}{2} = 0$$

$$R\left(1 - \cos\frac{\varphi}{2}\right) - r\left(\cos\frac{\beta}{2} - \cos\frac{\varphi}{2}\right) - e\sin\frac{\beta}{2} - v = 0$$

Z pierwszego równania otrzymamy

$$\sin\frac{\varphi}{2} = \frac{e\cos\frac{\beta}{2} - r\sin\frac{\beta}{2}}{R - r} \qquad 440)$$

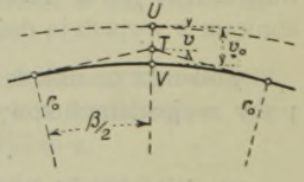
a z drugiego

$$v = R - r\cos\frac{\beta}{2} - (R - r)\cos\frac{\varphi}{2} - e\sin\frac{\beta}{2} \qquad 441)$$

Długość przekształcenia łuku wynosi

$$EUE_1 = R \cdot arc\,\varphi \qquad 442)$$

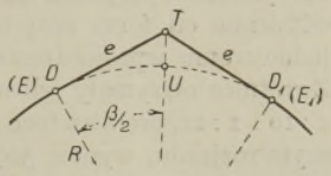
Wymiar v, obliczony z wzoru 441) nie określa nam wielkości istotnego przesunięcia toru, gdyż punkt T jest punktem wierzchołkowym łuku toru zasadniczego rozjazdu. Jeśli promień tego łuku wynosi r_0, natenczas odstęp $VU = v_0$ jest wymiarem przesunięcia toru. Wymiar ten wynosi podług rys. 252 a



Rys. 252 a.

$$v_0 = v + TV = v + r_0\left(\frac{1}{\cos\frac{\beta}{2}} - 1\right) = v + r_0\,tang\frac{\beta}{2}\,tang\frac{\beta}{4} \qquad 443)$$

Przez odpowiedni dobór kąta β można w każdym wypadku dostosować się do warunków zadania. Z rosnącym kątem β maleje wymiar v i może nawet otrzymać ujemną wartość, czyli punkt T przejdzie na zewnętrzną stronę łuku, a równocześnie zmniejsza się długość łuków łączących DE i D_1E_1. Największą wartość otrzyma kąt β wtedy, gdy łuki łączące znikną i proste e będą w punktach D i D_1 styczne do łuku głównego (rys. 252 b). Dla tego przypadku długość przekształcenia toru będzie możliwie najmniejsza, a kąt φ będzie równy kątowi β.



Rys. 252 b.

Wielkość tego kąta znajdziemy z wzoru

$$tang\frac{\beta}{2} = \frac{e}{R} \qquad 444)$$

a ponieważ $e = R\,tang\frac{\beta}{2}$, otrzymujemy

$$v = -R\,tang\frac{\beta}{2}\,tang\frac{\beta}{4} \qquad 445)$$

a wreszcie

$$v_o = (r_o - R)\,tang\frac{\beta}{2}\,tang\frac{\beta}{4} \qquad 446)$$

Jeśli zastosowanie kąta β, obliczonego z wzoru 444), dopuszczalne jest z uwagi na wielkość promieni łuków w rozjeździe łukowym, nadaje się ten układ szczególnie wtedy, gdy z danego toru łukowego ma nastąpić kilka po sobie następujących rozgałęzień, gdyż wprost do punktu D_1 może przytykać prosta e następującego rozjazdu, jednak w tym wypadku korzystniej będzie zazwyczaj zastosować skupienie rozjazdów prostych.

Wreszcie jeśli mamy do rozporządzenia rozjazd łukowy o kącie β' większym od kąta β, określonego wzorem 444), możemy użyć tego rozjazdu, zwiększając e na $e' = R\,tang\frac{\beta'}{2}$

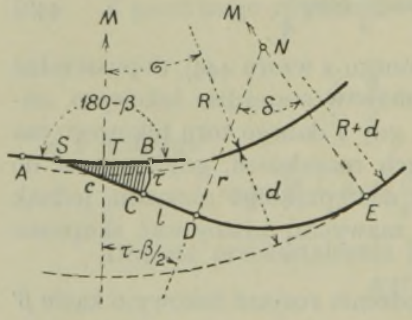
Włożenie rozjazdu prostego albo łukowego w tor łukowy wywołuje potrzebę jego przekształcenia przez włączenie prostych i łuków o mniejszym promieniu. Jeśli tor łukowy jest torem głównym, po którym przejeżdżają pociągi z większemi chyżościami, stanowi wspomniane przekształcenie wielkie utrudnienie dla ruchu, gdyż pociąga za sobą konieczność zmniejszenia chyżości, jeśli chcemy uniknąć wstrząśnień na przejściu z prostej do łuku i odwrotnie.

W takim przypadku zatrzymujemy niezmienione położenie łuku głównego, z zachowaniem odpowiedniej przechyłki toru, a zwrotnica i krzyżownica rozjazdu ułożone są w łuku i otrzymują ukształtowanie odmienne od form dotychczas poznanych. Takie rozjazdy łukowe jednostronne wprowadzono w nowszych czasach na kolejach pruskich. Zwrotnice otrzymały iglice sprężyste; stosunek skrzyżowania wynosi 1 : 10 i 1 : 11, promień toru głównego, będącego zarazem torem zasadniczym rozjazdu, wynosi 500, 750 i 1000 *m*, a promień toru zwrotnego odpowiednio 170, 190 i 255 *m*.

Podobnie wykonano rozjazdy łukowe dwustronne o stosunkach skrzyżowania 1 : 10 i 1 : 11 z promieniami toru zasadniczego 500, 750 i 1000 *m* i odpowiedniemi promieniami toru zwrotnego 600, 400 i 400 *m*. Ostatnio zastosowano rozjazdy łukowe jednostronne ze stosunkiem skrzyżowania 1 : 14 i promieniami w torze zasadniczym 500 i 750 *m*, oraz 250 i 300 *m* w torze zwrotnym.

93. ROZGAŁĘZIENIA TORÓW WSPÓŁŚRODKOWYCH.

Ukształtowanie rozgałęzienia przedstawi się różnie, zależnie od tego, czy rozjazd ułożony jest w torze wewnętrznym, czy zewnętrznym. Omówimy obydwa przypadki, przyczem dla uogólnienia zadania wprowadzimy rozjazd łukowy.



Rys. 253.

a) Rozjazd ułożony jest w torze wewnętrznym (rys. 253).

Dla danego rozjazdu łukowego i obranego promienia *r* łuku łączącego wyznaczyć mamy długość prostej *l* i wartość kąta *δ*. Ilości te wyznaczymy z równań rzutów wieloboku zamkniętego *DNMTSD* na kierunek prostopadły i równoległy do prostej *l*. Otrzymamy dwa równania:

$$(R - v)\cos\left(\tau - \frac{\beta}{2}\right) + (a' - a'')\sin(\tau - \beta) - r - (R + d - r)\cos\delta = o$$

$$(R + d - r)\sin\delta - l - c + (a' - a'')\cos(\tau - \beta) -$$

$$- (R - v)\sin\left(\tau - \frac{\beta}{2}\right) = o$$

Z pierwszego równania obliczymy.

$$\cos\delta = \frac{(R-v)\cos\left(\tau-\frac{\beta}{2}\right) - r + (a'-a'')\sin(\tau-\beta)}{R+d-r} \qquad 447)$$

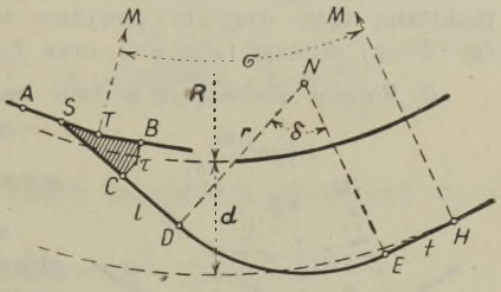
zaś z drugiego

$$l = (R+d-r)\sin\delta - c + (a'-a'')\cos(\tau-\beta) - \\ -(R-v)\sin\left(\tau-\frac{\beta}{2}\right) \qquad 448)$$

a wreszcie

$$\sigma = \delta - \tau + \frac{\beta}{2} \qquad 449)$$

Gdyby długość l wypadła za mała, można uzyskać jej zwiększenie przez ułożenie rozjazdu o mniejszym kącie β lub τ, albo też urządzenie odgałęzienia podług rys. 254. W tym przypadku obierzemy możliwie małe l, a obliczymy δ i t z rzutów wieloboku *HMTSDEH* na kierunek prostopadły i równoległy do prostej t. Otrzymamy dwa równania:



Rys. 254.

$$(R-v)\cos\left(\delta-\tau+\frac{\beta}{2}\right) - (a'-a'')\sin(\delta-\tau+\beta) + \\ +(c+l)\sin\delta + r(1-\cos\delta) - d - R = o$$

$$(R-v)\sin\left(\delta-\tau+\frac{\beta}{2}\right) + (a'-a'')\cos(\delta-\tau+\beta) - \\ -(c+l)\cos\delta - r\sin\delta - t = o$$

Równanie pierwsze, uporządkowane podług δ, otrzyma postać

$$A\cos\delta + B\sin\delta = R + d - r$$

przyczem

$$A = (R-v)\cos\left(\tau-\frac{\beta}{2}\right) + (a'=a'')\sin(\tau-\beta) - r$$

$$B = (R-v)\sin\left(\tau-\frac{\beta}{2}\right) - (a'-a'')\cos(\tau-\beta) + (c+l)$$

Podstawiając jeszcze $tang\,\varphi = \frac{A}{B}$, otrzymamy dla kąta δ wzór

$$\sin(\varphi+\delta) = \frac{R+d-r}{B}\cos\varphi \qquad 450)$$

Z równania drugiego otrzymujemy:

$$t = (R - v)\sin\left(\delta - \tau + \frac{\beta}{2}\right) + (a' - a'')\cos(\delta - \tau + \beta) - \\ - (c + l)\cos\delta - r\sin\delta \qquad 451)$$

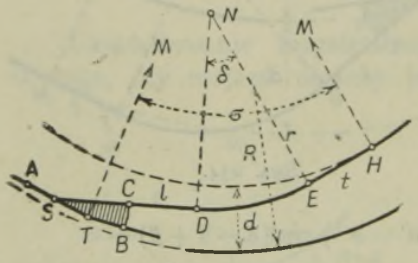
a wreszcie

$$\sigma = \delta - \tau + \frac{\beta}{2} \qquad 452)$$

Przeciwnie, gdyby prosta l, obliczona z wzoru 448), wypadła, za wielka, możemy uzyskać skrócenie układu przez włożenie odwrotnych łuków w tor łączący, jednak przypadku tego rachunkowo rozważać nie będziemy.

Jeśli zamiast rozjazdu łukowego wprowadzimy rozjazd prosty, pozostaną ważne wszystkie powyższe wzory, gdy wstawimy w nich $(e - l - a)$ zamiast $(a' - a'')$, oraz $\beta = o$.

β) Rozjazd ułożony jest w torze zewnętrznym.



Rys. 255.

Mogą tu zajść trzy przypadki zależnie od tego, czy $\delta \gtrless o$.

a) Gdy $\delta > o$, otrzymujemy układ podług rys. 255. Przeprowadzenie rachunku nastąpi podobnie, jak dla rys. 254 i otrzymamy równanie

$$A\cos\delta + B\sin\delta = -(R - d - r)$$

przyczem

$$A = -\left[(R - v)\cos\left(\tau + \frac{\beta}{2}\right) - (a' - a'')\sin(\tau + \beta) - r\right]$$

$$B = +\left[(R - v)\sin\left(\tau + \frac{\beta}{2}\right) + (a' - a'')\cos(\tau + \beta) - (c + l)\right]$$

Dla $tang\ \varphi = \frac{A}{B}$ otrzymujemy

$$\sin(\varphi + \delta) = -\frac{R - d - r}{B}\cos\varphi \qquad 453)$$

Nadto otrzymujemy:

$$t = (R - v)\sin\left(\tau + \delta + \frac{\beta}{2}\right) + (a' - a'')\cos(\tau + \delta + \beta) - \\ - (c + l)\cos\delta - r\sin\delta \qquad 454)$$

oraz

$$\sigma = \delta + \tau + \frac{\beta}{2} \qquad 455)$$

b) Gdy $\delta = o$, łuk łączący na rys. 255 znika i prosta l przechodzi stycznie do łuku wewnętrznego, a długość prostej SH otrzymamy z wzoru 454), gdy wstawimy w nim $\delta = o$

$$SH = (R - v)\ sin\left(\tau + \frac{\beta}{2}\right) + (a' - a'')\ cos\ (\tau + \beta) \qquad 456)$$

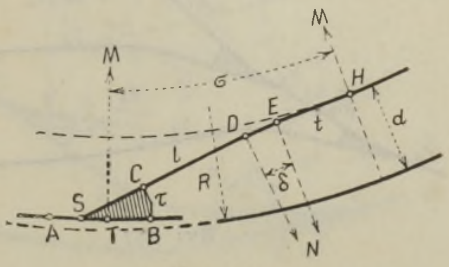
zaś

$$\sigma = \tau + \frac{\beta}{2} \qquad 457)$$

Dla rozjazdu prostego i dla $d = 4{\cdot}50\ m$ i $4{\cdot}75\ m$ wypada $\delta = o$ dla $R = 800$ i $850\ m$; dla rozjazdu łukowego i $\beta = 2^0$ wypada $\delta = o$ dla $R = 580$ i $617\ m$.

c) Gdy $\delta < o$, otrzymujemy układ, przedstawiony na rys. 256.

Dla tego przypadku obierzemy t w najmniejszej dozwolonej wartości, a obliczymy kąt δ i prostą l.



Rys. 255.

Z rzutu wieloboku $HMTSDEH$ na kierunek prostopadły do l otrzymamy równanie

$$(R - d + r)\ cos\ \delta - t\ sin\ \delta = (R - v)\ cos\left(\tau + \frac{\beta}{2}\right) -$$
$$- (a' - a'')\ sin\ (\tau + \beta) + r$$

Oznaczając prawą stronę równania literą C i podstawiając $tang\ \varphi = \frac{R - d + r}{t}$, otrzymamy dla kąta δ wzór

$$sin\ (\varphi - \delta) = \frac{C}{t}\ cos\ \varphi \qquad 458)$$

zaś z rzutu powyższego wieloboku na kierunek równoległy do l otrzymamy wzór

$$l = (R - v)\ sin\left(\tau + \frac{\beta}{2}\right) + (a' - a'')\ cos\ (\tau + \beta) - \qquad 459)$$
$$- (R - d + r)\ sin\ \delta - t\ cos\ \delta - c$$

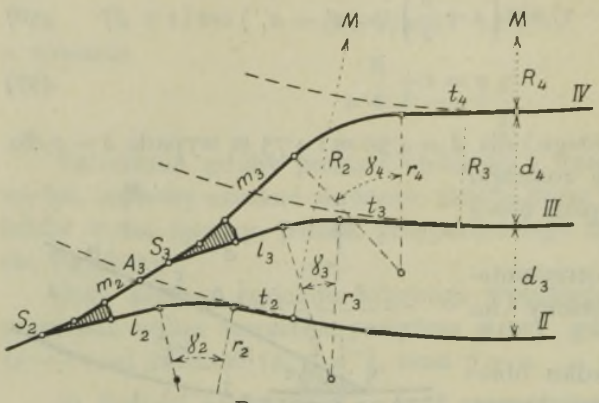
a wreszcie

$$\sigma = \tau + \frac{\beta}{2} - \delta \qquad 460)$$

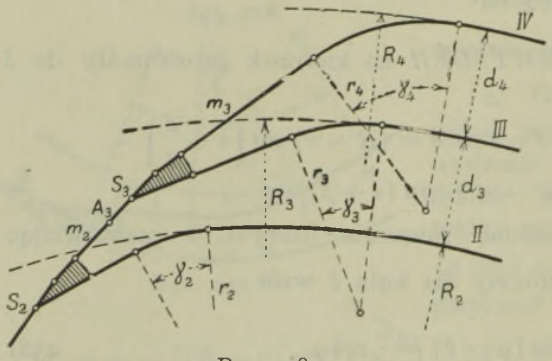
I tutaj można podobnie, jak w przypadku a), uzyskać skrócenie układu przez wprowadzenie łuków odwrotnych w tor łączący.

Dla rozjazdu prostego pozostają ważne wszystkie powyższe wzory, jeśli w nich podstawimy $(e - l - a)$ zamiast $(a' - a'')$, oraz $\beta = o$.

γ) *Odgałęzienie kilku torów łukowych współśrodkowych* uskutecznić można przy pomocy *drogi zwrotniczej prostej, albo wielobocznej* podobnie, jak to widzieliśmy przy prostych torach równoległych.



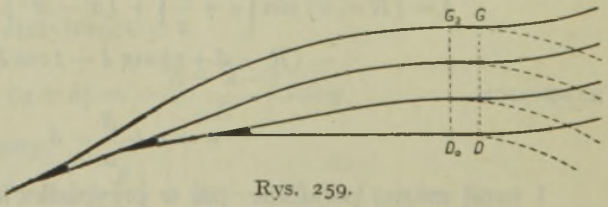
Rys. 257.



Rys. 258.

Rysunki 257 i 258 przedstawiają sposób urobienia drogi zwrotniczej przy zastosowaniu rozjazdów łukowych jedno- i dwustronnych tak, że tor rdzenny składa się z krótkich prostych i łuków. Jeśli promienie R są większe, wówczas można zastosować rozjazdy proste wszystkie, lub częściowo, a wtedy albo cały tor rdzenny, lub dłuższe jego kawałki będą proste.

Do obrachowania tak urobionej drogi zwrotniczej obierzemy długości prostych l i t oraz promieni r w najmniejszych dozwolonych wartościach, a jako niewiadome przyjmiemy proste m między rozjazdami w torze rdzennym i kąty γ łuków łączących. Przeprowadzenie obrachunku pominiemy.



Rys. 259.

Drogi zwrotnicze wieloboczne, przedstawione na rysunkach 257 i 258, można zastosować wprost do torów łukowych współśrodkowych

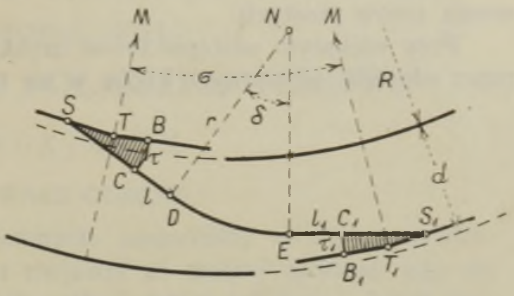
Jeśli na rys. 259 do prostej *DG*, leżącej w kierunku promienia łuków, przytkniemy drogę zwrotniczą wieloboczną, obrachowaną dla tego samego odstępu torów, otrzymamy układ gotowy.

Przytknięcie prostej DG względnie D_0G_2 (obacz rys. 225) nastąpi wprost, jeśli zakrzywienie łuków jest zgodne, albo za pośrednictwem odpowiednio długiej prostej, jeśli łuki są odwrotne.

94. POŁĄCZENIA TORÓW WSPÓŁŚRODKOWYCH.

Odróżnić należy dwa przypadki, a mianowicie:

α) Tor zewnętrzny jest główny, a więc w nim dane jest położenie rozjazdu (rys. 260). Najkrótszy układ otrzymamy, jeśli obierzemy długość prostej l, a obliczymy l_1 i δ. Z rzutu wieloboku $MTSDES_1T_1M$ na kierunek prostopadły do prostej l_1 otrzymamy równanie w postaci



Rys. 260.

$$A \cos\delta - B \sin\delta = C$$

przyczem

$$A = (R - v) \cos\left(\tau + \frac{\beta}{2}\right) - (a' - a'') \sin(\tau + \beta) - r$$

$$B = (R - v) \sin\left(\tau + \frac{\beta}{2}\right) + (a' - a'') \cos(\tau + \beta) - (c + l)$$

$$C = (R - d - v_1) \cos\left(\tau_1 - \frac{\beta_1}{2}\right) + (a_1' - a_1'') \sin(\tau_1 - \beta_1) - r$$

Podstawiając $tang\,\varphi = \frac{A}{B}$ otrzymamy

$$\sin(\varphi - \delta) = \frac{C}{B} \cos\varphi \qquad 461)$$

Z rzutu tegoż wieloboku na kierunek równoległy do l_1 otrzymujemy

$$l_1 = (R - v) \sin\left(\tau + \frac{\beta}{2} + \delta\right) + (a' - a'') \cos(\tau + \beta + \delta) -$$
$$- (c + l) \cos\delta - r \sin\delta + (a_1' - a_1'') \cos(\tau_1 - \beta_1) -$$
$$- (R - d - v_1) \sin\left(\tau_1 - \frac{\beta_1}{2}\right) - c_1 \qquad 462)$$

Wreszcie otrzymujemy

$$\sigma = \tau + \frac{\beta}{2} - \tau_1 + \frac{\beta_1}{2} + \delta \qquad 463)$$

β) Tor wewnętrzny jest główny i w nim dane jest położenie rozjazdu.

Dla tego przypadku pozostają ważne wszystkie wzory poprzedniego ustępu α), jeśli w nich zastąpimy wszystkie wyrażenia bez wskaźnika wyrażeniami ze wskaźnikiem (1) i odwrotnie.

Gdyby l_1 w przypadku α) względnie l w przypadku β) wypadło zbyt małe, trzeba wprowadzić rozjazd o mniejszym kącie β lub τ.

Dla rozjazdów prostych zastosujemy te same wzory, wstawiając w nich $(e - l - a)$ zamiast $(a' - a'')$, oraz $\beta = o$.

Połączenia torów łukowych wypadają naogół krótsze, niż połączenia torów prostych.

Przy większym odstępie torów uzyskać można skrócenie układu przez włożenie odwrotnych łuków w tor łączący.

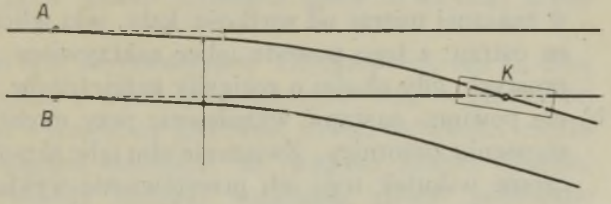
ROZDZIAŁ VIII.

KONSTRUKCJA POŁĄCZEŃ TORÓW.

I. ROZJAZDY.

95. UWAGI OGÓLNE.

W nauce o robotach ziemnych poznaliśmy układy rozjazdów najprostszych typów. Są to rozjazdy ze *stałemi iglicami*, gdy do prowadzenia pojazdów używamy siły ludzkiej lub koni. Iglice osadzone są nieruchomo z pozostawieniem miejsca między iglicą i opornicą dla przejścia rąbków kół, a wjazd wozu na tor zasadniczy, względnie skręt na tor zwrotny odbywa się wyłącznie przez odpowiednie prowadzenie pojazdu. Przy użyciu lokomotywy konieczne są *iglice ruchome*, jednak na bardzo podrzędnych kolejkach i na tymczasowych torach roboczych mogą one otrzymać prosty układ wobec małych chyżości jazdy i niewielkich obciążeń tem więcej, że ewentualne wykolejenie nie przedstawia niebezpieczeństwa, ani zbytniej straty czasu. Typ takiej prymitywnej konstrukcji rozjazdu z iglicami ruchomemi przedstawia rysunek 261. Punkty *A* i *B* są punktami skrętu obu iglic, które przy odpowiedniem nastawieniu dozwalają na wjazd na tor zasadniczy, lub na tor zwrotny. Zamiast krzyżownicy na skrzyżowaniu toków znajduje się szyna, obracalna około punktu *K*.



Rys. 261.

Nie wchodząc bliżej w omawianie takich konstrukcyj, zajmiemy się ustrojami rozjazdów, stosowanych obecnie na kolejach z ruchem lokomotywowym.

Ustrój toru w rozjeździe wykazuje pewne różnice w porównaniu z ustrojem toru zwykłego na szlaku i tak:

a) tory łukowe rozjazdów nie otrzymują zazwyczaj przechyłki; wyjątek stanowią rozjazdy łukowe jednostronne, które w niektórych przypadkach otrzymały przechyłkę toru (obacz ustęp 92);
b) szyny torów rozjazdowych nie otrzymują zazwyczaj pochylenia ku osi toru, a to celem ułatwienia konstrukcji; pochylenie to okazało się jednak korzystne, więc wprowadzono je w niektórych nowszych typach rozjazdów na kolejach austrjackich. Odpowiednio do tego pochylenia otrzymują pionowo ustawione iglice ukośną górną powierzchnię główki;
c) poszerzenie w torach łukowych rozjazdów otrzymuje mniejsze wymiary, niż w torach na szlaku o tym samym promieniu łuku. Uwagi co do wielkości i sposobu przeprowadzenia poszerzenia toru poznaliśmy już w poprzednim rozdziale.

Główne elementy składowe rozjazdu stanowią: *zwrotnica, krzyżownica* i *tory łączące*. Cel i sposób ukształtowania tych elementów poznaliśmy w części teoretycznej, obecnie więc przejdziemy wprost do omówienia szczegółów konstrukcyjnych, przyczem ograniczymy się do ustrojów nowszych, obecnie stosowanych.

96. ZWROTNICA.

Z uwagi na swoje przeznaczenie powinna zwrotnica spełniać następujące warunki:

a) wjazd wozu na zwrotnicę i przejazd przez nią powinien odbywać się możliwie łagodnie i bez uderzeń. Spełnienie tego warunku zależy w znacznej mierze od wielkości kąta, jaki iglica zawiera z opornicą na ostrzu; z tego powodu iglice zakrzywione są korzystniejsze od prostych, gdy chodzi o rozjazdy przejeżdżane z większą chyżością;
b) nie powinno nastąpić wykolejenie przy ewentualnem mylnem nastawieniu zwrotnicy. Związanie obu iglic zapomocą rozpór i równoczesne wskutek tego ich przestawianie wyklucza możność wykolejenia bez względu na to, na który tor jest zwrotnica nastawiona;
c) należyte domykanie iglic powinno być zapewnione. Warunek ten spełniają iglice podsuwalne, wchodzące ostrzem pod główkę opornicy, opatrzone przyrządem zwrotniczym z ciężarem, przyciskającym iglicę do opornicy, a przy zwrotnicach zablokowanych osobnemi urządzeniami zabezpieczającemi;
d) przekrój iglicy powinien posiadać dostateczną stałość oraz wytrzymałość w płaszczyźnie pionowej i poziomej;

e) podparcie iglic powinno być silne, gdyż iglice nie mogą być związane z podkładami tak, jak zwykłe szyny;
f) pożądane jest, aby pojazd toczący się „*ze zwrotnicy*“ mógł przejechać bez wykolejenia mimo mylnego nastawienia zwrotnicy. Warunek ten spełniają zwrotnice samoczynne, pozwalające na przeciśnięcie się rąbka koła między iglicą i opornicą i wracające po przejściu koła w położenie pierwotne z iglicą przysuniętą do opornicy.

Przejdźmy teraz do omówienia nowoczesnych konstrukcyj zwrotnicy, spełniających powyższe warunki.

Opornica otrzymuje zawsze przekrój zwykłej szyny toru, w którym jest ułożona i nie doznaje zazwyczaj żadnej obróbki, albo tylko nieznacznego ścięcia wewnętrznej, bocznej powierzchni główki na długości zetknięcia z iglicą, celem uzyskania lepszego wzajemnego przylegania i wzmocnienia przekroju iglicy na końcu ostrza.

Długość opornicy jest większa od długości iglicy; styk opornicy, stanowiący początek rozjazdu, wysunięty jest przed ostrze iglicy o wymiar 0·30—1·00 *m* dla uzyskania miejsca na pomieszczenie łubków stykowych. W drugą stronę wysuwamy styk opornicy ze względów konstrukcyjnych na długość 1·0 do 1·5 *m* poza osadę iglicy.

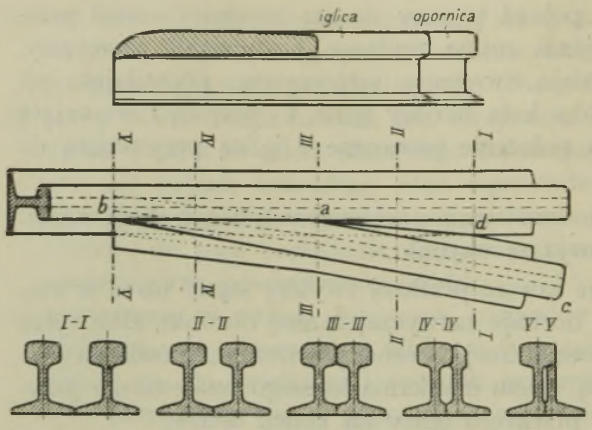
Iglice urabiamy z szyn tego samego przekroju, co opornice, albo nadajemy im przekrój odrębny, dostosowany lepiej do wymagań statyki i konstrukcji.

97. OBRÓBKA OSTRZA IGLICY.

Rozpatrzmy najpierw sposób urobienia iglicy ze zwykłej szyny torowej.

Dawniej używano *iglic przysuwalnych*. Otrzymywały one na całej długości wysokość zgodną z wysokością opornicy, więc w główce tej ostatniej wykonywano wycięcie na głębokość równą szerokości ostrza iglicy na końcu i malejącą następnie na długości równej długości obrobienia iglicy. Niekiedy zamiast wycinania główki stosowano odpowiednie wygięcie opornicy w płaszczyźnie poziomej. Ustrój ten posiadał wiele wad, a głównie konieczność obróbki i osłabienia przekroju opornicy, to też obecnie został zarzucony i stosuje się *iglice podsuwalne*, przy których główka opornicy pozostaje nienaruszona, a ostrze iglicy zostaje w ten sposób ścięte, iż daje się podsunąć pod główkę opornicy. Celem uzyskania dostatecznie silnego przekroju iglicy na ostrzu załamujemy iglicę w płaszczyźnie poziomej w punkcie *a* zetknięcia jej główki z główką opornicy o tyle, aby na końcu ostrza

pełny wymiar ścianki był dochowany (rys. 262, przekrój III). Zakreskowana partja główki iglicy musi być ścięta celem uzyskania prostej krawędzi *b—c*, prowadzącej koło.



Rys. 262.

Część iglicy, stykająca się z opornicą, powinna przylegać do niej należycie, wskutek czego wewnętrzna strona iglicy musi być między punktami *a* i *b* odpowiednio obrobiona przy pomocy pionowych i ukośnych powierzchni, dostosowanych do kształtu główki opornicy. Wreszcie musi główka iglicy doznać zestrugania w kierunku pionowym w ten sposób, by:

a) koniec iglicy wchodził całkowicie pod główkę opornicy;

b) główka iglicy na długości od ostrza do przekroju, w którym osiąga dostateczną grubość, nie dźwigała kół pojazdów, lecz służyła tylko do prowadzenia rąbka. Grubość ta wynosi około 20 do 30 $^{m}/_{m}$;

c) na przestrzeni, gdzie główka iglicy dźwigać ma koło wspólnie z opornicą, wysokość iglicy była dostosowana do kształtu obręczy i rąbka koła, gdyż w ten sposób osiągnie się łagodne przejście do pełnego przekroju iglicy, dźwigającego koło samodzielnie.

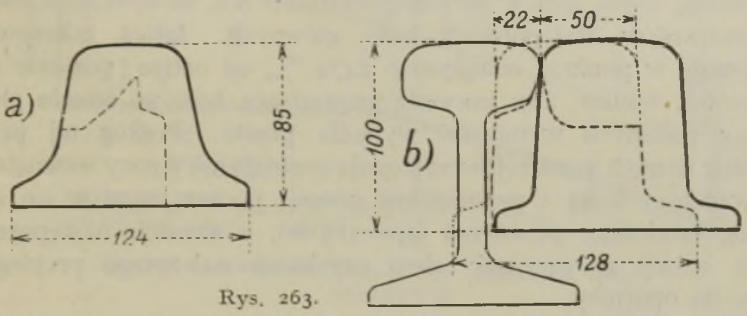
Stopki iglicy i opornicy ścina się podług linji środkującej *a—d*.

Teoretyczną linję prowadzenia rąbka koła przyjmuje się w wysokości 14 $^{m}/_{m}$ poniżej górnej powierzchni główki szyny.

Rzut poziomy, rzut tłowy i przekroje na rys. 262 przedstawiają opisany powyżej sposób obrobienia ostrza iglicy, jeśli iglica ma pozostać prosta. Urobienie iglicy zakrzywionej następuje podobnie. Po załamaniu iglicy w przekroju III i po zestruganiu jej główki aż do uzyskania prostej krawędzi *bc*, prowadzącej koło, wygina się iglicę podług pożądanego promienia, a następnie wyrabia się wycięcia boczne dla należytego przylegania iglicy do opornicy i zestruguje górną powierzchnię główki.

Iglice wykonane ze zwykłych szyn nie posiadają dostatecznej oporności przeciw działaniu sił pionowych, a jeszcze więcej sił poziomych, które, jak wiemy, są na zwrotnicy bardzo znaczne. Występują niebezpieczne drgania końca iglicy w obu płaszczyznach, powodujące silne zużywanie jej ułożenia i mogące nawet stać się przyczyną wykolejenia. Również konieczność ścinania stopki opornicy powoduje niepożądane osłabienie jej przekroju.

Z tych powodów stosuje się obecnie dla iglic odrębne przekroje, z reguły niższe, niż przekrój opornicy, wskutek czego podsunięcie iglicy pod opornicę jest łatwiejsze i nie wymaga ścinania stopki tej



Rys. 263.

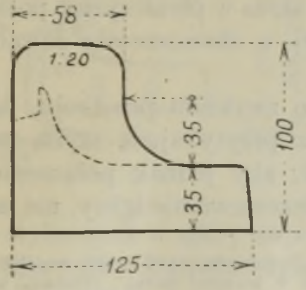
ostatniej, a nadto posiadają one kształt i wymiary, zapewniające iglicy dostateczną wytrzymałość na zginanie, stałość przeciw wywrotowi i sztywność przeciw drganiom ostrza.

Używane kształty przekrojów są:

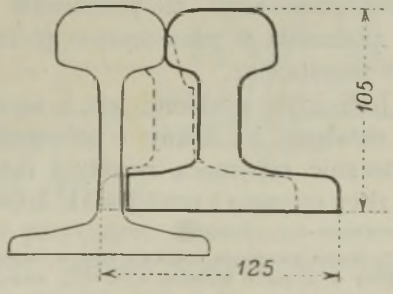
a) kształt kapeluszowy symetryczny (rys. 263 a), lub niesymetryczny (rys. 263 b),

b) kształt litery *L* z jednostronną silną stopką (rys. 264), nadającą iglicy szeroką podstawę i znaczną stałość boczną,

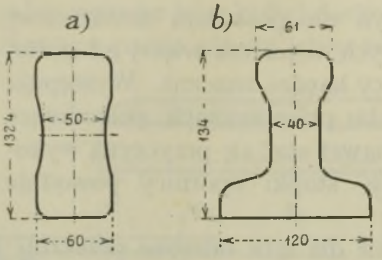
c) kształt zwykłej szyny szerokostopowej, tylko znacznie niższy, z grubą ścianką i silną i szeroką stopką (rys. 265).



Rys. 264.



Rys. 265.



Rys. 266.

Kształty przekrojów iglicy w nawierzchni stołeczkowej przedstawiają rysunki 266a i b.

Sposób obróbki iglic o odrębnym przekroju przedstawia się naogół podobnie, jak przy przekroju zwykłej szyny; kształty przekroju ostrza zaznaczone są na powyższych rysunkach przekrojów.

Rysunek 267 przedstawia rzut tłowy, rzut poziomy i przekroje obrobionej części iglic w zwrotnicy systemu Xa, stosowanego obecnie dla rozjazdów Małopolskich kolei głównych. Iglica zakrzywiona otrzymuje w punkcie odległym o 2474 $^{m}/_{m}$ od ostrza poziome załamanie tak wielkie, aby krawędź prowadząca koło po ścięciu główki podług podanych wymiarów wypadła prosta. Podług tej prostej i podług danych przekrojów następuje zestruganie strony wewnętrznej (prowadzącej koło) i powierzchni górnej, poczem wygina się iglicę podług ustalonego promienia ($\varrho_i = 185$ *m*), a wreszcie następuje obróbka strony zewnętrznej celem uzyskania należytego przylegania iglicy do opornicy.

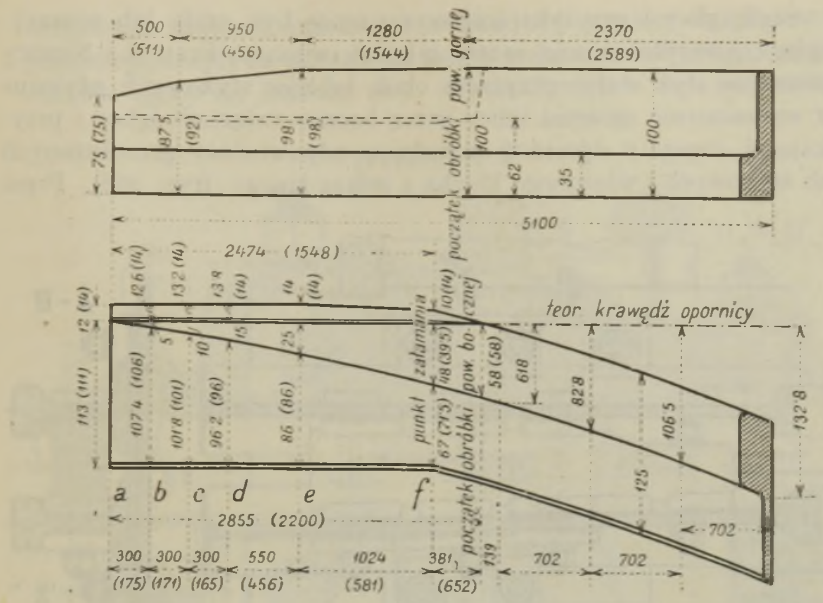
Prosta iglica (wewnętrzna) otrzymuje najpierw w punkcie odległym o 1548 $^{m}/_{m}$ od ostrza załom poziomy taki, aby strzałka na końcu ostrza wynosiła 37·5 $^{m}/_{m}$, poczem wycina się wgłębienia dla należytego przylegania do zakrzywionej opornicy. Następuje wygięcie ostrza odpowiednio do łuku opornicy ($\varrho_o = 180$ *m*), a w końcu ścina się górną i wewnętrzną boczną powierzchnię podług wymiarów podanych na przekrojach. *)

98. OSADA IGLICY.

Należyte umocowanie iglicy na osadzie jest bardzo ważne, a zarazem trudne, albowiem należy je wykonać tak, aby iglica tylko w tym punkcie umocowana, nie przesuwała się sama w płaszczyźnie poziomej i nie podnosiła w płaszczyźnie pionowej, a równocześnie dawała się łatwo przestawiać.

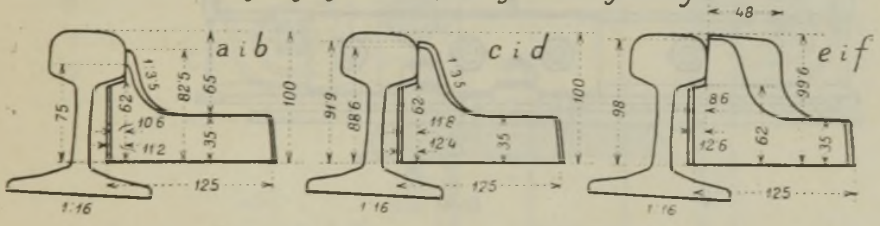
Jeśli iglica urobiona jest z szyny o zwykłym przekroju, natenczas ustalenie jej osady i połączenie z przytykającą szyną można uskutecznić zapomocą *zwykłych łubków;* aby jednak połączenie nie było zbyt sztywne i umożliwiało łatwe przestawianie iglicy, nie należy

*) Wobec pochylenia opornic i szyn w rozjeździe w stosunku 1 : 16 wynosi szerokość podcięcia iglicy w jej górnej krawędzi o 1·4 $^{m}/_{m}$ więcej, niż w krawędzi dolnej. (Porównaj wymiary tej szerokości, podane w rzucie poziomym i w przekrojach rysunku 267)

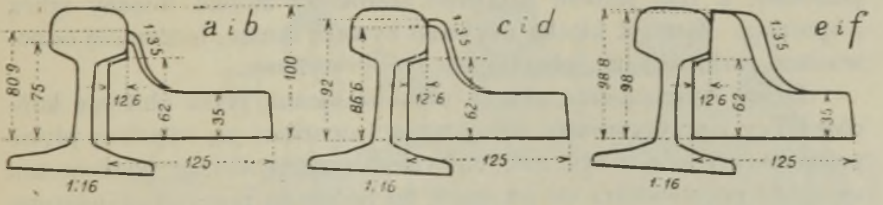


Wymiary w nawiasach odnoszą się do prostej iglicy wewnętrznej

Przekroje iglicy zewnętrznej (zakrzywionej)



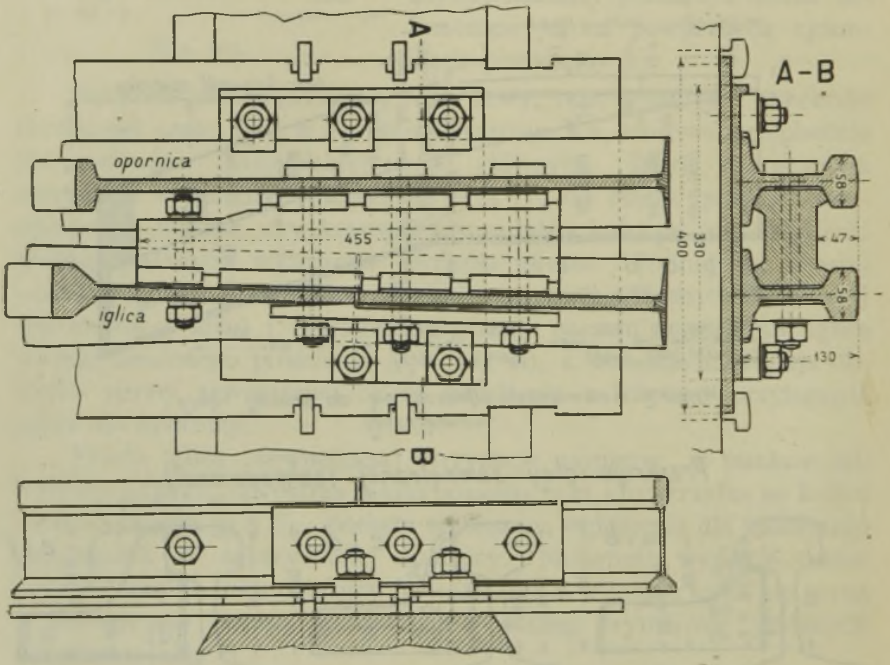
Przekroje iglicy wewnętrznej (prostej)



Rys. 267.

śrub stykowych w iglicy zupełnie przyciągać. Stosuje się także łubki z trzema tylko śrubami stykowemi, dwiema w szynie przytykającej i jedną w iglicy.

Styk iglicy i przytykającej szyny może być stały lub wiszący. Anglja i Ameryka stosują zazwyczaj styk wiszący, Francja i Niemcy przeważnie styk stały, przyczem obok łubków stykowych używane jest wzmocnienie ułożenia iglicy przez boczne związanie iglicy i przytykającej szyny z opornicą zapomocą odpowiednio przedłużonych śrub stykowych i włożonego klocka z żelaza lanego (rys. 268). Przez

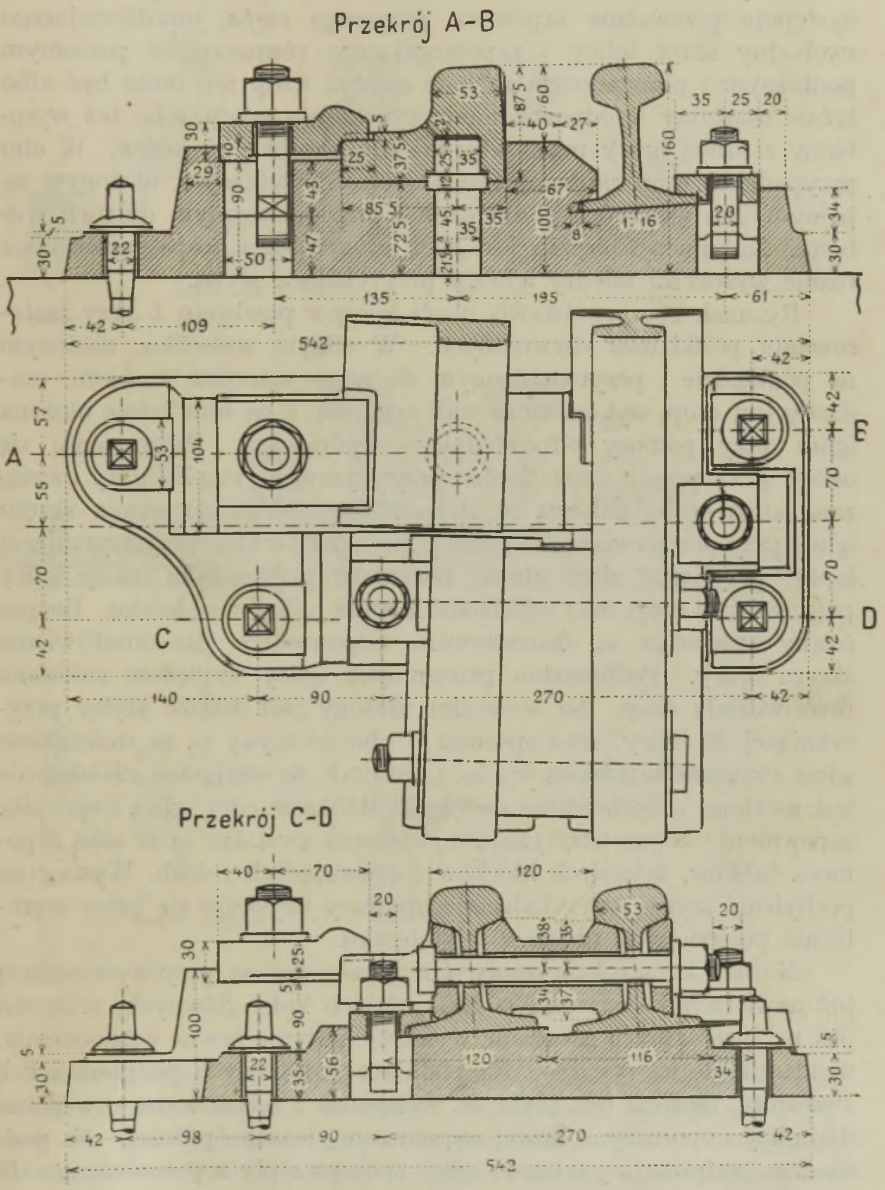


Rys. 268.

takie zarządzenie następuje ustalenie położenia iglicy w płaszczyźnie poziomej, a tem samem ustalenie szerokości żłobka między iglicą i opornicą. Zamiast klocka używane bywają tańsze, lecz mniej odpowiednie rurki żelazne, obejmujące śruby stykowe.

Dalsze wzmocnienie układu uzyskać można przez ułożenie końców iglicy i przytykającej szyny wraz z opornicą na wspólnej płycie podstawowej (obacz rys. 268), zaś celem przeszkodzenia podnoszeniu się iglicy przytwierdza się jej osadę do podkładu niezupełnie wbitemi gwoździami lub niezbyt silnie przyciągniętemi śrubami. Połączenie iglicy z przytykającą do niej szyną zapomocą łubków stosowane bywa i przy iglicach odrębnego przekroju, jednakowoż tutaj okazuje się ono mniej właściwe. Iglica jest niższa i grubsza od szyny, więc łubki

otrzymują zmienny przekrój i muszą być wygięte w płaszczyźnie poziomej, co wpływa ujemnie na stałość połączenia i wymaga specjalnej obróbki iglicy na osadzie, aby uzyskać miejsce na pomieszczenie



Rys. 269.

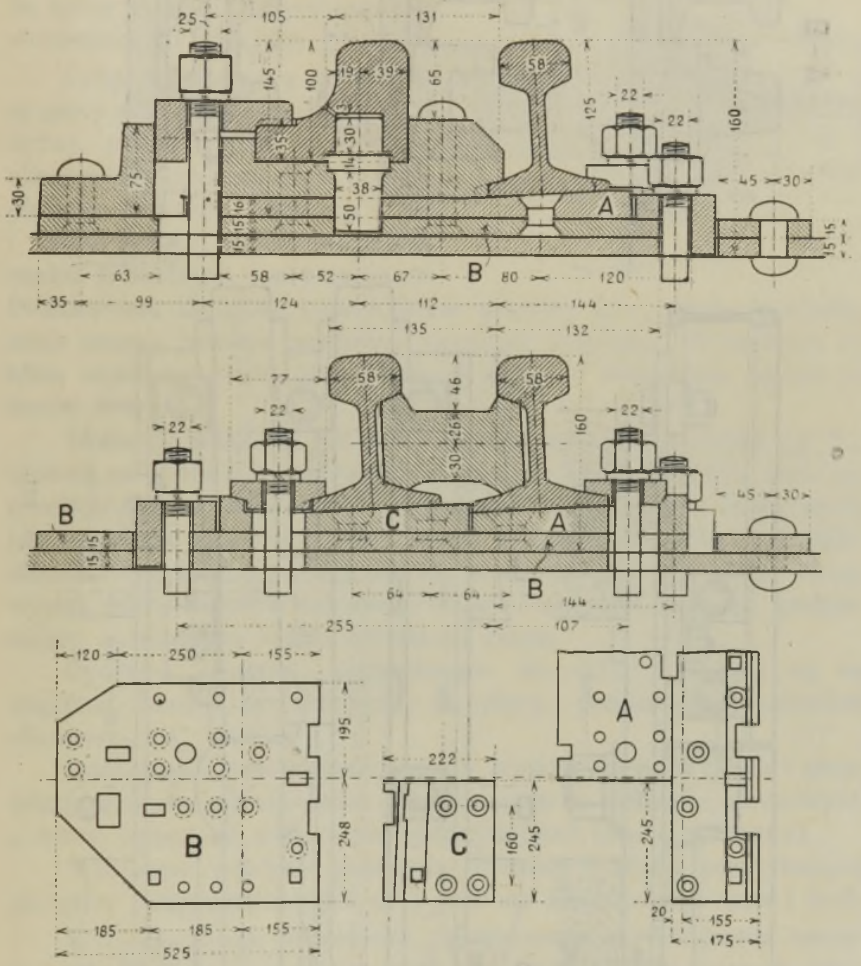
łubków. Niekiedy następuje przekucie iglicy na osadzie na przekrój zwykłej szyny, jak np. przy iglicach sprężystych, które później poznamy.

Z wymienionych powodów osadzenie iglic odrębnego przekroju następuje przeważnie zapomocą *pionowego czopa*, umożliwiającego swobodny skręt iglicy i zapobiegającego równocześnie poziomym podłużnym i poprzecznym ruchom osady. Czop ten może być albo luźnie osadzony w odpowiedniem wydrążeniu iglicy, albo też wyrobiony z samej iglicy przez odpowiednią obróbkę jej końca. W obu przypadkach czop osadzony jest w stołeczku żelaznym, ułożonym na jednym lub na dwóch podkładach i przytwierdzonym do nich śrubami. Zadaniem stołeczka jest obok utwierdzenia czopa wyrównanie różnic wysokości między iglicą i przytykającą szyną.

Rysunek 269 przedstawia osadę iglicy o przekroju *L* przy zastosowaniu podkładów drewnianych. W silnym stołeczku, ułożonym na podkładzie i przytwierdzonym do niego czterema śrubami, osadzony jest czop, wykonany ze stali tyglowej, a na nim luźnie ułożona iglica przy pomocy odpowiedniego wydrążenia. Podniesieniu się osady iglicy przeciwdziała łapka, przytrzymująca stopkę iglicy i związana silną śrubą hakową ze stołeczkiem. Celem ułatwienia skrętu iglicy przy przestawianiu zwrotnicy nie należy śruby, przytrzymującej łapkę, przyciągać zbyt silnie. Bocznemu przesunięciu osady iglicy przeciwdziała czop, oraz wgłębienie łożyska iglicy w stołeczku. Boczne ściany wgłębienia są ukształtowane odpowiednio dla umożliwienia skrętu iglicy. Podłużnemu przesunięciu iglicy względem stołeczka przeciwdziała czop. Na stołeczku ułożony jest koniec szyny przytykającej do iglicy, oraz opornica, i obie te szyny są ze stołeczkiem silnie związane zapomocą wycięć i śrub tak, że wzajemne ich ułożenie jest ustalone, a dochowanie szerokości żłobka między iglicą i opornicą zapewnione. Szyna przytykająca i opornica związane są ze sobą zapomocą łubków, żelaznych klocków rozpierających i śrub. Wymagane pochylenie szyny przytykającej i opornicy uzyskuje się przez wyrobienie pochylonych podstaw w stołeczku.

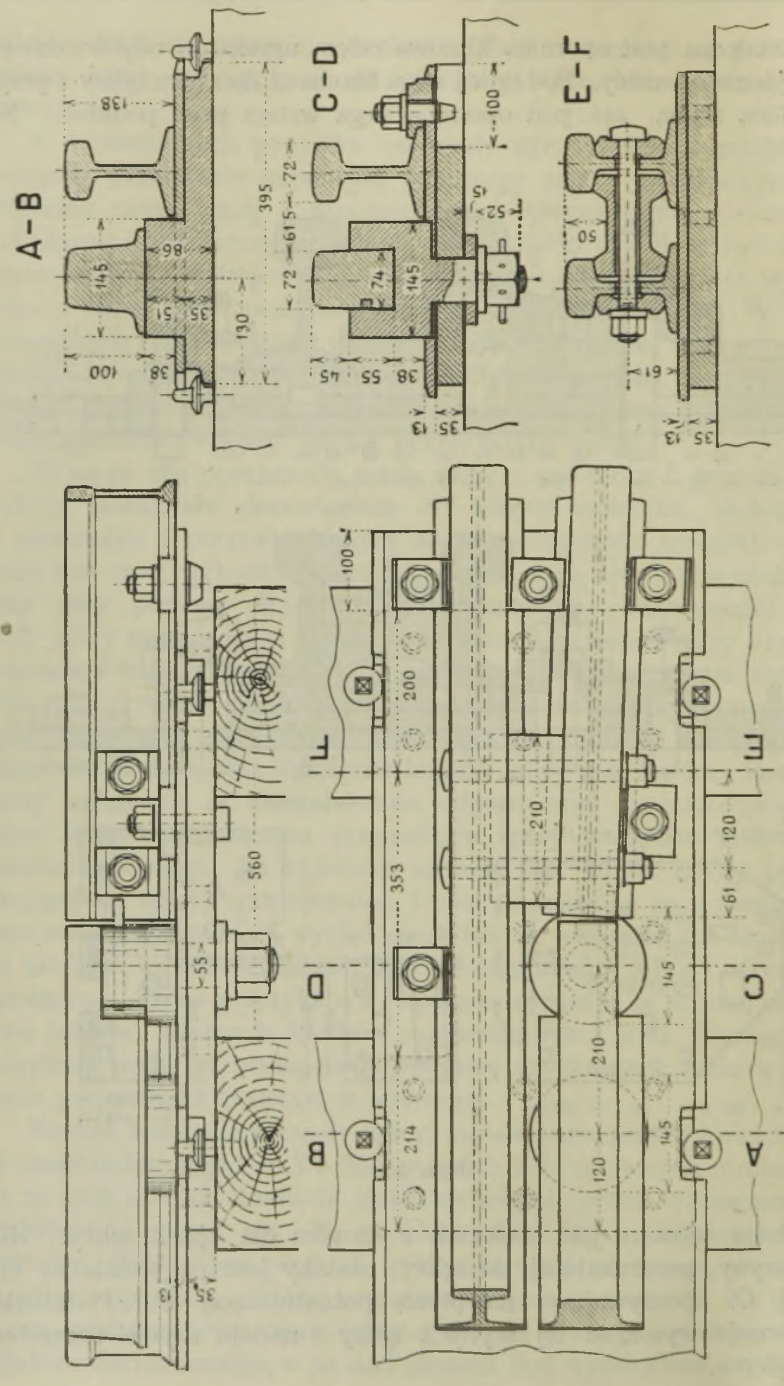
Nowsza konstrukcja osady iglicy, zastosowana przy wymienionej już nawierzchni systemu *X* a Małopolskich kolei głównych, urobiona jest na tych samych zasadach, wykazuje jedynie pewne wzmocnienia, uwidocznione na rys. 270. Na podkładach żelaznych podpierających zwrotnicę, ułożona jest płyta *A*, wykonana z żelaza kutego, wspólna dla iglicy i opornicy, o której wspomniemy jeszcze później. Na podkładzie, podpierającym osadę iglicy spoczywa płyta pośrednicząca *B*, kształtu sześciobocznego, a na niej ułożona jest wymieniona płyta *A*,

wykształcona pod opornicą klinowo celem uzyskania odpowiedniego pochylenia opornicy. Pod iglicą sięga blacha *A* do styku iglicy z przytykającą szyną, zaś pod opornicą sięga wstecz poza podkład. Na



Rys. 270.

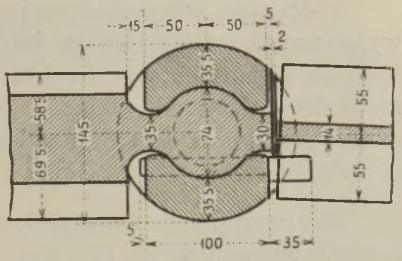
tej blasze ułożony jest stołeczek z czopem dla ujęcia iglicy. Koniec szyny, przytykającej do iglicy, ułożony jest na podkładce klinowej *C*, spoczywającej na płycie pośredniczącej *B*. Podkładka wyrównuje wysokość tej szyny i iglicy i nadaje szynie potrzebne pochylenie.


A-B
C-D
E-F
138
395
72
61.5
72
86
145
51
35
130
100
38
74
145
45
55
38
100
52
15
50
61
35
13
35
13
560
55
13
35
100
200
353
210
120
61
145
210
214
120
145
A
B
C
D
E
F

Rys. 271.

Połączenia iglicy z przytykającą szyną zapomocą łubków nie ma tu wcale, bo brak na nie miejsca i jest zbędne wobec ustalenia wzajemnego położenia wszystkich trzech szyn.

Rysunek 271 przedstawia osadę iglicy przekroju kapeluszowego, stosowaną na kolejach pruskich.



Rys. 271 a.

Czop, wyrobiony z końca iglicy przez odpowiednią obróbkę (rys. 271a), podparty jest stołeczkiem obrotowym, którego dwa boczne, pionowe występy obejmują czop i ustalają jego położenie w kierunku podłużnym i poprzecznym. Podniesieniu się iglicy przeciwdziała poziomy klin, wbity w wydrążenie czopa i jednego pionowego ramienia stołeczka. Wysunięciu się klina zapobiega śruba przytykającej szyny, o którą klin opiera się swoim końcem.

Stołeczek podparty jest płytą z żelaza kutego o grubości 35 $^{m}/_{m}$, ułożoną na obydwóch podkładach stykowych, która zapewnia spokojne przejście koła z iglicy na przytykającą szynę. Z płytą tą związany jest stołeczek zapomocą silnej śruby, umieszczonej między podkładami. Dostępność tej śruby ułatwia wymianę zużytego czopa. Drugi występ płyty kształtu walcowego stanowi stołeczek ślizgowy, podpierający osadę iglicy celem odciążenia czopa.

Opornica i szyna, przytykająca do iglicy, ułożone są na wspólnej blasze, przynitowanej do płyty, podpierającej stołeczek obrotowy.

Dochowanie odpowiedniej szpary stykowej między iglicą i przytykającą szyną zabezpieczone jest występem na stołeczku obrotowym, o który opiera się czoło szyny przytykającej (obacz rys. 271a).

Wzajemne ustalenie położenia opornicy i szyny przytykającej do iglicy uskutecznione jest przy pomocy żelaznych klocków i śrub.

Wreszcie należy wspomnieć, iż stosowane są urządzenia osady, w których obok czopa obrotowego znajdują się łubki, wiążące iglicę z przytykającą szyną.

99. UŁOŻENIE IGLICY NA PODKŁADACH POŚREDNICH.

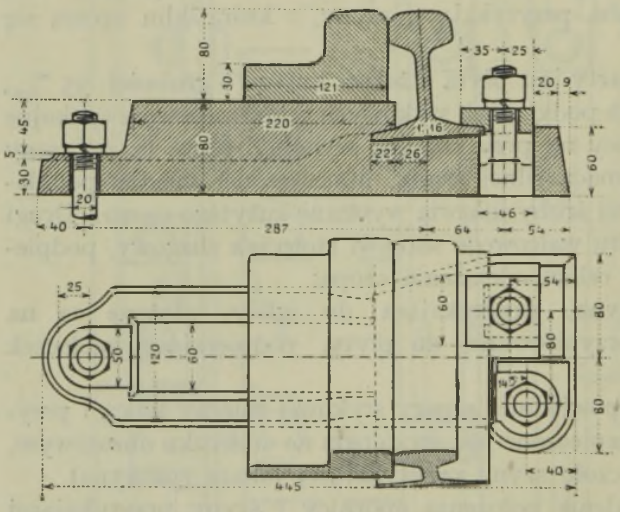
Obok należytego umocowania iglicy na osadzie bardzo ważne jest urządzenie odpowiedniego podparcia iglicy między osadą a ostrzem, należy bowiem mieć tu na uwadze dostateczną wytrzymałość iglicy

przeciw wygięciu w obu płaszczyznach i odpowiednie pionowe ułożenie iglicy względem opornicy przy dochowaniu łatwej przesuwalności.

Podparcie iglicy następuje przy pomocy *stołeczków ślizgowych*, wykonanych z żelaza lanego lub walcowanego, dostarczających iglicy wąskich i gładkich powierzchni podparcia i przesuwalności. Długość stołeczka zależy od wielkości przesunięcia iglicy. Zazwyczaj służy stołeczek równocześnie do ustalenia położenia opornicy i związania jej z podkładem.

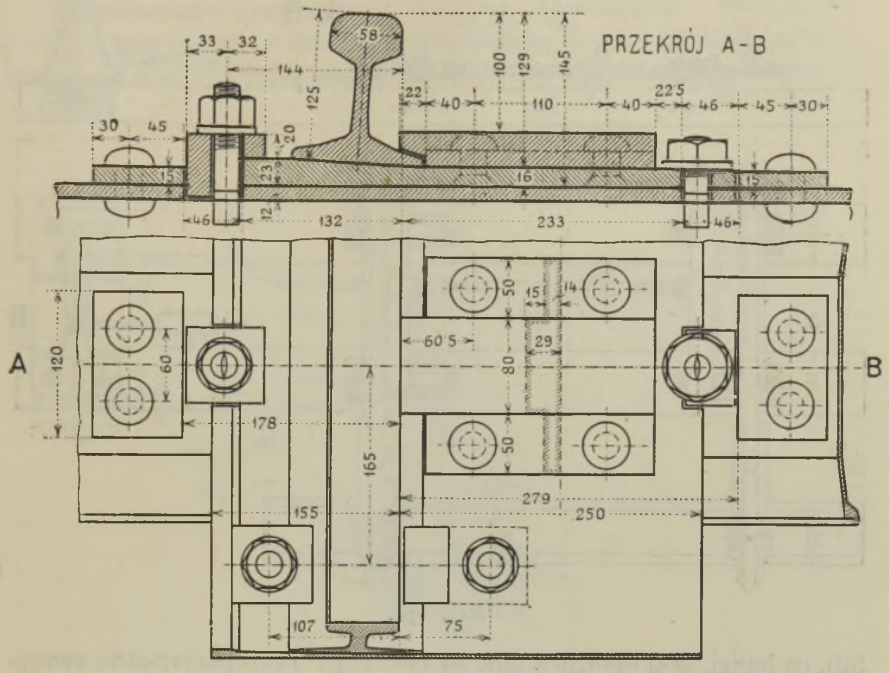
Rys. 272 przedstawia stołeczek ślizgowy dla iglicy, której osada przedstawiona jest na rys. 269.

Ponieważ iglica spoczywa luźnie na stołeczku, więc w pewnych warunkach obciążenia mógłby podkład poddać się silniej, niż wynosi wymiar ugięcia iglicy, a wtedy wystąpi odstawanie stopki iglicy od stołeczka. Temu niepożądanemu zjawisku zapobiega ułożenie iglicy wraz z opornicą na wspólnej blasze (blacha *A* na rys. 270), która przenosi obciążenie na większą ilość podkładów, a tem samem zmniejsza ich poddawanie się. Blacha ta nie dochodzi aż do ostrza iglicy, gdyż potrzebna jest dopiero tam, gdzie iglica bierze udział w dźwiganiu koła. Ma to miejsce między drugim a trzecim podkładem, licząc od końca iglicy. Urządzenie stołeczka ślizgowego iglicy, której osadę przedstawia rys. 270, widzimy na rysunku 273.



Rys. 272.

Zauważyć należy, że dla zmniejszenia tarcia górna powierzchnia stołeczka jest heblowana i smarowana.

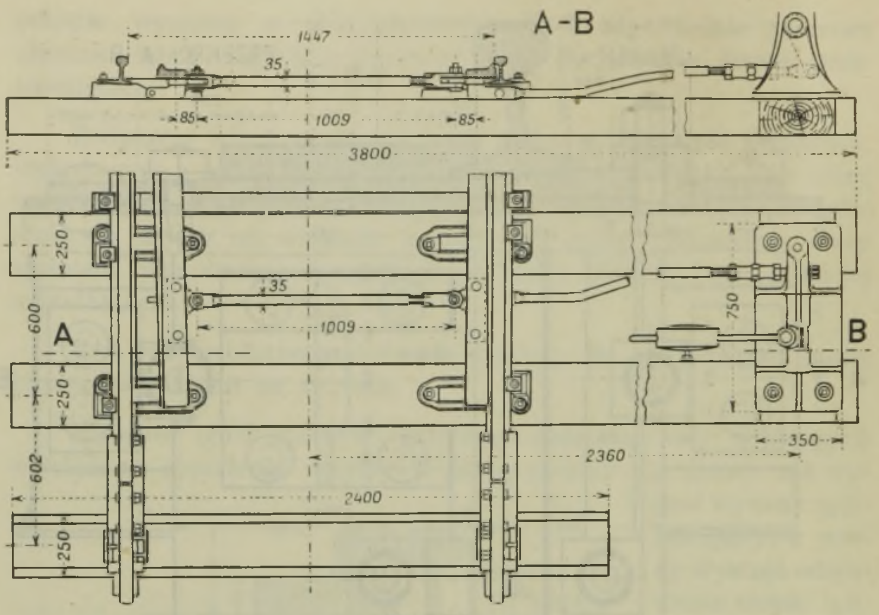


Rys. 273.

100. POŁĄCZENIE IGLIC W ZWROTNICY.

Z warunku b), jaki powinna spełniać zwrotnica (obacz ustęp 96), wynika potrzeba związania obu iglic ze sobą, aby umożliwić w ten sposób ich równoczesne przestawianie. Związanie to następuje przy pomocy łączników, zwanych *rozporami*. Są to pręty z żelaza okrągłego 30 do 35 $^{m}/_{m}$ grube, albo rury gazowe, umieszczone w ten sposób, by nie utrudniały podbijania podkładów. Połączeń takich otrzymuje zwrotnica jedno, dwa, a najwyżej trzy. Z powodu zmienności kątów między iglicą i rozporą musi połączenie tychże być *przegibne* w płaszczyźnie poziomej. Jak to z rysunku 274 widzimy, do stopki iglicy przytwierdzona jest dwoma nitami płytka, objęta widłowatem zakończeniem rozpory i związana śrubą, niezbyt silnie przyciągniętą, aby zmiana kąta następowała bez trudności.

Podobnie przedstawia się połączenie z iglicą wewnętrzną, przyczem mamy tu jeszcze związanie rozpory z cięgłem, prowadzącym do przyrządu zwrotniczego. Przeprowadzenie cięgła przez opornicę wewnętrzną może nastąpić otworem, wywierconym w ściance opornicy,



Rys. 274.

lub, co lepiej, pod opornicą (jak na rys. 274). Przy przyrządzie zwrotniczym opatrzony jest cięgiel przegubem z tych samych powodów, jak rozpora. Celem utrzymania dokładnego odstępu obu iglic, jest głowica rozpory przy iglicy wewnętrznej opatrzona gwintem śrubowym, pozwalającym na regulowanie długości rozpory.

101. PRZYRZĄD ZWROTNICZY.

Zadaniem przyrządu zwrotniczego jest ułatwienie przestawiania zwrotnicy i utrzymanie iglicy w położeniu przysuniętem do opornicy.

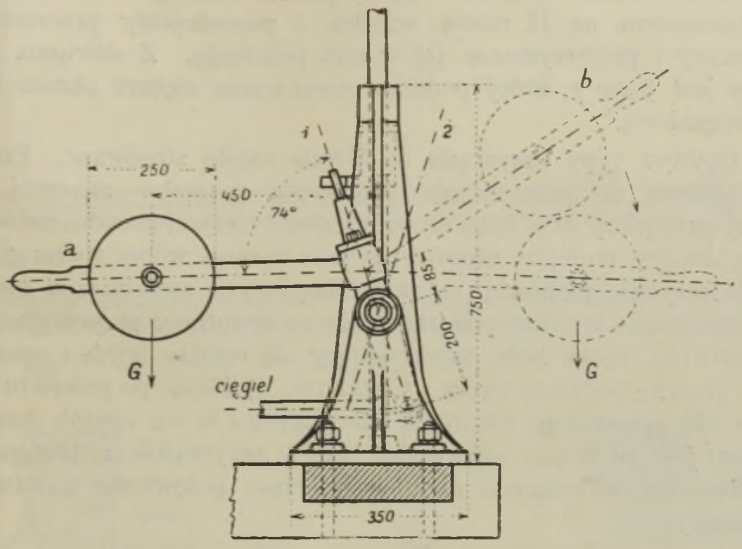
Nastawianie zwrotnic może odbywać się albo pojedyńczo zapomocą przyrządu, ustawionego około każdej zwrotnicy, albo też mogą być one połączone grupami i wówczas w połączeniu z sygnałami obsługiwane są z odległości.

Mówić tu będziemy tylko o pierwszym przypadku, gdyż drugi stanowi przedmiot osobnej nauki o ubezpieczeniu ruchu pociągów.

Istotną częścią składową przyrządu zwrotniczego jest dźwignia jedno- lub dwuramienna, umieszczona na koziołku. Do krótszego ramienia dźwigni przyczepiony jest zawiasowo cięgiel zwrotniczy; dłuższe ramię opatrzone jest ciężkim klockiem żelaznym, zwanym gruszką, który powoduje przyparcie iglicy do opornicy i utrzymuje ją w tem położeniu.

Rozróżniamy przyrządy z *dźwignią przekładaną* i *przerzucaną*.

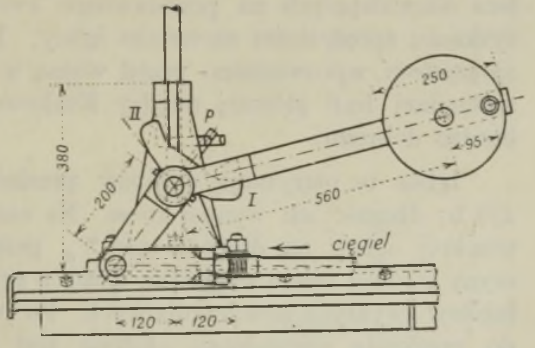
W przyrządzie z dźwignią *przekładaną* (rys. 275) ruch gruszki następuje w płaszczyźnie poziomej. Przez obrót gruszki z położenia (*a*)



Rys. 275.

do położenia (*b*) i pociśnięcie wdół nastąpi przełożenie dźwigni z pełnego położenia (1) do położenia kreskowanego (2) i równoczesne przestawienie zwrotnicy. Ciężar gruszki *G* powoduje w obu położeniach przyparcie iglicy do opornicy. Koziołek ustawiony jest na dwóch dłuższych podkładach zwrotnicowych, związanych belką poprzeczną. Z przyrządem połączony jest zazwyczaj sygnał z latarnią, obracający się równocześnie z przekładaniem dźwigni i wskazujący maszyniście, na który tor wjazd jest otwarty.

W przyrządzie z dźwignią *przerzucaną* (rys. 276) mamy na koziołku umieszczoną dźwignię, której dolne ramię jest połączone z cięglem, zaś ramię górne rozszczepione jest widłowato. Osobne podwójne ramię obejmujące widełki dźwigni i opatrzone gru-



Rys. 276.

ką, przesuwalne jest w płaszczyźnie pionowej. W położeniu zaznaczonem linjami pełnemi ramię z gruszką naciska na I ramię widełek i przyciska tem samem odpowiednią iglicę do opornicy, działając na cięgiel w kierunku strzałki. Przez przerzucenie gruszki naciskamy jej ramieniem na II ramię widełek i powodujemy przestawienie zwrotnicy i przytrzymanie jej w tem położeniu. Z dźwignią połączony jest *palec p*, który podczas przerzucania ciężaru obraca latarnię sygnałową.

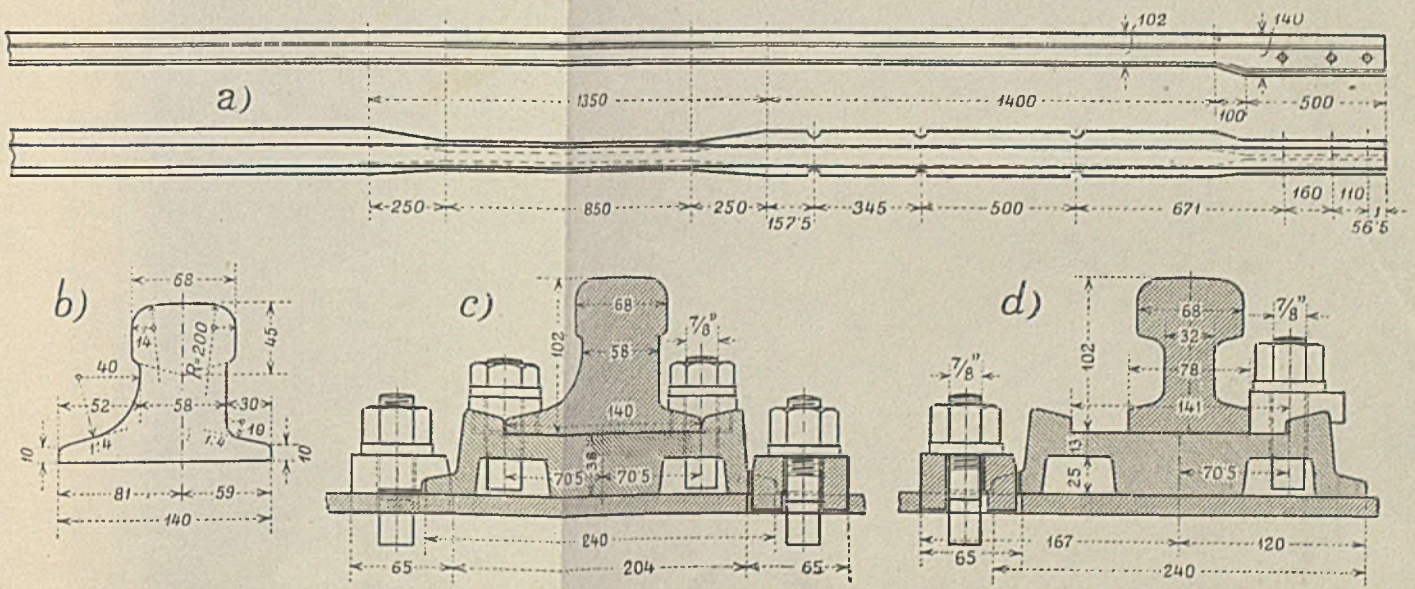
Obydwa typy przyrządu są równie często stosowane. Przeciw przyrządowi do przerzucania przemawia potrzeba znacznej siły, jakiej zwrotniczy użyć musi do podniesienia ciężkiej gruszki, natomiast korzyścią jest mniejsze zapotrzebowanie miejsca wobec ruchu gruszki w płaszczyźnie pionowej, co przy skupionych zwrotnicach nie jest bez znaczenia, a nadto podczas jazdy ze zwrotnicy przy mylnem jej nastawieniu, rąbek koła, przeciskający się między iglicą i opornicą, musi gruszkę podnieść wgórę. Ciężar ten, opadając po przejściu koła, przyciska zpowrotem odsuniętą nieco iglicę i w ten sposób działanie ciężaru jest tu więcej niezawodne, niż w przyrządzie z dźwignią do przekładania ze względu na niebezpieczne, połowiczne nastawienie zwrotnicy.

102. ZWROTNICA Z IGLICAMI SPRĘŻYSTEMI.

Poznane dotychczas ustroje zwrotnicy posiadają, mimo silnej budowy, słabą stronę w sposobie urobienia osady iglicy. Zastosowanie czopa, obecnie rozpowszechnione, okazało się niewystarczające i przy ciężkim i szybkim ruchu na rozjazdach wjazdowych i wyjazdowych kolei głównych następuje rychło rozluźnienie ułożenia.

W nowszych czasach pojawiły się usiłowania wprowadzenia dla takich rozjazdów iglic, nie posiadających wcale punktów obrotu, lecz dozwalających na przestawienie zwrotnicy wyłącznie przy wyzyskaniu sprężystości materjału iglicy. Iglice takie, zwane *iglicami sprężystemi*, wprowadzono przed wojną w Niemczech, oraz na pierwszorzędnej linji głównej między Krakowem i Lwowem z wynikami bardzo dobremi.

Iglice te otrzymują odrębny przekrój, przedstawiony na rys. 277 b; długość ich wynosi 10 *m*. Na osadzie (obacz rys. 277 a) jest przekrój iglicy na długości 500 $^{m}/_{m}$ przekuty na przekrój zwykłej szyny torowej celem związania iglicy z przytykającą szyną zapomocą łubków zwykłych sześciośrubowych. Po przejściu na długości 100 $^{m}/_{m}$ do przekroju normalnego, ułożona jest iglica w stołeczku ze stali

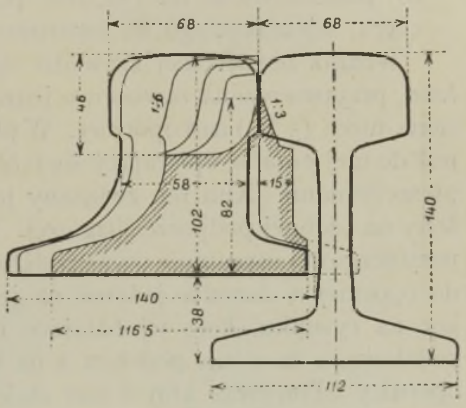

a)
102
140
1350
1400
500
100
250
850
250
157'5
345
500
671
160
110
56'5
b)
68
14
R=200
45
40
52
58
30
10
1:4
10
10
81
59
140
c)
68
102
7/8"
58
140
38
70'5
70'5
240
65
204
65
d)
68
7/8"
32
7/8"
102
78
141
13
25
70'5
65
167
120
240

Rys. 277.

zlewnej 2700 $^{m}/_{m}$ długim, o przekroju urobionym podług rysunku 277 c, z którym jest na długości 1400 $^{m}/_{m}$ silnie związana zapomocą łapek i śrub tak, że jakakolwiek zmiana jej położenia względem stołeczka jest niemożliwa. Punkt ten stanowi właściwe utwierdzenie iglicy.

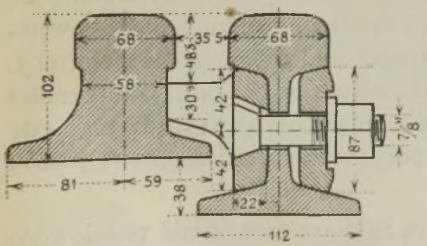
Na dalszej długości 1350 $^{m}/_{m}$ otrzymuje iglica pewne zwężenie przekroju do kształtu, przedstawionego na rys. 277 d, wskutek czego uzyskuje pożądaną giętkość. Z długości tej przypada 850 $^{m}/_{m}$ na przekrój zwężony, a obustronnie po 250 $^{m}/_{m}$ na przejście do przekroju normalnego. Podstawa stołeczka na tej długości służy do podparcia iglicy, a zarazem stanowi łożysko ślizgowe. W dalszym ciągu swej długości posiada iglica przekrój normalny i ułożona jest na stołeczkach ślizgowych, podobnych do stołeczków, przedstawionych na rys. 273. Obrobienie ostrza iglicy następuje podług poznanych już zasad.

Kilka przekrojów obrobionej części iglicy uwidocznionych jest na rys. 278 i tu zwrócić należy uwagę na ścięcie bocznej powierzchni główki opornicy celem uzyskania dokładniejszego przylegania iglicy i wzmocnienia jej przekroju na końcu ostrza.



Rys. 278.

Przy tak długiej iglicy, nie przytwierdzonej do podkładów, mogłyby łatwo wystąpić pod wpływem sił poziomych niepożądane wygięcia jej w płaszczyźnie poziomej i jako następstwo tego, niedokładne przymykanie iglicy. Wygięciom tym zapobiegają *opórki*, umieszczone między iglicą i opornicą i przytwierdzone do ścianki opornicy (rys. 279). Głowa śruby posiada kształt stożkowy i opatrzona jest występem, chroniącym śrubę przed obracaniem się przy zakręcaniu naśrubka. Długość opórki dobrana jest odpowiednio do pożądanego odstępu iglicy od opornicy i musi być przez obróbkę ręczną dokładnie ustalona.



Rys. 279.

Iglice sprężyste okazały się zupełnie odpowiednie w torach wjazdowych, gdzie przejazd szybkich pociągów następuje zwykle po torze zasadniczym, gdy iglice zajmują położenie naturalne, zaś jazda po torze zwrotnym, po iglicy sprężyście wygiętej, zdarza się rzadziej.

103. URZĄDZENIA ZABEZPIECZAJĄCE DOMYKANIE IGLIC.

Należyte przyleganie iglicy do opornicy stanowi niezbędny warunek sprawnego i niezawodnego działania zwrotnicy. Przy zwrotnicach, obsługiwanych na miejscu zapomocą przyrządu zwrotniczego, czynność tę spełnia gruszka przyrządu, natomiast na zwrotnicach, uruchomionych z odległości, należy w tym celu wprowadzić osobne urządzenia.

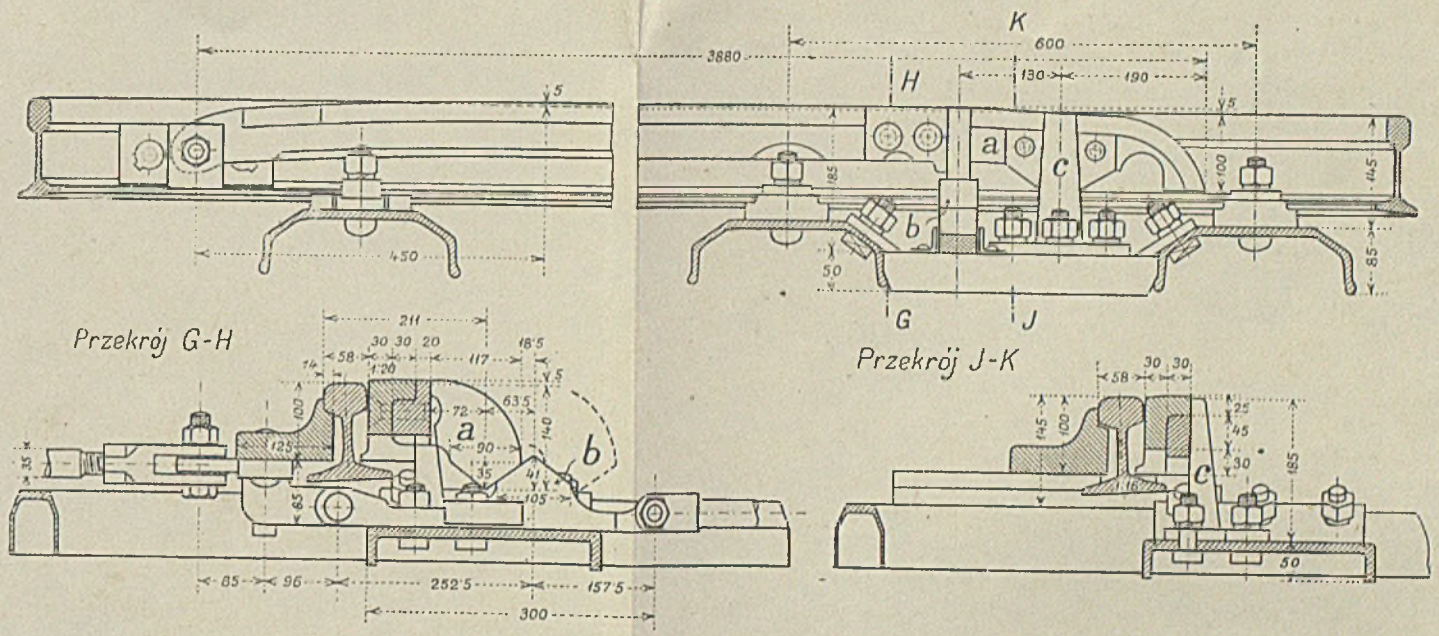
1. Starsze urządzenie, stosowane jeszcze obecnie, stanowi *przyrząd pedałowy* pomysłu inżynierów Clement i Paravicini. Urządzenie to, przedstawione na rys. 280, polega na wyzyskaniu ciężaru pociągu, wjeżdżającego na zwrotnicę.

Wzdłuż zewnętrznej krawędzi opornicy ułożona jest *szyna pedałowa*, przytwierdzona zawiasowo jednym końcem do opornicy i wzniesiona nieco ($5\ ^{m}/_{m}$) nad opornicę. W płaszczyźnie cięgla przytwierdzony jest do niej *pedał a*, opierający się o *klin b*, opatrzony dwiema ukośnemi płaszczyznami. Klin ten związany jest z cięglem zwrotniczym i ułożony na osobnej podporze ślizgowej. Stojak *c*, przymocowany do podpory ślizgowej utrzymuje szynę pedałową w jej położeniu przylegającem do opornicy i dozwala jedynie na jej ruchy pionowe. W położeniu, jak na rysunku, koło wjeżdżające na zwrotnicę, naciska na szynę pedałową, a ta ciśnie pedałem *a* na klin *b* i stara się odsunąć go od opornicy. Ponieważ klin *b* jest stale związany z obu iglicami, więc powoduje przyciśnięcie iglicy do opornicy. W razie przestawienia zwrotnicy, pedał *a* przeskakuje do położenia kreskowanego i cisnąc na klin z drugiej strony, przypiera tem samem drugą iglicę do przynależnej jej opornicy.

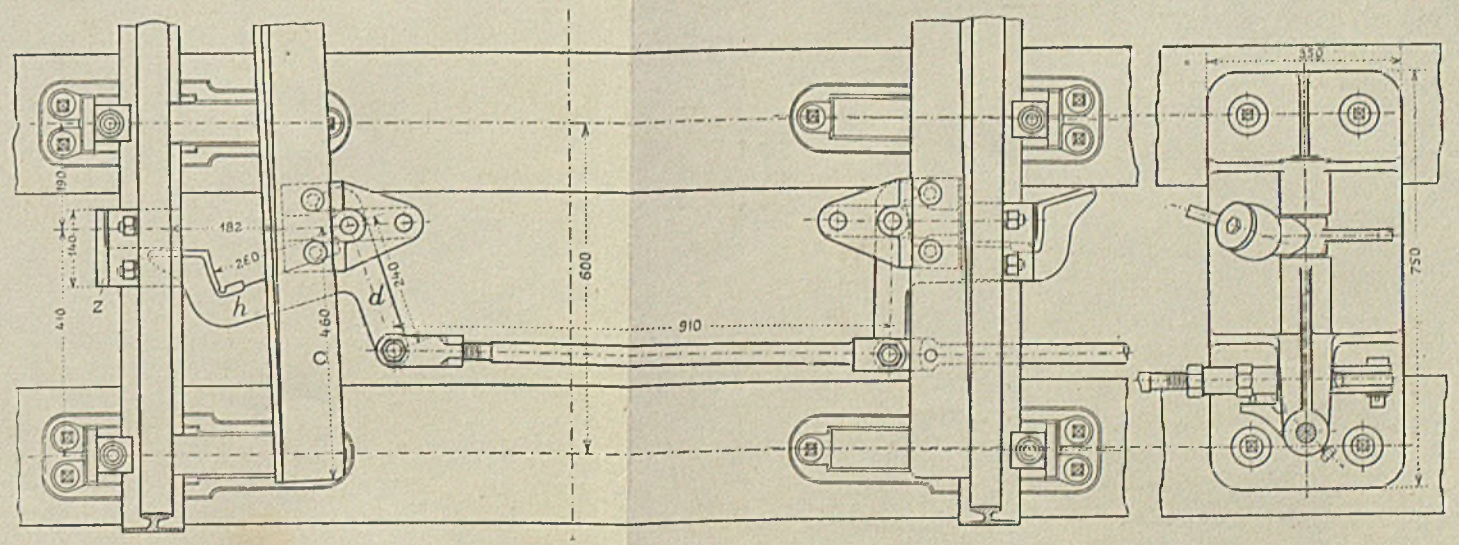
Celem należytego regulowania urządzenia w miarę wycierania się powierzchni pedału i klina jest rozpora opatrzona sprzęgłem śrubowem.

Wadę tego urządzenia stanowi zmniejszenie ruchliwości zwrotnicy, a tem samem utrudnienie jej przestawiania z powodu konieczności przesuwania pedału, oraz możliwość niedziałania urządzenia, gdy pedał stanie na szczycie klina, co przy wytartych narożach pedału i klina łatwo zdarzyć się może.

2. Nowsze ustroje zwrotnic otrzymują zamiast urządzenia pedałowego *zamknięcie hakowe*, uwidocznione na rysunku 281.



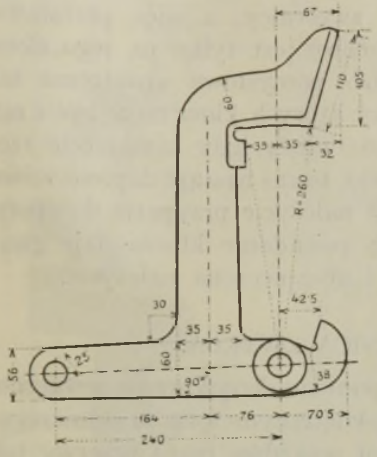
Rys. 280.



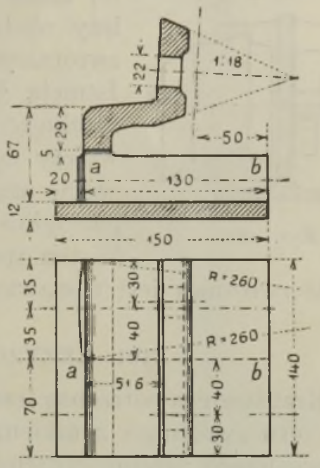
Rys. 281.

Wkładka do str. 412 i 413. — T. I.

Z rozporą iglicową połączona jest przegibnie *dźwignia d*, opatrzona *hakiem h*, połączona również przegibnie ze stopką iglicy. Do opornicy przymocowana jest *zapadka z* zapomocą łubka z dwiema śrubami. Szczegół dźwigni wraz z hakiem, oraz szczegół zapadki, przedstawione są na rysunkach 281 a) i b) Podczas przestawiania zwrotnicy, gdy



Rys. 281 a.



Rys. 281 b.

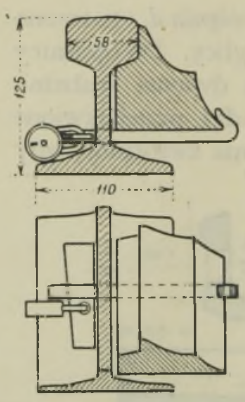
iglica przysuwa się do opornicy, hak posuwa się po podstawie zapadki, opierając się o jej boczną ścianę (a—b na rys. 281 b) i w chwili, gdy iglica zostaje przyparta do opornicy, zapada poza wystający element zapadki i wiąże w ten sposób silnie iglicę z opornicą. Hak taki znajduje się przy obu iglicach, więc zamknięcie zwrotnicy zapewnione jest w obu położeniach.

Urządzenie to, starannie wykonane i uregulowane działa lekko, sprawnie i pewnie.

Wspomnieć jeszcze należy o sposobach zamykania zwrotnic przy rozjazdach rzadko przestawianych. Rozjazdy takie spotykamy na bocznych torach stacyjnych, na włączeniach bocznic przemysłowych na stacjach i na szlaku i t. p.

Celem zapewnienia bezpieczeństwa ruchu i uproszczenia nadzoru takich rozjazdów, zwrotnice ich są stale zamknięte przy nastawieniu na jazdę po torze głównym, a potrzebne od czasu do czasu przestawienie uskutecznia odpowiedzialny zwrotniczy po odemknięciu zamka.

Bardzo prostą formę takiego zamknięcia przedstawia rysunek 282.



Rys. 282.

Silny hak obejmuje stopkę iglicy i przechodzi przez otwór w ściance opornicy. Przyparcie iglicy do opornicy uskutecznia klin, opierający się o ściankę opornicy. Wyjęcie klina możliwe jest tylko po odemknięciu silnej kłódki, od której klucz posiada dyżurny stacji, do której należy obsługa zwrotnicy, a więc przestawienie zwrotnicy możliwe jest tylko na jego zlecenie. Istnieją bardzo pomysłowe urządzenia takich zamknięć, przy których klucz może być z zamka wyjęty dopiero wtedy, gdy zamknięcie rzeczywiście nastąpiło, to zaś nastąpi dopiero wówczas, gdy iglica jest należycie przyparta do opornicy. W ten sposób posiadanie klucza daje gwarancję, że zwrotnica jest nastawiona i ubezpieczona należycie.

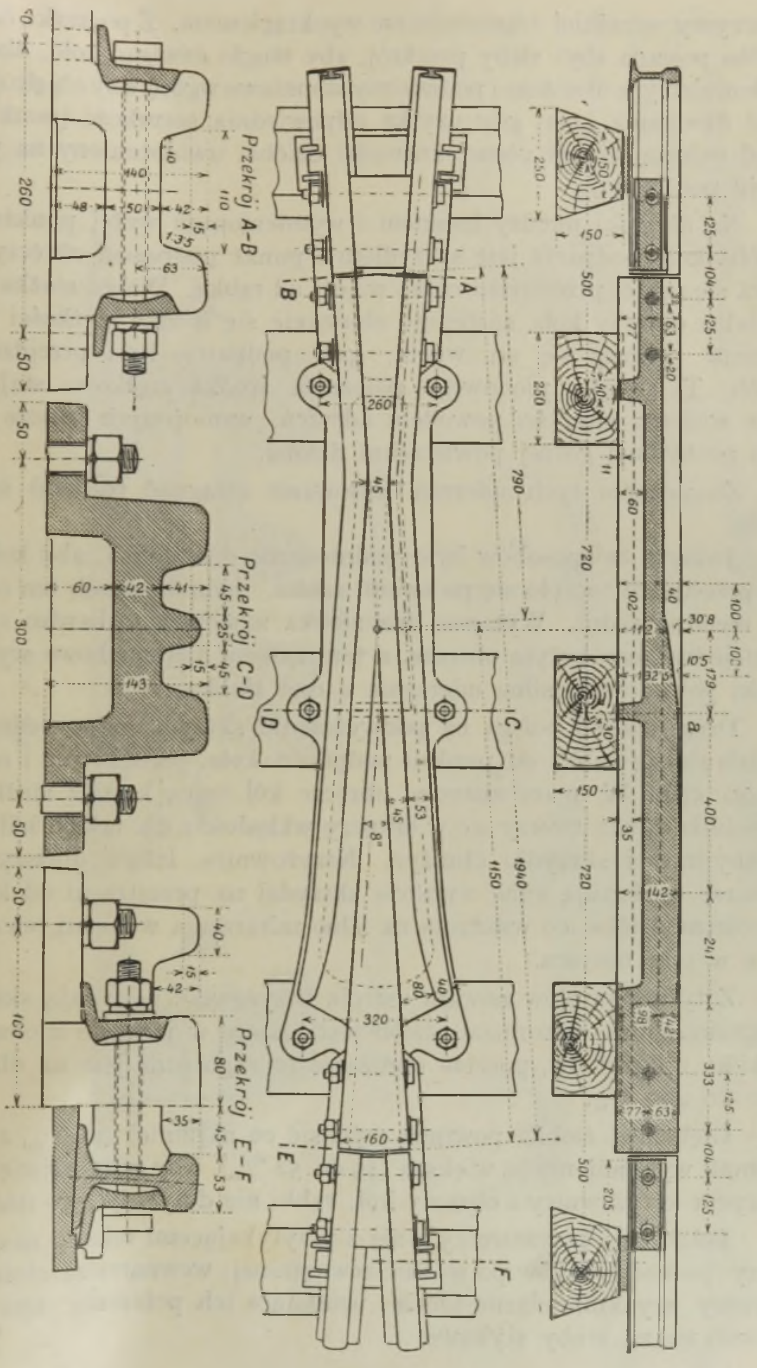
104. KRZYŻOWNICA ZWYKŁA.

Krzyżownica potrzebna jest w punkcie skrzyżowania zewnętrznego toku toru zwrotnego z tokiem wewnętrznym toru zasadniczego dla odpowiedniego przeprowadzenia kół pojazdów przez przerwy toków, wywołane na skrzyżowaniu koniecznością przepuszczenia rąbków kół. Krzyżownica ta nosi nazwę *pojedyńczej* lub *jednodzióbowej*, albo *zwykłej*. Ogólne stosunki ukształtowania tej krzyżownicy poznaliśmy już w rozważaniach teoretycznych, obecnie więc omówimy szczegóły konstrukcyjne.

Krzyżownica może być wykonana w jednej sztuce jako tarcza lana, albo może być w całości urobiona z szyn zwykłych, lub wreszcie dziób może być odlany w jednej sztuce, a reszta urobiona z szyn.

Do wyrobu części lanych używa się obecnie *stali zlewnej hartowanej*, przedstawiającej stosunkowo znaczną trwałość.

Rysunek 283 przedstawia *krzyżownicę*, wykonaną jako *laną tarczę*. W rzucie poziomym widzimy szyny kolankowe, dziób i skrzydła, urobione odpowiednio do wymagań ruchu, poznanych w części teoretycznej, a linja kreskowana i kropkowana oznacza linję podparcia koła podczas przejazdu tegoż przez przerwę toku na skrzyżowaniu. Układ pionowy krzyżownicy wynika z rozważania sposobu przetaczania się koła przez krzyżownicę. Na długości przerwy toku koło podparte jest szyną kolankową i skrzydłem, poczem podparcie to przenosi się na dziób. Celem uniknięcia uszkodzeń słabego końca dzióba, nie doprowadzamy go do matematycznego punktu skrzyżowania, lecz



Rys. 283.

kończymy wcześniej odpowiedniem wyokrągleniem. Z początku ostrze dzióba posiada zbyt słaby przekrój, aby mogło dźwigać koło, dlatego wykonujemy je obniżone i podnosimy stopniowo wgórę, aby objęło czynność dźwigania koła, gdy uzyska odpowiednią szerokość (punkt *a*). Stąd wynika kształt górnej krawędzi dzióba, uwidoczniony na przekroju podłużnym.

Na długości między kolanem i wymienionym wyżej punktem *a* dzióba koło podparte jest skrzydłem i punkt podparcia obręczy odsuwa się na tej przestrzeni coraz więcej od rąbka. Wobec stożkowego kształtu obręczy koła następuje obniżanie się środka ciężkości koła, poczem podnosi się on wgórę, gdy podparcie koła przejdzie na dziób. Ta zmiana pionowego położenia środka ciężkości staje się przy większej chyżości powodem uderzeń, wzmożonych jeszcze oporem pochylonej górnej powierzchni dzióba.

Złagodzenie tych uderzeń usiłowano osiągnąć różnemi sposobami.

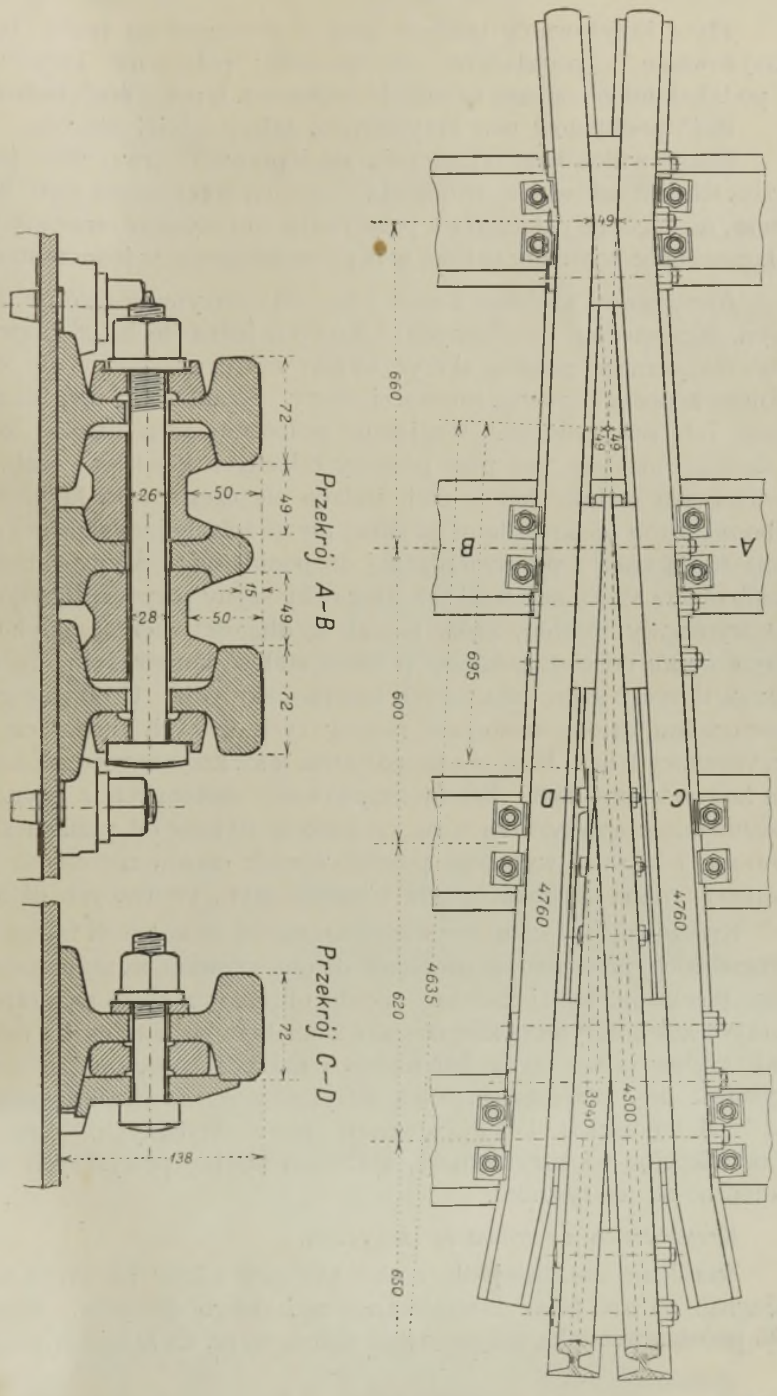
Jednym ze sposobów było podniesienie dna żłobka, aby koło na tej przestrzeni toczyło się po swoim rąbku, jednak sposób ten okazał się nieodpowiedni. Wytarcie dna żłobka następowało bardzo rychło a niejednakowo zużyte obręcze, a tem samem niejednakowo wysokie rąbki powodowały silne uderzenia o dno żłobka.

Drugi sposób polega na podwyższeniu skrzydła odpowiednio do oddalania się rąbka od punktu podparcia koła, jednakowoż i on nie osiąga celu. W miarę zużycia, obręcze kół tracą kształt stożkowy; w pobliżu rąbka tworzy się w obręczy wklęsłość i dla takich kół należałoby raczej skrzydło obniżyć. Krzyżownice, leżące dłuższy czas w torze, wykazują silne wytarcie skrzydeł na przestrzeni od kolana do ostrza dzióba, co wskazuje na silne zaburzenia w ruchu, występujące w tem miejscu.

Z tych powodów nowsze ustroje krzyżownic posiadają skrzydła niepodniesione, natomiast dziób jest jeszcze w punkcie *a* obniżony o kilka milimetrów, poczem obniżenie to zagubione jest na długości 200 do 400 $^{m}/_{m}$.

Głębokość żłobka powinna wynosić co najmniej 38 $^{m}/_{m}$, zwykle jednak wykonujemy ją większą (45 do 52 $^{m}/_{m}$), aby przy największem zużyciu krzyżownicy i obręczy kół, rąbki nie dotykały jego dna.

Połączenie krzyżownicy lanej z przytykającemi tokami następuje przy pomocy łubków po stronie zewnętrznej, wewnątrz za ułożone są między szynami żelazne klocki, ustalające ich położenie opatrzone otworami na śruby stykowe.


Przekrój A–B
Przekrój C–D
72
49
26
50
15
28
138
A
B
C
D
660
600
620
650
695
4635
4760
4500
3940

Rys. 284.

Płyta krzyżownicy posiada ucha z otworami na śruby, łączące krzyżownicę z podkładami drewnianemi; połączenie krzyżownicy z podkładami żelaznemi następuje zapomocą łapek i śrub hakowych.

Ilość podkładów pod krzyżownicą zależy od jej długości.

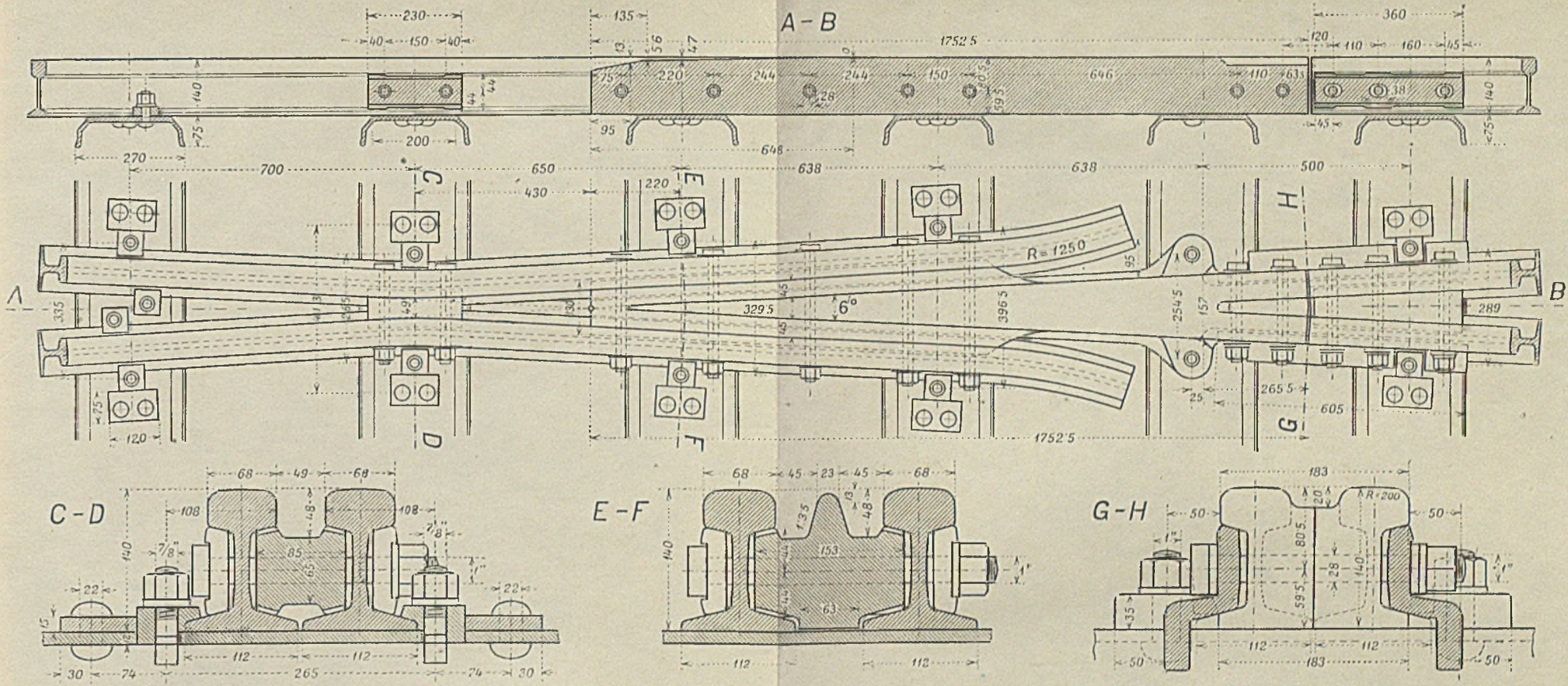
Krzyżownice lane odznaczają się wprawdzie trwałością, jednak wadą ich jest sztywność, zmieniająca stopień sprężystości toru, wielka masa, niedogodne połączenie z przytykającemi szynami, znaczny koszt i konieczność wymiany całości w razie uszkodzenia w jednem miejscu.

Krzyżownica urobiona z szyn (rys. 284) otrzymuje dziób z dwóch szyn, odpowiednio obrobionych, z których jedna dochodzi prawie do matematycznego punktu skrzyżowania, zaś druga styka się ostruganym końcem z główką pierwszej szyny. Ścianki obu szyn są znitowane lub ześrubowane. Wzajemne położenie szyn dzióba, kolana i skrzydeł ustalone jest przy pomocy żelaznych klocków i śrub. Dla zwiększenia stałości konstrukcji układa się często całą krzyżownicę albo też dziób ze skrzydłami na silnej płycie żelaznej, opatrzonej otworami na łączniki i przytwierdzonej do podkładów. Szyny składające dziób obiera się co najmniej tak długie, by szyny przytykające do nich nie wymagały obróbki, lepsze jednak są długości większe, gdyż odsunięcie styku od ostrza dzióba podnosi stałość konstrukcji. Ta sama uwaga dotyczy szyn, tworzących kolana i skrzydła. Urobienie górnej powierzchni dzióba następuje podług tych samych zasad, co przy krzyżownicy lanej. Rys. 284 przedstawia taką krzyżownicę, stosowaną na kolejach pruskich. Zaletą krzyżownic, urobionych z szyn, jest niezmienność sprężystości toru, odsunięcie styków od punktu skrzyżowania i łatwość wymiany poszczególnych części, natomiast wadę stanowi trudna obróbka i mała trwałość szyn, tworzących dziób.

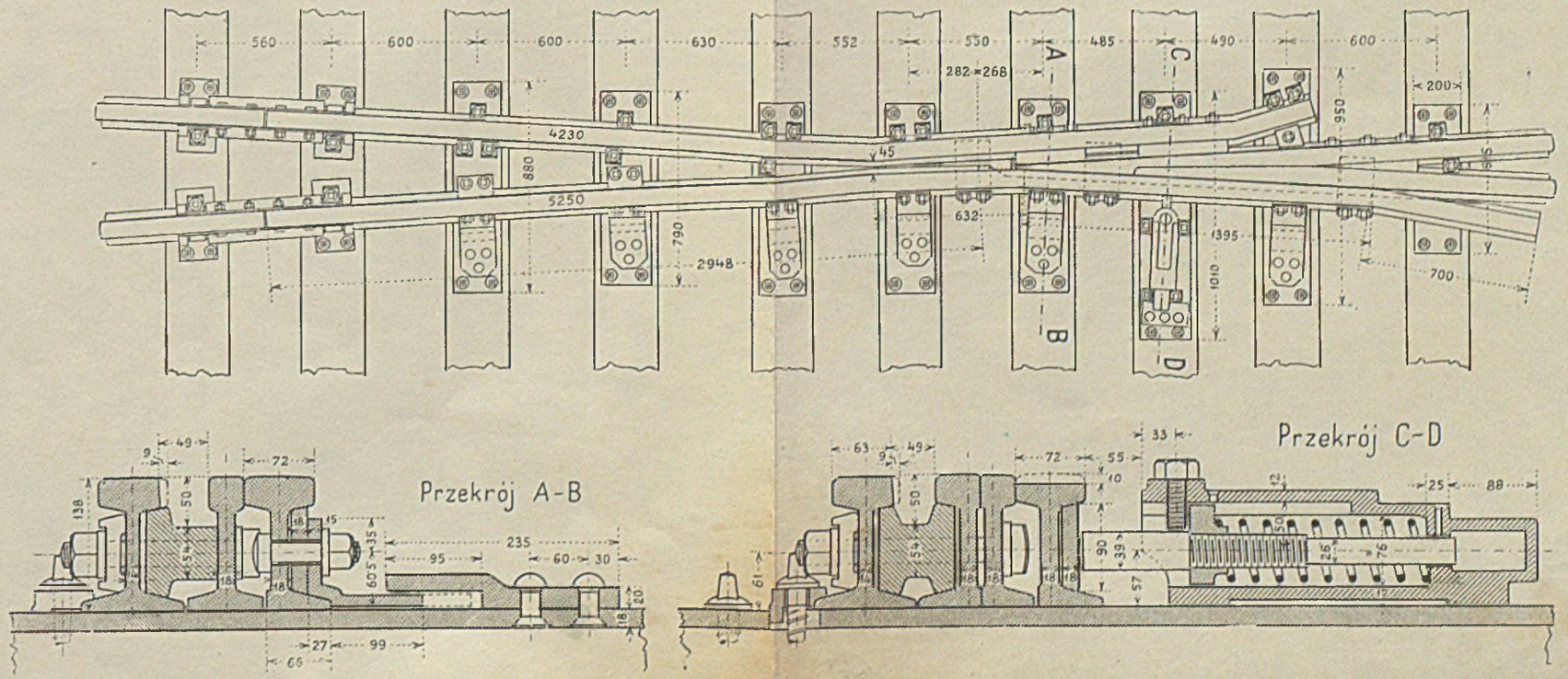
Krzyżownice z szyn rozpowszechnione są na kolejach francuskich i angielskich, przyczem do urobienia dzióba używane są szyny odmiennego przekroju, lepiej nadające się do obróbki; nowsze nawierzchnie naszych kolei otrzymują krzyżownice z dzióbem, wykonanym z twardej stali tyglowej, zaś szyny kolankowe i skrzydła urobione są z szyn. Rysunek 285 przedstawia taką krzyżownicę nawierzchni systemu „*A*“ Małopolskich kolei głównych pierwszorzędnych. Szczegóły konstrukcyjne tej krzyżownicy, urobionej podług powyższych zasad, widoczne są na rysunku.

Krzyżownica z ruchomem skrzydłem.

Zniesienie dotkliwej dla ruchu przerwy toków na krzyżownicy osiągnąć można przez zastosowanie ruchomego skrzydła. Rysunek 286 przedstawia taką krzyżownicę, zastosowaną na kolejach pruskich



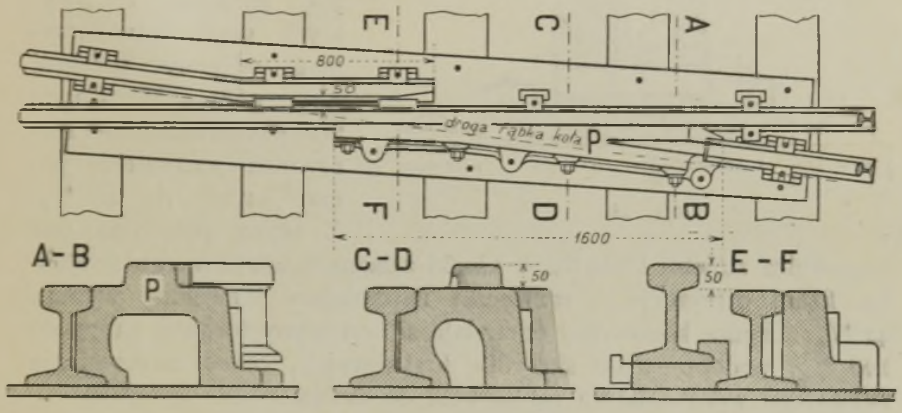
Rys. 285.



Rys. 286.

dla rozjazdów, po których po torze zasadniczym przejeżdżają pociągi pośpieszne bez zmniejszenia chyżości, natomiast tor zwrotny jest rzadziej używany i przejeżdżany w kierunku „ze zwrotnicy".

Krzyżownica ta, ukształtowana podług wzorów amerykańskich, urobiona jest w całości z szyn, przyczem dziób wykonany jest z szyn odrębnego przekroju. Skrzydło od strony toru zwrotnego jest dłuższe i zapomocą silnej sprężyny przyparte do dzióba tak, że niema wcale żłobka między tem skrzydłem, a dzióbem i w ten sposób toczące się koło wzdłuż krawędzi toru zasadniczego otrzymuje stałe podparcie bez załamania kierunku linji tego podparcia. Rąbek koła toczącego



Rys. 287.

się po torze zwrotnym w kierunku ze zwrotnicy, otwiera sobie drogę, zgniatając sprężynę i odchylając ruchome skrzydło, przyczem punkt skrętu stanowią łubki na styku tego skrzydła z przytykającą szyną. Urządzenie przesuwalności skrzydła i przyparcia do dzióba uwidocznione jest na przekrojach.

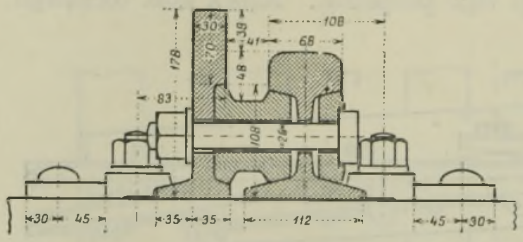
Przeprowadzenie toku toru zasadniczego przez krzyżownicę *bez żadnej przerwy* można uskutecznić podług rysunku 287.

Tok toru zwrotnego doznaje przerwy i kończy się po jednej stronie skrzydłem, a po drugiej krótkim dzióbem. Górna krawędź tego toku wzniesiona jest o 50 $^{m}/_{m}$ ponad górną krawędź toku toru zasadniczego tak, że koło, toczące się po nim, podparte jest skrzydłem i nie dotyka swym rąbkiem główki szyny toku zasadniczego. Przy końcu swym doznaje skrzydło pewnego obniżenia i koło, tracąc podparcie obręczy, toczy się swym rąbkiem po płycie *P*, a następnie wytacza się na łagodnie ścięty dziób. Przeprowadzenie koła przez przerwę toku i wyto-

czenie się jego na dziób zabezpiecza silna kierownica, ułożona przy drugim toku toru zwrotnego. Wobec niewielkiej chyżości jazdy po torze zwrotnym nie mają nieuniknione uderzenia większego znaczenia.

105. KIEROWNICA.

Dla zabezpieczenia należytego przejścia pojazdu podczas jazdy przez przerwę toku na krzyżownicy, gdzie rąbek koła traci swoje prowadzenie, układamy naprzeciw krzyżownicy w obu torach szyny kierownicze, otrzymujące długość 3·0 do 3·75 *m*. Mogą one być urobione ze zwykłych szyn, lub otrzymać odrębny przekrój (rys. 288). W drugim przypadku otrzymuje kierownica wzniesienie ponad szynę do 40 $^{m}/_{m}$. Z szyną połączona jest kierownica silnemi śrubami, a klocki żelazne ustalają szerokość żłobka, która otrzymuje tu zazwyczaj najmniejszy dozwolony wymiar 41 $^{m}/_{m}$. Końce kierownicy odchylają się od szyny torowej na 75 do 100 $^{m}/_{m}$, podobnie jak skrzydła krzyżownicy, celem zapewnienia należytego wprowadzenia rąbka koła do żłobka.



Rys. 288.

106. ROZKŁAD PODKŁADÓW I SZYN W ROZJEŹDZIE PROSTYM.

Rozjazdy układa się prawie wyłącznie na podkładach poprzecznych, wspólnych dla obydwu torów, przyczem mogą one być drewniane, albo żelazne. Te ostatnie należy uważać za lepsze, gdyż ułożenie rozjazdu na podkładach żelaznych jest szybsze, łatwiejsze i dokładniejsze, a nadto połączenie szyn z podkładami jest silniejsze, a więc bezpieczeństwo ruchu większe, niż przy podkładach drewnianych. Z tych powodów rozjazdy torów głównych na stacjach kolei głównych otrzymują obecnie podkłady żelazne, zaś podkłady drewniane stosowane są na torach bocznych i na linjach podrzędnych.

Długość podkładów dobiera się w ten sposób, że obydwa tory podparte są wspólnemi podkładami, przyczem zazwyczaj układa się je prostopadle do osi toru zasadniczego. Pod krzyżownicą otrzymują podkłady często położenie prostopadłe do linji połowiącej kąt skrzyżowania, poczem w kierunku ku zwrotnicy przechodzą powoli do poło-

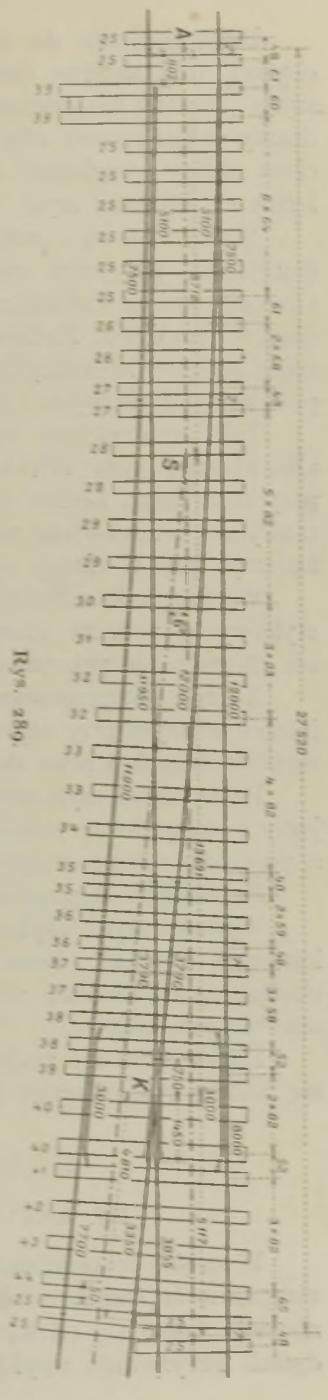
żenia prostopadłego do toru zasadniczego. Zmianę długości podkładów przeprowadzamy zazwyczaj w stopniach co 10 *cm*.

Podkłady drewniane otrzymują przekrój prostokątny celem uzyskania szerszej podstawy dla pomieszczenia łączników; podkłady żelazne otrzymują zmienne dziurawienie.

Odstęp podkładów odpowiada największemu odstępowi, ustalonemu dla danego typu nawierzchni. Połączenie szyn z podkładami następuje podobnie, jak w torach poza rozjazdami.

Przy układaniu szyn w rozjeździe należy zwracać uwagę na to, aby wprowadzać ile możności szyny całe, zazwyczaj jednak nie obejdzie się bez cięcia szyn, chyba że urobiliśmy rozjazd pod założeniem, iż mają być użyte wyłącznie szyny całe. Wprowadzając szyny cięte, należy starać się o to, by kawałków było jak najmniej i aby nie były one zbyt krótkie. Jako praktyczną regułę uważamy żądanie, aby szyna podparta była przynajmniej trzema podkładami, lepiej jednak dobierać długości większe. W zewnętrznym toku toru zasadniczego i w wewnętrznym toku toru zwrotnego nie można układać styków na długości zwrotnicy i naprzeciw krzyżownicy, by nie utrudniać domykania iglic i ułożenia kierownic.

Przy rozkładzie szyn i podkładów dobrze jest zachować następujący sposób postępowania: Mając obrachowany rozjazd, kreślimy układ torów ze zwrotnicą i krzyżownicą (rys. 289), a tem samem mamy ustalone położenie podkładów stykowych na początku rozjazdu, podkładu pod osadą iglic, oraz podkładów stykowych na początku i końcu krzyżownicy.



Rys. 289.

Przystępujemy do rozkładu szyn, przyjmując jako zasadę, iż obydwa toki skrajne otrzymać mają w miarę możności same całe szyny. Danemi długościami szyn normalnych i skróconych rozporządzamy w ten sposób, aby styki nie padały blisko krzyżownicy, przyczem należy uwzględnić szpary stykowe w wymiarze 5—10 $^{m}/_{m}$ zależnie od długości szyn.

Styki, kończące rozjazd, otrzymują osobne podkłady dla każdego toru, przyczem cięte zazwyczaj szyny poza krzyżownicą nie powinny być za krótkie, ale także i niezbyt długie, by nie zwiększać długości rozjazdu. Zachowując powyższe wymagania, ustalimy położenie styków, kończących rozjazd, a tem samem ustalimy położenie podkładów stykowych i długości q' i q''.

Toki wewnętrzne między zwrotnicą i krzyżownicą ułożymy albo z jednej szyny, albo też przy większych długościach z dwóch szyn, przyczem jedna będzie cała, a druga cięta. Styki tych szyn będą zazwyczaj przestawione wobec styków zewnętrznych, chociaż czasem żądamy, aby te cztery styki spadały razem.

W ten sposób ustalimy rozkład styków szyn i położenie podkładów stykowych, poczem uzupełnienie liczby podkładów i wyznaczenie ich długości nie przedstawia trudności.

Na rys. 289 przedstawiony jest rozkład szyn i podkładów w rozjeździe prostym przy użyciu całych szyn normalnych 7·50, 8·00 i 12·00 metrów długich i szyn skróconych o długości 11·90 i 11·95 *m*.

Prócz całych szyn użyto pięciu kawałków, z których jeden uzyskujemy z szyny 8-mio metrowej przez odcięcie końca o długości 30 *cm*, a pozostałe cztery otrzymamy z dwóch szyn 7·50 *m* długich.

Największy dopuszczalny odstęp podkładów wynosi 83 *cm*.

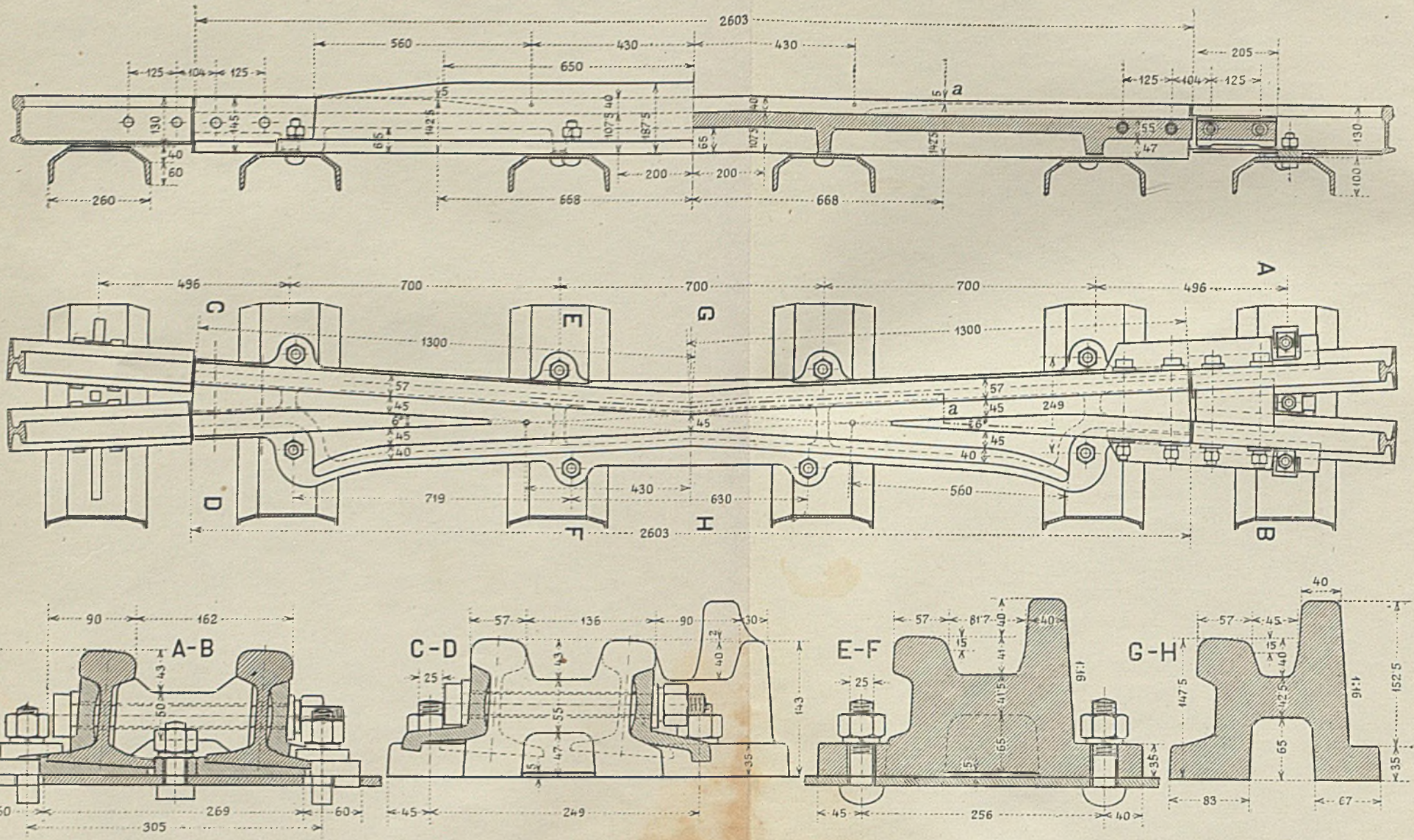
Wymiar szpar stykowych wynosi 7 $^{m}/_{m}$. Podkłady stykowe, kończące rozjazd, doznają od strony krzyżownicy nieznacznego odchylenia od ułożenia prostopadłego do osi toru, celem zmniejszenia obróbki ich końców.

Rozkład szyn i podkładów w rozjeździe łukowym uskuteczni się podług tych samych zasad, co w rozjeździe prostym.

II. SKRZYŻOWANIA.

107. KRZYŻOWNICA SYMETRYCZNA.

W części teoretycznej poznaliśmy zasady ustroju t. zw. *ostrego skrzyżowania* dwóch torów prostych, w którem kąt skrzyżowania niewiele różni się od kąta skrzyżowania rozjazdu zwykłego. Obok dwóch krzyżownic zwykłych, jednodzióbowych K_1 i K_2 (rys. 207)



Rys. 290.

Wkładka do str. 423. — T. I.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
w Gliwicach

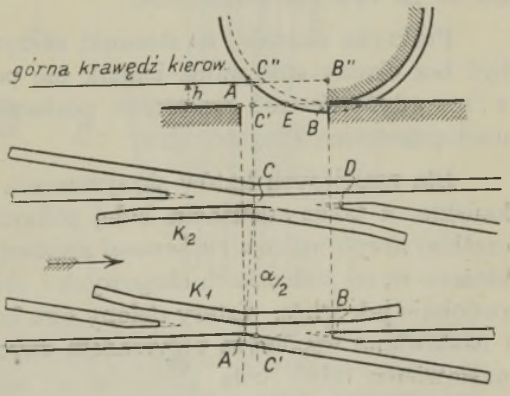
otrzymujemy dwie *krzyżownice symetryczne* K_3 i K_4, które mogą być wykonane jako tarcze lane, albo też urobione całkowicie z szyn. W drugim wypadku otrzymuje kierownica odrębny, podwyższony przekrój.

Rysunek 290 przedstawia krzyżownicę symetryczną, wykonaną jako laną tarczę. Linja kreskowana i kropkowana w rzucie poziomym wskazuje przebieg linji podparcia koła podczas przejazdu jego przez przerwę toków. Z linji tej widzimy przeskok tego podparcia z szyny kolankowej na dziób w okolicy punktu *a*, podobnie, jak przy krzyżownicy zwykłej, skąd wynika analogiczny sposób ukształtowania górnej powierzchni dzióba, uwidoczniony w rzucie pionowym. Celem skrócenia przerwy w tokach, stosujemy możliwie małe szerokości żłobków. Żłobki między szyną kolankową i dzióbami otrzymują szerokość podobną, jak żłobki między dzióbem i skrzydłami krzyżownicy zwykłej; z szerokością żłobka między dzióbami i kierownicą schodzimy nawet niżej, aż do najmniejszego dopuszczalnego wymiaru 41 $^{m}/_{m}$.

Połączenie z przytykającemi tokami, oraz z podkładami drewnianemi lub żelaznemi następuje analogicznie, jak przy krzyżownicy zwykłej.

Przy małym kącie skrzyżowania zachodzi trudność w należytem przeprowadzeniu koła przez przerwę w tokach, gdyż prowadzenia tego nie można zabezpieczyć w zupełności kierownicą ułożoną przy toku przeciwległym, jak dla krzyżownicy zwykłej.

Z rysunku 291 widzimy, że koło przejeżdżające przez przerwę toku między punktami *A* i *B* prowadzone jest przez kierownicę K_2 tylko na długości *AC'*, natomiast brak jest tego prowadzenia na przestrzeni *C'B*. Dopóki wymiar *C'B* jest mniejszy od wymiaru *EB*, dziób *B* współdziała z kierownicą K_2 w prowadzeniu koła, albowiem w chwili, gdy lewe koło osi pojazdu, toczącej się w kierunku strzałki, traci prowadzenie kierownicą K_2, rąbek prawego koła tejże osi dotyka już dzióba poza punktem *B* i uzyskuje w ten sposób dalsze ciągłe prowadzenie.



Rys. 291.

Jeśli natomiast długość $C'B$ jest większa od długości EB, tracą obydwa koła osi prowadzenie na przestrzeni, równej różnicy długości $C'B$ i EB i zagraża niebezpieczeństwo, że oś pod działaniem przypadkowej siły bocznej dozna przesunięcia przed ostrzami dziobów B i D, wtoczy się na drugi tor i oczywiście nastąpi wykolejenie. Niebezpieczeństwo wykolejenia jest tem większe, im dłuższa jest przerwa w prowadzeniu osi.

Dla najmniejszego dopuszczalnego promienia koła pojazdu 400 $^m/_m$ i wysokości rąbka 25 $^m/_m$ długość EB wynosi 144 $^m/_m$, a taką mniej więcej długość posiada wymiar $C'B$ przy stosunku skrzyżowania 1 : 4·5, czyli przy kącie skrzyżowania około $12^1/_2{}^0$.

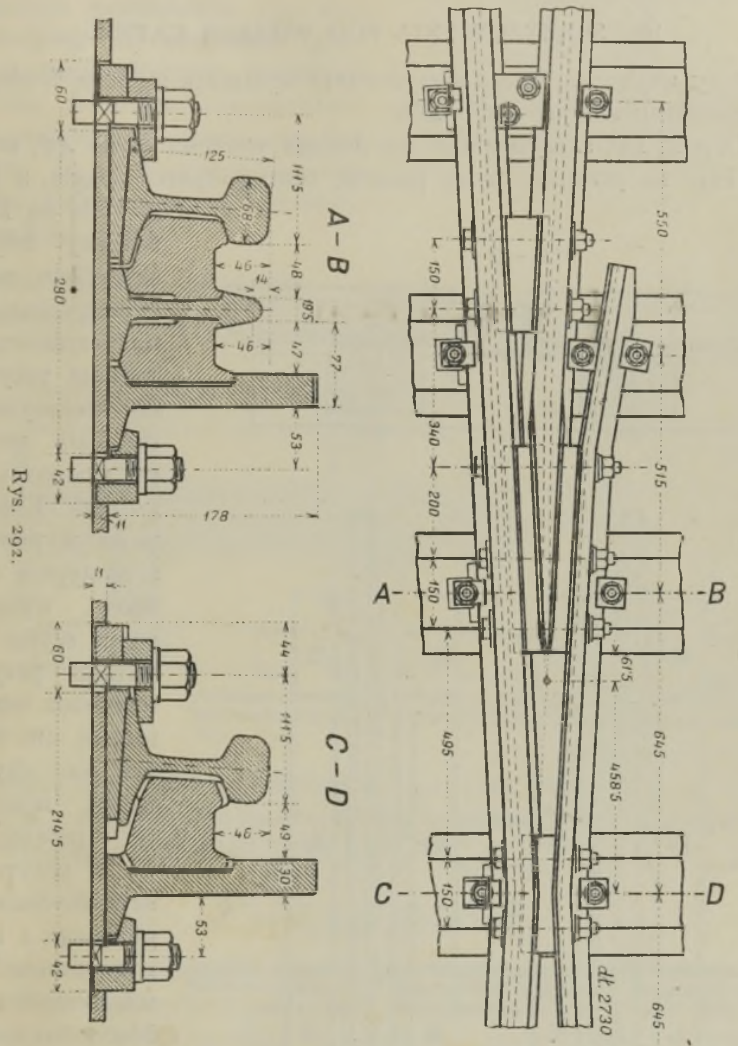
Przy mniejszych kątach skrzyżowania występuje zatem niebezpieczna przerwa w prowadzeniu osi, a skrócenie tej przerwy uzyskujemy przez wprowadzenie kierownic podwyższonych. Jeśli podwyższenie to wynosi h, natenczas zamiast długości EB należy wprowadzić większą długość $C''B''$, na której zapewnione jest prowadzenie rąbka koła przez kierownicę. Dla $h = 40$ $^m/_m$ otrzymujemy $C''B'' = 226$ $^m/_m$, a więc skrócenie długości, na której koło nie jest prowadzone, wynosi wskutek podwyższenia kierownicy 82 $^m/_m$. Mimo tego przy podwyższeniu kierownicy o 40 $^m/_m$ wynosi długość przerwy toku, pozbawionej prowadzenia, dla koła o promieniu 400 $^m/_m$ i dla stosunku skrzyżowania 1 : 10 ($5^0\,42'\,38''$) około 360 $^m/_m$; dla stosunku skrzyżowania 1 : 9 ($6^0\,20'\,25''$) około 280 $^m/_m$; dla stosunku 1 : 8 ($7^0\,7'\,30''$) około 200 $^m/_m$ i znika dopiero przy stosunku 1 : 5·5 ($10^0\,18'\,18''$).

W rzeczywistości jest ta przerwa bez prowadzenia nieco mniejsza, bo prawe koło nieco wcześniej opiera się swym rąbkiem o dziób B, niż to na rys. 291 zaznaczono.

Praktyka okazała, że stosunki skrzyżowania poniżej 1 : 5·5 mogą być bez obawy stosowane, jednak nie powinno się schodzić poniżej 1 : 10, gdyż wówczas przestrzeń pozbawiona prowadzenia uzyskuje niedopuszczalną długość.

Dla mniejszych kątów skrzyżowania wprowadziły koleje amerykańskie, a także austrjacka kolej północno-zachodnia (obecne koleje czeskie) krzyżownice z *ruchomemi dziobami*. Dzióby, około 2 *m* długie ułożone są na stołeczkach ślizgowych i obracalne w osadzie na czopie, podobnie jak iglice. Cztery dzióby obu krzyżownic złączone są razem i nastawiane wspólnym przyrządem zwrotniczym. W razie mylnego nastawienia rąbek koła przeciska się między dziobem i szyną, więc wykolejenie nie zagraża.

Na kolejach amerykańskich zastosowano takie krzyżownice dla stosunków skrzyżowania 1 : 10, 1 : 12 i 1 : 15 z dzióbami ruchomemi, wykonanemi ze zwykłych szyn o długości 4·22 do 4·47 *m*.



Rys. 292.

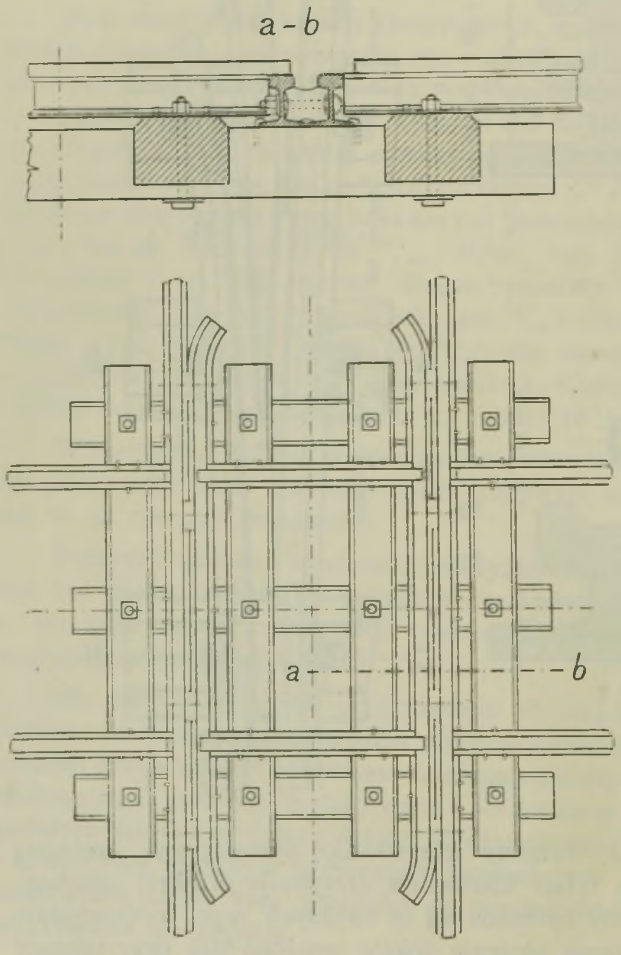
Na rysunku 292 widzimy krzyżownicę symetryczną, urobioną z szyn zwykłych, a tylko kierownica otrzymuje przekrój odrębny, podwyższony. Dzióby urobione są ze zwykłych szyn, odpowiednio obrobionych. Wzajemne ułożenie toków ustalone jest przy pomocy

żelaznych klocków i śrub, a całość spoczywa niekiedy na wspólnej żelaznej płycie. Krzyżownica, przedstawiona na rys. 292, zastosowana na kolejach Małopolskich, posiada stosunek skrzyżowania 1 : 9·51 (6°).

108. SKRZYŻOWANIA POD WIELKIM KĄTEM.

Przy *większych kątach skrzyżowania* wyłaniają się inne trudności w wykonaniu skrzyżowań toków.

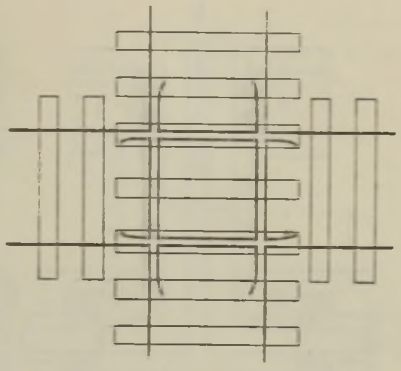
Dopóki kąt skrzyżowania nie dosięga wartości około 45°, otrzymuje koło na przejściu przez przerwę toku podparcie ciągłe, a mianowicie na krzyżownicy zwykłej skrzydłem, zaś na symetrycznej szyną kolankową, natomiast przy kącie większym, aż do kąta prostego, podparcia tego brak. Koło zapada w przerwę, a następnie musi znów wytoczyć się na szynę. Powstają przytem uderzenia tem silniejsze, im większa jest chyżość jazdy, niszczące tor i pojazdy.



Rys. 293.

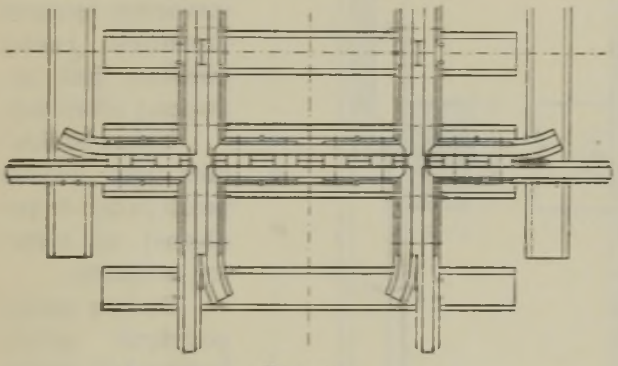
W przypadku skrzyżowania toru głównego z bocznym można tym uderzeniom zapobiec w ten sposób, że tor główny przeprowadza się bez przerwy toków, a toki toru bocznego przerywamy

i podnosimy ponad szyny toru głównego o tyle, by uzyskać swobodne przejście dla rąbków kół. Układ taki dla skrzyżowania prostokątnego przedstawia rys. 293. Uzyskujemy tu swobodny przejazd po torze głównym, natomiast w torze bocznym otrzymujemy obok podniesienia toków znaczną przerwę, bo na długość równą szerokości obręczy koła, zwiększonej o szerokość żłobka.



Rys. 294.

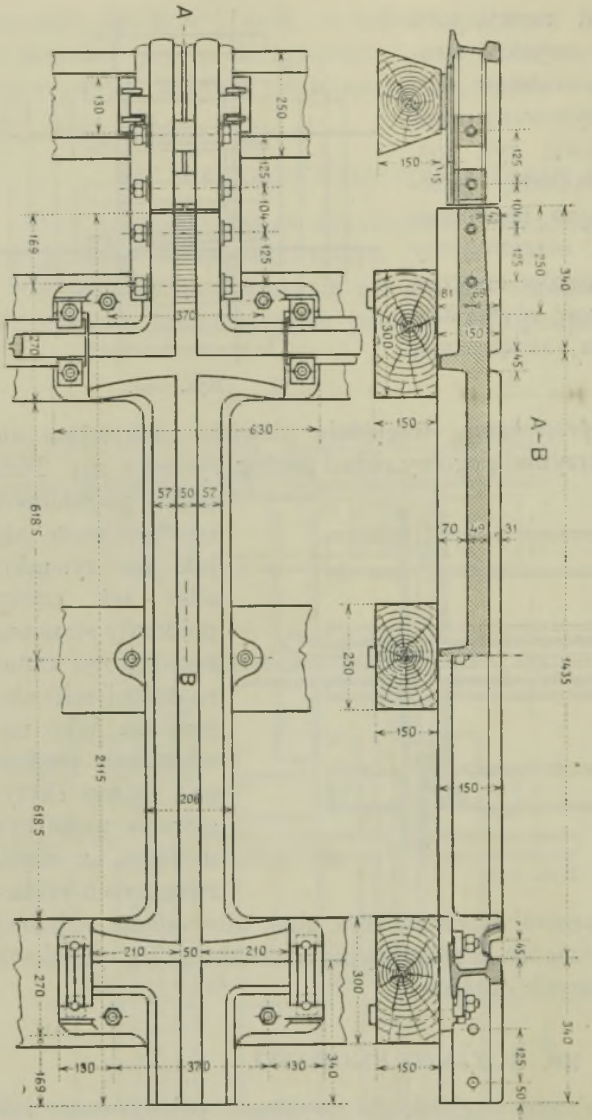
Skrzyżowania prostokątne, względnie niewiele odchylające się od kąta prostego, otrzymują ogólny układ podług rysunku 294. Podparcie podkładami nastąpić może tak, jak na rysunku, albo też cztery podkłady stanowią kwadratową ramę, na której toki ułożone są jako nawierzchnia podłużna. Samo skrzyżowanie może być urobione z szyn, związanych łubkami i rozpartych żelaznemi klockami (rys. 295), albo odlane w jednej sztuce (rys. 296). Szczegóły konstrukcyjne widoczne są na rysunkach i nie wymagają bliższych objaśnień.



Rys. 295.

109. ROZJAZD ANGIELSKI.

Konstrukcja rozjazdu angielskiego zwykłego, pojedyńczego lub podwójnego, nie wymaga bliższych wyjaśnień, gdyż obejmuje ona zwrotnice, oraz krzyżownice pojedyńcze i symetryczne, połączone torami, których konstrukcję już poznaliśmy. Przestawianie zwrotnic następuje w ten sposób, że obie pary iglic na jednym końcu rozjazdu angielskiego podwójnego przesuwają się równocześnie w przeciwnym, lub w zgodnym kierunku. W pierwszym przypadku uzyskujemy równoczesne otwarcie wjazdu albo na obydwa proste, albo na oby-



Rys. 296.

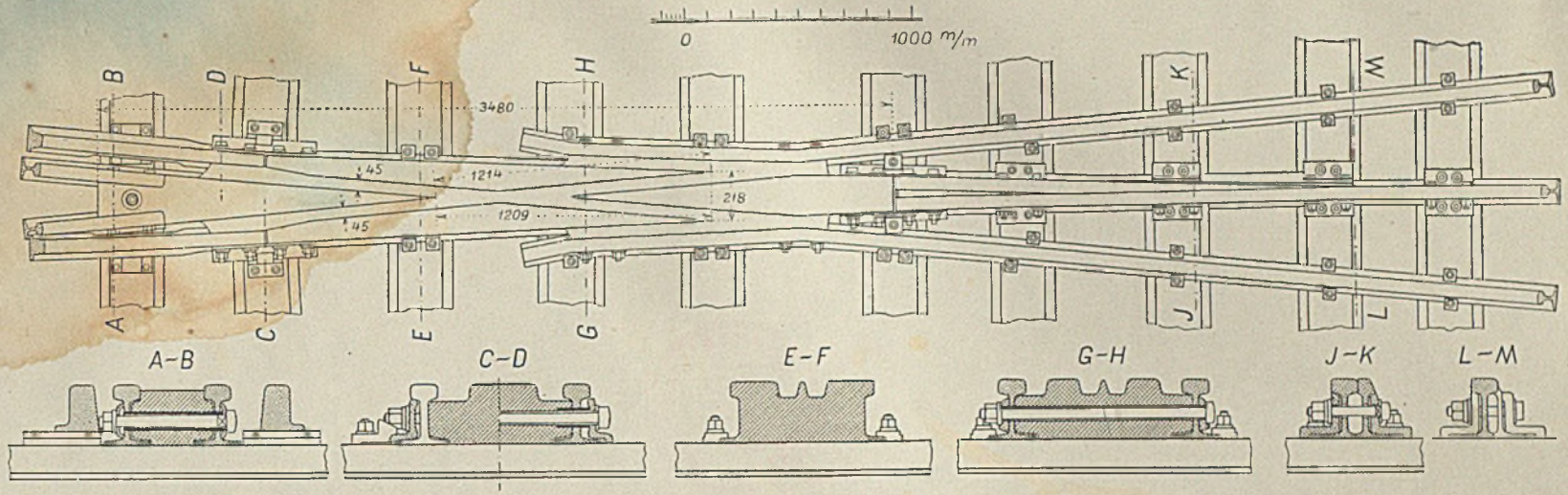
dwa zakrzywione tory; w drugim przypadku stale na jeden tor prosty i jeden zakrzywiony. Rozjazdy angielskie podwójne, obsługiwane z odległości, otrzymują zazwyczaj zgodny kierunek ruchu obu zwrotnic, aby mogły służyć jako rozjazdy bezpieczeństwa; przy nastawianiu ręcznem kierunek ruchu zwrotnic jest zazwyczaj odwrotny.

Układ podkładów jest zwykle prostopadły do podłużnej osi symetrji rozjazdu.

Osobną uwagę poświęcić należy konstrukcji *rozjazdu angielskiego skróconego*, przedstawionego obszerniej w części teoretycznej, ponieważ mamy tu do czynienia z nowemi elementami, dotychczas niestosowanemi.

Potrójne skrzyżowanie w punktach *K* i *G* na rysunku 213 jest tak skupione, że da się ułożyć na wspólnej lanej tarczy o czterech dziobach, przedstawionej w ogólnym układzie na rys. 297, a szczegółowo na rys. 298.

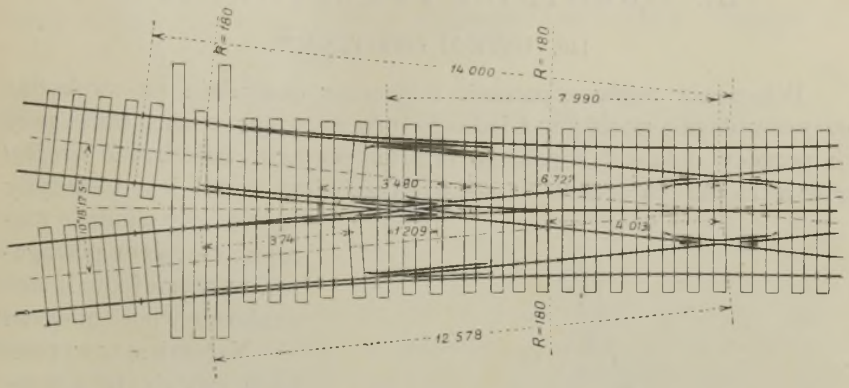
Na rysunku tarczy (rys. 298) widzimy dziób, utworzony przez przecięcie się prostych toków i obustronne skrzydła, ustalające żłobek



Rys. 298.

Wkładka do str. 428 i 429. — T. I.

dla rąbka koła 45 $^{m}/_{m}$ szeroki i przechodzące następnie w szyny kolankowe, a wkońcu w dwa dzióby na przecięciu się toków prostych z łukowemi. Do prawego końca tarczy przylegają zewnątrz dwa toki proste, przechodzące następnie w zewnętrzne szyny kolankowe i skrzydła



Rys. 297.

Wewnętrzne szyny kolankowe i skrzydła zlewają się razem i tworzą czwarty dziób, odlany razem z tarczą w jednej sztuce. Wewnętrzne toki łukowe, zlewające się w dalszym ciągu w wspólną szynę, przytykają do końca tarczy i związane są z nią zapomocą łubków. Długość całej tarczy wynosi 3·48 *m*. Kierownice, umieszczone przy tokach przeciwległych (obacz rys. 297), zabezpieczają przejazd przez przerwy toków na skrzyżowaniach.

Osada iglicy umieszczona jest na lewym końcu tarczy, z którą iglice związane są łubkami; równie łatwo można jednak ułożyć na tarczy czop obrotowy dla iglicy (obacz projekt Skibińskiego w Czasopiśmie technicznem 1922, Nr. 7/8).

Partję środkową łuków wraz z prostą urabia Bäseler w ten sposób, że przeprowadza jednę szynę w całości przez prostą i łuki między tarczami, zaś drugi tok łuków urabia z szyny ściętej aż do zera tak, iż na jej końcu odpada całkiem główka i ścianka doznaje częściowego ścięcia. Obydwie szyny rozparte są żelaznym klockiem i związane śrubami. Skibiński urabia części tych toków, przylegające do tarcz skrzyżowania z szyn z obciętemi stopkami i częściowo ściętemi główkami, zaś część środkową z dwóch elementów lanych na silnej podstawie dla należytego oporu przeciw działaniu sił poziomych.

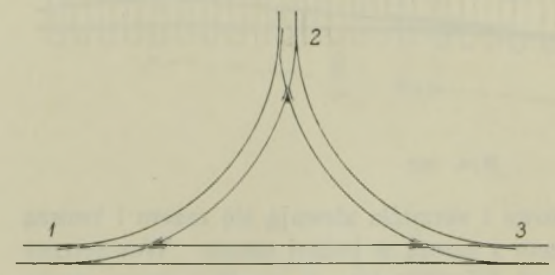
Rozjazd Bäselera, ułożony na 57 podkładach żelaznych, waży w całości 20·6 tonn, a więc o 12 % mniej, niż zwyczajny rozjazd angielski

podwójny; zajmuje powierzchnię 169·4 m^2 wobec 277·2 m^2 powierzchni zwykłego rozjazdu podwójnego, zaś koszt jego obecny w Niemczech jest o 12% wyższy.

III. OBROTNICE I PRZESUWNICE.

110. USTRÓJ OBROTNICY.

Połączenia torów zapomocą rozjazdów dozwalają na swobodne przeprowadzanie pociągów z jednego toru na drugi; można także przy ich pomocy dokonać zupełnego obrotu pociągu, urządzając *trójkąt torów* z trzema rozjazdami w wierzchołkach (rys. 299). Jest to jedyny ustrój, gdy chodzi o manipulację całemi pociągami, wymaga jednak stosunkowo wiele miejsca.



Rys. 299.

Natomiast w wypadkach, gdy chodzi o przetaczanie poszczególnych pojazdów, a zależy nam na skupieniu tej czynności na małej przestrzeni, mogą rolę rozjazdów spełnić obrotnice.

Obrotnica w istocie swojej przedstawia odcinek toru, podparty w ten sposób, iż może on obracać się w płaszczyźnie poziomej około pionowej osi i nastawiać w dowolnym kierunku. Wobec tego może obrotnica stanowić połączenie torów zbieżnych pod dowolnym kątem i służyć do obracania pojazdów o 180°.

W porównaniu z rozjazdem przedstawia obrotnica następujące korzyści:

1. umożliwia wyzyskanie kawałków gruntu, nieprzydatnych dla rozjazdów, przy równoczesnej wielkiej wydatności ruchu;
2. zastępuje skutecznie rozjazdy tam, gdzie niema miejsca na ułożenie łuków łączących o odpowiednim promieniu;
3. umożliwia wielką oszczędność na czasie, gdyż przy rozdziale wagonów na poszczególne tory nie potrzeba przesuwać całego pociągu, a przeprowadzanie pojazdów przez obrotnicę nie wymaga dużo czasu.

Jako niekorzyści wymienić należy:

1. znaczne koszta urządzenia i utrzymania;

2. potrzebę obrotnic o rozmaitych średnicach dla pojazdów o różnych rozstawach osi;
3. przerwę w ciągłości toru, wywołaną ułożeniem obrotnicy; ze względu na bezpieczeństwo dozwolone jest układanie obrotnic w torach głównych tylko w ślepym ich końcu;
4. niespokojny wjazd na obrotnicę, połączony z uderzeniami, szkodliwemi dla niej i dla pojazdów;
5. potrzebę licznej obsługi;
6. trudność utrzymania i uruchomienia przy śniegu i mrozie.

Rozróżniamy *obrotnice wagonowe* i *lokomotywowe*.

Obrotnice wagonowe służą głównie celom przetokowym na dworcach towarowych przy ładowniach i na torach ładowniczych, oraz w warsztatach; obrotnice lokomotywowe służą do obracania lokomotyw i długich wagonów o 180°, oraz do obrotu lokomotyw o mały kąt, przy wprowadzaniu ich na tory stanowiskowe w remizach kolistych i kręgowych. W pierwszym wypadku potrzebna jest obrotnica lokomotywowa na dworcach czołowych i na stacjach, na których lokomotywy zmieniają kierunek jazdy; w drugim wypadku stanowi ona część składową układu torów remizowych.

Średnica obrotnicy powinna być dostosowana do rozstawu osi pojazdów, które ma obsługiwać. Obrotnice wagonowe otrzymują średnicę około 1·0 *m* większą od największego rozstawu osi; dla krótkich wagonów średnica ta wynosi 3·5 do 5·5 *m*, dla dłuższych wozów towarowych i trójosiowych wozów osobowych 5·5 do 7·5 *m*. Długie wagony obraca się na obrotnicach lokomotywowych. Średnica obrotnicy lokomotywowej zależy od długości lokomotywy wraz z tendrem, przyczem powinna być tak dobrana, aby środek ciężkości lokomotywy z tendrem znajdował się ile możności nad czopem obrotowym. Przepisy Polskiego Min. Kol. ustalają najmniejszą średnicę dla kolei głównych pierwszorzędnych na 22 *m*, dla kolei drugorzędnych na 19 *m*. Wogóle średnica ta waha przy obrotnicach lokomotywowych w granicach od 12 do 22 *m*, jednak na kolejach francuskich, angielskich i amerykańskich istnieją już obrotnice o średnicy 26 *m*.

Dokoła obrotnicy należy pozostawić przestrzeń wolną od wszelkich stojących przedmiotów o średnicy równej co najmniej przekątnemu odstępowi zderzaków obracanych pojazdów.

Konstrukcja obrotnicy zależy w znacznej mierze od jej wielkości.

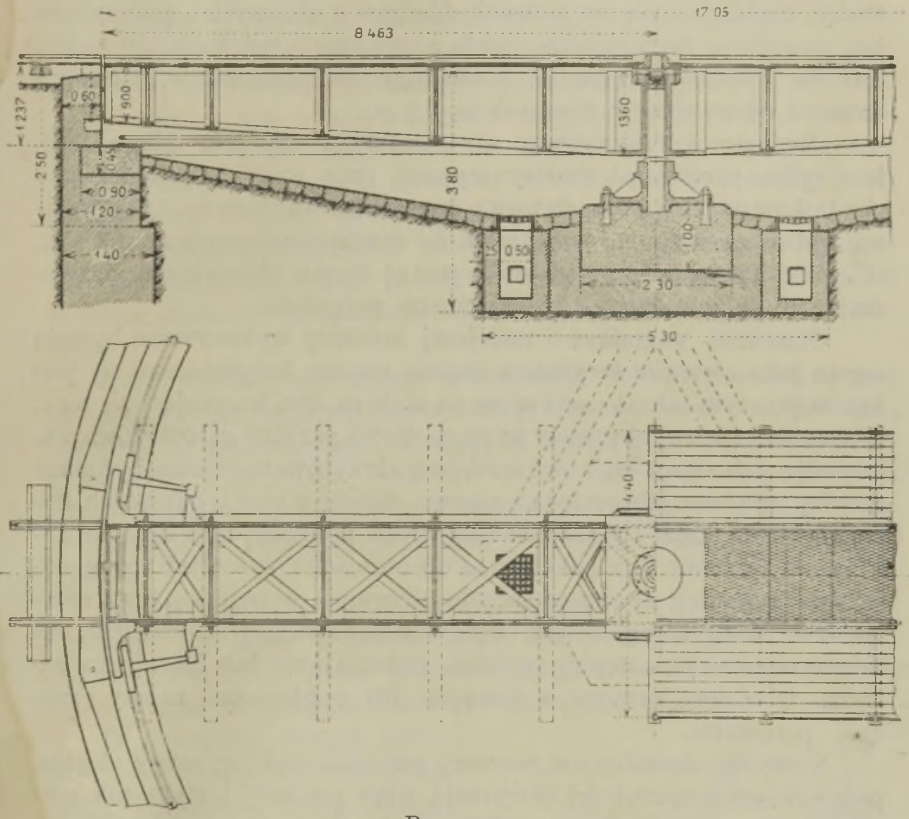
Małe obrotnice wagonowe, o średnicy do 3 *m*, wykonane są często jako tarcze z żelaza lanego, ułożone na żelaznej płycie podstawowej, w której znajduje się wpobliżu obwodu pierścieniowy rowek. W rowku tym toczą się stalowe kule, powodujące obrót tarczy. Ruchliwość tarczy,

która przy tym sposobie ułożenia jest wielka, można w pewnych grani cach regulować przez zmniejszenie, względnie zwiększenie ilośc kul. Obrotnice takie nie wymagają żadnego fundamentu, ani dołu Niekiedy tarcze takie obracają się na czopie, który sam dźwiga cał ciężar, a na obwodzie posiadają pierścień łożyskowy, przeszkadzając kiwaniu się tarczy. Dla takich obrotnic trzeba już wykonać niewielk dół murowany.

Obrotnice o większej średnicy wykonuje się obecnie powszechni z żelaza walcowanego. Konstrukcja obejmuje dwa dźwigary główne wykonane jako belki blaszane, rzadziej kratowe i dźwigające bezpo średnio szyny torowe. Dźwigary te są silnie stężone poprzecznie i po ziomo. Stężenia poprzeczne na końcu i w środku pośredniczą w prze noszeniu obciążenia na podpory. Z uwagi na niepożądane zbyt wielki ugięcie dźwigarów pod obciążeniem, nadajemy im znaczną w[illegible]okość zazwyczaj $^1/_{10}$ do $^1/_{12}$ średnicy. Wobec znacznych wstrząśnień [illegible]rzeń, jakim podlega obrotnica, należy wymiary konstrukcji dobie obficie; natężenie dopuszczalne nie powinno przekraczać w dźwiga rach głównych 700 do 900 $^{kg}/_{cm^2}$, w poprzecznicach końcowych 500 $^{kg}/_{cm^2}$. Konstrukcję obrotnic, których ciężar może czasowo spoczy wać wyłącznie na czopie, należy obliczać dla takiego podparcia; zresztą przyjmuje się zazwyczaj, iż $^1/_3$ obciążenia przenosi się na obwód a $^2/_3$ na czop. Dla obrotnic wagonowych przyjmujemy obciążeni dwoma ciężarami po 15—16 tonn w odstępie równym rozstawow osi wozów (zazwyczaj 4·5 *m*), ustawionemi symetrycznie względem czopa; dla obrotnic lokomotywowych przyjmujemy obciążenie naj dłuższą i najcięższą lokomotywą wraz z tendrem, kompletnie wyposa żoną, ustawioną raz w położeniu najniekorzystniejszem, a drugi raz ze środkiem ciężkości nad czopem.

Podparcie konstrukcji obrotnicy uskutecznione jest przy pomocy czopa (obacz rys. 300), około którego następuje obrót. Czop może dźwigać cały ciężar albo sam, albo z pomocą kółek, toczących się po szynie okrężnej, ułożonej na obwodzie dołu. Ponieważ kółka, luźnie obracające się w łożyskach, nastręczają wiele trudności w utrzymaniu stosuje się obecnie przeważnie cztery osie, skierowane ku środkowi obrotnicy, z łożyskami związanemi należycie z konstrukcją obrotnicy. Koła, osadzone stale na tych osiach, otrzymują większe wymiary przy obrotnicach wagonowych 0·4 do 0·8 *m* średnicy i 7—10 *cm* szerokości, przy obrotnicach lokomotywowych 0·6—1·0 *m* średnicy i szerokość 12—13 *cm*. Obrotnica daje się łatwo obracać tylko wówczas, gdy prawie cały ciężar spoczywa na czopie. Aby stan taki uzyskać przy obrotnicy obciążonej, należy czop umieścić tak wysoko, aby koła

obwodowe przy obrotnicy nieobciążonej odstawały od szyny i to tem więcej, im silniej uginają się dźwigary główne pod obciążeniem. Z drugiej strony wahania obrotnicy i uderzenia przy wtaczaniu się pojazdu na obrotnicę i przy zjeździe z niej będą tem silniejsze, im to odstawanie kół od szyn będzie większe. Celem pogodzenia tych dwóch



Rys. 300.

sprzecznych wymagań budujemy obecnie silne, mało uginające się dźwigary główne, a wówczas niewielkie, bo $5-7\,{}^{m}/_{m}$ a najwyżej $10\,{}^{m}/_{m}$ wynoszące podniesienie kół nad szyny przy obrotnicy nieobciążonej wystarczy, by ciśnienie obrotnicy obciążonej na koła obwodowe było niewielkie i nie utrudniało obrotu.

Uderzenia przy przejeździe pojazdu przez obrotnicę wywierają bardzo szkodliwy wpływ na konstrukcję obrotnicy i pojazdów, a wpływ ten daje się szczególniej odczuwać na obrotnicach, przez które przesuwać trzeba często całe pociągi. Istnieją różne *urządzenia odciążające*,

mające na celu ustalenie położenia obrotnicy i połączone z sygnałami tak, że przejazd przez obrotnicę możliwy jest tylko przy ustalonem jej położeniu. Często stosowane są w tym celu dźwignie kolankowe, umieszczone parami na obu końcach konstrukcji, których stopy przy odpowiedniem nastawieniu opierają się o szynę okrężną i stwarzają cztery stałe punkty podparcia. Podobną czynność spełniają pionowe śruby, znajdujące się na końcach dźwigarów głównych i podnoszone lub opuszczane mechanicznie razem z ustalaniem położenia obrotnicy. Istnieją również urządzenia, pozwalające na podnoszenie, lub opuszczanie czopa wraz z konstrukcją i t. p.

Obrotnice lokomotywowe nie otrzymują *nakrycia* całego dołu, lecz tylko przestrzeni między szynami oraz wąskich pasków jako chodników po obu stronach toru z ewentualnem rozszerzeniem w miejscu, gdzie znajduje się urządzenie do mechanicznego obracania tak, iż całość konstrukcji przedstawia postać mostu obracalnego, zazwyczaj 4·30 *m* szerokiego z obustronnemi poręczami.

Obrotnice wagonowe o mniejszej średnicy wykonywane bywają często jako *obrotnice krzyżowe* z dwoma torami, krzyżującemi się pod kątem prostym tak, iż nastawione są stale na dwa krzyżujące się tory. Konstrukcja takiej obrotnicy wymaga dwóch par dźwigarów głównych, krzyżujących się z sobą, które w miejscu skrzyżowania muszą być silnie ze sobą związane. Obrotnice wagonowe, znajdujące się w miejscach, dostępnych dla ludzi i pojazdów drogowych powinny mieć cały dół zakryty. Wykonanie tego pokrycia na obrotnicach krzyżowych nie przedstawia trudności; obrotnice zwykłe otrzymują wsporniki, przytwierdzone do dźwigarów głównych i związane na obwodzie pierścieniem. Pokrycie obrotnicy następuje dylami drewnianemi lub blachą rowkowaną. Obrotnice otwarte, a dostępne dla publiczności należy ogrodzić poręczami.

Szyny na obrotnicy nie powinny posiadać styków; *szyny okrężne*, podpierające konstrukcję, otrzymują silny przekrój i styki tak rozmieszczone, aby w żadnem położeniu obrotnicy nie znajdowały się równocześnie dwa koła na szparze stykowej, a żadne koło przy głównych położeniach obrotnicy.

Ciężar konstrukcji obrotnicy wraz z przykryciem i torem okrężnym można przyjąć w przybliżeniu przy średnicy d^m dla obrotnic wagonowych: 190 $d^2 + 3000$ *kg*, a dla obrotnic lokomotywowych: 122 $d^2 +$ 10.000 *kg*.

Obrót obrotnic wagonowych następuje zwykle bez żadnych osobnych urządzeń przez nacisk siłą ludzką na wagon, albo przy pomocy drąga, wetkniętego w pochwę, osadzoną na tarczy. Obrotnice lokomoty-

wowe obracamy przy pomocy ręcznej windy korbowej, umieszczonej na pomoście obrotnicy. Często używane obrotnice otrzymują urządzenia mechaniczne, uruchomione wodą pod ciśnieniem, zgęszczonem powietrzem, lub najczęściej elektrycznie.

Ustalenie położenia obrotnicy, zgodnego z przytykającemi torami, otrzymujemy przy mniejszych obrotnicach przy pomocy *zapadek*, wchodzących w odpowiednio utrwalone wgłębienia w szczycie ściany, okalającej dół obrotnicy; przy większych średnicach służą do tego celu *rygle*, umieszczone na końcach toru, zazwyczaj w jego osi, wsuwane mechanicznie w odpowiednie komory w ścianie dołu i uruchomione równocześnie. Często jest to urządzenie ryglowe połączone z sygnałem, który pozwala na wjazd na obrotnicę, gdy nastąpiło jej zaryglowanie i działa już ewentualne urządzenie odciążające.

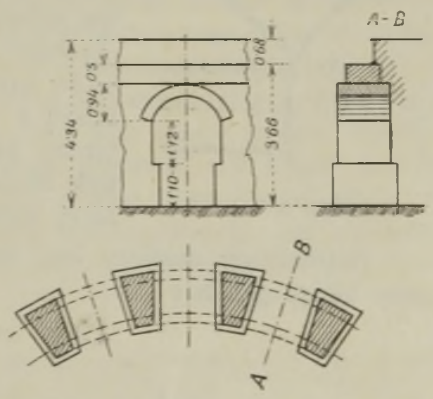
Na rysunku 300 widzimy schematyczny szkic obrotnicy lokomotywowej austrjackich kolei państwowych 17·0 *m* średnicy, na którym w miarę możności umieszczono opisane powyżej szczegóły konstrukcyjne.

Czop obrotowy dźwigający konstrukcję obrotnicy osadzony jest na silnym bloku, zwanym *ciosem królewskim*, wykonanym z kamienia, betonu, albo żelazo-betonu. Z uwagi na wielką stałość ułożenia, jakiej wymagamy, i na wielkie ciśnienia, należy cios królewski oprzeć na silnym fundamencie. Podobnie silne podparcie otrzymać musi szyna toru okrężnego, ułożonego zazwyczaj na ciosach kamiennych lub betonowych.

Ściany okalające dół obrotnicy mogą być wykonane z kamienia łamanego lub silnie wypalonej cegły na cemencie, albo z betonu. Górna powierzchnia muru otrzymuje przykrycie płytami ciosowemi, twardą cegłą układaną rębem, lub twardem drzewem.

W nowszych czasach spotykamy często mury boczne, zastąpione bębnami z żelaza lanego lub walcowanego, opartemi na fundamencie murowanym.

Na gruncie niewytrzymałym, lub w wysokim nasypie, potrzebny jest głęboki fundament pod torem okrężnym i ścianą okalającą. Znaczną oszczędność uzyskać można przez wykonanie filarów trapezowych i połączenie ich sklepieniami podług rys. 301. Głę-



Rys. 301.

bokich fundamentów uniknąć można przez ułożenie toru okrężnego i ściany okalającej na wspólnej, odpowiednio szerokiej płycie betonowej lub żelazno-betonowej. Małe obrotnice (do 6 *m* średnicy) można przy nieodpowiednim gruncie układać na żelaznej tarczy podstawowej ułożonej na warstwie żwiru.

Dno dołu obrotnicy otrzymuje spadki do kanałów odwadniających i utrwalenie brukiem kamiennym, ceglanym lub betonowym tak silnym, aby można było ustawiać na nim windy przy montażu i naprawie konstrukcji.

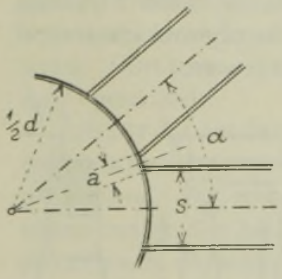
111. UKŁADY TORÓW PRZY ZASTOSOWANIU OBROTNICY.

Odpowiednio do swego przeznaczenia powinna obrotnica, obok obracania pojazdów o 180°, umożliwiać przeprowadzanie pojazdów z jednego toru na drugi. Ten drugi warunek wymaga, aby tory, które chcemy połączyć zapomocą obrotnicy, otrzymały na jej obwodzie kierunek zgodny z jej promieniem. W ten sposób powstaje:

a) *Promienisty układ torów.*

Zależnie od ilości torów, jakie zamierzamy połączyć jedną obrotnicą, można układ promienisty zbudować rozmaicie.

1. Najprostszy układ torów otrzymamy przy takim doborze stosunków, aby *toki torów sąsiednich stykały się z sobą na obwodzie obrotnicy* (rys. 302). Odstęp wewnętrznych krawędzi tych toków *a* powinien być co najmniej równy szerokości główki szyny, a wtenczas muszą końce obu stykających się szyn doznać ścięcia do połowy szerokości. Takie osłabienie szyn jest jednak niewskazane, gdyż przyśpiesza ono zużycie, a także trudne jest należyte ich przytwierdzenie do obwodu obrotnicy. Ze względu na zmniejszenie kosztów utrzymania zaleca się obieranie wymiaru *a* tak wielkiego, aby nie było potrzeba żadnej obróbki końców szyn i aby było miejsce między szynami dla śruby, wiążącej stopki szyn z podstawą.



Rys. 302.

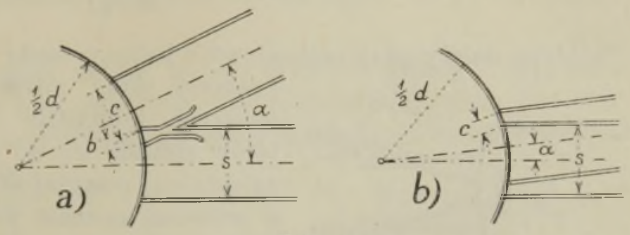
Najmniejszy możliwy kąt zbieżności sąsiednich torów wynosi przy takim układzie

$$\alpha = 2 \cdot arc\ sin \frac{s + a}{d} \qquad 464)$$

jeśli *s* oznacza szerokość toru, a *d* średnicę obwodu dołu obrotnicy.

Kąt α wypada przy tym układzie dość znaczny; dla $d = 20\ m$ wynosi on około 9^0, dla $d = 16\ m$ około 11^0, a dla $d = 7{\cdot}5\ m$ około 24^0.

2. Wydatne zmniejszenie kąta α możemy osiągnąć, dopuszczając *skrzyżowanie sąsiednich toków* podług rys. 303 a i b. Przy takim układzie otrzymujemy na obwodzie obrotnicy, względnie w pewnym odstępie od niego, szereg krzyżownic pojedyńczych, które mogą być urobione z szyn, lub — co częściej — jako tarcze lane.



Rys. 303.

Górna granica kąta α określi się podług rys. 303 a wzorem

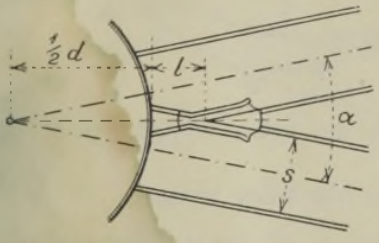
$$max\,\alpha = 2\,arc\,sin\frac{s-b}{d} \qquad 465\,a)$$

a dolna granica podług rys. 303 b wzorem

$$min\,\alpha = \frac{c}{\pi\,d}\cdot 360^0 \qquad 465\,b)$$

Wymiary b i c należy tak dobierać, aby końce szyn nie wymagały żadnej obróbki i przymocowanie ich było łatwe, oraz aby między szynami było dostateczne miejsce dla przeprowadzenia rąbka koła.

Końce szyn, przytykające do obwodu obrotnicy, ulegają mimo najstaranniejszego ułożenia szybkiemu zużyciu z powodu uderzeń przy przesuwaniu pojazdów. Z tego powodu należy unikać układania kosztownych krzyżownic lanych wprost przy obwodzie obrotnicy (jak na rys. 303 a), lecz między krzyżownicą a krawędzią dołu ułożyć należy krótkie, łatwo wymienić się dające kawałki szyn podług rysunku 304. Jeśli odstęp matematycznego punktu skrzyżowania od krawędzi obrotnicy oznaczymy literą l,*) natenczas otrzy-



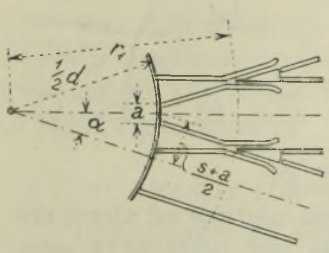
Rys. 304.

*) Przyjmując najmniejszą długość kawałka szyny między krzyżownicą a obwodem obrotnicy równą 0·5 do 1·0 *m*, można dla często stosowanych kątów skrzyżowania α obrać długość prostej l równą średnio 1·25 *m*.

mamy dla kąta α wzór (w miejsce wzoru 465a)

$$\alpha = 2 \, arc \, sin \frac{s}{d+2l} \qquad 466)$$

Podobnie należy przy zastosowaniu jednego rzędu krzyżownic i przy większej ilości torów żądać, aby wewnętrzne krawędzie toków sąsiednich torów zbliżały się do siebie co najwyżej na ustaloną powyżej odległość a (rys. 305), a wówczas zamiast wzoru 465 b) otrzymamy dla kąta α wzór



Rys. 305.

$$\alpha = arc \, sin \frac{s+a}{d} \qquad 467)$$

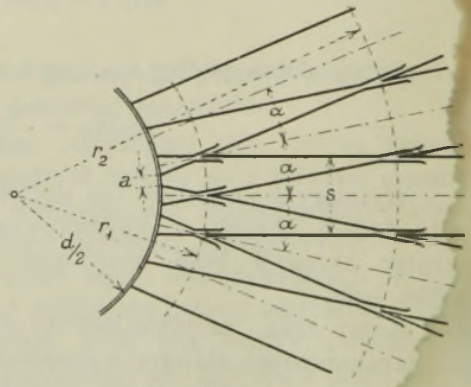
Promień koła, na którem są ułożone matematyczne punkty skrzyżowania krzyżownic wynosi

$$r_1 = \frac{s}{2 \, sin \frac{\alpha}{2}} \qquad 467 \, a)$$

3. *Dopuszczając wreszcie dwa rzędy krzyżownic* (rys. 306) i odstęp toków na obwodzie obrotnicy równy a, otrzymamy

$$\alpha = \frac{2}{3} \, arc \, sin \frac{s+a}{d} \qquad 468)$$

a promienie kół, na których leżą matematyczne punkty skrzyżowania obu rzędów krzyżownic, wynoszą



Rys. 306.

$$r_1 = \frac{s}{2 \, sin \, \alpha} \quad \text{oraz} \quad r_2 = \frac{s}{2 \, sin \frac{\alpha}{2}} \qquad 468 \, a)$$

Potrójne skrzyżowania toków zdarzają się tylko wyjątkowo, więc je pomijamy.

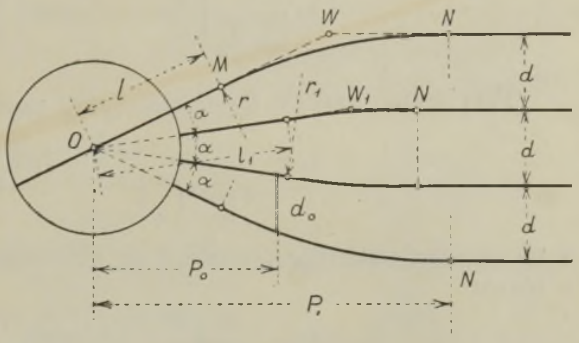
Ilość możliwych torów na obwodzie obrotnicy wynosi

$$n = \frac{360^0}{\alpha} \qquad 469)$$

Przy pomocy powyższych wzorów możemy w każdym poszczególnym przypadku dla danej średnicy obrotnicy określić wielkość

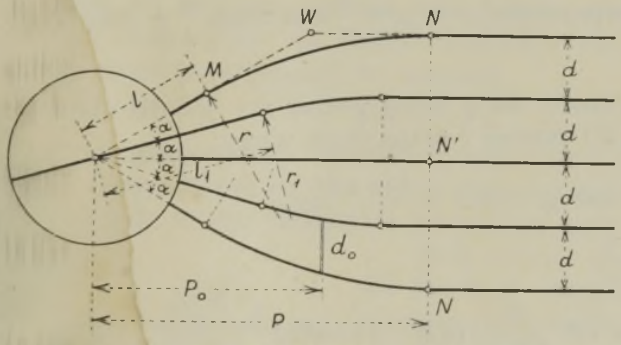
dopuszczalnego kąta zbieżności, a więc ilość możliwych torów na obwodzie obrotnicy. Z zastosowaniem tych wzorów spotkamy się później przy omawianiu kolistych i kręgowych remiz lokomotywowych.

b) *Tory równoległe* można na ich końcach połączyć zapomocą obrotnicy. W tym celu otrzymują one zakrzywienie takie, aby kierunek osi toru był na obwodzie obrotnicy zgodny z promieniem obrotnicy. Zazwyczaj żądamy, celem uzyskania możliwie spokojnego wjazdu na obrotnicę, aby między jej obwodem, a początkiem łuku znajdowała się prosta o długości nie mniejszej, niż największy rozstaw osi przetaczanych pojazdów, a co najmniej 3 *m*. O ile dopuszczamy skrzyżowania toków sąsiednich torów, powinny krzyżownice leżeć w tych prostych, ułożonych w przedłużeniu promienia.



Rys. 307.

Ilość torów równoległych, łączonych zapomocą obrotnicy, bywa niewielka, zazwyczaj nie ponad 4 do 5 torów. Obydwa układy przedstawione są na rysunkach 307 i 308. Ponieważ ze względów konstrukcyjnych żądamy, aby kąty zbieżności α poszczególnych torów były jednakowe, otrzymujemy dla 4 torów (rys. 307) następujące związki.



Rys. 308.

Dla obranego promienia r i długości prostej l obliczymy kąt zbieżności α z rzutu wieloboku OMN na prostopadłą do torów i otrzymamy wzór

$$\sin\left(\varphi - \frac{3}{2}\alpha\right) = \frac{2r - 3d}{2l}\cos\varphi \qquad 470)$$

przyczem $tang\ \varphi = \frac{r}{l}$

Chcąc mieć kąt α (względnie stosunek $tang\ \alpha$) wyrażony w okrągłej liczbie, zaokrąglimy wartość dla α, otrzymaną z wzoru 470), na mniejszą liczbę i obliczymy zmienione l z wzoru

$$l = \frac{1}{\sin\frac{3}{2}\alpha}\left[\frac{3}{2}d - 2r\sin^2\left(\frac{3}{4}\alpha\right)\right] \qquad 471)$$

Przyjmując narazie $l_1 = l$ obliczymy promień r_1 z wzoru

$$r_1 = \frac{1}{2\sin^2\left(\frac{\alpha}{4}\right)}\left(\frac{d}{2} - l\sin\frac{\alpha}{2}\right) \qquad 472)$$

a po zaokrągleniu tego promienia na mniejszą liczbę r_1' obliczymy l_1 z wzoru

$$l_1 = \frac{1}{\sin\frac{\alpha}{2}}\left[\frac{d}{2} - 2r_1'\sin^2\left(\frac{\alpha}{4}\right)\right] \qquad 473)$$

Wyznaczenie długości układu P i położenia ukresów P_o nie przedstawia trudności.

Dla dwóch torów przeprowadzimy obliczenie układu podług wzorów 470) i 471) wprowadzając w nich $\frac{1}{2}\alpha$ zamiast $\frac{3}{2}\alpha$ oraz d zamiast $3\,d$.

Podobnie otrzymamy dla 5 torów podług rys. 308 dla obranego promienia r i długości prostej l następujące wzory:

$$\sin\ (\varphi - 2\alpha) = \frac{r - 2d}{l}\cos\varphi \qquad 470a)$$

przyczem $tang\ \varphi = \frac{r}{l}$

$$l = \frac{1}{\sin 2\alpha}(2d - 2r\sin^2\alpha) \qquad 471a)$$

$$r_1 = \frac{1}{2\sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)}(d - l\sin\alpha) \qquad 472a)$$

$$l_1 = \frac{1}{\sin\alpha}\left[d - 2r_1\sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right] \qquad 473a)$$

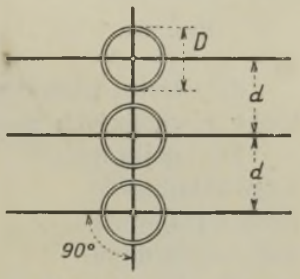
zaś dla trzech torów użyjemy wzorów 470a) i 471a) podstawiając w nich α zamiast 2α oraz d zamiast $2d$.

Powyższe wzory, w związku z wzorami 464—469), pozwolą nam w każdym przypadku ustalić najwłaściwsze stosunki układu.

Promienie r i r_1 nie mogą być dla kolei głównych i dla torów, używanych przez lokomotywy, mniejsze jak 180 m; dla torów, używanych wyłącznie przez wagony można zejść do 150 m, a dla krótkich wozów dwuosiowych nawet do 100 m.

c) *Tory równoległe* można również połączyć zapomocą obrotnic w ciągu ich długości, zakładając tak zwane *łańcuchy obrotnic.*

Najprostszy układ, w którym tor poprzeczny, łączący obrotnice, przebiega prostopadle do torów równoległych, przedstawiony jest na rysunku 309. Odstęp torów d zależy nietylko od średnicy obrotnicy D, lecz także od długości obracanych pojazdów. Jeśli przyjmiemy w przybliżeniu, że rozstaw osi pojazdu równa się średnicy obrotnicy; jeśli dalej odstęp zewnętrznej krawędzi zderzaków od skrajnej osi pojazdu wynosi z, a połowa szerokości skrajni wynosi p, to najmniejszy odstęp torów wynosić musi



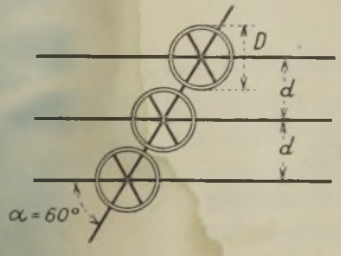
Rys. 309.

$$d = \frac{1}{2} D + z + p \qquad 474)$$

Jeśli zaś stawiamy żądanie, aby obracanie wozów mogło odbywać się równocześnie na dwóch sąsiednich obrotnicach, wówczas odstęp torów musi wynosić co najmniej

$$d = D + 2z \qquad 474a)$$

Przy zastosowaniu obrotnic krzyżowych z dwoma torami na tarczy, krzyżującemi się pod kątem prostym, otrzymujemy przejazd, otwarty stale w obu kierunkach (obacz rys. 309).



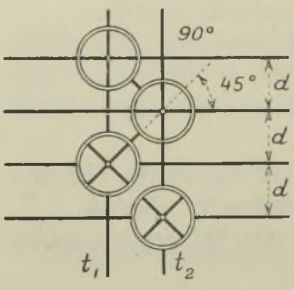
Rys. 310.

Jeśli odstęp torów jest mniejszy, niż określony wzorem 474a), a żądamy równoczesnego użytkowania obrotnic sąsiednich, wówczas możemy łańcuch obrotnic ułożyć ukośnie do torów podług rys. 310. W tym wypadku odstęp torów może wynosić

$$d = (D + 2z)\ \sin\alpha \qquad 475)$$

Celem ułatwienia i zabezpieczenia ruchu

stosujemy kąt $\alpha = 60^0$, a obrotnice wykonujemy z trzema torami na tarczy, jako t. zw. trójtorowe *obrotnice gwiaździste* (obacz rys. 310).

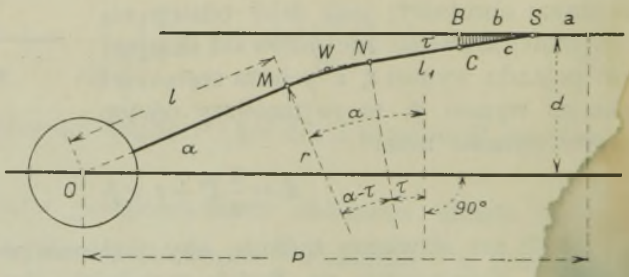


Rys. 311.

Wreszcie jeśli zachodzi potrzeba zastosowania jeszcze mniejszego odstępu torów, możemy ułożyć obrotnice podług rys. 311. Aby uniknąć zygzakowatych ruchów pojazdów, zakładamy obok torów, łączących poszczególne obrotnice, dwa tory prostopadłe t_1 i t_2. Obrotnice, tutaj właściwe, są obrotnicami krzyżowemi. Z powodu znacznej ilości torów i potrzeby ułożenia skrzyżowań torów układ ten jest znacznie droższy od poprzednich, ale zarazem o wiele wydatniejszy.

d) Często zachodzącym przypadkiem jest połączenie dwóch torów równoległych zapomocą *rozjazdu i obrotnicy* podług rys. 312.

Dla najkrótszego układu obieramy r, l i l_1 w najmniejszych dopuszczalnych wartościach i obliczamy kąt α, który przy danym rozjeździe będzie największy, jaki można uzyskać. Z rzutu wieloboku *OWNS* na prostopadłą do torów otrzymamy, po wprowadzeniu podstawienia: $tang\,\varphi = \frac{r}{l}$



Rys. 312.

$$sin\,(\varphi - \alpha) = \frac{r\,cos\,\tau + (l_1 + c)\,sin\,\tau - d}{l}\,cos\,\varphi \qquad 476)$$

oraz długość układu

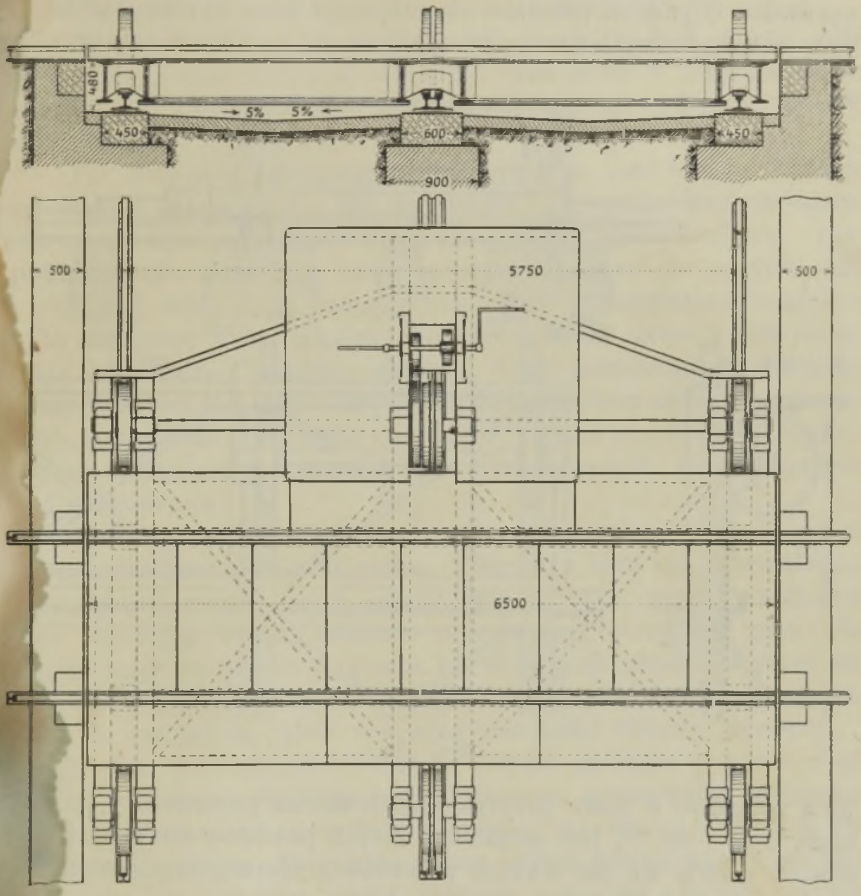
$$P = 2\,r\,sin\frac{\alpha - \tau}{2}\,cos\frac{\alpha + \tau}{2} + l\,cos\,\alpha + (l_1 + c)\,cos\,\tau + a \qquad 477)$$

112. PRZESUWNICE.

Przesuwnica jest to prosty odcinek toru, ułożony na przesuwalnej podstawie i służący do połączenia torów równoległych. Znajduje ona zastosowanie w prostokątnych remizach lokomotywowych, w wo-

zowniach, warsztatach, a także na stacyjnych torach odstawczych. Rozróżniamy przesuwnice zagłębione i niezagłębione.

Konstrukcja *przesuwnicy zagłębionej* (rys. 313) ułożona jest w dole tak, że tor przesuwnicy znajduje się w tej samej wysokości, co tory przytykające, a wskutek tego wtaczanie na nią nawet ciężkich

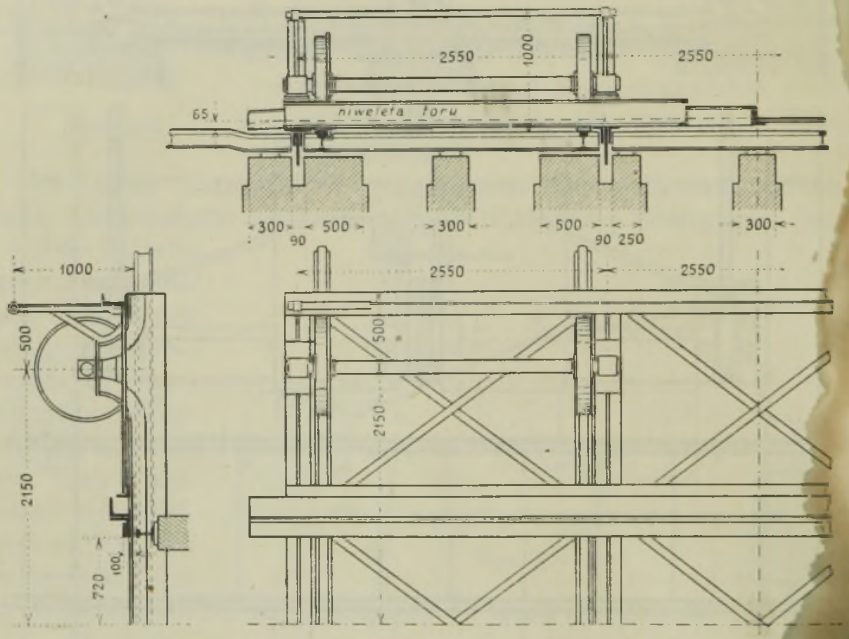


Rys. 313.

pojazdów nie przedstawia trudności. Tor ułożony jest na dźwigarach podłużnych, związanych należycie poprzecznicami, które przenoszą ciśnienie na osie i koła, toczące się po szynach, ułożonych na dnie dołu. Z powodu rozporządzalnej wystarczającej wysokości możliwe jest odpowiednie ukształtowanie elementów konstrukcyjnych bez trudności. Ujemną stronę przesuwnicy zagłębionej stanowi otwarty dół, prze-

rywający ciągłość torów i zagrażający tem samem bezpieczeństwu ruchu pojazdów po nich. Z tego powodu niedozwolone jest stosowanie przesuwnic w torach głównych, chyba na ich ślepych końcach, przyczem dół powinien być możliwie płaski, a wogóle nie głębszy, jak 500 $^{m}/_{m}$.

Przy *przesuwnicy niezagłębionej* (rys. 314) niekorzyści powyższe wprawdzie odpadają, jednak mała rozporządzalna wysokość utrudnia wykształcenie silnych dźwigarów podłużnych, a nadto wtaczanie cięż-



Rys. 314.

kich pojazdów z torów przytykających na tor przesuwnicy, podniesiony o 45 — 80 $^{m}/_{m}$ jest uciążliwe. Z tych powodów ten rodzaj przesuwnic nadaje się dla lekkich pojazdów i nie ma zastosowania do przesuwania lokomotyw.

Pokonanie różnicy wysokości między torem na przesuwnicy niezagłębionej, a przechodzącemi pod przesuwnicą torami przytykającemi, uzyskać można albo zapomocą odpowiednio ukształtowanych iglic, połączonych zawiasowo z szynami toru na przesuwnicy i nakładanych przez opuszczenie wdół na szyny toru przytykającego, albo też przez obniżenie torów przytykających pod przesuwnicą podług rys. 314, wskutek czego różnica wysokości zostaje prawie zupełnie zagubiona

Długość przesuwnicy wynosi zazwyczaj dla wagonów towarowych co najmniej 5·0 *m*, dla dwu- i trójosiowych wozów osobowych i lokomotyw beztendrowych (względnie lokomotyw z odczepionym tendrem w warsztatach) 7·5 do 12·0 *m*; dla lokomotyw z tendrem i długich wozów czteroosiowych 16 do 20 *m* i więcej. Wogóle długość przesuwnicy zagłębionej powinna być co najmniej o 0·50 *m* większa, niż największy rozstaw osi pojazdów, na niej przesuwanych.

Do przesuwania długich pojazdów w warsztatach można użyć dwóch przesuwnic krótkich, ułożonych obok siebie w odstępie, odpowiadającym rozstawieniu wózków kierujących, któremi takie pojazdy są podparte.

Tor, dźwigający przesuwnicę, składa się z 3 do 6 szyn, zależnie od długości przesuwnicy. Środkowe toki tego toru, silniej obciążone, niż toki skrajne, otrzymują często dwie szyny (obacz rys. 313). Taki podwójny tok zachowuje lepiej należyte ułożenie, jest sztywniejszy i otrzymać może styki przestawione. Przy przesuwnicach zagłębionych układamy szyny takiego toku bardzo blisko siebie, a koła otrzymują odpowiednio szerokie obręcze. Przy przesuwnicach niezagłębionych używa się często dwóch kół, tak względem siebie przestawionych, aby zawsze tylko jedno znajdowało się nad przerwą toku w miejscu skrzyżowania z tokami torów przytykających, przechodzących pod przesuwnicą.

Koła, dźwigające przesuwnicę, otrzymują średnicę 0·8 do 0·9 *m* celem zmniejszenia oporów ruchu. Niektóre z tych kół, a mianowicie przy tokach pojedyńczych cztery koła narożne, przy podwójnych koła wpobliżu środka długości przesuwnicy, otrzymują rąbki dla prowadzenia przesuwnicy; reszta kół otrzymuje gładkie obręcze dla zmniejszenia oporów tarcia. Szerokie koła, toczące się na podwójnych szynach, otrzymują rąbek w środku szerokości obręczy (rys. 313).

Tor na przesuwnicy otrzymuje zwykle ułożenie poziome; jeśli jednak w jednym kierunku ruchu używają przesuwnicy wyłącznie pojazdy naładowane, a w drugim próżne, jak np. na dworcach kopalnianych, wówczas korzystnie można ułożyć przesuwnicę w spadku 1·5—2·0‰ w kierunku ruchu ciężkich pojazdów i uzyskać w ten sposób w przybliżeniu jednakowe opory ruchu w obu kierunkach.

Pomost przesuwnicy otrzymuje najwłaściwsze pokrycie blachą żłobkowaną 10 $^{m}/_{m}$ grubą, ułożoną przy przesuwnicach zagłębionych około 40 $^{m}/_{m}$ poniżej górnej krawędzi szyn. Unikamy w ten sposób żłobka dla rąbka koła, który trudno jest utrzymać czysto i różnica poziomów przesuwnicy i przytykającej podłogi jest mała, a więc nie utrudnia przechodu. Pomost między szynami powinien być

gładki i nie posiadać wystających części, aby zwisające haki sprzęgieł nie miały o co zaczepić.

Szyny toru na przesuwnicy otrzymują często przekrój prostokątny, jako sztaby z żelaza płaskiego albo ze stali o przekroju 40×80 $^m/_m$. Mała wysokość takich szyn jest szczególnie korzystna przy przesuwnicach niezagłębionych.

Ustalanie położenia przesuwnicy, zgodnego z przytykającemi torami, odbywa się przez zaryglowanie podobnie, jak przy obrotnicach.

Uruchomienie przesuwnicy wymaga naogół większej siły, niż na to rachunek wskazuje. Według rachunku wypada współczynnik oporu około 0·10, jeśli średnica kół wynosi 8—10-krotną wartość średnicy czopa. Zwiększenie rzeczywistego oporu pochodzi głównie od nieuniknionych nierówności toru, dźwigającego przesuwnicę, i to w obu płaszczyznach, od ugięć przesuwnicy i od zygzakowatego ruchu kół i całej przesuwnicy z powodu nierówności średnic kół i nierównoległości osi.

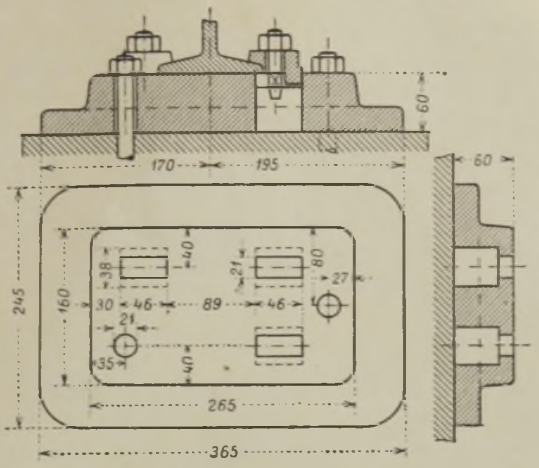
Lekkie przesuwnice wagonowe uruchomione są często siłą ludzką przez popychanie, a cięższe zapomocą windy ręcznej, przenoszącej siłę zapomocą wału i kół zębatych na dwa, lub więcej kół przesuwnicy. Przy urządzeniu popędu mechanicznego znajduje zastosowanie para, gaz, woda pod ciśnieniem, a obecnie najczęściej elektryczność. Obok urządzenia mechanicznego znajduje się zwykle winda ręczna, jako urządzenie zapasowe.

Często otrzymują przesuwnice osobne urządzenie do wciągania pojazdów na przesuwnicę i odwrotnie.

Chyżość biegu wynosi przeciętnie dla przesuwnic wagonowych, uruchomionych siłą ludzką 0·2 do 0·5 $^m/_s$, siłą mechaniczną 1·0 do 1·5 $^m/_s$, zaś dla przesuwnic lokomotywowych i siły ludzkiej 0·08 do 0·16 $^m/_s$, a siły mechanicznej 0·5 do 1·0 $^m/_s$.

Wykonanie dołu dla przesuwnicy następuje podług zasad, ustalonych dla obrotnicy. Stosowane bywają mury z kamienia, cegły, lub betonu; żelazo nie znajduje zastosowania. Mury boczne muszą być silnie zafundowane i otrzymać gładkie ściany z powodu zygzakowatych ruchów przesuwnicy i małej gry między konstrukcją i murem. Podparcie końców torów przytykających powinno być silne. Podkłady drewniane, ułożone na murze, nie posiadają dostatecznej stałości i trwałości; lepsze są płyty granitowe lub żelazne korytka, związane z murem, lub silnie wypalone cegły, kładzione rębem na zaprawie cementowej. Przy głębokości dołu ponad 250 $^m/_m$ należy między torami urządzić w murach bocznych stopnie dla udogodnienia przekraczania dołu.

Szyny, dźwigające przesuwnicę, otrzymują silny fundament murowany lub betonowy, pokryty płytami ciosowemi, z któremi szyny są silnie związane. Najlepiej jest cały dół pokryć płytą betonową i na niej ustawić mury boczne, podparcia dla toru dźwigającego przesuwnicę i ewentualnie dla torów poprzecznych. Silne spadki poprzeczne dna i staranne odwodnienie dołu są koniecznym warunkiem wykonania. Wybrukowanie dna można uskutecznić cegłą na zaprawie cementowej, betonem lub asfaltem na ławie betonowej.



Rys. 315.

Rys. 315 przedstawia szczegół ułożenia szyny toru, dźwigającego przesuwnicę, na fundamencie ceglanym, za pośrednictwem stołeczka żelaznego.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

129
II

BG Politechniki Śląskiej
nr inw.: 102 - 136585
Dyr.1 136585