

w 4 pary koni o wymiarach innych, niż w podanym wyżej przykładzie przeciętnego wozu polskiego

$$(l = 4,0 \text{ m}, d_1 = 4,00 \text{ m}, d_2 = d_3 = d_4 = 2,50)$$

dają znacznie większą redukcję spadków, jak widać z tablicy V.

TABLICA V.

Redukcja spadków przy ośmiokonnym wozie
podług E. Dumetz'a.

R promień łuku w m.	Spół- czynnik redukcji m	$s_r = m(\varphi + s) - \varphi$ przy $\varphi = 0,025$				
		przy s = 0,05	przy s = 0,06	przy s = 0,07	przy s = 0,08	przy s = 0,10
6	0,192	-0,011	-0,009	-0,007	-0,005	-0,001
10	0,519	0,014	0,019	0,024	0,029	0,040
15	0,763	0,032	0,040	0,047	0,055	0,070
20	0,861	0,040	0,048	0,057	0,065	0,083
30	0,937	0,045	0,055	0,064	0,073	0,092
40	0,964	0,047	0,057	0,067	0,076	0,095
50	0,977	0,048	0,058	0,068	0,078	0,097
60	0,984	0,049	0,059	0,068	0,078	0,098
80	0,991	0,049	0,059	0,069	0,079	0,099
100	0,994	0,050	0,059	0,069	0,079	0,099
150	0,998	0,050	0,060	0,070	0,080	0,100

Przy małych promieniach (np. przy $R = 6$ m.) otrzymamy nawet z wzoru $s_r = m(\varphi + s) - \varphi$ wartości ujemne, ponieważ przy ośmiokonnym zaprzęgu otrzymuje się znacznie mniejszy współczynnik redukcji m , niż przy zaprzęgu czterokołowym. W dalszych rozważaniach przekonamy się, że redukcja spadków dla pojazdów mechanicznych jest potrzebna znacznie mniejsza niż dla pojazdów konnych i że normy zmniejszenia maksymalnych spadków na łukach są większe dla tego ostatniego rodzaju ruchu.

4. Ruch pojazdów mechanicznych.

W ciągu ostatnich kilkudziesięciu lat technika budowy i użytkowania pojazdów mechanicznych rozwinęła się nadzwyczajnie: jako skutek tego widzimy w niektórych krajach na

drogach rozwój ruchu pojazdów mechanicznych, który zepchnął ruch konny albo do znaczenia drugorzędnego albo go zupełnie wyeliminował z dróg.

Charakterystyka pojazdów mechanicznych.

Ruch pojazdów mechanicznych inaczej oddziaływa na drogi i ma wymagania inne niż ruch konny.

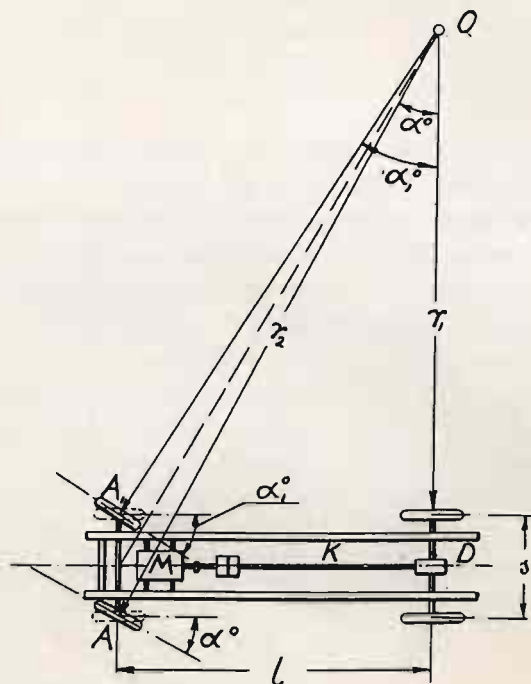
Pojazdy mechaniczne podzielić można na następujące kategorie: 1) motocykle, 2) samochody osobowe, 3) samochody ciężarowe oraz autobusy, 4) traktory (ciągniki) z przyczepkami czyli pociągi drogowe; każdy z tych pojazdów mechanicznych ma swoje właściwości i wymagania.

Motocykle. Ten rodzaj pojazdów mechanicznych w ostatnich czasach rozpowszechnia się dzięki dostępności dla najszerszych warstw, dając możność nawet mniej zamożnym ludziom przenoszenia się szybko na większe przestrzenie. Dzięki małym wymiarom oraz małej wadze (do 200 — 250 kg.) nie oddziaływa ani zbyt niszcząco na nawierzchnię dróg ani też nie ma wymagań większych niż samochody, dlatego specjalnie tym rodzajem pojazdów mechanicznych zajmować się nie będziemy.

Jedynie nasuwa się uwaga, że na drogach, na których ruch tego rodzaju pojazdów jest rozpowszechniony, stanowią one ze względu na mniejszą szybkość, jaką mogą rozwijać, pewne niebezpieczeństwo dla pojazdów rozwijających większą szybkość i z tego względu na takich drogach wskazane byłoby przeznaczenie dla ruchu motocykli oraz zwykłych rowerów specjalnych pasów nawierzchni, oddzielonych od ogólnej jezdni, przeznaczonej dla wszystkich pojazdów.

Samochody osobowe i ciężarowe. Siłą pociągową jest ustawiony na podwoziu silnik parowy, elektryczny, a w olbrzymiej większości wypadków spalinowy. Od silnika do kół ciągnących siła silnika jest przenoszona przy pomocy mniej lub więcej skomplikowanych urządzeń, których opis szczegółowy nie wchodzi do zakresu niniejszej pracy, przeto wspominamy o nich ogólnikowo. Są to sprzęgła, skrzynki biegów oraz tryby wyrównawcze (dyferencjały).

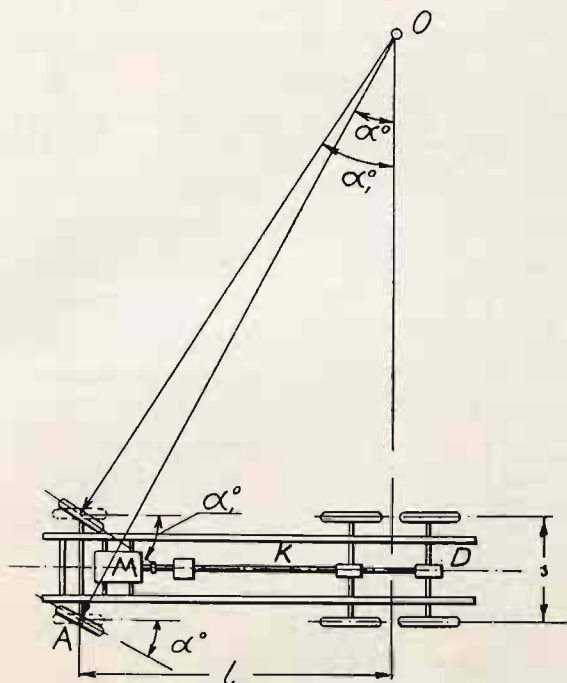
U większości samochodów kołami ciągnącymi są koła tylne, rzadziej przednie lub jednocześnie i tylne i przednie.



Rys. 25.

Koła przednie przy pomocy kierownicy mogą odchyłać się o pewne kąty α i α_1 (do 30° — 35°) w takim wzajemnym stosunku, aby prostopadłe AO i A_1O do powierzchni kół przednich przecięły się w jednym punkcie O , leżącym na przedłużeniu kierunku osi tylnej, co umożliwia ruch wozu po łuku; ponieważ przy ruchu samochodu w łuku koła tylne, osadzone na osi sztywnie, przebiegają różne drogi, a mianowicie koło idące po stronie zewnętrznej dłuższą drogę, a koło idące po stronie wewnętrznej krótszą drogę, przeto muszą one mieć ruch niezależny: dla tego służą różne urządzenia: najczęściej tak zwany tryb wyrównawczy (dyferencjał), dzielący tylną oś na dwie części niezależnie obracane przez wał kardanowy (K). Jeżeli koła ciągnące otrzymują ruch przy pomocy łańcuchów — dyferencjał, t. j. tryb wyrównawczy urządzony jest nie na

osi tylnej. Samochód dzięki takim urządzeniom może zataczać łuki o względnie małym promieniu (p. dalej „Ruch samochodu w łuku”).



Rys. 26.

W ostatnich czasach zaczynają wchodzić w użycie trzyosiowe samochody (rys. 26): zwykle na dwóch osiach bliżej zsuniętych osadzone są koła ciągnące z trybami wyrównawczymi. Daje to większą siłę pociągową i możliwość większych ładunków.

Samochody osobowe i ciężarowe mają w pewnych granicach ustalone wymiary, które wpływają na budowę i utrzymanie dróg. Naturalnie z biegiem czasu w miarę rozwoju techniki samochodowej i jej udoskonaleń a również dostosowania dróg do ruchu samochodów wymiary te będą się zmieniać.

Ponieważ w dalszych rozważaniach często będziemy przytaczać przykłady liczbowe, przeto w tablicy VI i VII przytaczamy przeciętne dane, dotyczące wymiarów samochodów różnych typów.

TABLICA VI.

Przeciętne wymiary, waga i nośność samochodów.

Rodzaj samochodów	Szerokość pojazdu m	Długość m	Rozstaw osi m	Waga własna kg	Ładunek użyteczny kg
Małe samochody osobowe	1,2—1,5	2,75—3,5	1,9—2,8	400—1200	200—500
Przeciętne samochody osobowe	1,45—1,8	3,5—5,1	2,8—3,75	1000—2600	400—800
Autobusy poniżej 9,5 t. wagi łącznej z ładunkiem	1,9—2,25	6,0—9,0	4,0—6,0	3000—5000 ¹⁾	2000—5000
Autobusy powyżej 9,5 t. wagi łącznej z ładunkiem	2,0—2,35	10,0	5,0—6,0	6000—9000 ¹⁾	5000—6000
Ciężarowe samoch. poniżej 9,5 t. wagi łącznie z ładunkiem	1,8—2,25	5,0—7,0	3,8—5,0	2500—4500 ¹⁾	5000
Ciężarowe samoch. powyżej 9,5 t. wagi łącznie z ładunkiem	2,0—2,35	6,0—8,8	4,0—5,6	4000—9000 ¹⁾	10000

TABLICA VII.

Kategorie samochodów	Średnica kół w m.		Szerokość obręczy w cm.		Rozstaw kół w m.	
	Przednich	Tyłnych	Przednich	Tyłnych	Przednich	Tyłnych
Samochody osobowe	0,82—0,90	0,82—0,90	6,0—9,5	6,0—9,5	0,9—1,5	0,9—1,5
Autobusy dwuosiowe	0,80—1,05	0,80—1,05	15—25	15—25	1,5—1,9	1,5—1,9
Samochody ciężarowe dwuosiowe	0,90—1,05	0,90—1,05	12—40	12—40	1,4—1,75	1,4—1,75
Samochody ciężarowe trzyosiowe	0,72—1,08	0,72—1,08	14—46	14—46	1,5—1,89	1,5—1,89

1) Na tylną oś przypada około $\frac{2}{3}$ wagi samochodu. Pozatem w tablicy VII podane są niektóre wymiary samochodów, które w późniejszych rozważaniach wykorzystane będą w przykładach liczbowych.

W tablicach powyższych nie podana jest wysokość pojazdów mechanicznych ponad nawierzchnią drogi; wysokość ta w poszczególnych krajach ograniczona jest przepisami policyjnymi do pewnej normy ze względu na wjazdy do bram domów, przewodniki telegraficzne lub telefoniczne, przewody wysokiego napięcia i t. p. i wynosi 4,0 — 4,5 m.

W dalszych rozważaniach ze względu na budowę i utrzymanie dróg interesować nas będą kwestje następujące:

1. statyczne i dynamiczne obciążenia nawierzchni od kół;
2. wymagania ruchu samochodowego w łukach ze względu na skrętność samochodów, ich szybkość i rozwijającą się wskutek tego siłę odśrodkową;

3. siła pociągowa samochodów na odcinkach poziomych, na wzniesieniach i spadkach i określenie wielkości dopuszczalnych wzniesień i spadków ze względu na możliwość i bezpieczeństwo ruchu oraz koszty ruchu.

Obciążenia statyczne i dynamiczne na nawierzchni od kół pojazdów mechanicznych.

Koła pojazdów mechanicznych prawie wyłącznie są opatrzone obręczami gumowymi i to zarówno koła samych pojazdów, jak przyczepki ciągnionych przez te pojazdy.

Jeszcze do niedawna można było spotkać samochody ciężarowe lub wozy przyczepne o obręczach żelaznych.

Pomimo jednak, że były one względnie szerokie, ich niszczące działanie na drogi i wywoływanie wibracji nie tylko nawierzchni drogi, ale i budynków w pobliżu położonych były tak znaczne, zwłaszcza przy ciężkich samochodach, że przepisy porządkowe na drogach prawie we wszystkich krajach albo wprost zabroniły kursowania samochodów o obręczach żelaznych lub też obciążyły właścicieli ich znacznie większymi podatkami drogowymi niż właścicieli pojazdów o obręczach gumowych; z drugiej strony obręcze żelazne były również i dla samych pojazdów niekorzystne i przyczyniały się do przedwczesnego ich roztrzęsienia. Obręcze gumowe pojazdów mechanicznych ze względu na ich urządzenie i właściwości podzielić można na następujące kategorje:

1. pełne lub masywne zwykle,
2. poduszkowe lub masywne o znacznej elastyczności,
3. pneumatyczne o wysokiem ciśnieniu wewnętrznem w granicach 3 — 8 atmosfer,
4. pneumatyczne o niskiem ciśnieniu wewnętrznem w granicach 1,5 — 3,0 atmosfer, zwane w handlu „balonowemi“.
5. pneumatyczne o bardzo niskiem ciśnieniu wewnętrznem w granicach około 0,75 atmosfery, zwane w handlu „nadbalonami“.

Pierwsze dwa rodzaje obręczy dotychczas spotykamy tylko jeszcze przy samochodach ciężarowych, zauważyć się jednak daje w ostatnich czasach dążenie do zastępowania ich obręczami pneumatycznymi, których wyrób udoskonala się ciągle i które obecnie zastosowywać można do najcięższych pojazdów mechanicznych. Przypuszczać należy, że stosowanie obręczy pneumatycznych w bardzo krótkim czasie stanie się powszechnem, a stosowanie obręczy masywnych, jako gorszych zarówno dla samego pojazdu, jak nawierzchni drogi, zostanie zaniechane.

Istnieje obszerna literatura, dotycząca konstrukcji oraz oddziaływania kół pojazdów o obręczach gumowych na nawierzchnię dróg i odwrotnie.

Z literatury tej podamy dane, które interesują nas z punktu widzenia budownictwa drogowego.

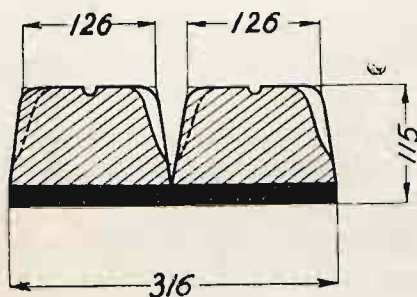
Pojazdy mechaniczne są zaopatrzone w resory stalowe, dźwigające ramy, na których spoczywa motor, pudło oraz obciążenie użytkowe pojazdów. Jest to tak zwana część resorowana pojazdu. Natomiast koła, osie i część mechanizmu, łącząca motor z kołami napędowymi oraz mechanizm kierowniczy pojazdu należą do tak zwanej części nieresorowanej, opierającej się na jezdni bez pośrednictwa resorów.

Gdyby nawierzchnia drogi była idealnie gładka, nie miała żadnych nierówności, ruch pojazdu byłby zupełnie spokojny i nie wymagałby takich urządzeń dla zmniejszania wstrząśnięć, jak resory dla części resorowanej i elastyczne obręcze na kołach, mające na celu zmniejszenie wstrząśnięć części pojazdu mechanicznego nieresorowanej.

Przy idealnie gładkiej nawierzchni ruch pojazdów nie wywołuje żadnych wstrząśnięć i koła pojazdów wywierają tylko

statyczne ciśnienie na nawierzchnię; biegnąc po rzeczywistej, nierównej nawierzchni napotykają na mniejsze lub większe przeszkody, podnoszą się i następnie spadają lub odwrotnie, wywołując uderzenia kół o jezdnię, wahania resorów i, co za tem idzie, wahania pionowe i boczne części resorowanej; powstają wskutek tego uderzenia dynamiczne znacznie przewyższające obciążenia statyczne. Uelastycznienie obręczy kół znacznie zmniejsza uderzenia dynamiczne od części pojazdów niere-sorowanych i w znacznym również stopniu przyczynia się do zmniejszenia wahań resorów a więc i nacisku dynamicznego części uresorowanej.

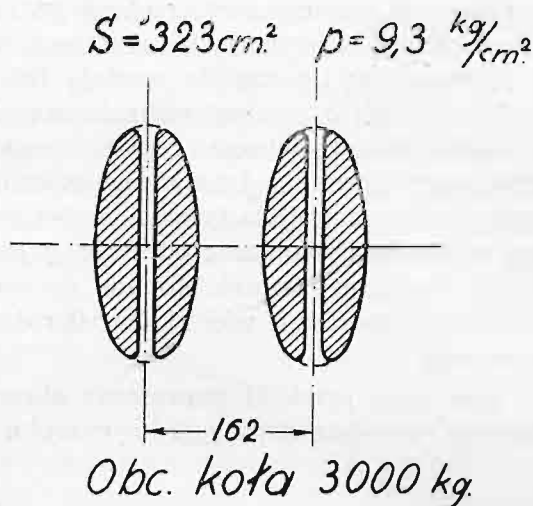
Obecnie stosowany przekrój poprzeczny obręczy pełnych czy poduszkowych, przedstawiony jest na rysunku 27.



Rys. 27.

Składa się on z jednej lub z dwóch obręczy bliźniaczych, jak na rysunku; te ostatnie — przy cięższych pojazdach. Obręcze posiadają rowki podłużne i naprzemian położone wycięcia poprzeczne: podłużne — w celu lepszego trzymania się pojazdu w nawierzchni, poprzeczne — w celu nadania większej elastyczności obręczy.

Opierając się o nawierzchnię obręcze uginają się i dotykają nawierzchni powierzchnią pewnej elipsy (rys. 28), której wielkość zależna jest od stopnia elastyczności obręczy oraz od obciążenia koła.



Rys. 28.

Podane na rys. 28 obręcze 1) dotykają się nawierzchni przy obciążeniu koła 3000 kg. powierzchnią $s = 323 \text{ cm}^2$. Trzeba tu zaznaczyć, że powierzchnia s powiększa się w miarę powiększania obciążenia koła i powiększenie to w miarę zwiększenia się obciążenia koła staje się coraz mniejsze. W miarę zużycia się obręczy i zmniejszenia grubości obręczy, powierzchnia dotyku będzie się zmniejszać. W podanym na rys. 28 przykładzie 2) przeciętne obciążenie statyczne jezdni od koła wynosi

$$p = \frac{3000}{323} = 9,3 \text{ kg/cm}^2.$$

W rzeczywistości obciążenie nie jest jednakowe, jak dowiodły doświadczenia 3), wzrasta od brzegów elipsy dotyku ku

1) System firmy Vorwerk et Co w Barmen.

2) Prof. G. Becker. Automobilreifen. Berlin 1927.

3) Schaar. Die Beanspruchung der Strassen durch die Kraftfahrzeugen.

środkowi mniej więcej według paraboli, a maksymalne obciążenie jednostkowe wynosi:

$$p_{\max.} = 1,75 \cdot \frac{Q}{s},$$

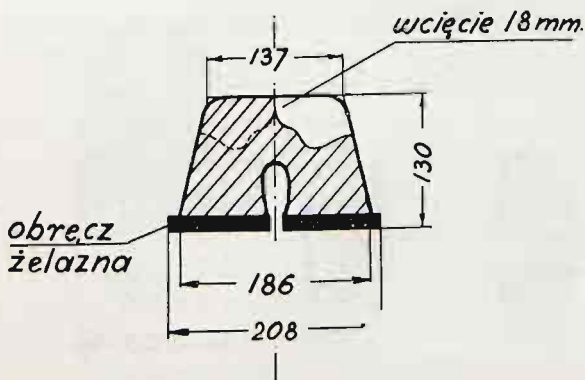
jeżeli Q jest obciążenie koła, a s powierzchnia dotyku. W przykładzie liczbowym na rys. 28 wyniesie

$$p_{\max.} = 1,75 \cdot 9,3 = 16,3 \text{ kg/cm}^2.$$

Wymienione obciążenia obliczone są dla wypadku, gdy koło jest w stanie spoczynku. W czasie ruchu dotyka ono nawierzchni powierzchnią mniejszą, zwłaszcza przy szybkim ruchu, gdy obręcz nie zdąży należycie się odkształcić pod wpływem obciążenia. Na zasadzie doświadczeń przyjmuje się, że obciążenie jednostkowe wskutek przyczyn powyższych w czasie ruchu wzrasta o 20%, tak że:

$$p_{\max.} = (1,75 + 0,20 \cdot 1,75) \frac{Q}{s} = 2,10 \cdot \frac{Q}{s}.$$

Drugą kategorią obręczy są obręcze również masywne, mające jednak znacznie większą elastyczność dzięki użyciu przede wszystkim materiału więcej elastycznego, zdolnego do większych ugięć pod wpływem obciążeń, a następnie mające takie poprzeczne przekroje, które umożliwiają większe ugięcia.



Rys. 29.

Np. typ obręczy „Overmann - Super“ ma oprócz więcej elastycznego materiału wcięcia poprzeczne naprzemian z prawej i lewej strony i pozatem wewnętrzne wycięcie pośrodku.

Z powodu większych ugięć powierzchnia dotyku obręczy

z nawierzchnią drogi jest większa i obciążenie jednostkowe jest mniejsze. Przy typie przedstawionym na rys. 29 przeciętne ciśnienie przy wadze koła $Q = 2000$ kg. wynosi $7,06$ kg/cm².

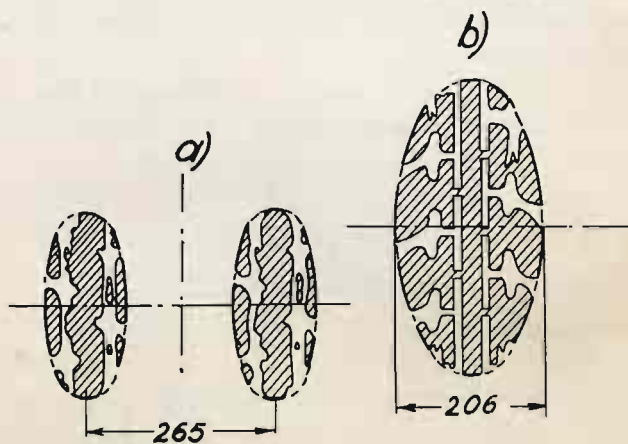
Pomimo znacznie lepszych wyników stosowania obręczy pełnych drugiej kategorii o większej elastyczności, nie mogą one jednak rywalizować pod względem elastyczności z obręczami pneumatycznymi, które wypierają obręcze masywne nawet przy najcięższych pojazdach mechanicznych.

Obręcz pneumatyczna składa się z zewnętrznej opony odpowiedniej grubości i względnie cienkiej wewnętrznej dętki (kiszki), napełnionej powietrzem do pewnej wysokości ciśnienia.

Pneumatyki dzielą się na dwa typy: a) o wysokim ciśnieniu w dętce od 3 do 8 atmosfer i b) o niskim ciśnieniu — od 1,5 do 3 atmosfer; pozatem przekrój poprzeczny typu ostatniego jest znacznie większy niż pierwszego.

W ostatnich czasach technika wyrobu obręczy pneumatycznych poszła jeszcze dalej, gdy zaczęto stosować ciśnienia jeszcze mniejsze — do 0,75 atmosfery przy powiększeniu przekroju poprzecznego (t. zw. „nadbalony“).

Na rys. 30 podany jest przykład, jak się przedstawia po-



Obciążenie koła $Q = 3000$ kg.

$$S = 343 \text{ cm}^2$$

$$p = 8,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$S = 453 \text{ cm}^2$$

$$p = 6,6 \text{ kg/cm}^2$$

Rys. 30.

wierzchnia dotyku i obciążenia jednostkowego od obręczy pneumatycznej „Continental“ zwykłej bliźniaczej i jednej większej „Continental“ balonowej.

Przy obręczach pneumatycznych obciążenie jednostkowe jezdni w wysokim stopniu zależy od ciśnienia powietrza w dętce: im ostatnie jest większe, zmniejsza się powierzchnia dotyku obręczy z nawierzchnią i obciążenie jednostkowe jezdni wzrasta.

Należy zauważyć, że ciśnienie powietrza w dętce może w czasie jazdy wzrastać wskutek nagrzewania się opony, a następnie i powietrza w dętce z powodu ciągłych a znacznych deformacji, wskutek tego powierzchnia dotyku maleje i obciążenie jednostkowe nawierzchni powiększa się; wzrost ten dochodzi do 20% obciążenia pierwotnego przy chłodnych oponach.

Ze względu na to, że ciągnące osie pojazdów mechanicznych obciążone są zwykle więcej, niż wolne, bo na nie przypada od 65% do 70% wagi pojazdów, oraz ze względu na konieczność uzyskania większej zczepności (adhezji) z nawierzchnią drogi, w niektórych samochodach zastosowane są obręcze tak zwane bliźniacze (jak np. na rys. 30,a); osiąga się przez to zmniejszenie obciążenia jednostkowego nawierzchni i powiększenie zczepności koła z nawierzchnią; przy takim urządzeniu napotykamy na trudności równomiernego obciążenia obydwóch obręczy po pierwsze z powodu nierówności drogi lub z powodu poprzecznego spadku, powtórę z powodu konieczności równomiernego napompowania dętek w obydwóch bliźniaczych obręczach, co w praktyce nie zawsze jest przestrzegane.

Pozatem przy ruchu w łuku obręcze wewnętrzne przebiegają drogę krótszą, niż obręcze zewnętrzne, a niema możliwości nadania niezależnego ruchu tym obręczom, jaka np. istnieje dzięki trybowi wyrównawczemu dla kół jednej osi ciągnącej. Aby tego uniknąć w ostatnich czasach coraz częściej stosuje się albo znacznie większych wymiarów pojedyncze obręcze pneumatyczne o zmniejszonym ciśnieniu (balony i nadbalony) lub też urządza się dwie osie ciągnące zbliżone do siebie (rys. 26) z pojedynczymi obręczami pneumatycznymi.

Przy ruchu pojazdu z obręczami elastycznymi część siły pociągowej zużywana jest na wykonanie deformacji (ugięcia) tych obręczy; obręcze pełne podlegają mniejszym deformacjom

przy przejściu przez nierówności drogi, pneumatyczne — większym; wskutek tego koła opatrzone obręczami pełnymi wykonywują większe ruchy pionowe, niż koła opatrzone obręczami pneumatycznymi, które dzięki możliwości większych deformacji znoszą lepiej nierówności drogi.

Badania, przeprowadzone przez prof. Beckera ¹⁾ dały możność określenia wielkości dynamicznych obciążeń przy różnych obręczach. Naturalnie wielkość tych obciążeń jest bardzo indywidualna, zależy od wielu miejscowych warunków, jak wysokości nierówności nawierzchni drogi, ich charakteru, szybkości pojazdów i t. p.

Przeciętne wartości wzrostu obciążeń nawierzchni drogi wskutek działania dynamicznego w stosunku do obciążenia statycznego można przyjąć:

1. dla obręczy pełnych zwykłych o 410%,
2. dla obręczy pełnych elastycznych poduszkowych o 230%,
3. dla obręczy pneumatycznych o wysokiem ciśnieniu o 40%,
4. dla obręczy pneumatycznych o niskiem ciśnieniu o 15%.

Szybkość ruchu ma znaczny wpływ na wielkość obciążeń dynamicznych przy obręczach pełnych, zwłaszcza znaczne są one przy szybkościach wynoszących około 25 km/godz., maleją, zresztą nieznacznie, przy większych (40 km/godz.), natomiast wpływ ten przy obręczach pneumatycznych jest stosunkowo nieznaczny; wypływa to z niewielkich stosunkowo obciążeń dynamicznych, jakie mają miejsce przy obręczach pneumatycznych. Wreszcie działanie obręczy pojazdów mechanicznych na nawierzchnię dróg i otaczające środowisko objawia się w postaci wstrząsów i drgań nieraz bardzo znacznych, wynikających wskutek elastyczności podłoża nawierzchni i wogóle gruntu w pobliżu przejeżdżających pojazdów. I w tym kierunku przeprowadzane były badania. Między innymi na uwagę zasługują badania szwajcarskie z 1926 r. ²⁾. Przytoczymy tu tylko te rezultaty, które nas interesują z punktu widzenia budowy

¹⁾ Prof. G. Becker, Automobilreifen.

²⁾ E. Monteil: Die Schweizerischen Untersuchungen der Bereifung von Motorlastwagen. 1927.

i utrzymania dróg. Pomiaru wstrząsów robione były przy pomocy sejsmografów na różnych nawierzchniach przy różnych szybkościach samochodów ciężarowych próżnych i naładowanych; na nawierzchniach były ustawiane stałej wielkości i typu przeszkody lub nie były ustawiane.

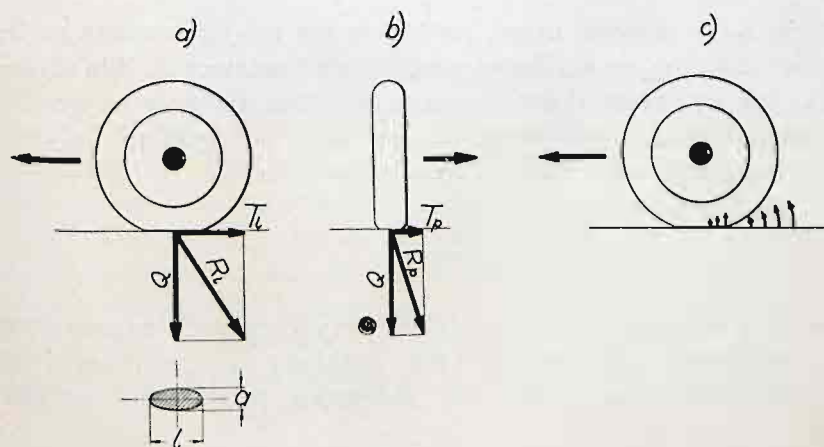
Na zasadzie przeciętnych wyników pomiarów wstrząśnięć otrzymano stosunek wielkości tych wstrząśnięć:

przy obręczach pneumatycznych	1,0,
przy obręczach elastycznych pełnych	3,3,
przy obręczach zwykłych pełnych	9,7.

Przytem wielkość wstrząśnięć nie zawsze zależy od obciążenia; często próżne pojazdy wywołują większe wstrząśnienia niż pojazdy naładowane o wadze ogólnej o 100% większej.

Oddziaływanie kół pojazdów mechanicznych na nawierzchnię: siły styczne do powierzchni nawierzchni oraz oddziaływanie ssące na nawierzchnię dróg.

Siły styczne do nawierzchni działają w płaszczyźnie kół pojazdów (T_t) lub też prostopadle do nich w kierunku poprzecznym do ruchu pojazdu (T_p) (rys. 31, a i b).



Rys. 31.

Siła styczna podłużna (T_l) wywołana jest przez moment obrotowy kół ciągnących i skierowana jest na kołach ciągnących w kierunku przeciwnym ruchowi, a na kołach ciągnionych — w kierunku ruchu.

Jeżeli w czasie skoku koła przez znajdującą się na jezdni nierówność koło traci dotyk do nawierzchni, następuje skutek zwiększenia szybkości obrotu koła zwiększenie siły stycznej podłużnej (T_l). Ta dodatkowa siła przy opadnięciu koła na nawierzchnię powoduje zwiększenie działania ścierającego.

Pozatem siły styczne podłużne występują przy ruszaniu z miejsca, hamowaniu pojazdu lub zmianie szybkości.

Aby przy hamowaniu pojazd był zatrzymany, kinetyczna energia pojazdu winna być sprowadzona do zera.

Jeżeli P_h — siła hamowania, L — długość drogi hamowania, Q — waga koła i v — szybkość ruchu, mamy zależność:

$$P_h \cdot L = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2},$$

z której możemy określić wielkość siły P_h .

Analogicznie przy zmianie szybkości, siłę styczną podłużną, jaka przy tem powstaje, możemy określić z zależności:

$$T_l \cdot L_1 = Q \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g},$$

gdzie L_1 — długość drogi, na której ma miejsce zmiana szybkości, a v_1 i v_2 — szybkości początkowa i ostateczna. Siła styczna, jak wykazują doświadczenia, rozkłada się przy obręczach pneumatycznych równomiernie po całej powierzchni dotyku; w tym wypadku siła styczna na jednostkę

$$t_l = \frac{T_l}{s},$$

gdzie s — powierzchnia dotyku; przy obręczach masywnych i sztywnych siła styczna nie rozkłada się równomiernie i największa siła styczna na jednostkę powierzchni dotyku

$$t_l = 2 \cdot \frac{T_l}{s}.$$

Np., przy obciążeniu koła samochodu ciężarowego $Q = 3.000$ kg. największa siła styczna na jednostkę powierzchni przy współczynniku $f = 0,5$ tarcia pomiędzy obręczą koła i nawierzchnią ¹⁾ :

dla obręczy pełnych $10,4$ kg/cm²,

dla obręczy poduszkowych $7,8$ kg/cm²,

dla obręczy pneumatycznych $3,5$ kg/cm².

Siły jednostkowe styczne t_l wraz z obciążeniem jednostkowym pionowym $p = \frac{Q}{s}$ dają wypadkowe jednostkowe, oddziaływujące na nawierzchnię:

$$r_l = \sqrt{p^2 + t_l^2}.$$

Dla podanego wyżej przykładu cyfrowego:

$$r_l = \sqrt{(39,6)^2 + (10,4)^2} = 41 \text{ kg/cm}^2$$

dla obręczy pełnych.

Siły styczne kół ciągnionych są nieznaczne i zajmować się nimi nie będziemy.

Siła styczna poprzeczna (T_p na rys. 30, b) powstaje przy ruchu pojazdu w łuku wskutek siły odśrodkowej.

$$T_p = F = \frac{Q \cdot v^2}{g \cdot r},$$

gdzie F — siła odśrodkowa

v — szybkość w m/sek.

Q — waga koła w kg., $g = 9,81$ m, r promień łuku w m.

Sile tej przeciwstawia się siła tarcia $= f \cdot Q$ między kołem a nawierzchnią, gdzie f współczynnik tarcia posuwistego. Jeżeli siła tarcia jest większa niż siła odśrodkowa, ruch pojazdu w łuku jest bezpieczny, w przeciwnym razie może nastąpić zsuniecie się samochodu.

Przy $Q = 3000$ kg.

$v = 60$ km/godz.

$r = 100$ m.

¹⁾ Doświadczenia Dr. Schenck'a.

Siła styczna poprzeczna $T_p = F = 835 \text{ kg.}$,

co przy powierzchni dotyku $s = 100 \text{ cm}^2$ przy obręczach masywnych pełnych i $s = 150 \text{ cm}^2$ przy obręczach pneumatycznych daje obciążenie jednostkowe $2,1 \text{ kg/cm}^2$ i $1,4 \text{ kg/cm}^2$.

Obciążenie to wraz z obciążeniem statycznym daje obciążenie wypadkowe (R_p), działające na nawierzchnię, która musi się mu przeciwstawić.

Oddziaływanie ssące obręczy elastycznych (gumowych) na nawierzchnię powstaje wskutek szybkiego odrywania obręczy od nawierzchni w miejscu dotyku; w nawierzchni, w której między cząsteczkami materiału znajduje się pewna ilość powietrza (np. nawierzchnia drogi bitej lub żwirowanej), następuje nagle rozrzedzenie powietrza, które może dojść do wielkości 1 atmosfery, t. j. do 1 kg/cm^2 , w rzeczywistości dochodzi przeważnie tylko do połowy, t. j. do $0,5 \text{ kg/cm}^2$. Takie wysysające oddziaływanie powoduje rozluźnianie pewnych nawierzchni, składających się z drobnych kawałków kamienia, słabiej związanych (np. wymienione wyżej nawierzchnie drogi bitej, żwirowanej i t. p.), o ile siła związania jest słabsza niż $0,5 \text{ kg/cm}^2$; o ile jest mocniejsza — ruch kół z obręczami elastycznymi nie oddziałują na nawierzchnię niszcząco.

Ruch pojazdów mechanicznych na odcinkach poziomych i na wzniesieniach i spadkach.

Siła pociągowa pojazdów mechanicznych. Źródłem siły pociągowej pojazdów mechanicznych jest silnik, który przy pomocy różnych mechanizmów wytwarzaną przez siebie siłę przenosi na prowadzące (ciągnące) koła pojazdu.

Przy silnikach spalinowych moc „indykowaną” czyli pracę, jaką wykonywują gazy materiałów pędnych w czasie ich spalania, można obliczyć, jeżeli będzie nam wiadome: przeciętne ciśnienie spalanych gazów, skok tłoków, ich powierzchnia i ilość obrotów na jednostkę czasu.

Moc „indykowaną” nie całkowicie jest przenoszona na wał korbowy i część energii pochłania tarcie wewnątrz silnika przy poruszaniu wentylatora, magneto, dynamo, pompki wodnej i smarnej.

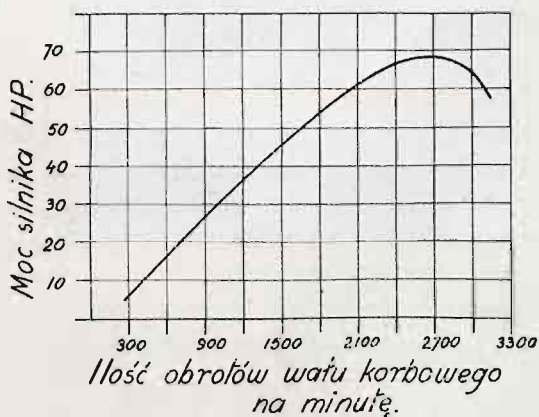
Moc silnika na wale korbowym nazywamy mocą efektywną. Stosunek efektywnej mocy do mocy indykowanej rażywa się współczynnikiem pracy użytecznej (η_m). Współczynnik ten waha się w granicach

$$0,85 < \eta_m < 0,90.$$

Na absolutną wartość mocy efektywnej wpływa w bardzo znacznym stopniu ilość obrotów na jednostkę czasu (minutę) oraz ciśnienie gazów spalinowych, regulowane przez urządzenie, zmniejszające lub powiększające ilość dopływającego gazu.

Przy powiększeniu ilości obrotów (na minutę) moc efektywna powiększa się jednak tylko do pewnej granicy, poza którą powiększenie ilości obrotów nie tylko nie daje powiększenia mocy efektywnej, ale nawet ją zmniejsza — z powodu pogorszenia warunków napełniania cylindrów silnika gazami materiałowymi pędnych i wzrostu znacznego wewnętrznych oporów w silniku.

Jeżeli określimy moc efektywną silnika przy różnych szybkościach obrotów wału korbowego i przy całkowicie otwartym regulatorze gazu, otrzymamy wykres, który się nazywa charakterystyką silnika. (rys. 32).



Rys. 32.

Moc na kołach ciągnących pojazdu mechanicznego równa się mocy efektywnej silnika pojazdu pomniejszonej o wielkość oporów wewnętrznych przy przenoszeniu energii od silnika

na koła: moc na kołach ciągnących określa się na specjalnych urządzeniach laboratoryjnych.

Stosunek mocy na kołach ciągnących do efektywnej mocy silnika nazywa się spółczynnikiem pracy użytecznej (η).

Dla samochodów spółczynnik ten waha się w granicach

$$0,60 < \eta < 0,75$$

Mając moc efektywną pojazdu mechanicznego, współczynnik pracy użytecznej i szybkość ruchu, możemy określić siłę pociągową na obwodzie kół ciągnących.

Jeżeli siłę pociągową na obwodzie kół ciągnących oznaczmy przez P , moc silnika na wale korbowym A , szybkość ruchu pojazdu przez v m/sek, mamy zależność:

$$P \cdot v = A \cdot \eta,$$

t. j. praca w ciągu 1 sek. = mocy na kołach ciągnących.

Jeżeli, jak to się zwykle praktykuje, A moc silnika wyrażona jest w koniach mechanicznych, wzór powyższy ulega przekształceniu

$$\frac{P \cdot v}{75} = A \cdot \eta,$$

skąd

$$P = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{v}. \quad (1)$$

We wzorze (1) A zmienia się w zależności od ilości obrotów N wału korbowego, szybkość v jest również zmienna i zależy również od ilości obrotów wału korbowego, średnicy ciągnących kół samochodu i od współczynników przekładni poszczególnych biegów skrzynki szybkości.

Przypuszczając, że pojazd porusza się bez ślizgania się podłużnego („buksowania“), mamy zależność

$$v_{\text{m/sek.}} = \frac{N}{n} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot k}{60}, \quad (2)$$

jeżeli oznaczmy:

przez N ilość obrotów wału korbowego w minutę; ilość ta zmienia się w granicach od 400 do 3000;

n — współczynnik przekładni, wskazujący ile razy koła ciągnące obracają się przy danej przekładni mniej niż wał;

D — średnica koła; waha się w granicach od 0,5 do 1,0 m.;
 k — współczynnik deformacji obręczy kół wskutek ugięcia ich pod obciążeniem w stosunku do promienia kół ciągnących: przeciętnie $k = 0,95$ do $0,97$.

Spółczynnik przekładni n może być zmieniany w zależności od urządzenia skrzynki biegów: zwykle dla n istnieją trzy lub cztery wartości w każdym samochodzie: t. zw. pierwsza szybkość, druga szybkość i t. d., o różnych współczynnikach przekładni (n_1 , n_2 i t. d.).

Wzór (1) możemy przedstawić na zasadzie wzoru (2) w następującej formie:

$$P = \frac{75 \cdot A \cdot \eta \cdot n \cdot 60}{N \cdot \pi \cdot D \cdot k} \quad (3)$$

Jeżeli w powyższym wzorze dla n podstawimy wartości dla różnych przekładni n_1 , n_2 i t. d. otrzymamy siłę pociągową: przy zastosowaniu pierwszej szybkości (spółczynnik przekładni n_1)

$$P_1 = \frac{75 \cdot A \cdot \eta \cdot n_1 \cdot 60}{N \cdot \pi \cdot D \cdot k},$$

przy zastosowaniu drugiej szybkości (spółczynnik przekładni n_2)

$$P_2 = \frac{75 \cdot A \cdot \eta \cdot n_2 \cdot 60}{N \cdot \pi \cdot D \cdot k} \text{ i t. d.}$$

Jeżeli weźmiemy stosunek $\frac{P_1}{P_2}$, otrzymamy

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4)$$

Przy sile pociągowej P_1 — szybkość $v_1 = \frac{N}{n_1} \cdot \frac{\pi \cdot D}{60}$,

$$P_2 \quad . \quad . \quad . \quad v_2 = \frac{N}{n_2} \cdot \frac{\pi \cdot D}{60}.$$

Z powyższego wypływa stosunek

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (5)$$

Z równań (4) i (5) otrzymamy

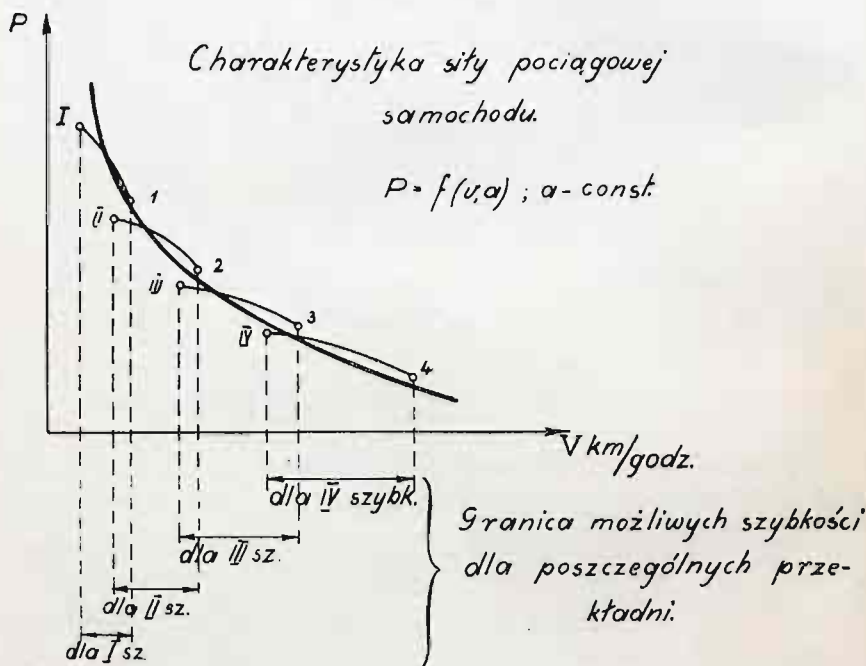
$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_2}{v_1},$$

skąd

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2 = 75 P \cdot \eta. \quad (6)$$

Otrzymujemy znaną zależność, że przy powiększeniu szybkości siła pociągowa się zmniejsza i odwrotnie.

Zależność siły pociągowej samochodu od szybkości można przedstawić na wykresie na zasadzie doświadczeń, przeprowadzanych oddzielnie dla każdego silnika i dla każdej przekładni (rys. 33).



Wykres ten nazywa się charakterystyką siły pociągowej samochodu.

Punkty I, II, III i IV odpowiadają sile pociągowej samochodu dla poszczególnych przekładni przy najmniejszej mocy

silnika (najmniejszej możliwej dla danej przekładni ilości obrotów wału korbowego), punkty zaś 1, 2, 3 i 4 — największej mocy silnika dla poszczególnych przekładni (największej ilości obrotów wału korbowego).

Linja pełna gruba oznacza wykres przeciętnej siły pociągowej w zależności od szybkości; dla celów praktycznych dokładność tego wykresu jest wystarczająca.

Wykres siły pociągowej samochodu może być wykreślony z dokładnością wystarczającą dla celów praktycznych, jeżeli będziemy mieć na zasadzie przeprowadzonych badań wykres charakterystyki silnika i współczynniki poszczególnych przekładni skrzynki biegów.

Zwykle określa się zależność siły pociągowej od szybkości w założeniu, że do cylindrów silnika dopływa max. materiału pędnego („pełny gaz“); w rzeczywistości samochód nie zawsze pracuje „na pełnym gazie“ i siła pociągowa $P = f(v, a)$, gdzie a jest stopień dopływu materiału pędnego do cylindrów. Zależność tę można określić doświadczalnie.

Przy obliczeniach przybliżonych, wystarczających dla celów praktycznych, przyjmuje się założenie, że moc silnika jest stała t. j., że silnik pracuje przy określonej normalnej ilości obrotów.

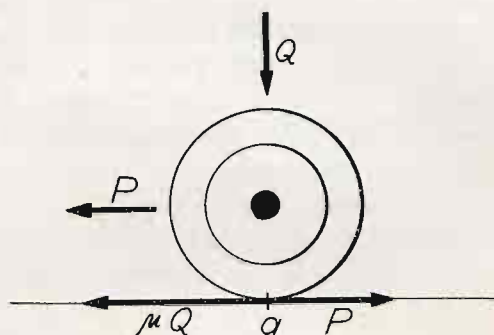
W rzeczywistości są odchylenia od tej normalnej pracy silnika.

A d h e z j a k ó ł p o j a z d ó w m e c h a n i c z n y c h.

Siła pociągowa pojazdu mechanicznego może być wykorzystana tylko wtedy, jeżeli koła ciągnące mają tak zwaną adhezję — zczepność z nawierzchnią drogi.

Max. siły pociągowej, jaka może być wykorzystana dla poruszania pojazdu, będzie zależne od μ współczynnika adhezji kół ciągnących z nawierzchnią drogi: współczynnik ten jest stosunkiem największej siły pociągowej, która może być wykorzystana na obwodzie kół ciągnących, do obciążenia tych kół i stanowi właściwie współczynnik tarcia posuwistego obręczy koła w kierunku ruchu o nawierzchnię drogi; wielkość jego zależna jest od rodzaju i stanu powierzchni nawierzchni; wilgotność

czy też zabłocenie nawierzchni gra tu poważną rolę; dalej wpływ na wielkość współczynnika μ ma elastyczność opony i rodzaj jej powierzchni, wreszcie szybkość ruchu pojazdu oraz wielkość ciśnienia na koło. Wielkość adhezji kół zależna jest od różnych warunków; w zależności od nich możemy rozróżnić trzy wypadki: 1) adhezja w czasie ruchu pojazdu, gdy ruch odbywa się w płaszczyźnie ruchu kół, a koła absolutnie nie ślizgają się po nawierzchni („nie buksują“); 2) adhezja, gdy ruch odbywa się w płaszczyźnie kół, ale koło ślizga się; 3) adhezja przy bocznym zarzucaniu kół, gdy koło jednocześnie obraca się i ślizga w bok.



Rys. 34.

W pierwszym wypadku (rys. 34) w punkcie a styczności koła ciągnącego będą dwie siły: pierwsza siła pociągowa na obwodzie kół równa (patrz wzór (1) na str. 84)

$$P = \frac{75 \cdot A \cdot \gamma}{r}$$

i druga siła — adhezja kół do nawierzchni $= \mu \cdot Q_c$ gdzie μ współczynnik adhezji, a Q_c — waga kół ciągnących.

Aby ruch był możliwy i nie miało miejsca ślizganie kół, powinno być

$$P \leq \mu \cdot Q_c. \quad (7)$$

O ile będzie $P > \mu \cdot Q$, różnicę między $P = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{v}$ i $\mu \cdot Q$,

nazywamy zbywającą siłą pociągową pojazdu, która przy jej zastosowaniu wywoła ślizganie się kół po nawierzchni (t. zw. buksowanie). Aby zbywającą siłę pojazdu można zużytkować, należy dążyć do powiększenia wagi kół ciągnących, bądź też do powiększenia współczynnika μ przez zastosowanie więcej szorstkiej nawierzchni lub opony (zakładanie łańcuchów lub zastosowanie specjalnych rowków na powierzchni opony).

Współczynnik adhezji określa się doświadczalnie dla różnych nawierzchni przy różnych jej stanach (suchym, mokrym, zabłoconym i obmarzniętym), ciągnąc samochód lub specjalne wózki z zupełnie zahamowanymi kołami o wiadomym obciążeniu kół.

W ogólnych zarysach współczynnik μ waha się

dla nawierzchni suchej	$\mu = 0,5$ do $0,3$
„ „ wilgotnej	$\mu = 0,4$ do $0,2$
„ „ pokrytej śniegiem i lodem lub zabłoconej	$\mu = 0,15$ do $0,03$.

Dużą ilość doświadczeń wykonało Bureau of Public Roads w Waszyngtonie. Charakterystyczne wyniki tych doświadczeń przytoczone są w tablicy VIII (str. 90).

Z tablicy powyższej widzimy, że wielkość obciążenia koła (Q) mało wpływa na wielkość współczynnika μ , natomiast zauważyć się daje poważny wpływ rodzaju powierzchni opony: powierzchnia gładka daje mniejszy współczynnik, żebrowana — większy w zależności od rodzaju żebrowania; również wielkość ciśnienia w dętce wpływa na wielkość μ ; powiększa się on w miarę zmniejszania ciśnienia w dętce. Rodzaj nawierzchni i stan jej na wielkość współczynnika wpływają w stosunku nader znacznym.

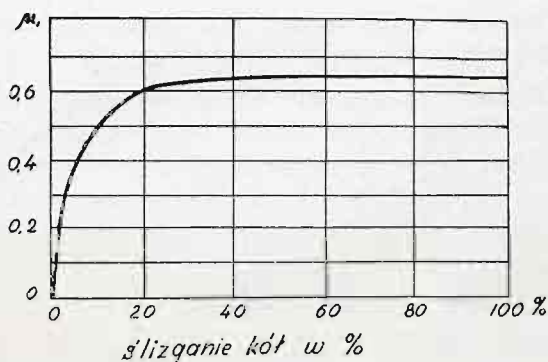
Jeżeli teraz rozpatrzemy drugi wypadek adhezji, t. j. gdy koło toczy się i jednocześnie częściowo się ślizga (np. przy hamowaniu samochodu), wtedy współczynnik adhezji (μ_1) będzie się co do wielkości różnił od współczynnika adhezji (μ) w pierwszym wypadku.

TABLICA VIII.

Rodzaj nawierzchni	Stan nawierzchni	Opona firmy	Wymiar w calach ang.	Ciśnienie w dętce w atm.	Waga na oś kg.	Spół- czynnik μ
I. Opony pneumatyki						
Nawierz- chnia betonowa	sucha sucha mokra	Goodrich de Luxe Cord.	36,6	6,54	1,228 1,485 1,228	0,609 0,59 0,517
	sucha sucha mokra	Blackhawk Nonskid	33 × 4	4,56	668 882 668	0,775 0,739 0,547
	sucha sucha mokra	U. S. Regulor (gładka)	36 × 4		2,010 1,620 2,010	0,458 0,459 0,311
	sucha sucha mokra	U. S. Regulor (gładka)	36 × 6		2,100 1,650 2,100	0,583 0,566 0,408
Bruk drewniany kostkowy	sucha sucha mokra	Goodrich de Luxe Cord.	36 × 6	6,34	1,228 985 1,228	0,626 0,613 0,481
	sucha sucha mokra	Blackhawk Nonskid	33 × 4	4,56	668 882 668	0,715 0,641 0,303
Nawierz- chnia asfaltowa	sucha sucha mokra	Goodrich de Luxe Cord.	36 × 6	6,34	1,228 985 1,228	0,626 0,613 0,481
	sucha sucha mokra	Blackhawk Nonskid	33 × 4	4,56	668 883 668	0,682 0,695 0,449
Ubity śnieg na bruku	zamarznięty złodowaciały topniejący	Blackhawk Nonskid	33 × 4	4,56 4,56	883	0,209
			33 × 4		883	0,179
			40 × 8		2,040	0,153
II. Opony masywne.						
Nawierz- chnia asfaltowa	sucha sucha mokra	U. S. Regulor (gładka)	36 × 4		2,010 1,615 2,015	0,501 0,485 0,330
	sucha sucha mokra	U. S. Regulor (gładka)	36 × 6		2,100 1,650 2,100	0,529 0,566 0,392
Bruk z kostek drewnia- nych	sucha sucha mokra	U. S. Regulor	36 × 4		2,010 1,615 2,015	0,467 0,471 0,225
	sucha sucha mokra	U. S. Standard	36 × 6		2,100 1,650 2,100	0,506 0,531 0,025
Zbity śnieg	topniejący zamarznięty	U. S. Regulor U. S. Standard	36 × 4		2,010	0,124
			36 × 6		2,100	0,158

Przy stopniowym hamowaniu samochodu ślizganie koła po nawierzchni powiększa się stopniowo w miarę powiększania się siły hamowania, aż dopóki koło nie przestanie się obracać i zacznie się ślizgać po nawierzchni, jak mówią, w 100%. Z doświadczeń okazało się, że współczynnik μ_1 , nie jest stały i powiększa się od 0 w miarę powiększania się ślizgania i osiąga maximum, gdy koło ślizga się w 20%, jak to widać z wykresu (rys. 35).

Wykresy powiększania się współczynnika μ_1 są różne dla różnych nawierzchni i różnych rodzajów opon; zawsze jednak wielkość μ_1 dochodzi do wielkości μ w okolicach 20% ślizgania się samochodu.



Rys. 35.

Doświadczenia angielskie wykazały, że współczynnik adhezji przy hamowaniu zmniejsza się w zależności od szybkości pojazdu; mniejszy jest przy większych szybkościach; przy różnych nawierzchniach zmniejszenie jest w różnym stopniu, np. przy nawierzchni betonowej jest stosunkowo mniejsze zmniejszenie, przy asfaltowych — większe.

Wreszcie doświadczenia angielskie wykazały, że współczynnik adhezji przy bocznym zarzucaniu kół, t. j. gdy koło jednocześnie obraca się i ślizga w bok, μ_2 jest nieco mniejszy niż współczynnik μ ; zmniejszenie zależy od kąta, pod jakim w stosunku do kierunku ruchu następuje zarzucanie; doświadczeń

w tym kierunku jest mało i dlatego ograniczymy się na tej ogólnej uwadze.

Opory przy ruchu pojazdów mechanicznych.

Przy ruchu pojazdów mamy do przewyciężenia przez siłę pociągową pojazdu opory wewnętrzne i zewnętrzne pojazdu.

Do wewnętrznych oporów zaliczyć należy opory w mechanizmie pojazdu od wału korbowego do kół ciągnących, t. j. tarcie w łożyskach, w skrzynce biegów, w kardanie, w trybach wyrównawczych i t. d.

Jeżeli mamy doświadczalnie określoną moc samochodu na obwodzie kół ciągnących i współczynnik pracy użytecznej η , możemy określić wielkość oporów wewnętrznych.

Opory zewnętrzne pojazdu mechanicznego, dzielące się na podstawowe i dodatkowe, zależą od wagi pojazdu, konstrukcji kół, nawierzchni drogi, szybkości ruchu, przekroju podłużnego drogi i t. p.

Podstawowy opór ruchu. Opory zewnętrzne przy ruchu po odcinku poziomym i prostym składają się z następujących części składowych:

1) oporu tarcia obrotowego w łożyskach kół ciągnionych (zwykle przednich); zależy on od obciążenia kół, szybkości ruchu pojazdu, ustroju łożysk i ich smarowania.

2) oporu przy przechodzeniu nierówności nawierzchni: pracują wtedy resory i pochłaniają pewną ilość siły;

3) oporów, wynikających z ugięcia (deformacji) opon; zależą od obciążenia kół, szybkości ruchu, rodzaju nawierzchni lub gruntu i stanu ich, wymiaru kół i opon i ich ustroju (pneumatyki lub masywne), materiału opon, ciśnienia powietrza w dętkach, stopnia elastyczności resorów i t. p.; czynniki te są związane między sobą: np. przy gładkiej i twardej nawierzchni opór będzie mniejszy, gdy weźmiemy oponę z większym ciśnieniem wewnętrznym; przy nierównej nawierzchni opór ruchu będzie mniejszy, gdy weźmiemy opony z małym ciśnieniem w dętkach;

4) opory wynikające wskutek deformacji nawierzchni: zależą przy drogach gruntowych od właściwości fizycznych i mechanicznych gruntu i stopnia wilgotności, przy innych — od właściwości materiału nawierzchni, umożliwiającycch wciskanie kół w nawierzchnię i, oczywiście, od obciążenia kół i ich ustroju.

5) opory tarcia potoczystego powstające między kołem toczącym się i nawierzchnią; zależą one od rodzaju nawierzchni i jej stanu, od obciążenia kół, rodzaju opon, szybkości ruchu i t. d.

Na podstawowy opór ruchu pojazdu mechanicznego składa się przede wszystkim opór tarcia potoczystego między kołem i nawierzchnią (pkt. 5), inne składowe części (pkt. 1, 2, 3, 4) przeważnie mało wpływają na wielkość oporu.

Przy ruchu pojazdu mechanicznego na odcinkach poziomych i prostych mamy oprócz oporów wymienionych w punkcie 1 — 5 również opór powietrza. Opór powietrza zależy od szybkości ruchu pojazdu, od wielkości powierzchni w przekroju poprzecznym i formy nadwozia; ten rodzaj oporu jest stosunkowo nieznaczny przy szybkościach pojazdów < 30 km/godz. i przy obliczeniach oporów zwykle go się przyjmuje dopiero wtedy, gdy szybkość przekracza 30 km/godz.; oblicza go się oddzielnie i do podstawowego oporu na odcinkach poziomych i prostych nie dolicza, traktując jako opór dodatkowy niestały.

Podstawowy opór ruchu zwykle na podstawie doświadczeń określa się z wzoru:

$$W_1 = \varphi \cdot Q$$

w którym W_1 — opór podstawowy

φ — współczynnik oporu, określany doświadczalnie

Q — waga samochodu.

Liczne doświadczenia dają możność przy określaniu wielkości oporu zastosować odpowiednie przeciętne wartości współczynnika φ dla poszczególnych rodzajów nawierzchni, stanu ich i ustroju opon; inne czynniki na wielkość oporów wpływają bardzo mało i zwykle się wpływ ich pomija przy obliczeniach. W jakim stopniu na wielkość współczynnika oporu wpływa rodzaj nawierzchni widać z tablicy IX (str. 94), stanowiącej fragment wyników doświadczeń, przeprowadzonych przez „Bureau of Public Roads“ w Waszyngtonie.

TABLICA IX.

Spółczynnik oporu φ dla samochodów według doświadczeń Bureau of Public Roads w Waszyngtonie.

Rodzaj nawierzchni	Opory masywne	Opony pneumatyczne			
	przy s z y b k o ś c i a c h				
	15 km/g	23 km/g	38 km/g	52 km/g	
Brak drewniany kostkowy	0,016	0,014	0,015	0,018	
Droga żwirowana z lepiszczem gliniastem	0,018	0,016	0,018	0,021	
Droga żwirowana w gorszym stanie z wybojami	0,025	0,023	0,025	0,028	
Droga żwirowana w bardzo złym stanie	0,027	0,025	0,027	0,030	
Droga gruntowa w dobrym stanie	0,020	0,016	0,018	0,021	
Droga gruntowa w sypkim gruncie	0,032	0,032	0,034	0,036	
Droga pokryta warstwą śniegu 5 cm. grub. lekko ubitego . .	0,025	0,023	0,032	—	
Droga pokryta śniegiem warstwą 10 cm. lekko ubitego . . .	0,034	0,032	—	—	
Przeciętne dane na dobrych nawierzchniach betonowych, asfaltowych, klinkierowych i kostkowych	0,014	0,010	0,012	0,017	

Dla dróg gruntowych doświadczeń dla określenia współczynnika φ zrobiono stosunkowo mało. Doświadczenia wykonane przez Ministerstwo Spraw Wojskowych w Anglii z t. zw. samochodami terenowymi (trzyosiowe, dwie osie ciągnące) podane są w tabl. X.

TABLICA X.

Spółczynnik φ dla trzyosiowych samochodów na drogach gruntowych.

Rodzaj gruntu	Głębokość wciśnięcia opony w grunt w cm.	Spółczynnik φ
Suchy sypki piasek na głębokości 20 cm.	—	0,248
Takiż piasek mokry	—	0,150—0,180
Gлина porośnięta trawą suchą . .	—	0,050
Gлина porośnięta trawą wilgotną .	2,5	0,150
Gлина porośnięta trawą mokra . .	3,7	0,187

Na drogach gruntowych współczynnik oporu będzie mniejszy, gdy powierzchnia dotyku koła do nawierzchni będzie większa; stąd wypływa wniosek, że obręcze z mniejszym ciśnieniem są dla tych dróg odpowiedniejsze, niż z większym, co potwierdza się tabl. XI.

TABLICA XI.

Ciśnienie w dętkach w atm.	Głębokość wciśnięcia w grunt	Współczynnik oporu φ
5,85	3,5	0,286
2,5	3,0	0,260
1,3	1,0	0,200

Wreszcie dla traktorów przytaczamy tablicę XII według Agg'a.

TABLICA XII.

Rodzaj traktora	Rodzaj nawierzchni	Współczynnik oporu φ
Kołowy	Asfaltowa	0,010
„	Kostki drewniane	0,013
„	droga bita w stanie dobrym	0,018
„	„ „ „ „ złym .	0,030
„	bruk zwykły	0,025
„	mocna darnina	0,020
„	droga gruntowa piaszczysta	0,080
„	grunt świeżo zorany . . .	0,200 — 0,300
„	sypki piasek	0,150 — 0,250
Gąsienicowy (czołgowy)	droga bita	0,050
„ „	droga gruntowa	0,050 — 0,100
„ „	droga gruntowa miękka .	0,100 — 0,150

Opory dodatkowe. Oprócz oporu podstawowego $W_1 = \varphi Q$ samochód przewyżczać musi różne opory tak zwane dodatko-

we, które mogą być skierowane w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu albo też są skierowane w kierunku ruchu.

- Są to: 1) opór powietrza;
2) opory na wzniesieniu;
3) opory na spadku;
4) opór siły bezwładności przy ruszaniu z miejsca lub przy zmianie szybkości;
5) opór na łukach.

Rozpatrzmy wszystkie rodzaje oporów dodatkowych po kolei.

1. *Opór powietrza.* Przy szybkościach < 30 km/godz. jest nieznaczny i zwykle się go pomija przy obliczeniach oporów. Przy szybkościach > 30 km/godz. przyjmuje się w rachubę według wzoru doświadczalnego

$$W_2 = a \cdot S \cdot v^2 \quad (9)$$

w którym a oznacza współczynnik doświadczalny, zależny od formy pojazdu.

Według doświadczeń prof. Czudakowa: 1) $a = 0,05$ do $0,06$ dla samochodów osobowych i 2) $a = 0,065$ do $0,075$ dla samochodów ciężarowych.

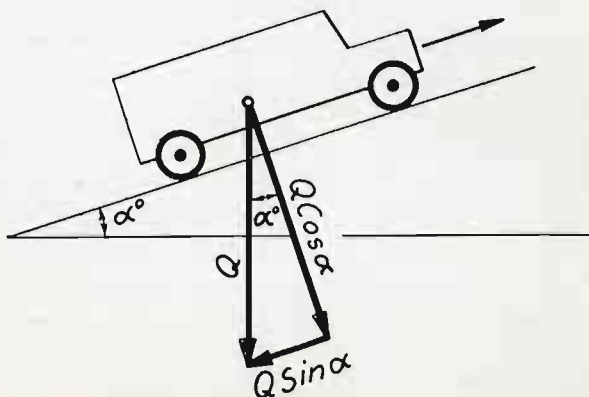
S — powierzchnia rzutu bryły samochodu na powierzchnię prostopadłą do kierunku ruchu; zwykle przyjmuje się za S powierzchnię prostokąta, którego podstawa = szerokości kolei pojazdu, a wysokość = odległości najwyższego punktu nadwozia pojazdu od nawierzchni, np. dla czteromiejscowego samochodu $S = 2,0$ do $3,0$ m².

v — szybkość samochodu w m/sek.

Wiatr może powiększyć lub zmniejszyć opór powietrza: jeżeli jego szybkość wynosi v_1 m/sek, wtedy do wzoru (9) zamiast v podstawiamy $(v + v_1)$ lub $(v - v_1)$, w zależności od tego czy wiatr skierowany jest w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu, czy też wieje w kierunku ruchu.

2. *Opór na wzniesieniu.* Jeżeli pojazd z równomierną szybkością pokonywa wzniesienie, dodatkowy opór określi się w sposób następujący:

Wagę pojazdu rozłożymy na dwie składowe: równoległą do nawierzchni $Q \cdot \sin \alpha$ i prostopadłą do nawierzchni $Q \cdot \cos \alpha$. Podstawowy opór od siły $Q \cdot \cos \alpha$ będzie $W_1 = \varphi \cdot Q \cdot \cos \alpha$. Dodatkowy opór wskutek wzniesienia $W_3 = Q \cdot \sin \alpha$.



Rys. 36.

Całkowity opór na wzniesieniu

$$\Sigma W = W_1 + W_3 = \varphi Q \cos \alpha + Q \sin \alpha : \cos \alpha,$$

$$\frac{\Sigma W}{\cos \alpha} = \varphi Q + Q \operatorname{tg} \alpha = (\varphi + \operatorname{tg} \alpha) Q;$$

$\cos \alpha$ przy praktykowanych na drogach wzniesieniach ≈ 1 ; oznaczając $\operatorname{tg} \alpha = s$, otrzymamy

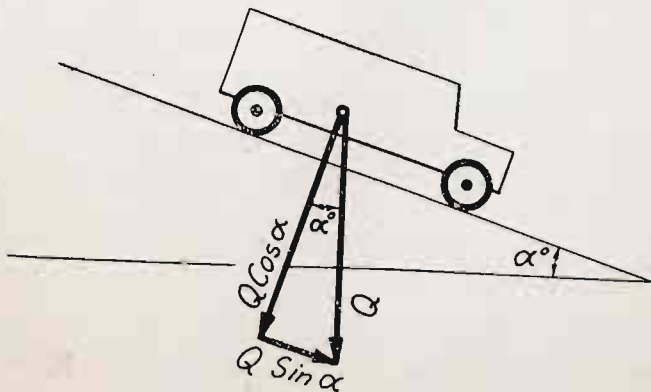
$$\Sigma W = (\varphi + s) Q = \varphi \cdot Q + s \cdot Q$$

z kąd

$$W_3 = s \cdot Q.$$

(10)

3. Opór na spadku. W analogiczny sposób, jak na



Rys. 37.

wzniesieniu, określimy całkowity opór na spadku (rys. 37), który w tym wypadku różnić się będzie znakiem przed s .

$$\Sigma W = (\varphi - s) \cdot Q = \varphi \cdot Q - s \cdot Q,$$

zkaąd

$$W_3 = -s \cdot Q. \quad (11)$$

Przy ruchu po spadku mogą być trzy wypadki:

1) Gdy $\varphi > s$, $\Sigma W > 0$: całkowity opór jest mniejszy niż na odcinku poziomym

2) Gdy $s = \varphi$, $\Sigma W = 0$: pojazd może toczyć się sam równomiernie bez zastosowania siły pociągowej (przy wyłączonym motorze).

3) Gdy $\varphi < s$, pojazd toczyć się będzie z przyspieszeniem i aby szybkość nie przekroczyła granic dopuszczalnych ze względu na bezpieczeństwo ruchu, trzeba go podhamowywać.

4. *Opór siły bezwładności przy ruszaniu z miejsca lub zmianie szybkości.*

Przy ruszaniu z miejsca i przy zmianie szybkości dla przewyciężenia bezwładności masy samochodu mamy dodatkowy opór

$$W_4 = b \cdot M \cdot \frac{dv}{dt} \quad (12)$$

gdzie $M = \frac{Q}{g}$;

Q waga samochodu;

g przyspieszenie ziemskie = 9,81 m;

$\frac{dv}{dt} = j$ — przyspieszenie ruchu; przeciętnie

$j = 2,0$ — 3,0 m/sek dla sam. osobowych

$j = 0,8$ do 1,5 m/sek. dla sam. ciężarowych.

b — współczynnik wprowadzający poprawkę wielkości oporu W_4 , ponieważ część oporu wynika z powodu konieczności przyspieszenia obrotu kół samochodów, wału korbowego, obracających się części w skrzynce biegów, kardanie i t. d., a więc również konieczności przewyciężenia siły bezwładności pewnej masy.

Współczynnik ten dla samochodów osobowych $b = 1,05$

„ „ „ „ ciężarowych $b = 1,10$

Wzór (12) przekształcony:

$$W_4 = b \cdot \frac{Q}{g} \cdot j \quad (12a)$$

5. *Opór w łukach.* Przy ruchu pojazdów mechanicznych w łuku powstają opory dodatkowe wskutek dodatkowo powstającego tarcia w łożyskach kół oraz między nawierzchnią i obręczą kół w wyniku działania siły odśrodkowej; pozatem przy ruchu w łuku kierunek działania siły pociągowej jest pod pewnym kątem do kierunku ruchu i dlatego siła pociągowa nie może być wykorzystana w całości, jak przy ruchu po odcinku prostym. Sprawa dodatkowych oporów przy ruchu w łuku jest dotychczas mało zbadana i dlatego ograniczymy się do podania wzoru doświadczalnego

$$W_5 = \frac{a \cdot Q}{r} \quad (13)$$

w którym

Q — waga pojazdu

r — promień łuku w m.

a — współczynnik doświadczalny, dla którego niema jeszcze ustalonych w sposób pewny wartości.

Przy dalszych rozważaniach będziemy pomijać ten rodzaj oporu dodatkowego, jedynie będziemy brać pod rozwagę redukcję siły pociągowej przy ruchu pojazdu w łuku wskutek działania jej pod kątem do kierunku ruchu przy określaniu niezbednej redukcji spadków w łukach.

Ogólny wzór na opór ruchu pojazdu mechanicznego wyrazi się w sposób następujący

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

$$\Sigma W = \varphi Q \pm s \cdot Q + a \cdot S \cdot v^2 + b \cdot \frac{Q}{g} \cdot j. \quad (14)$$

O ile mamy do czynienia z ruchem równomiernym przy szybkości $v > 30$ km/godz. wzór ten przedstawi się w sposób następujący:

$$\Sigma W = \varphi Q \pm s \cdot Q + a \cdot S \cdot v^2 \quad (15)$$

O ile szybkość pojazdu przy ruchu równomiernym będzie mniejsza niż 30 km/godz.:

$$\Sigma W = \varphi \cdot Q \pm s \cdot Q = (\varphi \pm s) Q. \quad (16)$$

Zależność między adhezją, siłą pociągową i oporami ruchu.

Aby ruch pojazdu mechanicznego mógł nastąpić, musimy mieć zależność

$$\mu \cdot Q_c \geq P \geq \Sigma W. \quad (17)$$

Q_c — oznacza obciążenie kół ciągnących,

Zależność tę można przedstawić w formie

$$\mu \cdot Q_c \geq \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{v} \geq \varphi Q \pm s \cdot Q + a \cdot S \cdot v^2 + b \cdot \frac{Q}{g} \cdot j. \quad (18)$$

Przy ruchu równomiernym o stałej szybkości, mniejszej niż 30 km/godz., będzie zależność prostsza

$$\mu \cdot Q_c \geq \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{v} = \varphi \cdot Q \pm s \cdot Q. \quad (19)$$

Siła pociągowa, jaką dysponuje pojazd mechaniczny na haku do przyczepiania przyczepki, otrzymamy, odejmując od siły pociągowej na obwodzie kół ciągnących tę część siły pociągowej, jaką pojazd zużywa dla swego przesuwania.

Jeżeli siłę pociagową na haku oznaczymy przez P_h , wagę pojazdu przez Q i resztę oznaczymy, jak wyżej, otrzymamy:

$$P_h = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{v} - (\varphi + s) Q. \quad (20)$$

Wzór (20) daje nam możliwość obliczenia składu pociągu drogowego i jego ładunku.

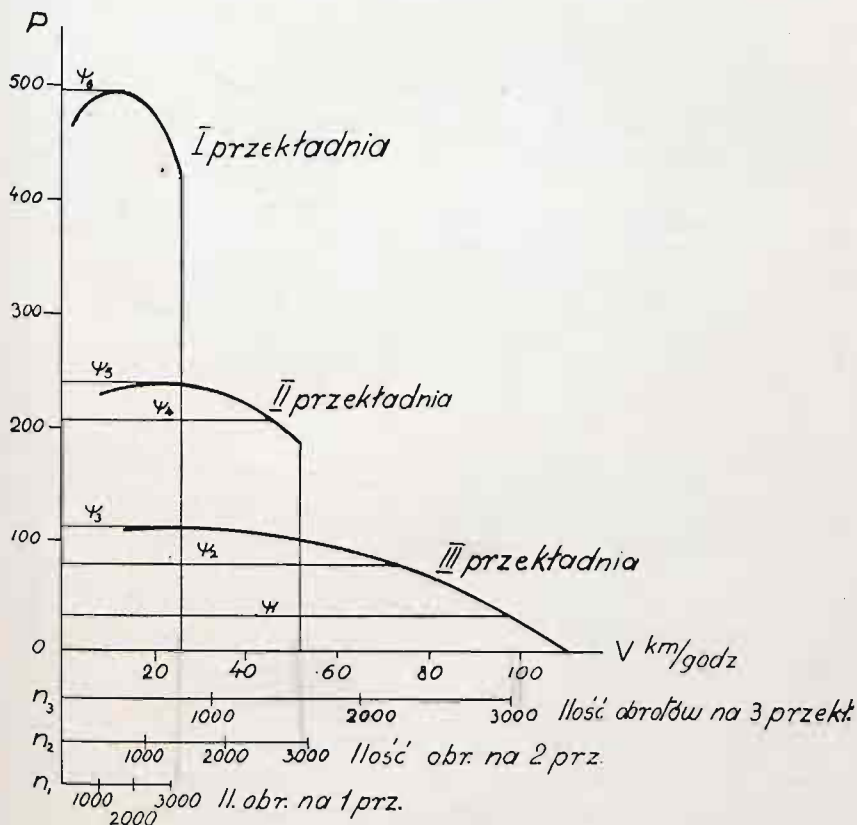
Z wzoru (19) możemy określić te wzniesienia, jakie dany pojazd może pokonać na poszczególnych szybkościach,

$$P = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{v} = \varphi Q + s \cdot Q,$$

podstawiając zamiast v wartości, jakie przy poszczególnych przekładniach mogą być osiągnięte przy pełnym gazie. Aby te obliczenia móc zrobić, trzeba mieć dane techniczne o danym samochodzie: jego mocy, współczynnika pracy użytecznej, współczynnikach przekładni, średnicy kół ciągnących, oraz mieć dane

o oporach, jakie przewyższać będzie dany pojazd o danych obrotach (spółczynnik φ).

Jeszcze lepiej sprawę ułatwia posiadanie wykresu dającego zależność między siłą pociągową i szybkością (p. rys. 38). Wykresy takie winny być zestawiane na zasadzie zbadania każdego typu pojazdu.



Rys. 38.

Na rys. 38 mamy wykres charakterystyki siły pociągowej samochodu o trzech przekładniach.

Przeprowadzając linie $\psi_1, \psi_2 \dots \psi_6$ równoległe do osi odciętych otrzymamy zależność między szybkością samochodu i jakością drogi (wielkością oporów).

Np. jeżeli wartości w podziałce pionowej $\psi_3 = (\varphi + s)$ (pomijamy inne opory dla uproszczenia obliczeń), to ψ_3 będzie

maksymalny opór drogi, przy którym ruch na III-ciej przekładni będzie możliwy.

Znając opór φ dla danej nawierzchni, max. s wzniesienia, które może być pokonywane przez dany typ pojazdu na III przekładni $\max s_3 = \psi_3 - \varphi$.

Takie max s dla II i I przekładni będą:

$$\max s_2 = \psi_2 - \varphi;$$

$$\max s_1 = \psi_1 - \varphi;$$

Przykład liczbowy. Samochód ciężarowy ma silnik, który rozwija na pełnym gazie:

na I przekładni $v = 1,9$ m/sek. i $P = 1180$ kg.

na II „ „ $v = 31,1$ m/sek. i $P = 720$ kg.

Na zasadzie wzoru

$$P = (\varphi + s) Q$$

$$s = \frac{P}{Q} - \varphi, \quad (21)$$

przy $Q = 7,000$ kg (z ładunkiem)

$\varphi = 0,03$ dla drogi bitej

$\varphi = 0,06$ dla drogi gruntowej,

otrzymamy, podstawiając we wzorze (21) wartości liczbowe:

$\max s$ dla I przekładni 13,8% na dr. bit. i 10,8% na dr. grunt.

$\max s$ dla II przekładni 7,2% „ „ „ i 4,2% „ „ „

Obliczenie czasu przejścia pojazdu mechanicznego na odcinku, którego przekrój podłużny jest wiadomy.

Jeżeli według przekroju podłużnego odcinek drogi składa się z elementów poszczególnych o różnym pochyleniu podłużnym do poziomu, przytem niektóre odcinki mogą być poziome, określamy czas potrzebny do przejścia poszczególnych elementów odcinka w sposób następujący.

Jeżeli pierwszy element odcinka ma długość L_1 metrów i pochylenie do poziomu s_1 (s — może być: 1) dodatnie, gdy jest wzniesienie, 2) $= 0$, gdy jest odcinek poziomy i 3) ujemne,

gdy jest spadek), a szybkość na tym odcinku wynosi v_1 m/sek, czas t_1 , potrzebny do przejścia tego elementu odcinka wyniesie $t_1 = \frac{L_1}{v_1}$; szybkość $v_1 = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{Q(\varphi + s_1)}$, oznaczenia A_1, η, Q i φ — wiadome z poprzednich wzorów.

Na drugim odcinku:

$$t_2 = \frac{L_2}{v_2}, \text{ gdzie } v_2 = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{Q(\varphi + s_2)}.$$

Na trzecim odcinku:

$$t_3 = \frac{L_3}{v_3}, \text{ gdzie } v_3 = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{Q(\varphi + s_3)} \text{ i t. d.}$$

Czas potrzebny na przejście odcinka:

$$\Sigma t = \Sigma \cdot \frac{L}{v},$$

ponieważ $v = \frac{75 \cdot A \cdot \eta}{Q(\varphi + s)}$

$$\Sigma t = \Sigma \cdot \frac{L \cdot Q(\varphi + s)}{75 \cdot A \cdot \eta} = \frac{Q}{75 \cdot A \cdot \eta} \cdot \Sigma L(\varphi + s).$$

Oznaczmy: $\frac{Q}{75 \cdot A \cdot \eta} = m$; m — dla danego pojazdu jest wartością stałą;

$$\Sigma t = m \Sigma L(\varphi + s). \quad (22)$$

Gdy pojazd mechaniczny jedzie po spadku i $s = \varphi$, silnik winien być wyłączony, gdyż szybkość nadana pojazdowi będzie stała; jeżeli spadek $s > \varphi$, pojazd zaczyna poruszać się coraz szybciej; względy bezpieczeństwa wymagają, aby szybkość pojazdu nie przekroczyła pewnej normy, np. v_b m/sek, i czas przejścia t_b przez takie elementy odcinka, na którym spadek $s > \varphi$, będą obliczane podług bezpiecznej szybkości v_b , którą osiągniemy przy pomocy hamowania

$$t_b = \frac{L}{v_b}.$$

Naturalnie czas przejścia pojazdu przez dany odcinek w jednym kierunku bywa inny, niż czas przejścia pojazdu przez tenże odcinek w kierunku odwrotnym. Czas potrzebny na przejście danego odcinka bywa określany przy porównywaniu warunków, t. j. odcinków łączących dwa punkty, a przechodzących w różnych kierunkach.

Z u ż y c i e m a t e r j a ł ó w p ę d n y c h.

Przybliżone określenie ilości materiałów pędnych zużytych na przejście pewnego odcinka może być przeprowadzone w sposób następujący. Doświadczeniem określa się ilość materiałów pędnych, spalanych na 1 konia mechanicznego w ciągu godziny; niech ta ilość = z kg (np. 0,25 kg przeciętnie w samochodach).

Całkowita ilość materiału pędnego Z zużytego w ciągu czasu, t , potrzebnego na przejście elementu odcinka długości L o wzniesieniu s przy mocy silnika A :

$$Z = z \cdot A \cdot t$$

ponieważ $A = \frac{P \cdot v}{75 \cdot \eta_i}$,

$$P = W = Q (\varphi + s),$$

$$L = vt,$$

podstawiając otrzymamy:

$$Z = z \cdot A \cdot t = z \cdot \frac{P \cdot v \cdot t}{75 \cdot \eta_i} = \frac{z \cdot Q (\varphi + s) L}{75 \cdot \eta_i},$$

oznaczamy: $\frac{z \cdot Q}{75 \cdot \eta_i} = n$; n — jest stałe dla danego pojazdu.

$$Z = n (\varphi + s) L.$$

Dla całego odcinka drogi, składającego się z szeregu elementów z różnym pochyleniem do poziomu, całkowita ilość potrzebnego materiału pędnego wyniesie

$$\sum Z = n \sum (\varphi \pm s) L \cdot \text{kg.} \quad (23)$$

Przy spadkach $s = \varphi$ i $s > \varphi$, opory = 0, silnik się wyłącza i zużycie materiału pędnego = 0 (nie przyjmuje się pod uwagę b. małego zużycia materiału pędnego, podczas wyłączenia silnika przy wolnym ruchu motoru).

Hamowanie pojazdów mechanicznych.

Hamowanie pojazdów mechanicznych interesuje nas pod względem bezpieczeństwa ruchu, w mniejszym stopniu pod względem oddziaływania na drogę; to ostatnie ze względu na dość znaczną siłę rozłożoną na hamowane koła, może w pewnych wypadkach destrukcyjnie oddziaływać na nawierzchnię, zwłaszcza na pewne jej rodzaje, znajdujące się w warunkach niesprzyjających, np. nawierzchnie bitumiczne podczas wielkich upałów, gdy są rozmiękczone.

Pod względem bezpieczeństwa hamowanie pojazdów interesuje nas ze względu na długość drogi, jaką pojazd zrobi po zahamowaniu. Zasada hamowania pojazdów mechanicznych polega na takim urządzeniu hamulców, aby one stopniowo blokowały, t. j. zatrzymywały obracające się koła pojazdu, znajdującego się w ruchu, i przez to wywoływały między kołem a nawierzchnią drogi tarcie posuwiste; kierunek tej siły skierowany jest w stronę odwrotną do kierunku ruchu.

Na początku hamowania koła pojazdu obracając się jednocześnie zaczynają się ślizgać; ślizganie się stopniowo wzrasta w miarę zaciskania hamulca, poczem następuje kompletne „zablokowanie“ kół: koła przestają się obracać i jedynie ślizgają się i energia kinetyczna pojazdu obraca się w pracę tarcia.

Maksymalna wartość siły tarcia posuwistego

$$W_t = \mu \cdot Q_c, \quad (24)$$

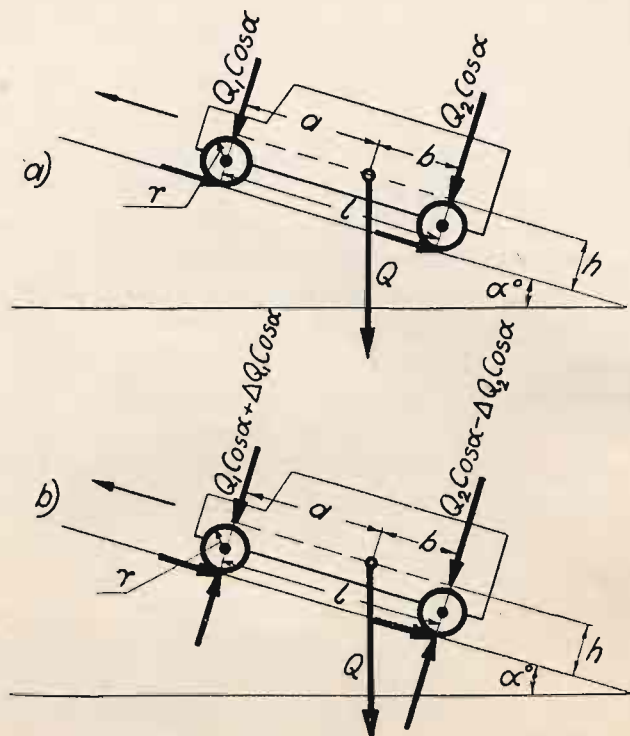
gdzie μ — oznacza współczynnik tarcia posuwistego

Q_c — waga kół hamowanych.

Przy hamowaniu nadwozie pojazdu, umocowane na podających się resorach na mocy bezwładności odciąża częściowo tylne koła i obciąża dodatkowo koła przednie; z tego względu do wzoru (1) trzeba wprowadzić poprawkę w postaci współczynnika m , który uwzględnia zmianę wagi Q_c kół hamowanych

$$W_t = \mu \cdot m \cdot Q_c \quad (25)$$

Spółczynnik m zmienia się w zależności od tego, czy hamowanie ma miejsce na 4-ch kołach, czy na dwóch i zależy od położenia środka ciężkości nadwozia, oraz kąta α pochylenia drogi do poziomu:



Rys. 39.

Według wzorów prof. Czudakowa ¹⁾, wyprowadzenie których pomijamy, dla współczynnika m mamy wzory:

1) W wypadku hamowania tylko tylnych kół:

$$\text{dla kół przednich} \quad m_1 = \cos \alpha \cdot \frac{l(b + \mu \cdot h) + \varphi(h - r)l}{b \cdot (l + \mu \cdot h)},$$

$$\text{dla kół tylnych} \quad m_2 = \cos \alpha \cdot \frac{l[a - \varphi \cdot (h - r)]}{a(l + \mu \cdot h)}.$$

¹⁾ Obliczenie siły pociągowej samochodu. E. A. Czudakow 1931.

2) W wypadku hamowania 4-ch kół:

$$\text{dla kół przednich} \quad m_1 = \cos \alpha \cdot \left(\frac{b + \mu \cdot h}{b} + \varphi \cdot \frac{h-r}{b} \right)$$

$$\text{dla kół tylnych} \quad m_2 = \cos \alpha \cdot \left(\frac{a - \mu \cdot h}{a} - \varphi \cdot \frac{h-r}{a} \right).$$

We wzorach tych: α — oznacza kąt pochylenia drogi do poziomu; a, b, c, h i r — wymiary wynikające z konstrukcji samochodu (rys. 39).

φ — współczynnik oporu nawierzchni,

μ — współczynnik tarcia posuwistego kół po nawierzchni.

Oprócz tarcia posuwistego, które na skutek hamowania powstaje pomiędzy obręczami kół hamowanych a nawierzchnią, będący w ruchu pojazd mechaniczny hamuje opór ruchu (tarcie potoczyste) między kołami i nawierzchnią, wzniesienie, o ile jest, (bo gdy jest spadek — wtedy spadek wpływa na powiększenie siły niezbędnej do hamowania), przy większych szybkościach opór powietrza również wpływa hamująco na pojazd; wreszcie tarcie wewnętrzne w silniku i przekładni, gdy motor nie jest wyłączony, również wpływa hamująco na ruch.

Zwykle jednak hamulec nie oblicza się na ten rodzaj oporu w założeniu, że podczas hamowania silnik jest wyłączony. Jeżeli po zahamowaniu pojazdu mechanicznego droga przebyta przezeń aż do zupełnego zatrzymania się równa się L , wtedy praca oporów na przestrzeni $L =$ żywej sile, straconej przez pojazd, który przechodzi od pewnej szybkości v m/sek do szybkości $v = 0$; mamy zależność:

$$(m \cdot \mu \cdot Q_c + Q (\varphi \pm s) + a \cdot S \cdot v^2) \cdot L = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2},$$

zkaąd

$$L = \frac{Q \cdot v^2}{2g [m \cdot \mu \cdot Q_c + Q (\varphi \pm s) + a \cdot S \cdot v^2]} \quad (25)$$

1) dla uproszczenia, wobec stosunkowo niewielkiej wartości oporu od powietrza przyjmujemy $a \cdot S \cdot v^2 = 0$ oraz $m = 1$, ponieważ m niewiele się różni od 1.

Otrzymujemy wzór uproszczony:

$$L = \frac{v^2}{2g(\mu \frac{Q_c}{Q} + \varphi \pm s)} \quad (26)$$

gdy hamulców niema na wszystkich kołach, a ciężar kół ciągnących wynosi Q_c .

Gdy hamulce są na wszystkich kołach, wtedy $Q_c = Q$ i wzór jeszcze więcej się uproszczi.

$$L = \frac{v^2}{2g(\mu + \varphi \pm s)} \quad (27)$$

Do tej długości L trzeba dodać jeszcze pewną długość k , jaką przejdzie pojazd od chwili, gdy kierowca zauważy konieczność zahamowania (np. przeszkodę), do chwili, gdy rozpocznie hamowanie; czas ten wynosi przeciętnie 0,75 sek. Otrzymamy wzór

$$\left. \begin{aligned} L &= \frac{v^2}{2g(\mu \frac{Q_c}{Q} + \varphi \pm s)} + k, \\ L &= \frac{v^2}{2g(\mu + \varphi \pm s)} + k. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

względnie

Przy $v = 20, 40, 60, 80, 100, 120$ km/godz,
 $k = 4,2, 8,3, 12,5, 16,7, 20,8, 25,0$ m.

Dla przykładu obliczymy według wzoru (28), długość drogi hamowania przy następujących założeniach:

Spółczynnik tarcia, przeciętna wartość $\mu = 0,5$.

Spółczynnik oporu dla przeciętnej dobrej drogi $\varphi = 0,02$.

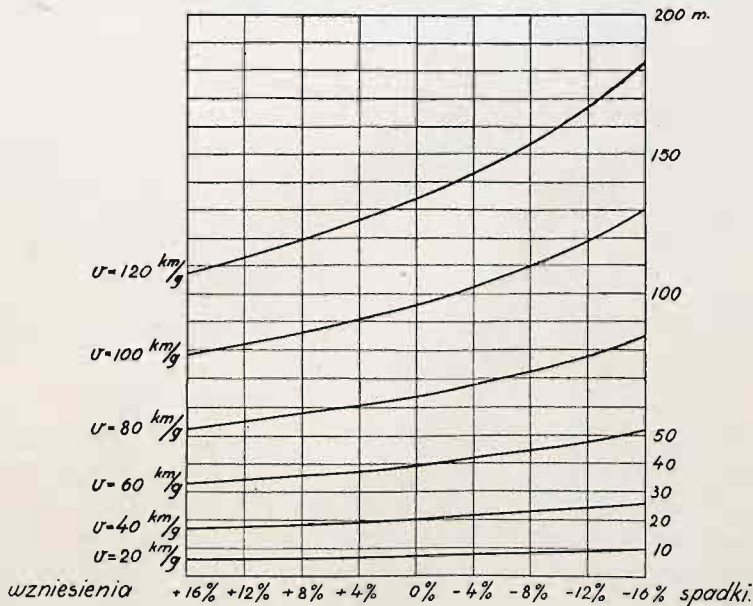
Długość k bierzemy z wyżej przytoczonej tablicy.

Przypuszczamy, że hamulce są na 4-ch kołach. Rezultaty uwidocznione są na tablicy XIII (str. 109) oraz na wykresie (rys. 40).

TABLICA XIII.

Długość drogi hamowania.

Szybkość		Wzniesienie s				Pozłom	Spadek s			
km godz.	m/sek	+16 ⁰ / ₀	+12 ⁰ / ₀	+8 ⁰ / ₀	+4 ⁰ / ₀	0 / ₀	-4 ⁰ / ₀	-8 ⁰ / ₀	-12 ⁰ / ₀	-16 ⁰ / ₀
20	5,6	6,55	6,7	6,9	7,1	7,3	7,5	7,8	8,2	8,6
40	11,1	17,6	18,1	18,8	19,5	20,4	21,4	22,6	24,0	25,8
60	16,7	33,3	34,6	36,1	37,8	39,7	42,0	44,6	47,9	51,8
80	22,22	52,8	55,0	57,6	60,5	63,9	67,9	72,5	78,1	85,0
100	27,77	78,5	81,8	86,2	90,9	96,3	102,6	110,0	118,9	129,8
120	33,33	108,3	113,5	119,4	126,1	133,9	142,7	153,7	166,6	182,3



Rys. 40.

Długości drogi hamowania mają wpływ przy budowie dróg ze względu na bezpieczeństwo ruchu samochodowego.

Wzory (28) na str. 108 dla określenia długości drogi hamowania dają rezultaty odpowiadające rzeczywistości przy szybkościach dochodzących do 50 km/godz.

Przy szybkościach większych jest on mniej dokładny, gdyż wskutek szybkich obrotów zmniejsza się powierzchnia (elipsa) dotyku koła do nawierzchni, poza tem zmniejsza się współczynnik μ .

Z doświadczenia Schenck'a:

$$\mu = 0,4 \text{ przy } v = 30 \text{ km/godz.},$$

$$\mu = 0,2 \text{ przy } v = 200 \text{ km/godz.}$$

W pewnym stopniu długość drogi zależy od temperatury powietrza: różnice temperatury dochodzą u nas do 60°C; wskutek zmian temperatury zmienia się prężność powietrza w dętkach obręczy pneumatycznych i zmienia się również powierzchnia dotyku; przy większych szybkościach na długość drogi hamowania oddziałują zmniejszająco opór powietrza.

Również przy hamowaniu w łukach wzór ten wymaga pewnej poprawki powiększającej drogę hamowania, gdyż hamowanie w łuku odbywa się w innych warunkach, niż na odcinkach prostych. Dla przeciętnych szybkości do 80 — 100 km godz. możemy jednak wzory (28) stosować bez obawy popełnienia większych błędów.

Długość drogi hamowania pociągu drogowego.

Mamy pociąg drogowy złożony z samochodu ciężarowego (względnie traktora) z n przyczepkami; w tem n_1 przyczepki posiada hamulce; Q — waga samochodu wzgl. traktora, Q_1 — waga przyczepki, μ — współczynnik adhezji wzgl. tarcia posuwistego koła po nawierzchni, Q_2 waga osi hamowanej na przyczepkach, φ — współczynnik oporu ruchu samochodu i przyczepki, s wzniesienie względnie spadek drogi.

Siła żywa całego pociągu winna być równa pracy oporów przy ruchu pociągu i oporów wywołanych przez hamowanie na dług. L — potrzebnej do zahamowania pociągu.

$$\frac{M v^2}{2} = (\Sigma W_1 + \Sigma W_2) L,$$

gdzie

$$\frac{M v^2}{2} = \frac{Q + n \cdot Q_1}{2g} v^2,$$

$\Sigma W_1 = Q (\varphi \pm s) + n \cdot Q_1 (\varphi \pm s)$ — opory ruchu,

$\Sigma W_2 = \mu \cdot Q + \mu \cdot n_1 \cdot Q_2$ — opory powstałe wskutek hamowania.

Po podstawieniu otrzymamy równanie:

$$\frac{Q + n Q_1}{2g} \cdot v^2 = L [Q (\varphi \pm s) + n Q_1 (\varphi \pm s) + \mu \cdot Q + \mu \cdot n_1 \cdot Q_2] \quad (29)$$

z którego możemy określić długość drogi hamowania L .

$$L = \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{(Q + n Q_1)}{[Q (\varphi \pm s) + n Q_1 (\varphi \pm s) + \mu \cdot Q + \mu \cdot n_1 \cdot Q_2]},$$

$$L = \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{1}{\varphi \pm s + \mu \cdot \frac{Q + n_1 Q_2}{Q + n Q_1}};$$

oznaczając

$$\frac{Q + n_1 Q_2}{Q + n Q_1} = \vartheta,$$

otrzymamy dla L wzór:

$$L = \frac{v^2}{2g (\mu \cdot \vartheta + \varphi \pm s)}. \quad (30)$$

Ruch samochodu w łuku.

Najmniejsze promienie zataczane przez pojazdy mechaniczne. Najmniejsze promienie, jakie samochód może zataczać (rys. 25), łatwo obliczyć, jeżeli przy skręcie kół przednich zastosujemy największy dopuszczalny kąt α przedniego koła zewnętrznego.

Promień, jaki zatacza wewnętrzne koło tylne

$$r_1 = l \cotg \alpha - s. \quad (31)$$

Promień, jaki zatacza zewnętrzne koło przednie

$$r_2 = \frac{l}{\sin \alpha}. \quad (32)$$

Promień osi drogi w łuku

$$\begin{aligned} r &= \frac{r_1 + r_2}{2} = \frac{l \cotg \alpha - s + \frac{l}{\sin \alpha}}{2} = \\ &= \frac{l \cos \alpha - s \cdot \sin \alpha + l}{2 \sin \alpha} = \frac{l(1 + \cos \alpha) - s \cdot \sin \alpha}{2 \sin \alpha} = \\ &= \frac{l(1 + \cos \alpha)}{2 \sin \alpha} - \frac{s}{2} = l \cotg \frac{\alpha}{2} - \frac{s}{2}. \end{aligned} \quad (33)$$

Szerokość drogi w łuku potrzebna dla 1 samochodu

$$S = 2 \cdot 0,20 + (r_2 - r_1). \quad (34)$$

Przykłady liczbowe:

Przeciętny samochód osobowy: $l = 3,50$ m., $\alpha = 35^\circ$; $s = 1,50$ m.

$$r_1 = 2,78; r_2 = 5,35; r = 4,06; S = 2,97.$$

Duży autobus: $l = 6,00$ m.; $\alpha = 35^\circ$; $s = 1,80$ m.

$$r_1 = 6,77; r_2 = 10,70; r = 8,73; S = 4,03.$$

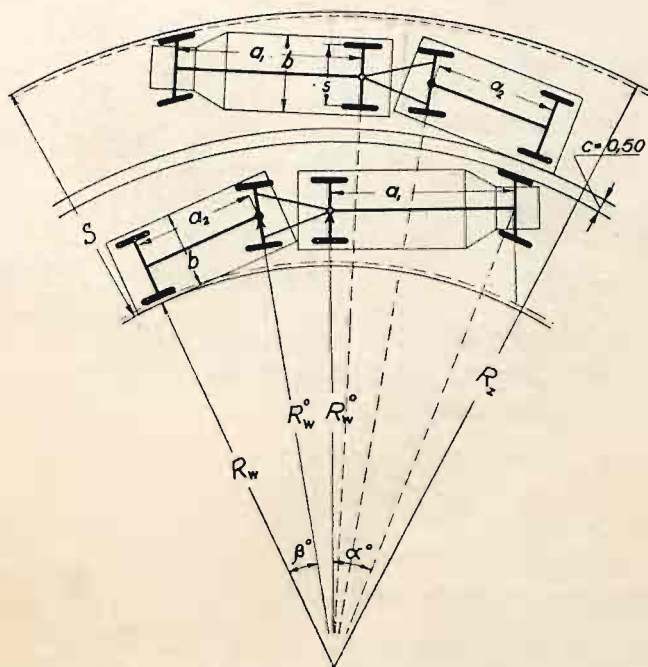
Samochód ciężarowy duży: $l = 5,6$ m.; $\alpha = 35^\circ$; $s = 1,75$ m.

$$r_1 = 6,25; r_2 = 10,00; r = 8,13; S = 4,03.$$

Widzimy, że najmniejsze promienie łuków przy ruchu samochodów z niewielką szybkością są stosunkowo niewielkie i ruch samochodowy nie stawia pod tym względem wymagań większych niż ruch konny.

Z wzorów (31) i (32) na str. 112 i 113 i przykładów liczbowych widzimy, że samochody w łukach wymagają dla swego przejścia pasów szerszych, niż na odcinkach prostych. Poszerzenie wymagane jest tem większe, im mniejszy promień zatacza samochód.

Jeżeli rozpatrzmy teraz wypadek mijania się dwóch samochodów ciężarowych z przyczepkami, będziemy mogli określić szerokość drogi w łuku w zależności od wymiarów samochodów i przyczepek oraz wielkości promienia łuku i porównać z szerokością drogi potrzebną dla bezpiecznego mijania się takich samych pojazdów w odcinku prostym (rys. 41).



Rys. 41.

Jeżeli dany będzie kąt α skrętu przednich kół samochodu, rozstaw osi samochodów i rozstaw osi przyczepki oraz szerokość pojazdów, możemy określić:

Promień wewnętrzny, jaki opisuje koło tylne przyczepki, idącej po wewnętrznej stronie łuku:

$$R_w = \sqrt{(R_w^0)^2 - a_2^2} - \frac{b}{2} = \sqrt{a_1^2 \cotg^2 \alpha - a_2^2} - \frac{b}{2}. \quad (35)$$

Promień zewnętrzny, jaki opisuje przednie koło samochodu idącego po zewnętrznej stronie łuku:

$$R_z = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + \left(\frac{a_1}{\sin \alpha} + b + c \right)^2} + \frac{b}{2}. \quad (36)$$

Szerokość drogi w łuku:

$$S = R_z - R_w. \quad (37)$$

Przykład liczbowy:

Przy: $a_1 = 5,6$ m mamy:

$$a_2 = 5,0 \text{ m}$$

$$R_w = 5,73 \text{ m}$$

$$\alpha = 35^\circ$$

$$R_z = 16,05 \text{ m}$$

$$b = 2,50 \text{ m}$$

$$S = 10,22 \text{ m}$$

$$c = 0,50 \text{ m}$$

$$\text{Promień osi drogi } R = 10,90 \text{ m}$$

Poszerzenie wynosi $p = 11,24 - 2,50 \times 2 + 0,50 = 4,72$ m przy największym możliwym kącie skrętu samochodu $\alpha = 35^\circ$. Przy $\alpha = 50^\circ$ otrzymamy:

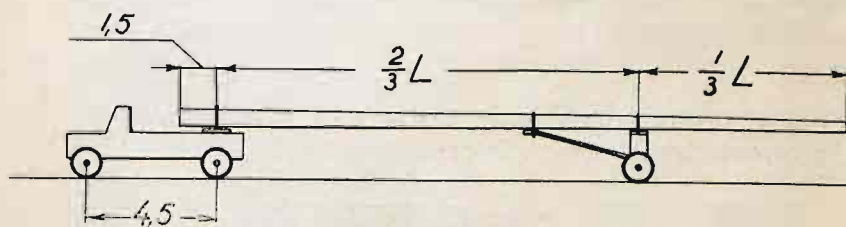
$$R_w = 62,55 \text{ m}$$

$$R_z = 68,95 \text{ m}$$

$$S = 6,26 \text{ m}$$

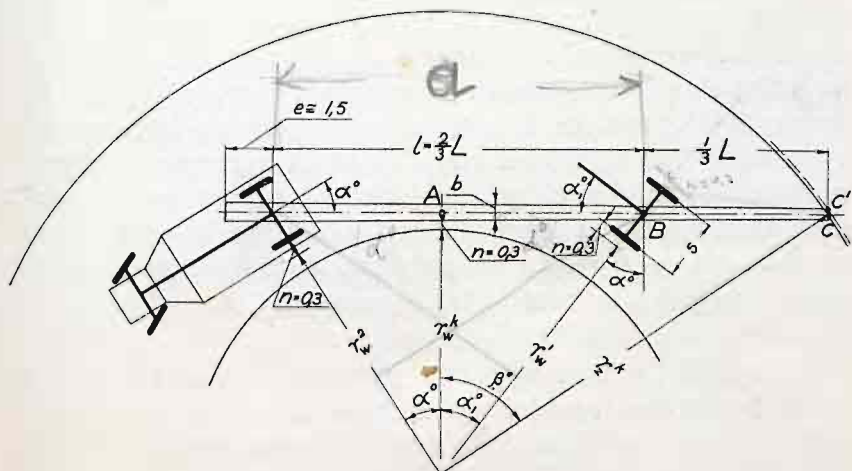
$$\text{Poszerzenie } p = 0,76 \text{ m.}$$

Przewóz długich kłóców drzewa lub wogóle długich przedmiotów wymaga również większych promieni. Przewóz odbywa się przy pomocy zwykłego samochodu ciężarowego z doczepioną osią, jak na rys. 42, przytem kłocze naładowane są tak, aby po-



Rys. 42.

między tylną osią samochodu i osią doczepną mieściło się około $\frac{2}{3}$ długości kłoców, a zmniejszenie promienia jest możliwe przez zastosowanie tylnego skrętu oraz przez zastosowanie sworzni pionowych, dających możliwość odchylania się zarówno samochodu ciężarowego jak i doczepnej osi o kąty α i α_1 (rys. 43) od osi ładunku.



Rys. 43.

Otrzymamy (rys. 43):

Promień zataczany przez koło wewnętrzne osi doczepnej:

$$r_{w}^1 = \frac{a \cdot \cos \alpha}{\sin (\alpha + \alpha_1)} - \left(\frac{s}{2} + n \right), \quad (38)$$

n — niezbędny zapas jezdni = 0,3 m.

Promień zataczany przez koło (tylne) wewnętrzne samochodu:

$$r_{w}^2 = \frac{a \cdot \cos \alpha_1}{\sin (\alpha + \alpha_1)} - \left(\frac{s}{2} + n \right). \quad (39)$$

Z wartości otrzymanych dla r_{w}^1 i r_{w}^2 należy wybrać mniejszą.

Promień zataczany przez koło zewnętrzne osi doczepnej:

$$r_z^1 = r_w^1 + s + 2n. \quad (40)$$

Promień zataczany przez koło zewnętrzne tylne samochodu:

$$r_z^2 = r_w^2 + s + 2n. \quad (41)$$

Z wartości otrzymanych dla (40) i (41) należy wybrać większą.

Ponieważ kąty α i α_1 wahają się w granicach zbliżonych do kątów skrętu stosowanych przy wozach gospodarskich, przewożących długie kłocę drzewa, a wzory przy porównaniu ich z wzorami (12) i (13) na str. 45 i 46 są analogiczne, przeto wartości najmniejszych promieni łuków przy przewożeniu długich kłoców drzewa samochodami ciężarowymi przy zastosowaniu osi doczepnej i zastosowaniu kątów skrętów przedniego i tylnego, są prawie takie same jak przy wozach gospodarskich.

Widzimy i w tym wypadku potrzebę odpowiedniego poszerzenia szerokości jezdni w zależności od wielkości promienia drogi w łuku. O wielkości tych poszerzeń oraz o sposobie przejścia od normalnej szerokości jezdni do szerokości jezdni w łuku będzie mowa w rozdziale o projektowaniu dróg.

Przy zataczaniu łuku na drogach publicznych trzeba zwracać uwagę, aby kłocę przewożone zarówno w p. A, jak i ich końce w p. C nie wystawały poza nawierzchnię drogi.

Promień wewnętrzny jezdni w tym wypadku:

$$r_w^k = a \frac{\cos \alpha \cdot \cos \alpha_1}{\sin (\alpha + \alpha_1)} - \left(\frac{b}{2} + n \right). \quad (42)$$

Promień, jaki zatacza zewnętrzny brzeg końca ładunku (C_1) z ΔOBC :

$$r_z^k = \sqrt{\frac{a^2 \cdot \cos^2 \alpha}{\sin^2 (\alpha + \alpha_1)} + 2 \cdot \frac{a \cdot \cos \alpha}{\sin (\alpha + \alpha_1)} \cdot l \sin \alpha_1} + r^2 + \frac{b}{2} \cos \beta$$

przytem

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{l}{a} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha_1).$$

Przy określaniu wielkości promieni zwykle nie przyjmujemy pod uwagę konieczności mijania się w tym wypadku w łuku z innymi pojazdami, wychodząc z założenia, że skoro się dopuszcza stosowanie tylnego skrętu, a więc pewne zahamowanie swobody ruchu, — możliwe zresztą tylko na drogach podrzędniejszych o mniejszym ruchu, — więc aby nie powodować dodatkowych kosztów związanych z koniecznością poszerzenia jezdni dla możliwości mijania się pojazdów w łuku, poszerzenia tego się nie wykonywa i dopuszcza się konieczność oczekiwania pojazdu mijającego aż samochód przewożący długie kłoc drewna nie przejdzie przez łuk i pozwoli na rozminięcie się.

Na drogach z ruchem ożywionym najwyżej przewidywać można mijanie się pojazdu przewożącego długi kłoc ze zwykłym samochodem ciężarowym lub autobusem; w tym wypadku szerokość jezdni w łuku poszerza się o pasmo jezdni szerokości wystarczającej do przejścia takiego pojazdu w łuku po stronie zewnętrznej lub wewnętrznej w zależności od tego, w jakim kierunku przewiduje się przewożenie długich kłoców drewna.

Siła odśrodkowa w łukach. Związek między promieniem łuku i dopuszczalną szybkością.

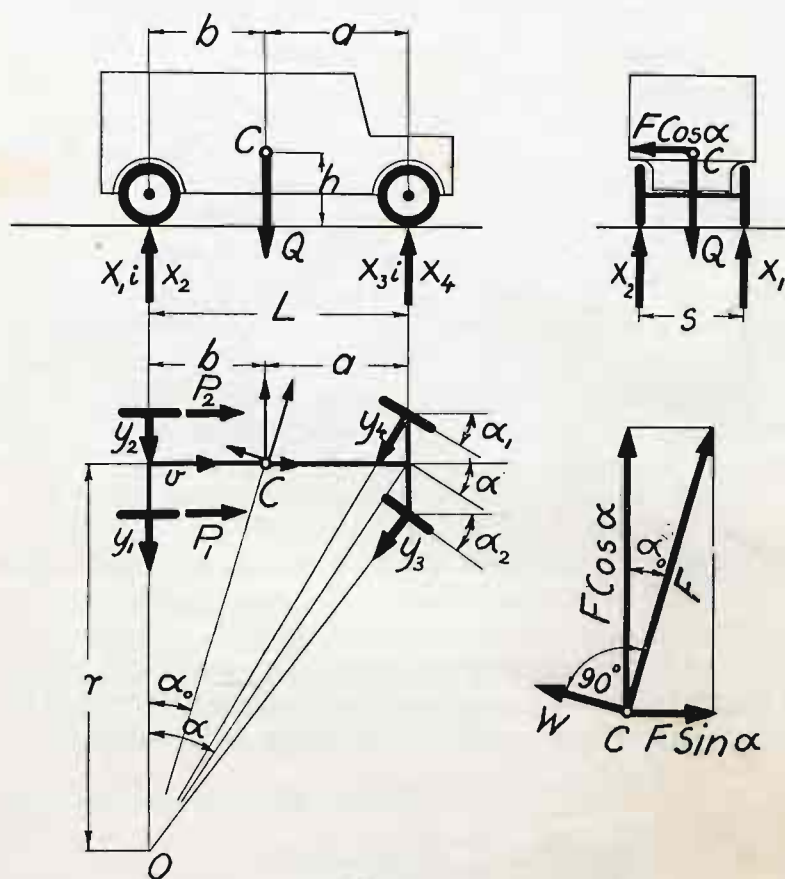
Jeżeli ruch samochodowy odbywa się z szybkością większą (> 15 km/godz), zaczyna wchodzić w grę siła odśrodkowa, która w miarę wzrastania szybkości powiększa się w stosunku prostym do kwadratu szybkości według znanego wzoru $F = \frac{M \cdot v^2}{2r}$

w którym $M = \frac{Q}{g}$ — masa samochodu,
 v — szybkość w m/sek,
 r — promień łuku w m.

Siła odśrodkowa dąży do przewrócenia lub zsunienia pojazdu mechanicznego z jezdni.

Szybkość pojazdu, przy której następuje przewrócenie pojazdu (v_p) lub jego zsuwanie (zarzucenie) (v_z), będziemy nazywać szybkością krytyczną w łuku; szybkość ta zależy od szeregu czynników. Dla uproszczenia obliczeń założymy, że po-

jazd znajduje się w łuku o stałym promieniu r , t. j. przy stałym kącie skrętu α^0 . Przy zmiennym kącie α^0 warunki ruchu pojazdu mechanicznego są bardzo skomplikowane i tę



Rys. 44.

sprawę, nie mającą zresztą wybitnego znaczenia dla budowy dróg, pomijamy.

Jeżeli szybkość środka tylnej osi jest v , szybkość kątowa (obrotowa) $\omega = \frac{v}{r}$;

Położenie środka ciężkości pojazdu (C) określone jest wymiarami a , b i h na rysunku 44. Rozstaw osi $= L$, a rozstaw

kół S . Siła odśrodkowa F w środku ciężkości skierowana według promienia OC ; wielkość jej:

$$F = \frac{M \cdot v^2}{OC}; \quad v = \omega \cdot OC,$$

$$F = \frac{Q}{g} \cdot \omega^2 \cdot OC = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r^2} \cdot OC.$$

Siła odśrodkowa rozkłada się na dwie składowe:

1. Równoległą do osi samochodu $F \sin \alpha_0$.
2. Prostopadłą do osi samochodu $F \cos \alpha_0$.

$$F \sin \alpha_0 = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r^2} \cdot OC \cdot \sin \alpha_0 = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r^2} \cdot b = \frac{Q}{g} \cdot \omega^2 \cdot b,$$

$$F \cos \alpha_0 = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r^2} \cdot OC \cdot \cos \alpha_0 = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r^2} \cdot r = \frac{Q}{g} \cdot \omega^2 \cdot r.$$

Ta ostatnia dąży do zsunięcia lub przewrócenia pojazdu i musi być zrównoważona reakcjami zachodzącymi między nawierzchnią drogi i kołami pojazdu. Siły te są styczne do nawierzchni i prostopadłe do niej. Siły styczne do nawierzchni są skierowane w kierunku środka obrotu i oznaczone przez Y_1, Y_2, Y_3, Y_4 , siły prostopadłe do nawierzchni są oznaczone odpowiednio przez X_1, X_2, X_3 i X_4 . Wreszcie przez koła ciągnące mogą być przekazane siły: pociągowa P (na kołach ciągnących) i siła hamowania (ta ostatnia skierowana w kierunku odwrotnym niż siła pociągowa i, zależnie od urządzenia hamulców, albo tylko na tylnych kołach, albo na tylnych i przednich).

Pozatem na pojazd mechaniczny działają siły: opór ruchu (W_1), który na drogach dobrych bywa stosunkowo mały i można go pomijać w obliczeniach, opór powietrza (W_2) wraz z oporami od wzniesienia (spadku) (W_3) oraz od bezwładności masy samochodu (W_4) przy zmianie szybkości; opory te można przyjąć, jako działające w środku ciężkości pojazdu i skierowane prostopadłe do promienia OC ¹⁾. Oznaczmy je przez W .

1) P. str. 92 i nast.

Ciężar pojazdu Q rozkłada na koła w zależności od szybkości pojazdu, promienia łuku, jaki pojazd zatacza, umiejscowienia środka ciężkości i stopnia elastyczności resorów przednich i tylnych.

Wszystkie podane okoliczności mogą spowodować, że reakcje X_1 , X_2 , X_3 i X_4 będą się znacznie różnić między sobą, co znowu spowoduje nierówność reakcyj Y_1 , Y_2 , Y_3 i Y_4 .

Oznaczenie wzajemnego stosunku wszystkich podanych czynników w postaci pewnych wzorów jest możliwe.

Mogą więc być wyprowadzone wzory ogólne ruchu pojazdu mechanicznego w łuku określające największą dopuszczalną (bezpieczną) szybkość w łukach ze względu na możliwość zsunęcia pojazdu w kierunku promienia łuku lub przewrócenia go nazewnątrz obrotowo: środek obrotu — punkt styczności kół zewnętrznych z nawierzchnią drogi.

Może tu być rozpatrzonych kilka wypadków:

1) gdy przy ruchu w łuku silnik jest wyłączony (ruch odbywa się na wolnych kołach ciągnących);

2) gdy przy ruchu w łuku silnik jest włączony;

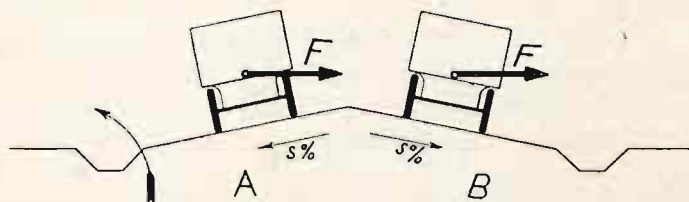
3) gdy przy ruchu w łuku odbywa się hamowanie pojazdu; wreszcie:

4) gdy przy ruchu w łuku pojazd zakreśla drogę o promieniu zmiennym.

Są to dość skomplikowane wypadki ruchu w łuku, które mają duże znaczenie dla konstruowania pojazdów mechanicznych i nadania mu większej statyczności podczas ruchu w łuku, natomiast nie dające specjalnych wymagań przy budowie dróg. Ze względu na projektowanie dróg w łukach i przystosowanie ich do wymagań szybkiego ruchu pojazdów mechanicznych, dostateczne będzie rozpatrzenie warunków ruchu pojazdów mechanicznych przy następujących założeniach:

Siła odśrodkowa zaczyna poważnie oddziaływać na warunki ruchu dopiero przy większych szybkościach (v powyżej 40 km/godz.); taki szybki ruch odbywa się zwykle na łukach o promieniach większych, na których kąt skrętu α (rys. 44) nie osiąga max. Rozpatrzmy, jakie są zależności pomiędzy największą dopuszczalną szybkością w łuku, a promieniem łuku

oraz rodzajem nawierzchni, przekrojem poprzecznym oraz wymiarami i wagą pojazdu mechanicznego.



Rys. 45.

Ponieważ drogi są budowane ze spadkami poprzecznymi (rys. 45) dla odwodnienia jezdni a spadki te są często dwustronne, skierowane ku obustronnym rowom i przekrój poprzeczny dróg w łukach często dotychczas nie różni się od przekroju poprzecznego drogi w odcinku prostym, przeto w łuku pojazd może znajdować się bądź na części jezdni, której pochylenie skierowane jest do wewnątrz łuku (wypadek A) bądź na tej części jezdni, której pochylenie skierowane jest na zewnątrz łuku (wypadek B).

Warunki ruchu pojazdu w obydwóch wypadkach są różne.

Siła odśrodkowa F rozłożona jest na siły $F \cos \alpha_0$ i $F \sin \alpha_0$ (rys. 44); przy α_0 — małym siła $F \cos \alpha_0$ mało się różni od F ; będziemy przyjmować, że w kierunku prostopadłym do osi pojazdu mechanicznego działa siła F' .

Siła ta może spowodować bądź wywrócenie pojazdów, przytem jako środek obrotu będzie punkt zetknięcia się kół idących po zewnętrznej stronie łuku z powierzchnią, bądź też zsuniecie pojazdu z jezdni w kierunku promienia łuku.

Rozpatrzmy kolejno wypadki ruchu po stronie jezdni mającej spadek poprzeczny do środka łuku (wypadek A) i po stronie zewnętrznej, gdy spadek jezdni skierowany jest na zewnątrz łuku (wypadek B).

Wypadek A. Mamy łuk o promieniu r , pochylenie jezdni do wewnątrz łuku $= \alpha^0$, szybkość pojazdu mechanicznego $= v$ m/sek, wagę pojazdu Q , siłę odśrodkową $= F$, O — środek ciężkości pojazdu.

Wypadkowa R sił F i Q przejdzie przez punkt B znajdujący się w odległości d od osi symetrii pojazdu (rys. 46).

Między siłami Q i F mamy zależność

$$F = Q \operatorname{tg} (\alpha + \beta),$$

zamiast F podstawmy

$$F = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r^2},$$

$$\frac{Q \cdot v^2}{g \cdot r} = Q \operatorname{tg} (\alpha + \beta),$$

zskąd

$$v = \sqrt{r \cdot g \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \beta)}. \quad (42)$$

Mamy

$$\operatorname{tg} (\alpha + \beta) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta} = \frac{h \cdot H + n \cdot d}{n \cdot H - h \cdot d},$$

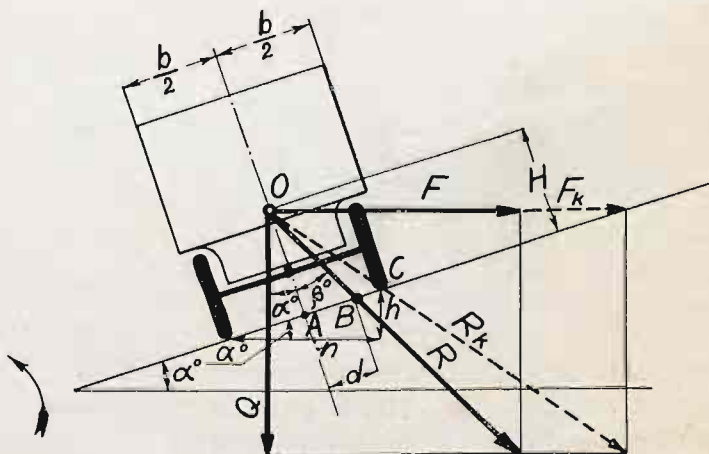
$$v = \sqrt{r \cdot g \cdot \frac{h \cdot H + n \cdot d}{n \cdot H - h \cdot d}};$$

oznaczając

$$\sqrt{g \cdot \frac{h \cdot H + n \cdot d}{n \cdot H - h \cdot d}} = m,$$

otrzymamy wzór

$$v = m \sqrt{r}. \quad (43)$$

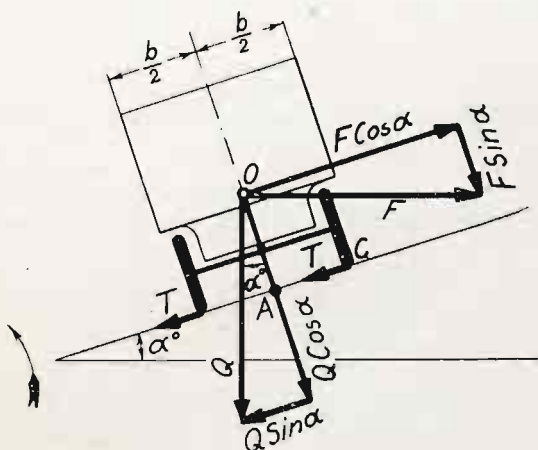


Rys. 46.

dający dla danego typu pojazdu i drogi zależność pomiędzy szybkością i promieniem łuku.

Wypadkowa R może przejść przez punkt A , wtedy będzie równowaga zupełna na wywracanie; jeżeli odległość $d = \frac{1}{6} b$ równowaga będzie jeszcze pewna; jeżeli zaś przejdzie przez punkt C , równowaga będzie chwiejna; w każdej chwili może nastąpić wywrócenie samochodu około punktu C i szybkość, przy której to nastąpi (v_k) będziemy nazywać szybkością krytyczną.

Rozpatrzmy teraz układ sił działających na samochód pod kątem możliwości zsunięcia samochodu (rys. 47).



Rys. 47.

Na samochód działają prostopadłe do nawierzchni siły ($Q \cos \alpha + F \sin \alpha$), które wywołują tarcie T między nawierzchnią a kołami samochodu, skierowane w kierunku środka łuku.

Siła tarcia T wraz ze składową $Q \sin \alpha$ przeciwdziała składowej $F \cos \alpha$. Aby samochód nie był zsunięty trzeba, aby

$$F \cos \alpha < T + Q \sin \alpha.$$

$$T = p \cdot (Q \cos \alpha + F \sin \alpha),$$

gdzie μ — współczynnik tarcia (posuwistego) pomiędzy kołem a nawierzchnią:

$$F \cos \alpha < \mu (Q \cos \alpha + F \sin \alpha) + Q \sin \alpha.$$

Gdy

$$F \cos \alpha = \mu (Q \cos \alpha + F \sin \alpha) + Q \sin \alpha,$$

otrzymamy wypadek równowagi chwiejnej: samochód w każdej chwili może być zsunięty z jezdni w kierunku promienia łuku, jaki zatacza.

Podstawiając

$$F = \frac{M v^2}{r} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r},$$

otrzymamy:

$$\frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \cos \alpha = \mu (Q \cos \alpha + \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \sin \alpha) + Q \sin \alpha$$

$$\frac{v^2}{g \cdot r} (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) = \mu \cos \alpha + \sin \alpha,$$

z kądem

$$v^2 = gr \cdot \frac{\mu + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha} = gr \cdot \frac{\mu + s}{1 - \mu \cdot s}. \quad (44)$$

Wzór (44) daje nam możliwość określenia szybkości krytycznej ze względu na zsunięcie przy danej nawierzchni i przy danym jej stanie (μ) i przy danym przechyleniu poprzecznym ($\operatorname{tg} \alpha = s$).

Wypadek B. Gdy ruch pojazdu mechanicznego odbywa się po stronie zewnętrznej łuku ze spadkiem nawierzchni skierowanym do zewnątrz łuku, warunki ruchu są gorsze. Jeżeli damy te same oznaczenia, zależność przy rozpatrywaniu układu sił na możliwość wywrócenia samochodu (Rys. 48) mamy następującą:

$$F = Q \operatorname{tg} \beta;$$

ponieważ

$$F = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r}.$$

oraz

$$\operatorname{tg} (\alpha + \beta) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta} = \frac{d}{H},$$

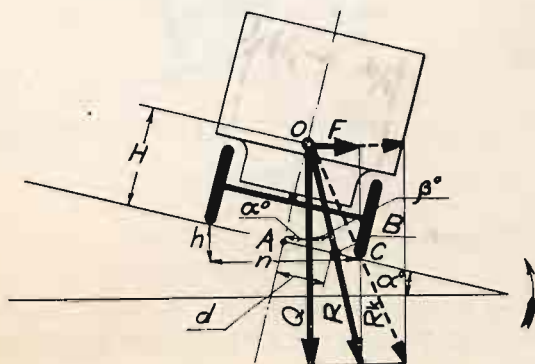
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{n \cdot d - H \cdot h}{H \cdot n + d \cdot h}$$

otrzymamy zależność:

$$v = m_1 \sqrt{r}, \quad (45)$$

gdzie

$$m_1 = \sqrt{g \cdot \frac{n \cdot d - H \cdot h}{H \cdot n + d \cdot h}}$$



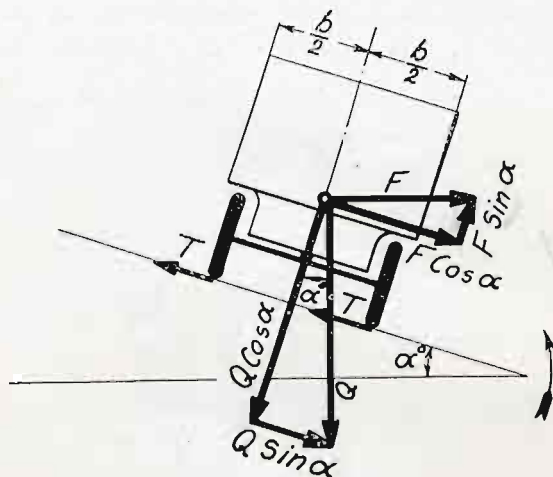
Rys. 48.

W tym wypadku wypadkowa sił F i Q przejść może przez punkt B znajdujący się w odległości $d = \frac{1}{6} b$ i wtedy równowaga będzie pewna, mniej pewna będzie gdy przejdzie ona w odległości $d > \frac{1}{6} b$, i będzie krytyczna, gdy $d = \frac{1}{2} b$; w tym wypadku otrzymamy równowagę chwiejną, a szybkość temu wypadkowi odpowiadającą — krytyczną ze względu na możliwość przewrócenia się samochodu.

Rozpatrzmy teraz warunki ruchu samochodu w łuku po zewnętrznej stronie jezdni, mającej spadek poprzeczny w kierunku zewnętrznym — pod kątem widzenia możliwości zsunie-

cia samochodu. Używając tych samych oznaczeń co na rys. 47, mamy układ sił, z którego wynika, że, aby samochód nie był zsunięty, trzeba:

$$\begin{aligned} & F \cos \alpha + Q \sin \alpha < T, \\ \text{przytem} \quad & T = \mu (Q \cos \alpha - F \sin \alpha). \end{aligned}$$



Rys. 49.

W wypadku równowagi chwiejnej będziemy mieć równanie

$$\begin{aligned} F \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha &= \mu (Q \cos \alpha - F \cdot \sin \alpha), \\ \frac{Q}{g} \cdot \frac{r^2}{r} \cdot \cos \alpha + Q \sin \alpha &= \mu (Q \cos \alpha - \frac{Q}{g} \cdot \frac{r^2}{r} \cdot \sin \alpha), \end{aligned}$$

zkuąd

$$r^2 = \frac{g \cdot r (\mu - \operatorname{tg} \alpha)}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{g \cdot r (\mu - s)}{1 + \mu \cdot s}. \quad (46)$$

Wzory (43), (44), (45) i (46) dają możność określenia dla różnych wypadków wartości v , t. j. określenia tej szybkości, jaka może być stosowana na danym promieniu łuku z wiadomym pochyleniem poprzecznym i dla danej nawierzchni; obierając zaś szybkość, jaką stosować zamierzamy, możemy dobrać

takie wielkości promieni łuków, przy których możliwy będzie ruch z tą szybkością przy danym profilu poprzecznym i danej nawierzchni. Wreszcie zakładając szybkość, jaką zamierzamy stosować na danym promieniu łuku, możemy dla danej nawierzchni obliczyć potrzebne przechylenie poprzeczne.

Przykład liczbowy. Dla typowego samochodu osobowego, dla przeciętnej twardej nawierzchni, mającej w łuku przekrój poprzeczny dwuspadkowy i dla promieni łuku w granicach od 10 m do 200 m, obliczymy wartość szybkości, które mogą być stosowane.

Wymiary samochodu są następujące:

Szerokość rozstawu kół $b = 1,4$ m.

Wysokość środka jego ciężkości nad nawierzchnią $H = 0,8$ m.

Przekrój poprzeczny dwuspadkowy ma pochylenie poprzeczne

$$\operatorname{tg} \alpha = s = 0,06.$$

Wymiary oznaczone na rys. 46 — 49

$$n = \sim 1,4; h = 1,4 \times 0,06 = 0,086.$$

Rozpatrujemy wypadki ruchu po stronie wewnętrznej łuku (A) i po stronie wewnętrznej (B) (tablica XIV na str. 129).

Dla wypadku (A) ze względu na możliwość wywracania mamy wzór (43) na str. 122.

$$v_{\text{m|sek.}} = \sqrt{r \cdot g \cdot \frac{h \cdot H + n \cdot d}{n \cdot H - h \cdot d}};$$

dla d bierzemy:

1) $d = \frac{1}{5} b$ dla wypadku szybkości bezpiecznej na wywracanie (rubryka A_1^w tablicy XIV);

2) $d = \frac{1}{6} b$ dla szybkości krytycznej na wywracanie (rubryka A_2^w tablicy XIV).

Dla wypadku (A) ze względu na możliwość zsunienia masy wzór (44) na str. 124

$$v_{\text{m|sek.}} = \sqrt{g \cdot r \cdot \frac{p + s}{1 - p \cdot s}}.$$

Spółczynnik tarcia obręczy koła po nawierzchni w kierunku poprzecznym dla przeciętnej dobrej nawierzchni twardej, np. betonowej, bitumicznej lub gładkiego bruku, przyjmujemy:

$\mu = 0,6$ — gdy nawierzchnia jest sucha (rubryka A_1^z)

$\mu = 0,3$ — gdy nawierzchnia jest mokra i zabłocona (rubr. A_2^z)

$\mu = 0,10$ — gdy nawierzchnia jest pokryta śniegiem lub lodem (rubryka A_3^z)

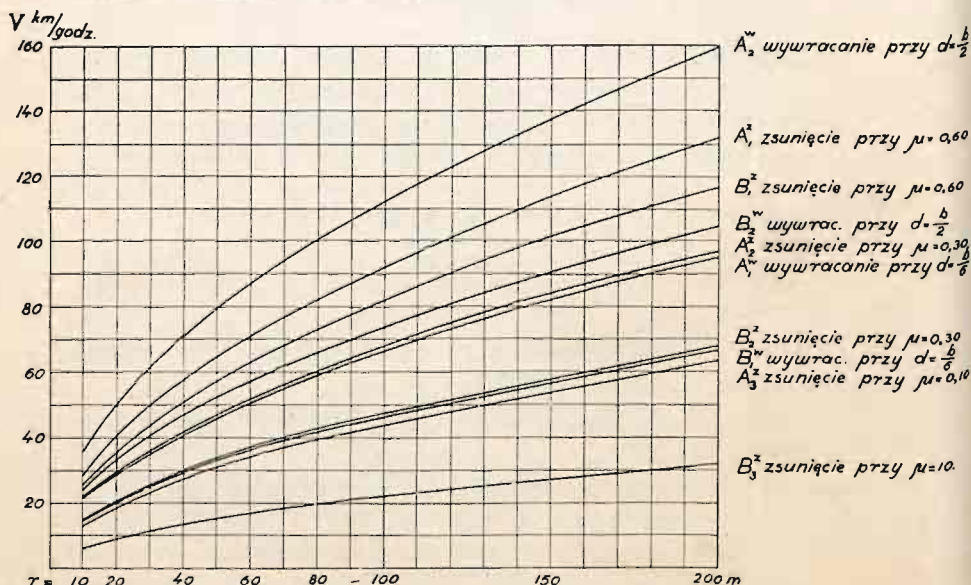
Dla wypadku (B) rozpatrujemy analogiczne założenia z tą różnicą, że ze względu na wywracanie bierzemy wzór (45) (str. 125)

$$v_{m/sek.} = \sqrt{\frac{g \cdot r \cdot \frac{n \cdot d - H \cdot h}{H \cdot n + d \cdot h}}{1}} \quad (\text{rubryki } B_1^w \text{ i } B_2^w),$$

a na zsuwanie wzór (46) str. 126

$$v = \sqrt{\frac{g \cdot r \cdot \frac{\mu - s}{1 + \mu \cdot s}}{1}} \quad (\text{rubryki } B_1^z, B_2^z \text{ i } B_3^z),$$

Otrzymamy tablicę XIV na str. 129 i na podstawie jej ułożony wykres (rys. 50), z których widać, że warunki ruchu



Rys. 50.

TABLICA XIV.

Promień luku w m.	Rodzaj na- wierzchni i obręczy koł	S z y b k o ś ć s a m o c h o d u w k m / g o d z .									
		Wyp. A (ruch po stronie wewn.)					Wyp. B (ruch po stronie zewnętrznej)				
		na wywracanie (43)		na zsuniecie (44)			na wywracanie (45)		na zsuniecie (46)		
		szybkość bezpieczna $(d = \frac{6}{1} b)$	szybkość krytyczna $(d = \frac{2}{1} b)$	szybk. kryt. przy naw. mokrej (μ = 0,6)	szybk. kryt. podcz. gołedzi (μ = 0,10)	szybkość bezpieczna $(d = \frac{6}{1} b)$	szybkość krytyczna $(d = \frac{2}{1} b)$	szybk. kryt. przy naw. mokrej (μ = 0,3)	szybk. kryt. podcz. gołedzi (μ = 0,10)		
10	Droga o twardej gładkiej nawierzchni, obręcze pneumatyczne	21,2	35,5	29,4	21,7	15,0	24,3	26,2	15,2	7,1	
20		30,1	50,2	41,6	30,7	21,1	34,0	37,1	21,6	10,3	
40		42,5	71,1	58,8	43,4	29,8	48,1	52,4	30,5	14,3	
60		52,1	86,9	72,0	52,8	36,5	58,9	64,2	37,3	17,5	
80		60,1	103,3	83,2	61,3	42,1	68,0	74,1	43,1	20,2	
100		67,2	112,2	93,0	68,6	47,2	76,0	82,9	48,2	22,6	
150		82,3	137,4	113,8	84,0	57,8	94,9	101,5	59,0	27,6	
200		95,1	158,6	131,5	97,0	66,7	109,5	117,2	68,2	31,9	
		A_1^w	A_2^w	A_1^z	A_2^z	A_3^z	B_1^w	B_2^w	B_1^z	B_2^z	B_3^z

(43)

$$v_{\text{km.}} = 3,6 \sqrt{r \cdot g \cdot \frac{h \cdot H + n \cdot d}{n \cdot H - h \cdot d}}; \text{godz.}$$

(44)

$$v_{\text{km.}} = 3,6 \sqrt{g \cdot r \cdot \frac{\mu + s}{1 - \mu \cdot s}}; \text{godz.}$$

(45)

$$v_{\text{km.}} = 3,6 \sqrt{g \cdot r \cdot \frac{n \cdot d - H \cdot h}{H \cdot n + d \cdot h}}; \text{godz.}$$

(46)

$$v_{\text{km.}} = 3,6 \sqrt{g \cdot r \cdot \frac{\mu - s}{1 + \mu \cdot s}}; \text{godz.}$$

po stronie zewnętrznej drogi w łuku są znacznie gorsze; stąd wniosek, że na drogach przystosowanych do ruchu samochodowego nie należy stosować przy mniejszych promieniach łuku przekroju dwuspadowego, a jednospadowy z odpowiednim pochyleniem, skierowaniem w stronę środka łuku.

Dalej z tablicy i wykresu widzimy, że ze względu na możliwość zsunęcia w czasie gdy nawierzchnia jest mokra ($\mu = 0,30$), szybkość musi być znacznie zredukowana do wartości prawie równej szybkościom bezpiecznym ze względu na wywracanie (A_2^z i A_1^w), przytem szybkości te (A_2^z) są to szybkości krytyczne; aby mieć pewien zapas bezpieczeństwa, należy wszystkie szybkości obliczone jako krytyczne na zsuniecie przemnożyć przez pewien współczynnik bezpieczeństwa, np. 0,8, i dopiero otrzymane szybkości uznawać za dopuszczalne.

Gdybyśmy chcieli mieć możność rozwijania na łukach większych szybkości, należałoby przy stosowaniu spadku jednostronnego powiększyć spadek poprzeczny $\tan \alpha = s$. To powiększenie spadku poprzecznego na drogach przeznaczonych tylko dla ruchu szybkiego może być dość znaczne (do 30% i więcej), na drogach przeznaczonych dla ruchu o różnych szybkościach — ze względu na niedogodności, jakie mają drogi ze znacznymi spadkami poprzecznymi dla wolno jadących pojazdów, — nie mogą wynosić więcej niż 10 — 12%, gdyż przy większych spadkach dla pojazdów jadących wolno i mających dość wysoko umieszczony środek ciężkości (np. autobusy) mogłaby zajść obawa przewrócenia się pojazdu w kierunku środka łuku.

Jeżeli weźmiemy dla obliczeń dopuszczalnych szybkości wymiary samochodu osobowego takie, jak dla obliczeń przy układaniu tablicy XIV, a dla spadku poprzecznego $s = 0,02$, t. j. wielkość stosowaną przy nawierzchniach gładkich (np. betonowych lub bitumicznych), a dla współczynnika μ — wartości odpowiednie dla tego rodzaju nawierzchni, otrzymamy tablicę XV szybkości krytycznych przy różnych promieniach łuku, jakie będą miały miejsca w tych warunkach ruchu.

TABLICA XV.

krytycznych szybkościach na łukach w km/godz

Promienie łuków w m.	Rodzaj nawierzchni i obręczy kół	Wypadek A (ruch po stronie wewnętrznej łuku)			Wypadek B (ruch po stronie zewnętrznej łuku)		
		na wy-wracanie	na zsunie-cie, naw. sucha $\mu = 0,5$	na zsunie-cie, naw. mokra $\mu = 0,25$	na wy-wracanie	na zsunie-cie, naw. sucha $\mu = 0,50$	na zsunie-cie, naw. mokra $\mu = 0,25$
15	Nawierzchnia twarda, gładka Obręcze gumowe pneumatyczne	41,6	31,8	22,7	40,0	30,1	20,9
25		53,8	41,0	29,3	51,7	38,9	27,0
50		76,1	58,0	41,4	73,1	55,0	38,1
100		107,6	82,1	58,6	103,4	77,7	53,9
150		131,9	103,9	71,8	126,6	95,2	66,1
200		152,2	116,1	84,8	146,2	109,9	76,3
300		186,3	142,2	101,5	179,2	134,6	93,4
400		215,2	164,2	117,2	206,8	155,5	107,9
500		240,6	183,5	131,0	231,1	173,8	120,9

Zastosowanie praktyczne podanych wyżej obliczeń — w rozdziale o projektowaniu dróg.

Wzniesienia i spadki w odcinkach znajdujących się w łuku.

Rozpatrzmy warunki pracy siły pociągowej na odcinku prostym w łuku (rys. 51).

Wychodzimy z założenia ruchu równomiernego, przy którym praca oporów w czasie małego przesunięcia l powinna być równa pracy siły pociągowej.

Przy ruchu równomiernym na odcinku prostym otrzymamy

$$Pl = Q (\varphi + s) \cdot l,$$

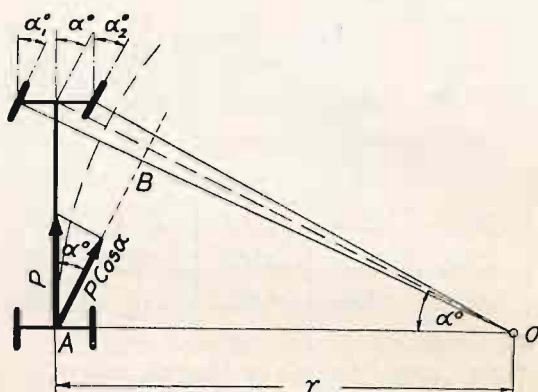
gdzie P — oznacza siłę pociągową samochodu, φ — współczynnik oporu ruchu, s — wzniesienie.

Przy ruchu równomiernym na wzniesienie na odcinku w łuku, siła pociągowa P będzie skierowana pod kątem α (przeciętny kąt z kątów α_1 i α_2 , które zresztą mało się różnią między sobą). Pod tymże kątem α będą skierowane opory,

które przewyciężyć musi siła pociągowa. Kierunek przesunięcia małego l można przyjąć jako skierowany po linii AB. Kierunek siły pociągowej i oporów będą pod kątem α do kierunku małego przesunięcia l i praca ich wyrazi się równaniem

$$P \cdot \cos \alpha \cdot l = (\varphi + s) Q \cos \alpha \cdot l.$$

Ponieważ w tym wypadku praca mierzy się rzutem siły pociągowej względnie oporów na kierunek przesunięcia l przez



Rys. 51.

wielkość tego przesunięcia l , przeto, jeżeli chcemy, aby zarówno w odcinku drogi prostym jak i w odcinku drogi w łuku warunki ruchu były jednakowe (jednakowa praca), należy w odcinku drogi w łuku wielkość wzniesienia odpowiednio zredukować; oznaczamy wielkość zredukowanego przy powyższym założeniu wzniesienia s_r ; redukcja ta winna być taka, aby

$$(\varphi + s) \cos \alpha = \varphi + s_r,$$

z kąd

$$s_r = (\varphi + s) \cos \alpha - \varphi. \quad (47)$$

Wzór (47) daje nam możliwość określenia zredukowanych wzniesień dla rozmaitych promieni łuków, tak aby praca pojazdu mechanicznego była w jednakowych warunkach zarówno w odcinku prostym, jak w odcinku drogi w łuku.

Na tej podstawie ułożona jest tablica XVI (str. 133) z której widzimy, że redukcja wzniesienia w łukach dla pojazdów

mechanicznych jest mniej więcej taka sama, jaką widzimy na tablicy III str. 64 i rys. 24; ruch pojazdów mechanicznych pod tym względem nie stawia większych wymagań, niż ruch pojazdów konnych.

TABLICA XVI.

redukcji w łukach spadków dopuszczalnych.

Promień łuku w m.	$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\alpha}{r}$	α^0	$s_r = (\varphi + s) \cos \alpha - \varphi$, przy $\varphi = 0,03$					
			dla $s=0,04$	dla $s=0,05$	dla $s=0,06$	dla $s=0,07$	dla $s=0,08$	dla $s=0,10$
6	0,63	32°30'	0,029	0,037	0,045	0,054	0,063	0,080
10	0,50	27°	0,032	0,041	0,050	0,059	0,068	0,086
15	0,33	18°30'	0,036	0,046	0,055	0,065	0,074	0,093
20	0,25	14°30'	0,038	0,047	0,057	0,069	0,077	0,095
30	0,16	9°30'	0,039	0,049	0,059	0,069	0,079	0,098
40	0,12	7°0'	0,040	0,049	0,059	0,069	0,079	0,099
50	0,10	6°0'	0,040	0,050	0,060	0,070	0,079	0,099
60	0,08	5°	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,010
80	0,06	3°30'	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,010
100	0,05	3°	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,010
150	0,03	2°	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,010

5. Wpływ pojazdów konnych i mechanicznych na budowę i utrzymanie dróg.

Na zasadzie podanej wyżej charakterystyki pojazdów konnych i mechanicznych przy trasowaniu i projektowaniu dróg musimy przystosować drogi do potrzeb ruchu, a mianowicie:

1. Ograniczać wielkość wzniesień i spadków — ze względu na techniczne możliwości ruchu pojazdów konnych i mechanicznych.

2. Ustalać wielkość najmniejszego dopuszczalnego promienia łuku na drogach ze względu na swobodne przechodzenie w łuku pojazdów konnych i mechanicznych.