

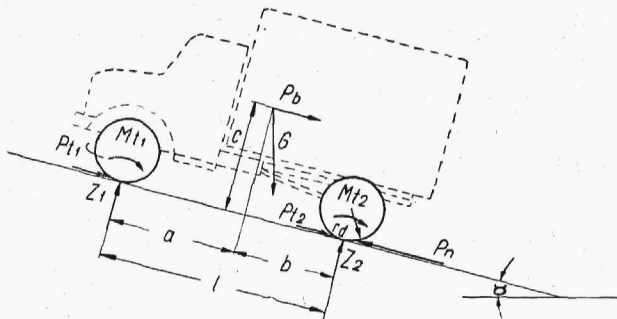
## TEORETYCZNE PODSTAWY OCENY WŁASNOŚCI TERENOWYCH SAMOCHODÓW WOJSKOWYCH

Własnościami terenowymi samochodu będziemy nazywać cechy charakteryzujące jego zdolność do poruszania się w trudnym do przebycia terenie.

Ścisłe wyodrębnienie wskaźników charakteryzujących własności terenowe samochodu i ujęcie ich w postaci formuł matematycznych jest zagadnieniem bardzo trudnym. Opracowanie takich wskaźników byłoby bardzo pożądane, gdyż umożliwiłoby ilościowe ujęcie własności terenowych samochodów. Pozwoliłoby to wyraźnie określić korzyści, jakie mogłyby wynikać z różnych rozwiązań konstrukcyjnych i tym samym ustalać kierunki rozwoju konstrukcji samochodów terenowych. W teorii samochodu zagadnienie oceny własności terenowych samochodu jest najmniej opracowane ze wszystkich zagadnień objętych tą dyscypliną. Autor referatu nie stawia sobie tu za zadanie rozwiązania tej kwestii, lecz pragnie zakreszyć pewne ogólne teoretyczne ramy dla oceny własności terenowych w niektórych przypadkach, szczególnie przy pokonywaniu terenów miękkich, które przeważają w naszych warunkach glebowych. Jednocześnie autor pragnie zwrócić uwagę na niektóre okoliczności związane z ruchem pojazdów przy wykorzystaniu rozpędu (siły bezwładności).

Przy rozpatrywaniu własności terenowych samochodu stawiam założenie, że samochód styka się z powierzchnią terenu jedynie za pośrednictwem kół, to jest nie zaczepia o teren swoim podwoziem lub nadwoziem. Spełnienie tego warunku zależy od nadania pojazdowi odpowiednich kształtów geometrycznych i zachowania właściwych stosunków wymiarowych. Jednocześnie zakładam, że silnik samochodu i przełożenie układu napędowego są tak dobrane, że jedynym ograniczeniem możliwości poruszania się samochodu jest maksymalna siła napędowa, jaką koła mogą przemieścić bez wywołania zatrzymania się pojazdu na skutek poślizgu kół w miejscu.

Rozpatrzmy przypadek ogólny ruchu prostoliniowego samochodu terenowego, a mianowicie ruch przyspieszony samochodu na wzniesieniu w miękkim terenie.



Rys. 1.

Na rysunku 1 pokazany jest schematycznie zarys samochodu dwuosowego i działające nań siły i momenty. Ze względu na to, że prędkość samochodu w terenie nie przekracza zwykle 50 km/godz., opór powietrza został pominięty.

Oznaczenia wymiarowe są widoczne z rysunku.

Układając równanie równowagi sił działających wzdłuż kierunku ruchu, otrzymujemy:

$$P_n = P_{t1} + P_{t2} + G \sin \alpha + P_b$$

$P_{t1}$  i  $P_{t2}$  — są to siły oporu toczenia pojazdu.

$P_{t1} = fZ_1$ ,  $P_{t2} = fZ_2$ , gdzie  $f$  jest to współczynnik oporu toczenia.

$G \sin \alpha$  — jest to składowa siły ciężkości równoległa do osi podłużnej pojazdu.

$P_b$  — jest to siła bezwładności.

$$P = - \frac{G}{g} \frac{dv}{dt},$$

gdzie  $\frac{dv}{dt}$  — jest przyspieszeniem samochodu,

$P_n$  — oznacza siłę napędową samochodu, to jest iloraz momentu napędowego na kołach samochodu przez promień dynamiczny koła.

Zakładamy, że siła napędowa samochodu osiąga swoją graniczną wartość, co jest zgodne z postawionym uprzednio założeniem, to jest:

$$P_n = \lambda G \mu_p$$

gdzie:  $\lambda$  — wskaźnik wyzyskania ciężaru pojazdu, to jest stosunek wartości normalnego nacisku kół napędowych na grunt do ciężaru samochodu;

$\mu_p$  — współczynnik przyczepności pojazdu, jest to stosunek granicznej wartości siły napędowej do wartości normalnego nacisku na koła napędowe pojazdu.

Oznaczamy symbolem  $\psi$  współczynnik całkowitego oporu pojazdu zależnego od drogi:

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$$

Wstawiając powyżej określone wartości do równania sił działających wzdłuż kierunku ruchu pojazdu i dzieląc otrzymany rezultat przez ciężar pojazdu, otrzymamy równanie sił jednostkowych dla granicznego przypadku ruchu pojazdu w terenie:

$$\lambda \mu_p = \psi + \frac{1}{g} \frac{dv}{dt}$$

Równanie to będziemy nazywać „jednostkowym granicznym równaniem ruchu prostoliniowego pojazdu“.

Należy tu zauważyć, że masy obrotowe silnika i układu napędowego nie mają wpływu na graniczne warunki ruchu pojazdu i współczynnik mas obrotowych nie wchodzi w równanie (1).

Wskaźnik  $\lambda$  jest dla pojazdów z napędem nie na wszystkie osie funkcją wartości  $f$ ,  $\alpha$  i  $\frac{dv}{dt}$ , może on być łatwo obliczony na podstawie schematu sił i momentów przedstawionych na rysunku (1). Dla samochodu dwuosowego z napędem na tylną oś wartość wskaźnika  $\lambda$  przedstawia się wzorem:

$$\lambda_2 = \frac{(a + fr_d) \cos \alpha + c \sin \alpha \cdot \frac{1}{g} \frac{dv}{dt}}{l}$$

Dla samochodu z napędem na wszystkie osie wskaźnik  $\lambda$  jest zależny tylko od kąta wzniesienia drogi i wynosi:

$$\lambda = \cos \alpha$$

W przypadku ruchu opóźnionego, to jest ujemnej wartości przyspieszenia  $\frac{dv}{dt}$  równanie (1) przedstawia zależności charakteryzujące ruch pojazdu przy niedoborze siły przyczepności.

Po scałkowaniu tego równania otrzymamy następującą zależność:

$S$  — jest to droga przebyta przez pojazd ruchem opóźnionym w interwale prędkości  $v_1, v_2$ .

$$S = \frac{V_1^2 - V_2^2}{254 k_0} \quad (2)$$

Prędkości te mierzone są w km/godz., zaś droga  $S$  w metrach. Współczynnik  $k_0$  jest wartością oderwaną, wskazującą wartość niedoboru siły przyczepności odniesionej do jednostki ciężaru pojazdu.

Wartość tego współczynnika wynosi:

Dla napędu na wszystkie koła:

$$k_0 = \psi - \mu_p \cos \alpha \quad (3)$$

Dla napędu na koła osi tylnej:

$$k_0 = \sin \alpha - \frac{\mu_p (a + fr_d) - fl}{l - \mu_p c} \quad (4)$$

Przy wyprowadzaniu wzoru (4) uwzględniony został fakt odciążenia tylnych kół napędowych przy ruchu opóźnionym pojazdu na skutek działania siły bezwładności.

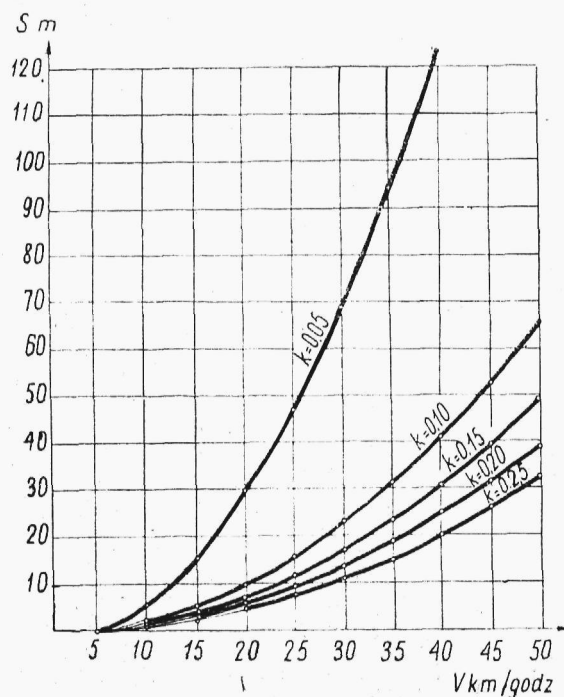
Dyskutując wzór (2) widzimy, że przy wartości współczynnika  $k_0$  równej zeru, otrzymujemy długość drogi  $S$  równą nieskończoności. W takim przypadku obowiązuje zależność odpowiadająca warunkom jednostajnego ruchu pojazdu, to jest wzór (5).

$$\psi \leq \lambda \mu_p \quad (5)$$

Na rys. 2 podany jest wykres przedstawiający zależność pomiędzy początkową prędkością pojazdu przy ruchu opóźnionym a przebytą drogą. Każda z krzywych tego wykresu sporządzona jest dla odpowiedniej war-

tości współczynnika niedoboru siły przyczepności. Wartość końcowej prędkości pojazdu przyjęto stałą dla wszystkich krzywych ( $V_2 = 5$  km/godz.).

Z przedstawionego wykresu widać, że już przy prędkości jazdy przekraczającej 30 km/godz., można pokonywać stosunkowo długie odcinki drogi przy znacznej wartości niedoboru siły przyczepności.



Rys. 2.

Należy podkreślić, że omawiany tu jest niedobór siły przyczepności, to jest granicznej wartości siły napędowej, a nie niedobór siły napędowej, jak to ma miejsce przy pokonywaniu wzniesień na dużej prędkości na drodze twardej. Zatem przy jeździe z dużą prędkością można pokonywać z rozpędem odcinki terenu o ograniczonej długości, przez które samochód jadąc wolno w ogóle nie mógłby przejechać. Wykorzystywana jest tu okoliczność, że siła bezwładności oddziałuje bezpośrednio na kadłub pojazdu bez angażowania siły przyczepności kół.

Podany sposób jazdy ma szczególne zastosowanie przy poruszaniu się po miękkim terenie, na przykład przebywanie wzgórz piaszczystych, krótkich odcinków sypkiego piachu, krótkich odcinków błotnistej drogi.

Przy określaniu więc zdolności pokonywania terenu przez samochód nie należy ograniczać się do rozpatrywania jedynie ruchu jednostajnego.

Dlatego, żeby samochód mógł się poruszać z dużą prędkością w terenie, musi on posiadać odpowiednią konstrukcję zawieszenia i dużą moc silnika, przypadającą na jednostkę ciężaru pojazdu. Widzimy więc, że wartość mocy jednostkowej i elastyczności zawieszenia może być brana pod uwagę jako czynnik wpływający na zdolność pojazdu do pokonywania terenu w pewnych określonych warunkach ruchu.

Rozpatrzmy obecnie ruch jednostajny pojazdu w terenie. Przy założeniu, że ruch pojazdu jest jednostajny, ze wzoru (1) otrzymamy następującą zależność:

$$\psi_{\max} = \lambda \mu_p \quad (1')$$

W dalszym rozważaniu będziemy rozpatrywać samochód z napędem na wszystkie koła. Dla napędu na wszystkie koła wartość  $\lambda$  jest równa  $\cos \alpha$ . Wprowadzając do wzoru (1') wartość współczynnika  $\psi$ , otrzymamy następującą postać wzoru (1) dla ruchu jednostajnego:

$$f + \operatorname{tg} \alpha_{\max} = \mu_p \quad (6)$$

lub

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \mu_p - f \quad (7)$$

Prawa strona równania (7) zależy od konstrukcji ogumienia, od konstrukcji pojazdu i od rodzaju drogi. Wartość  $\operatorname{tg} \alpha_{\max}$  może być traktowana jako pewien wskaźnik własności terenowych samochodu. Z rysunku (1) łatwo zauważyć, że  $\operatorname{tg} \alpha_{\max}$  można wyrazić jako stosunek siły oporu wzniesienia do składowej normalnej siły ciężkości  $\Sigma Z$ . Wobec czego siła oporu wzniesienia równa jest co do wartości (w danym przypadku) sile przenoszonej przez osie kół napędowych. Tę ostatnią nazywamy siłą pędzącą. Widzimy, że wartość  $\operatorname{tg} \alpha_{\max}$  równa jest wartości jednostkowej siły pędzącej pojazdu, którą to wartość będziemy oznaczać symbolem  $\varphi_p$ . Równanie 7 napiszemy zatem w następującej postaci:

$$\varphi_p = \mu_p - f \quad (7')$$

Siłę pędzącą pojazdu można zmierzyć przy ruchu na drodze poziomej przy pomocy przyczepy dynamometrycznej i podzieliwszy uzyskany rezultat przez ciężar pojazdu — otrzymamy wartość współczynnika  $\varphi_p$ .

Wynika stąd, że pomiar wartości maksymalnego kąta wzniesienia może odbywać się na drodze poziomej przy pomocy przyczepy dynamometrycznej.

Należy przy tym dyszel przyczepy dynamometrycznej umieszczać poziomo na wysokości położenia środka ciężkości badanego pojazdu, aby uzyskać takie same warunki rozkładu nacisków na koła, jak przy pokonywaniu wzniesienia.

Ciężar ogólny badanego pojazdu należy zmniejszyć o wartość równą  $G [1 - \cos (\operatorname{arc} \operatorname{tg} \varphi_p)]$ .

Stosownie do przyjętego założenia, że pojazd styka się z drogą jedynie za pośrednictwem kół (co znaczy, że podwozie samochodu nie zaczepia o drogę), możemy uważać, że zdolność samochodu do pokonywania terenu zależy od własności terenowych ogumienia i od warunków, w jakich znajduje się to koło pojazdu, które jest najbardziej skłonne do poślizgu — ma najmniejszy zapas siły przyczepności.

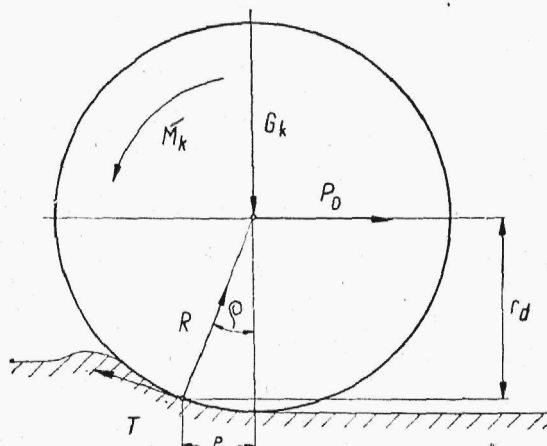
Dla rozważenia tej sprawy rozpatrzmy pracę koła samochodowego w terenie miękkim.

W miękkim terenie odkształcenie opony jest stosunkowo nieznaczne i wartość oporu toczenia, wywołanego wewnętrznymi stratami opony, możemy pominąć w porównaniu do wartości oporu toczenia, wywołanego odkształceniem plastycznym gruntu. Możemy zatem traktować koło ogumione z dostatecznym w tym przypadku przybliżeniem, jako koło sztywne.

Na rys. 3 przedstawiony jest układ sił i momentów działających na koło sztywne pracujące na gruncie miękkim (plastycznym). Jak widać z rysunku 3 — wypadkową reakcję gruntu rozkładamy na dwie składowe: styczną do obwodu koła  $T$  i normalną  $R$ . Pomiedzy tymi składowymi reakcji gruntu istnieje następująca zależność:

$$\frac{T}{R} = \mu', \quad (8)$$

gdzie  $\mu'$  oznaczamy współczynnik przyczepności.



Rys. 3.

Z równań równowagi wyznaczamy wartość siły pędzącej  $P$  (to jest siły przenoszonej na oś koła) i nacisku na koło  $G_k$

$$P = T \cos \rho - R \sin \rho$$

$$G_k = T \sin \rho + R \cos \rho$$

Dzieląc te wyrażenia stronami i wprowadzając zależność (8), otrzymamy:

$$\frac{P}{G_k} = \frac{\mu' - \operatorname{tg} \rho}{\mu' \operatorname{tg} \rho + 1} = \frac{\mu' - f}{\mu' f + 1} \quad (9)$$

Z równania (9) wynika, że siła pędząca  $P$  przekazywana od koła na oś pojazdu (równoważącą wskazaną na rysunku siłę  $P_0$ ) będzie miała wartość dodatnią (to jest będzie skierowana w kierunku ruchu pojazdu), jeżeli spełniona będzie nierówność  $\mu' > f$ . Jeżeli warunek ten nie będzie spełniony, to koło pracujące w miękkim terenie nie będzie przekazywać siły na oś pojazdu i musi poruszać się kosztem siły pędzącej, wytwarzanej przez pozostałe koła pojazdu.

Wzór (9) pozwala wyjaśnić teoretycznie zjawisko zagrzęźnięcia pojazdu w miękkim terenie.

Oznaczając stosunek  $\frac{P}{G_k}$  stanowiący jednostkową siłę pędzącą koła symbolem  $\varphi$  i wprowadzając pojęcie umownego współczynnika przyczepności  $\mu = \mu' \frac{1 + f^2}{1 + \mu' f}$ , możemy wzór (9) przedstawić w następującej postaci:

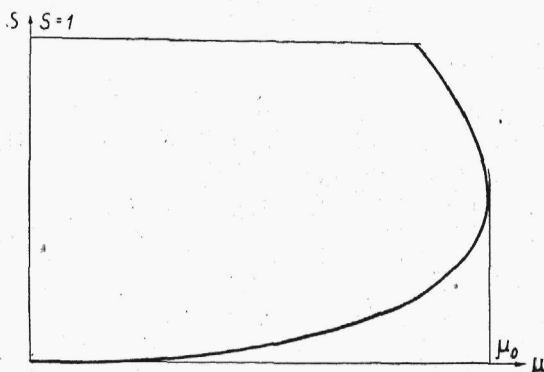
$$\varphi = \mu - f$$

Wartość umownego współczynnika przyczepności  $\mu$  bardzo niewiele odbiega od wartości współczynnika przyczepności  $\mu'$ .

Maksymalna wartość jednostkowej siły pędzącej  $\varphi$  w określonym terenie stanowi miernik zdolności terenowej koła.

Jak widzimy ze wzoru (10), wartość współczynnika  $\varphi$  stanowi różnicę wartości współczynników przyczepności i oporu toczenia. Dla zwiększenia wartości współczynnika  $\varphi$ , należy dążyć do zmniejszenia współczynnika oporu toczenia przy jednoczesnym zwiększeniu współczynnika przyczepności. Zagadnienie to należy traktować nierozłącznie.

Dla określonej pod względem konstrukcji, rozmiarów i ciśnienia powietrza opony, przy określonej wartości obciążenia normalnego oraz dla określonego terenu (pod względem rodzaju i stopnia wilgotności) ma miejsce ścisła zależność pomiędzy wartością poślizgu względnego a wartością współczynnika przyczepności, rozumianego jako stosunek siły napędowej do normalnego obciążenia koła.



Rys. 4.

Charakter tej zależności przedstawiony jest na rysunku 4. Widzimy, że przy wzroście siły napędowej przenoszonej przez koło, co charakteryzuje się wzrostem współczynnika przyczepności  $\mu$ , wzrasta poślizg względny koła. Graniczna wartość współczynnika przyczepności  $\mu$ , oznaczona na rysunku jako  $\mu_0$ , występuje przy wartości poślizgu względnego 0,3 do 0,6 (30 do 60%) w zależności od rodzaju terenu. Po przekroczeniu granicznej wartości następuje wzrost poślizgu do wartości równej 1 (100%), przy odpowiednim spadku współczynnika przyczepności (przenoszonej przez koło siły napędowej).

Wartość współczynnika oporu toczenia w terenie miękkim zależy w dużym stopniu od wartości nacisku jednostkowego koła na grunt. Wartość nacisku jednostkowego zależy zaś od wymiarów opony i od ciśnienia powietrza w oponie. Dla rolniczych opon niskiego ciśnienia zależność pomiędzy

współczynnikiem oporu toczenia a średnicą zewnętrzną opony może być przedstawiona przy pomocy następującego wzoru empirycznego zbudowanego na podstawie badań:

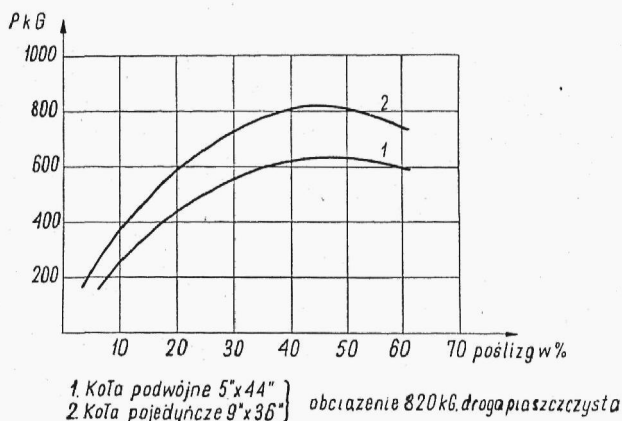
$$f = AD^x$$

gdzie  $D$  — oznacza średnicę zewnętrzną opony w calach.

Wartości współczynnika  $A$  i wykładnika  $x$  zależą od rodzaju gruntu, jak niżej:

	$A$	$x$
sypki piasek	6,3	0,9
zorana glina	4,2	0,8
ściernisko	1,5	0,3

Opony bliźniacze mają mniejszą zdolność do pokonywania terenu niż opony pojedyncze.



Rys. 5.

Na rysunku 5 podany jest rezultat badań porównawczych kół pojedynczych (krzywa 2) i kół bliźniaczych (krzywa 1) o jednakowej średnicy zewnętrznej i przy jednakowym obciążeniu, wynoszącym 820 kG na twardej piaszczystej drodze. Na osi odciętych podana jest wartość siły pędzącej, na osi rzędnych wartości poślizgu.

Traktując ogólnie zagadnienie zdolności terenowej opon, można powiedzieć, że wartość charakteryzującą ją współczynnika  $\varphi$  zależy od konstrukcji i rozmiarów opony i od ciśnienia w oponie. W związku z dużą różnorodnością warunków drogowych, w jakich samochód terenowy musi pracować, dobranie optymalnej konstrukcji opony i optymalnego ciśnienia jest zagadnieniem bardzo trudnym. Badania i prace nad ulepszeniem opon terenowych są jednym z głównych czynników stanowiących o polepszeniu zdolności terenowych samochodów, gdyż dobranie najbardziej właściwych opon stanowi w głównej mierze o właściwościach terenowych samochodu. Związany z tą kwestią zagadnieniem konstrukcyjnym jest opracowanie dobrego urządzenia do regulowania ciśnienia powietrza w oponach w czasie ruchu pojazdu.



Aby zorientować się w tym, jak wpływają własności konstrukcyjne samochodu na wartość współczynnika  $\varphi_n$ , postaramy się określić zależność pomiędzy tym współczynnikiem a współczynnikiem  $\varphi$  dla koła.

Rozpatrzmy w tym celu zachowanie się samochodu terenowego o typowej, stosowanej obecnie konstrukcji. Są to samochody 4 x 4 lub 6 x 6, zaopatrzone w normalne zębate mechanizmy różnicowe na osiach, lecz nie posiadające mechanizmów różnicowych międzyosiowych. Taką budowę posiadają stosowane u nas samochody Gaz 63 i Zis 151 oraz prototypy samochodów terenowych typu STAR.

Współczynnik rozdziału momentu obrotowego przez mechanizm różnicowy oznaczamy symbolem  $k$ , to jest przyjmujemy, że koło obracające się wolniej przenosi moment obrotowy równy iloczynowi współczynnika  $k$  przez moment obrotowy przypadający na daną oś, zaś koło obracające się szybciej będzie przenosić  $(1 - k)$  część momentu całkowitego.

Oznaczmy stosunek nacisku normalnego przypadającego na jedno koło do całkowitego nacisku normalnego przez symbol  $\zeta$ , to jest:

$$\frac{Z_k}{\sum Z_k} = \zeta \quad (12)$$

Załóżmy, że koło, które wskutek nieprzystosowania się zawieszenia samochodu do nierówności terenu, przenosi najmniejsze obciążenie normalne, osiągnie wartość poślizgu odpowiadającego granicznej wartości współczynnika przyczepności. Wartości wielkości odnoszących się do tego koła będziemy oznaczać znacznikiem 1. Koło to będzie przenosić siłę napędową a następującej wartości:

$$P_{n1} = \zeta_1 \sum Z_k \mu_{01} \quad (13)$$

Z własności mechanizmu różnicowego wynika, że siła napędowa na drugim kole tej osi wyniesie:

$$P_{n2} = \zeta_1 \sum Z_k \mu_{01} \frac{k}{1 - k} \leq \zeta_2 \sum Z_k \mu_{02} \quad (14)$$

Największa siła napędowa przypadająca na całą oś będzie równa:

$$P_{n(1,2)} = \zeta_1 \sum Z_k \mu_{01} \frac{k}{1 - k} \leq (\zeta_1 \mu_{01} + \zeta_2 \mu_{02}) \sum Z_k \quad (15)$$

W ten sam sposób określimy siłę przypadającą na pozostałe osie pojazdu. Siła napędowa pojazdu dwuosiowego, uzyskana z warunku przyczepności, wyniesie:

$$P_n = \sum Z_k \frac{1}{1 - k} (\zeta_1 \mu_{01} + \zeta_3 \mu_{03}) \leq (\zeta_1 \mu_{01} + \zeta_2 \mu_{02} + \zeta_3 \mu_{03} + \zeta_4 \mu_{04}) \sum Z_k \quad (16)$$

Wartości  $\mu_p$  i  $\varphi_p$  odpowiednio wyniosą:

$$\mu_p = \frac{1}{1 - k} (\zeta_1 \mu_{01} + \zeta_3 \mu_{03}) \leq \zeta_1 \mu_{01} + \zeta_2 \mu_{02} + \zeta_3 \mu_{03} + \zeta_4 \mu_{04} \quad (17)$$

$$\varphi_p = \frac{1}{1 - k} (\zeta_1 \mu_{01} + \zeta_3 \mu_{03} + \zeta_5 \mu_{05}) - f \leq \sum \zeta_i \mu_{0i} - f \quad (18)$$

Dla samochodu 6 x 6 otrzymamy odpowiednie wzory; podajemy jedynie wyrażenie dla  $\varphi_p$ :

$$\varphi_p = \frac{1}{1-k} (\zeta_1 \mu_{01} + \zeta_3 \mu_{03} + \zeta_5 \mu_{05}) - f \leq \sum \zeta_i \mu_{0i} - f \quad (19)$$

Z analizy równań (18) i (19) widzimy, że samochód 6 x 6, zaopatrzony w normalne mechanizmy różnicowe, zapewni większą zdolność do pokonywania terenu w przypadku, gdy jedno z kół utraci przyczepność, niż odpowiedniej konstrukcji samochód 4 x 4.

Z analizy równań (18) i (19) wynika też, że wartość współczynnika, określająca zdolności terenowe samochodu, będzie zależała od własności zawieszenia, a mianowicie od jego zdolności do przystosowania się do terenu, czyli od stopnia równomierności rozdziału obciążenia na poszczególne koła w terenie nierównym, a także od własności mechanizmu różnicowego (współczynnik rozdziału momentu  $k$ ). Przy dostatecznie podatnym zawieszeniu, kwestia zastosowania mechanizmów różnicowych o zwiększonym tarciu ma mniejsze znaczenie. Natomiast przy zawieszeniu mało podatnym, zastosowanie mechanizmu różnicowego o dużym momencie tarcia lub samoblokującego się (duża wartość współczynnika  $k$ ) pozwala osiągnąć dostatecznie duże wartości współczynnika  $\varphi_p$ , nawet przy dosyć sztywnym i mało podatnym zawieszeniu. Przy zastosowaniu mechanizmu różnicowego o zwiększonym tarciu, należy wziąć pod uwagę, że siła napędowa na kole nie powinna przybierać wartości ujemnej przy ruchu po twardej nawierzchni, gdyż w takim przypadku wystąpiłoby zjawisko znane pod nazwą krążenia mocy w układzie napędowym.

Z nierówności (14) możemy określić pożądaną wartość współczynnika  $k$  dla mechanizmu różnicowego, a mianowicie:

$$k \geq \frac{1}{\frac{\zeta_1 \mu_{01}}{\zeta_2 \mu_{02}} + 1} \quad (20)$$

Ze wzoru (20) można wyciągnąć wniosek, że pożądana wartość współczynnika rozdziału momentu obrotowego dla mechanizmu różnicowego zależy od zdolności zawieszenia do przystosowania się do nierówności terenu.

### Wnioski

1. Prawa prostoliniowego ruchu terenowego samochodu w warunkach granicznych można ująć w postaci równania sił jednostkowych:

$$\lambda \mu_p = \phi + \frac{1}{g} \frac{dv}{dt}$$

2. Samochód terenowy posiadający dostateczną moc jednostkową i odpowiednio skonstruowane zawieszenie, poruszający się w terenie z prędkością ponad 30 km/godz., może pokonywać dość znaczne odcinki terenu z niedoborem siły przyczepności, to jest taki teren, w którym samochód wolno poruszający się nie mógłby w ogóle przejechać.

3. Zdolność samochodu do przebywania terenu można ująć w postaci współczynnika liczbowego, przedstawiającego jednostkową siłę pędzącą.
4. Maksymalna wartość jednostkowej siły pędzącej zależy od wartości maksymalnej siły pędzącej koła, będącego w najmniej sprzyjających warunkach ruchu oraz od własności mechanizmu różnicowego i od zdolności zawieszenia do równomiernego rozkładu nacisku na koła w nierównym terenie.
5. Dobór własności mechanizmu różnicowego powinien się odbywać z uwzględnieniem stopnia podatności zawieszenia na podstawie wprowadzonego wzoru (20).
6. Samochód 6 x 6 zaopatrzony w normalny mechanizm różnicowy powinien wykazywać większą zdolność po pokonywaniu miękkiego nierównego terenu niż odpowiedniej konstrukcji samochód 4 x 4 o tej samej podatności zawieszenia. (Porównanie to przeprowadzone jest dla identycznych opon w obu samochodach i jednakowo obciążonych).
7. Próby własności terenowych samochodów mogą się odbywać w terenie poziomym o standaryzowanych nierównościach. Pomiar siły pędzącej winien się odbywać przy pomocy przyczepy dynamometrycznej (w terenie poziomym przy ruchu jednostajnym wartość siły pędzącej jest równa wartości siły uciągu, jeżeli nie brać pod uwagę oporu powietrza).

#### LITERATURA:

- E. A. Czudakow: Kaczenije awtomobilnogo koliesa. Maszgiz, 1947.  
E. A. Czudakow: Wypusk 9, Izdatielstwo Akademii Nauk.  
Bussien: Automobiltechnisches Handbuch, Berlin, 1953.  
E. L. Barger, W. M. Carleten, M. C. McKibben i Roy Bainer: Traktors and their Pover Units. New York—London, 1952.