

A 1655^u

tehnika

MOTORYZACYJNA



Biblioteka
Politechniki
Wrocławskiej

MAJ

NR 5 (15)
1953 R

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA NA TEMAT SPEKTRALNEJ ANALIZY EMISYJNEJ

Naczelna Organizacja Techniczna organizuje z inicjatywy Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego konferencję naukowo-techniczną poświęconą zagadnieniom spektralnej analizy emisyjnej. Konferencja odbędzie się w dniach 29 i 30 maja r.b. w Domu Technika w Warszawie, ul. Czackiego 3/5.

Celem konferencji jest nawiązanie bliższego kontaktu oraz wymiana doświadczeń praktycznych i naukowych pomiędzy pracownikami instytutów naukowo-badawczych, zakładów przemysłowych i wyższych uczelni zajmującymi się spektrochemiczną analizą emisyjną.

Konferencja nosić będzie charakter narady roboczej pracowników laboratoriów spektrograficznych. Omawiane zagadnienia będą miały duże znaczenie dla usunięcia istniejących niedociągnięć i powinny wpłynąć na polepszenie wyników pracy przez zapewnienie właściwego zaopatrzenia i zwiększenia kadr fachowców.

Wszelkich informacji natury organizacyjnej udziela Dział Odczytowo-Szkoleniowy Sekr. Gen. NOT (Warszawa, ul. Czackiego 3/5) Nr tel. 6-74-61 wewn. 84. O wyjaśnienia dotyczące tematyki konferencji należy zwracać się do Zakładu Chemii Nieorganicznej Uniwersytetu Warszawskiego, ul. Pasteura 1. — Nr tel. 4-54-61 wewn. 4.

TREŚĆ ZESZYTU

- 1 Maja
- *Mgr inż. Paweł Solski* — O metodyce oceny właściwości eksploatacyjnych samochodu
- *Mgr inż. Kazimierz Studziński* — Wpływ niektórych parametrów konstrukcyjnych samochodu na jego własności ekonomiczne
- *Inż. Tadeusz Górny* — Automatyczne linie obróbkowe
- *Mgr inż. Witold Kończykowski* — Obliczanie warstwowych resorów piórowych
- *Mgr inż. Roman Skwarek* — Wpływ obniżenia temperatury pracy silnika na wielkość zużycia
- *K. P.* — Samochód z silnikiem turbinowym „Secoma-Gregoire“
- *W. R.* — O prawidłowe używanie narzędzi w obsłudze i naprawach pojazdów mechanicznych
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

„Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych NOT, poczynwszy od 1 maja 1953 r., przyjmowane będą w nowych terminach: od dnia 11 każdego miesiąca do dnia 10 następnego miesiąca — na najbliższy okres kalendarzowy.

Na okresy miesięczne — co miesiąc.

Na okresy kwartalne — odpowiednio do dnia 10 m-ca grudnia, marca, czerwca i września.

Na okresy półroczne — do dnia 10 m-ca grudnia i czerwca. Na okres roczny — do dnia 10 m-ca grudnia.

Analogiczne dotyczy przyjmowania prenumeraty przez urzędy pocztowe i listonoszy.“

Warunki prenumeraty rocznie zł 72.— półrocznie zł 36.— kwartalnie zł 18.— Zamówienia i wpłaty na prenumeratę przyjmują wszystkie urzędy pocztowe oraz listonosze.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski

Redaktor Techniczny — Czesław Piekarski

Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktorzy Działów: inż. Wiesław Stypułkowski, inż. Tadeusz Szujski, inż. Karol Pionnier i inż. Karol Biedrzycki.

Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰ oraz dodatkowo w każdą środę od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wewn. 35.

Nakład 2200 egz. Ark. wyd. 7. Ark. druk. 4. Papier drukowy sat. kl. V, 60 g, 86×122/16.

Oddano do składania 8.4.1953. Podpisano do druku 21.5.1953. Druk ukończ. 25.5.53.

Drukarnia im. Rewolucji Październikowej, Warszawa, Mińska 65. Zam. 385c/53. 4-B-19954

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK III

MAJ

ZESZYT 5

1 MAJA

1 Maja — święto klasy robotniczej całego świata, dzień międzynarodowej solidarności robotniczej, z roku na rok gromadzi pod czerwonymi sztandarami coraz więcej bojowników o socjalizm — ustrój sprawiedliwości społecznej.

W państwach kapitalistycznych proletariąt, w obliczu prób rozpętania nowej wojny przez kliki imperialistyczne, manifestował nie tylko swoją solidarność z robotnikami innych krajów, ale przede wszystkim swą codzienną walkę z wyzyskiem ekonomicznym, z uciskiem klasowym, swą świadomość polityczną i z tej świadomości wypływającą niezłomną wolę walki o pokój dla całego świata.

W obozie krajów demokracji ludowej, do którego i Polska Ludowa należy, budującym na wzór Związku Radzieckiego socjalizm — Święto 1 Maja jest dniem radosnej manifestacji. W dniu tym cały świat twórczej pracy — robotnik, chłop, inteligent — manifestują swą solidarność z ludźmi pracy całego świata w walce o utrzymanie i zabezpieczenie pokoju. Manifestują radość z osiągnięć uzyskanych w budownictwie socjalizmu, z uczestnictwa w dziele odbudowy zniszczonego wojną kraju i z uczestnictwa w jego przebudowie z kraju rolniczego na kraj przemysłowo-rolniczy. Manifestują radość wynikającą z uczestnictwa w tym wielkim i porywającym dziele jakim jest realizacja Planu 6-letniego i realizacja wielkich idei Marksa, Lenina i Stalina.

Rozmach z jakim powstają w Polsce fabryki i spółdzielnie produkcyjne, szkoły i przedszkola, biblioteki, kina i teatry, żłobki, drogi, mosty, miasta i osiedla — jest nie spotykany w naszych dziejach. Cały naród, skonsolidowany wokół Partii i swego Rządu Ludowego, bierze czynny udział w tym wielkim i epokowym dziele, które stawia nasz naród na poziomie dotychczas nie osiąganym i niemożliwym do osiągnięcia w innych warunkach i w innym czasie.

Ten wielki gigantyczny rozmach stwarza zapotrzebowanie na olbrzymie ilości ludzi niezbędnych do organizowania, kierowania i wykonywania prac związanych z realizacją naszych planów. Dla tak wszechstronnie rozwijającego się kraju powstają coraz większe zapotrzebowania, nie tylko ilościowe ale przede wszystkim w określonych specjalnościach.

Nasze szkolnictwo wyższe, średnie i elementarne rozwija się w tempie nie mniejszym niż inne dziedziny naszej gospodarki narodowej, a mimo wszystko nie jest w stanie zaspokoić tych wielkich potrzeb.

Wydatną pomocą w dziedzinie pogłębienia wiedzy i kwalifikacji zawodowych, stała się działalność stowarzyszeń branżowych, zorganizowanych w Naczelnej Organizacji Technicznej. Stowarzyszenia te przyjęły w zakres swej działalności społecznej wiele zagadnień mających dla gospodarki narodowej bardzo ważne znaczenie i w ten sposób inżynierowie i technicy, zorganizowani w swoich stowarzyszeniach branżowych, niezależnie od pracy zawodowej, dają dodatkowy wkład w budowę socjalizmu w Polsce. Do takich zagadnień należy działalność wydawnictw fachowych. Przez publikowanie artykułów na tematy fachowe, omawiające najbardziej trudne, aktualne i potrzebne dla przemysłu i życia gospodarczego zagadnienia, rozwiązano wiele problemów produkcyjnych.

Innym odcinkiem działalności stowarzyszeń jest organizowanie odczytów fachowych na zakładach pracy.

Celem wspólnego omówienia ciężkich do rozwiązania problemów o znaczeniu krajowym i usunięcia trudności, mających miej-

sce w wielu zakładach, organizuje się konferencje, na których omawiane są zagadnienia na skalę całego przemysłu lub określonej jego gałęzi. Konferencje takie odbywają się z udziałem uczestników z całego kraju, a zagadnienia omawiane są przez najwybitniejszych w danej dziedzinie fachowców i naukowców. Na konferencjach tych, w wyniku wymiany najlepszych doświadczeń, zapadają decyzje przynoszące rozstrzygnięcia w trudnych zagadnieniach. Decyzje te są realizowane w skali krajowej.

Inną jeszcze formą tego aktywnego wkładu inteligencji technicznej w budowę socjalizmu są organizowane przez stowarzyszenia kursy fachowe. Kursy te organizowane są bądź w godzinach wieczornych — o kilkudziesięciu godzinach wykładowych, bądź też wielomiesięczne z oderwaniem od pracy; pogłębiają one posiadane przez słuchaczy wiadomości i dają gruntowne poznanie zagadnień lub fachów.

Maj jest miesiącem popularyzacji książki, piśmiennictwa i czytelnictwa. Przy tak olbrzymim zapotrzebowaniu sił fachowych i w związku z tym z koniecznością stałego pogłębiania wiedzy fachowej, rozwija się piśmiennictwo i osiągnięto poziom w Polsce nie spotykany, tak zarówno pod względem tematyki jak i ilości wydawnictw. Często jednak daje się zauważyć, że najbardziej odczuwający potrzebę pomocy w tej dziedzinie, nie wiedzą o istnieniu niezbędnych im materiałów w postaci książek i czasopism.

W maju — miesiącu popularyzacji wydawnictw należy na terenie zakładów pracy zorganizować akcję popularyzacji książki i prasy technicznej. Należy także w czasopismach zamieszczać nie suche, nic nie mówiące notatki ale recenzje wskazujące jakie materiały można znaleźć w danym wydawnictwie i w jakim zakresie i dla jakiego środowiska są one użyteczne.

Stowarzyszenia powinny również włączyć w zakres swojej działalności znacznie ściślejszą opiekę nad kołami zakładowymi, pobudzać pomysłowość najszerszych rzesz racjonalizatorów i wynalazców, kierować ich uwagę i wysiłki na zagadnienia aktualne i w ten sposób przyczyniać się do wykorzystania tych możliwości, jakie drzemają wśród bezpośrednich wykonawców..

Stowarzyszenia, ich terenowe oddziały i koła zakładowe powinny opiekować się bibliotekami zakładowymi; zwracać uwagę na właściwe wykorzystywanie zakładowych funduszy bibliotecznych i właściwe kompletowanie bibliotek wydawnictwami użytecznymi dla aktywu gospodarczego i technicznego danego zakładu.

Biblioteka techniczna na zakładzie pracy powinna stać się ośrodkiem wychowania, nauczania i pogłębiania wiedzy fachowej — nowych; a przede wszystkim młodych kadr fachowców, a nie jak najczęściej bywa dotychczas że jest ona zacisznym kąciem, do którego nikt nie zagląda.

Odpowiednio dobrane książki i czasopisma techniczne umożliwiają zorganizowanie systematycznego szkolenia oraz samokształcenia. Książki i czasopisma powinny być systematycznie zakupowane, a załoga winna być informowana przez właściwe — najlepiej barwne afisze umieszczane w widocznym i najbardziej ruchliwym miejscu fabryki.

Należy również organizować czytelnictwo, a szczególnie książek i czasopism radzieckich, by najszerszym rzeszom udostępnić czerpanie wiadomości z bogatej skarbnicy doświadczeń przodującej techniki radzieckiej.

Mgr inż. PAWEŁ SOLSKI

O METODYCE OCENY WŁAŚCIWOŚCI EKSPLOATACYJNYCH SAMOCHODU

Zagadnienie naukowej metodyki ustalenia właściwości eksploatacyjnych samochodów, wymaganych w danych lub przewidzianych warunkach eksploatacji, stanowi podstawowy czynnik dla właściwego planowania i doboru typu sprzętu. Podstawowym zagadnieniem jest tu poznanie wpływu poszczególnych właściwości konstrukcyjnych samochodu na wyniki jego pracy przewozowej.

Autor na tle analizy zależności wskaźników techniczno-ekonomicznych użytkowania samochodu od jego konstrukcji przedstawia metody ustalenia wymaganych jego parametrów konstrukcyjnych.

Artykuł powyższy stanowi szkic bardzo ważnego zagadnienia, którego szczegółowe rozwinięcie uważać należy za nadzwyczaj pożądane i cenne. (Red.).

Jednym z aktualnych zagadnień, które znalazło się na warsztacie samochodowych instytutów naukowych ZSRR i poszczególnych uczonych radzieckich w okresie powojennym, były zagadnienia metod klasyfikacji i określenia warunków eksploatacji transportu samochodowego. Na ich bazie zaś ustalano albo najracjonalniejszy zakres zastosowania poszczególnych istniejących typów samochodów, albo też właściwości typów samochodów, które będą potrzebne temu transportowi w następnych etapach rozwoju gospodarki ZSRR.

Nad zagadnieniami tymi pracował Centralny Naukowy Instytut Transportu Samochodowego, akademik E. A. Czudakow, kand. nauk techn. D. P. Wielikanow, L. A. Bronsztejn, B. W. Gold i inni.

Prace nad tymi zagadnieniami posiadają wielką doniosłość, bowiem celem ich jest: systematyzowanie różnorodnych i w szerokich granicach zmiennych czynników wpływających na przebieg pracy samochodów, wyjaśnienie wymagań stawianych przez nie właściwościom technicznym samochodów, określenie racjonalnego kryterium oceny samochodów oraz uniknięcia przypadkowości lub niewspółmierności w rozwoju konstrukcji poszczególnych typów samochodów.

Charakterystycznymi cechami wymienionych problemów jest to, że:

— ich aktualność wynika z charakteru gospodarki socjalistycznej, w której istnieje ścisły związek i koordynacja pomiędzy potrzebami eksploatacji transportu samochodowego i kierunkami prac konstrukcyjnych, polegająca na tym, że potrzeby eksploatacji stawiają problemy do rozwiązania konstrukcyjnego i produkcyjnego.

— są one rozwiązalne w wyniku wybitnego rozwoju radzieckiej nauki o eksploatacji transportu samochodowego, która stworzyła metodologię rozpatrywania procesów eksploatacyjnych.

Temat ten posiada szczególnie duże znaczenie dla młodej polskiej motoryzacji. W pierwszym okresie jej szybkiego rozwoju, nie zawsze bowiem poczynania praktyczne były podbudowane w dostatecznym stopniu wszechstronnością i głębią, opartą na naukowych zasadach, analizą ekonomiczną i techniczną.

Obecny rozwój szkolnictwa wyższego, instytutów naukowo-badawczych — rozwój myśli naukowej, który dzięki opiece i pomocy państwa ludowego zaznacza się w ostatnim okresie — pozwala dziś podjąć większe i szersze zagadnienia. Będą one mogły stanowić naukową bazę dla określenia zarówno najracjonalniejszego zastosowania posiadanych w naszym taborze typów samochodów, jak i ustalenia kierunków ewentualnej ich modernizacji, jak i wreszcie ustalenia typów samochodów i ich charakterystyk niezbędnych dla dalszego planowego rozwoju naszego transportu.

Kompleks wymienionych zagadnień zawierający szereg problemów technicznych, ekonomicznych i organizacyjnych powinien być oczywiście rozpracowany przez zespół odpowiednich specjalistów.

W niniejszym artykule, w oparciu o wymienione wyżej prace, podane jest rozwinięcie metodyki oceny właściwości eksploatacyjnych samochodu, przy pomocy analizy wymagań stawianych przez poszczególne elementy i całość procesu transportowego — właściwościom technicznym samochodu.

* * *

Podstawę do oceny jakości samochodu w socjalistycznej gospodarce stanowią wyniki jego pracy — wyniki eksploatacji. Akademik E. A. Czudakow pisze o tym we wstępie do swojej książki pt.: „Konstrukcja i raszczot awtomobilia“ następująco:

„Nie ma oderwanego pojęcia jakości samochodu, poza realnym stosunkiem między konstrukcją samochodu i wymaganiami eksploatacji. Z tego punktu widzenia oceny samochodu „dobry“, „lepszy“ i „najlepszy“, dawane bez odniesienia do warunków eksploatacji samochodu, są pozbawione praktycznego sensu“.

Tak więc rozwój konstrukcji samochodu i postęp techniczny w tej dziedzinie, powinien być wyraźnie skierowany na najlepsze jego przystosowanie do przewidzianych dla danego typu samochodu warunków pracy.

W warunkach gospodarki kapitalistycznej, rozwój techniki wynika z interesów prywatnych przemysłowców. Koncerny samochodowe kierują się w udoskonaleniu swych samochodów przede wszystkim względami osiągnięcia największego zysku przy sprzedaży samochodu, lub jego części oraz w pewnych przypadkach względami konkurencyjnymi, reklamowymi itp. Prowadzi to do przypadkowości, czy żywiołowości oraz wielu sprzeczności, uniemożliwiających rzeczysty postęp techniczny.

W krajach socjalistycznej gospodarki narodowej kierunki rozwojowe konstrukcji samochodów wynikają z zadań stawianych przez potrzeby tej gospodarki — transportowi samochodowemu, a także wymagania obronności kraju. Rozwój ten nie powinien dopuszczać przypadkowości i niewspółmierności w udoskonalaniu poszczególnych mechanizmów, czy zespołów samochodu, posiadających np. drugorzędne znaczenie, na niekorzyść właściwości decydujących o przydatności samochodu, do wykonania jego zadań jako środka przewozowego socjalistycznego transportu samochodowego.

Wobec tego należy określić kryterium dla oceny spełnienia przez samochód wymagań, stawianych przez socjalistyczną gospodarkę narodową. Kryterium to powinno zawierać ocenę jego wydajności pracy, kosztu własnego pracy, przystosowania do użycia w różnych warunkach drogowych i specjalnych, bezpieczeństwa jego pracy, ułatwienia pracy kierowcy oraz czynności obsługi i naprawy.

Kryterium takie nazywać będziemy efektywnością eksploatacji.

Na podstawie powyższych uwag należy stwierdzić, że dla racjonalnej oceny eksploatacyjnych właściwości samochodu należy:

- ustalić przewidziane dla niego warunki eksploatacji i określić je właściwymi parametrami.
- ustalić wymagania zapewniające w danych warunkach eksploatacji samochodu, największą efektywność jego eksploatacji (z uwzględnieniem stopnia ważności poszczególnych elementów tej efektywności w danych warunkach).

Pożądane jest określenie tych wymagań, w miarę możliwości, przy pomocy parametrów, które mogłyby stanowić mierniki porównawcze.

Poniżej podana jest ogólna metodyka rozwiązywania tego zagadnienia.

Warunki eksploatacji samochodu można scharakteryzować przy pomocy następujących pięciu grup cech:

- terenu pracy samochodu;
- rodzaju pracy przewozowej;
- organizacji pracy przewozowej;
- specjalnych warunków wykonywania pracy przewozowej;
- organizacji zaplecza technicznego tj. obsługi technicznej, napraw, zaopatrzenia i parkowania samochodu.

Poszczególne grupy cech są określone przez szczegółowe warunki eksploatacji, a mianowicie:

- a. teren pracy samochodu charakteryzują:
 - warunki drogowe — tj. rodzaj drogi i warunki ruchu na nich;
 - warunki klimatyczne;



- b. rodzaj pracy przewozowej jest określony przez:
- charakter pracy przewozowej (gałąź gospodarki narodowej, wielkość obrotu towarowego);
 - rodzaj ładunku;
 - odległość przewozu;
 - metody załadunku i wyładunku;
- c. organizacja pracy przewozowej jest określona przez:
- organizację transportu samochodowego (publiczny, branżowy (specjalizowany), użytku własnego);
 - system ruchu;
 - intensywność użytkowania;
- d. specjalne warunki wykonywania pracy przewozowej mogą wynikać z charakteru obsługiwanego obiektu lub specjalnych dodatkowych zadań, które powinien wykonać samochód;
- e. organizacja obsługi technicznej, napraw, zaopatrzenia i parkowania jest określona przez:
- organizację przeprowadzania tych czynności (przy pomocy środków własnych lub publicznych, stałych lub przewoźnych);
 - metodę przeprowadzania tych czynności (metodę indywidualną lub potokową).

Warunki eksploatacji samochodów w Polsce charakteryzuje wyjątkowo duża ich różnorodność. Różnorodność ta w znacznym stopniu wynika z braku jeszcze ścisłej organizacji i podziału zadań w transporcie samochodowym. Dlatego naukowe ujęcie zagadnienia warunków eksploatacji samochodów, wymaga wstępnego ustalenia określonych zasad organizacyjnych (dotyczących zakresu działania poszczególnych rodzajów transportu, organizacji zaplecza technicznego itp.). Zasady te mogą być ustalone w oparciu o doświadczenia ZSRR i własne.

Należy jednak zaznaczyć, że nawet i tak przyjęta baza dla rozpatrywania warunków eksploatacji samochodów nie jest całkowicie stała, lecz będzie się zmieniać wraz z rozwojem gospodarki. Rozwój gospodarki Polski ma jednakże określony kierunek — kierunek rozwoju do gospodarki socjalistycznej. Pozwała to również przewidzieć kierunek rozwoju transportu samochodowego i uwzględnić go w omawianym zagadnieniu.

Podana wyżej klasyfikacja warunków eksploatacji samochodów zawiera tylko ich cechy najważniejsze z punktu widzenia omawianego tematu — a mianowicie: wymagań w stosunku do właściwości technicznych samochodu.

Wymienione cechy warunków eksploatacji nie są cechami odrębnymi, tzn., że jedna z nich na ogół nie określa jednoznacznie tych warunków i nie wyklucza pozostałych. Przeciwnie, warunki eksploatacji samochodów składają się z szeregu ząbających się wzajemnie czynników, przy czym jedne mają, dla danych warunków eksploatacyjnych, dominujące znaczenie, a inne są o charakterze wtórnym. Dlatego konkretne warunki eksploatacji należy określać przy pomocy wymienionych cech, uszeregowanych według stopnia ich ważności dla tych warunków.

Poszczególne cechy warunków eksploatacji można scharakteryzować przeważnie przy pomocy wskaźników ekonomicznych lub technicznych oraz ustalić stawiane przez nie wymagania, w stosunku do właściwości technicznych lub konstrukcji samochodu. W rezultacie można dla danych warunków społeczno-ekonomicznych sklasyfikować rodzaje warunków eksploatacji samochodu i określić każdy z ich rodzajów, przy pomocy wspomnianych wskaźników.

Efektywność eksploatacji. W danych warunkach eksploatacji taki samochód osiągnie najwyższą jej efektywność, którego konstrukcja jest najbardziej przystosowana do tych warunków. I odwrotnie — dany samochód osiągnie najwyższą efektywność eksploatacji w takich jej warunkach, które najbardziej odpowiadają konstrukcji tego samochodu.

Efektywność eksploatacji jest jedynym racjonalnym miernikiem oceny jakości i przydatności samochodu dla danych warunków użytkowania. Ustalamy teraz system wskaźników pozwalających ocenić wpływ konstrukcji samochodu na efektywność eksploatacji.

Zgodnie z określeniem efektywności eksploatacji samochodu należy ją oceniać według następujących wskaźników:

- a — zdolność przewozowa — U
- b — koszt własny pracy przewozowej — K
- c — zdolność pokonywania trudnych warunków drogowych — T
- d — bezpieczeństwo ruchu — B
- e — zabezpieczenie ładunku oraz dostosowanie do specjalnych warunków pracy przewozowej — ξ
- f — łatwość kierowania — O
- g — łatwość obsługi technicznej i naprawy — N .

Oznaczając efektywność eksploatacji przez E możemy więc napisać:

$$E = f(U, K, T, B, \xi, O, N) \quad [1]$$

Analizując poszczególne elementy procesu transportowego należy omówić i określić wpływ jaki wywierają na nie, właściwości techniczne samochodu.

a — **Zdolność przewozowa** — U , jest to ilość pracy przewozowej, którą może wykonać samochód w danym czasie (D_e):

$$U = 24 D_e \cdot \alpha \cdot \rho \cdot W \text{ tkm} \quad [2]$$

gdzie;

W — wydajność transportowa — ilość pracy przewozowej wykonanej przez samochód w jednostce czasu:

$$W = q \cdot \gamma_d \cdot v_t \cdot \delta \cdot \beta \text{ tkm/godz.} \quad [3]$$

Wobec tego

$$U = 24 D_e \cdot \alpha \cdot \rho \cdot q \cdot \gamma_d \cdot v_t \cdot \delta \cdot \beta \text{ tkm} \quad [2']$$

Występujące we wzorze na zdolność przewozową wskaźniki zależą od czynników ekonomicznych procesu transportowego, wykonywanego przez dany samochód, od właściwości technicznych samochodu i warunków eksploatacyjnych.

α — współczynnik wykorzystania samochodu — jest to stosunek ilości dni jego pracy (D_u) do całkowitej ilości dni eksploatacji (D_e).

$$\alpha = \frac{D_u}{D_e} = \frac{D_u}{D_u + D_p + D_n} \quad [4]$$

D_p — ilość dni postoju samochodu spowodowanego przyczynami organizacyjnymi, ekonomicznymi procesów transportowych lub niemożliwością techniczną pracy samochodu (ze względu na warunki drogowe lub klimatyczne). Wielkość ta więc w zakresie właściwości technicznych samochodu zależy od jego przystosowania do pracy w ciężkich warunkach drogowych i klimatycznych.

D_n — ilość dni postoju samochodu w obsłudze technicznej lub naprawie — zależy od potrzeby i czasu trwania tych czynności tj. od trwałości samochodu i łatwości obsługi i naprawy oraz od organizacji obsługi i naprawy i jakości ich przeprowadzenia.

ρ — współczynnik wykorzystania godzin doby — jest to stosunek ilości godzin doby, w ciągu której samochód pracuje (G_u), do całkowitej ilości godzin doby (24 godzin).

$$\rho = \frac{G_u}{24} \quad (5)$$

Współczynnik ten zależy od długości dnia pracy samochodu tj. od elementów ekonomicznych i organizacyjnych procesu transportowego pod warunkiem, że niezawodność samochodu umożliwia stosowanie dużej długości dnia pracy.

Przez niezawodność samochodu należy rozumieć niewystępowanie niedomagań w czasie jego pracy; jest więc ona zależna od trwałości samochodu.

q — ładowność samochodu. Ze wzoru (2') wynika, że im większa jest ładowność samochodu, tym większa jest jego zdolność przewozowa. Jednakże względy ekonomiczne lub organizacyjne procesu transportowego, albo przyczyny techniczne — tj. wytrzymałość dróg lub ich obiektów (mostów) ograniczają celowość użycia samochodów dużej ładowności.

Ładowność samochodu można zwiększyć przez stosowanie przyczep. Własności dynamiczne samochodu mogą ograniczyć możliwość stosowania przyczep.

γ_d — współczynnik wykorzystania ładowności obliczamy jako stosunek rzeczywiście wykonanej pracy przewozowej (tkm) do pracy przewozowej, która byłaby wykonana przy całkowitym wykorzystaniu ładowności samochodu.

$$\gamma_d = \frac{U}{L_l \cdot q} \quad [6]$$

gdzie L_l — przebieg ładowny, przy którym wykonano pracę przewozową U .

Współczynnik wykorzystania ładowności zależy od czynników ekonomicznych i organizacyjnych w zakresie możliwości dostarczenia ładunku o ciężarze odpowiadającym ładowności samochodu i przewiezienia go na całą odległość ładownego przebiegu. Współczynnik ten zależy również od właściwości technicznych samochodu, w zakresie możliwości umieszczenia takiego ładunku na samo-

chodzie, lub jego przewiezienia na danej drodze. Możliwość całkowitego wykorzystania ładowności zależy więc od wymiarów skrzyni ładunkowej (dla ładunków o małym ciężarze właściwym, tzw. objętościowych) oraz od właściwości dynamicznych i terenowych samochodu, które w określonych warunkach drogowych i klimatycznych mogą powodować konieczność zmniejszenia obciążenia samochodu.

v_t — średnia szybkość techniczna — jest to stosunek odległości przebytej przez samochód do czasu jazdy. W czasie jazdy uwzględnia się krótkie postoje związane z warunkami ruchu na drodze; natomiast nie wlicza się dłuższych postojów spowodowanych innymi przyczynami (naładunek i wyładunek, niedomagania techniczne itp).

$$v_t = \frac{L}{G_j} \text{ km/godz.} \quad [7]$$

gdzie L — odległość przebyta przez samochód w km.
 G_j — czas jazdy w godzinach.

Szybkość techniczna zależy od właściwości technicznych samochodu, warunków drogowych i klimatycznych oraz od systemu ruchu.

W zakresie właściwości technicznych samochodu średnia szybkość techniczna zależy od właściwości dynamicznych, skuteczności hamowania, zwrotności, a także od jakości zawieszenia samochodu i łatwości kierowania.

W zakresie warunków drogowych i klimatycznych — średnia szybkość techniczna zależy od rodzaju drogi (rodzaj i wymiary nawierzchni, zakręty, wzniesienia) intensywności ruchu, regulacji ruchu, widoczności drogi, oznakowania drogi i warunków atmosferycznych.

W zakresie systemu ruchu — średnia szybkość techniczna zależy od odległości jazdy (im mniejsza jest odległość jazdy, tym mniejsza jest szybkość techniczna) i od organizacji ruchu samochodu (indywidualnej lub kolumnowej).

δ — współczynnik wykorzystania czasu pracy — jest to stosunek czasu zużytego na jazdę do całego czasu pracy samochodu,

$$\delta = \frac{G_j}{G_u} = \frac{G_j}{G_j + G_p} \quad [8]$$

gdzie G_p — ilość godzin postojów w czasie pracy.

Na czas postoju samochodu w czasie pracy składają się postoje na naładunek lub wyładunek i postoje spowodowane koniecznością usunięcia powstałych niedomagań. W zakresie właściwości technicznych samochodu — postoje te zależą od niezawodności samochodu, a ich czas trwania od łatwości obsługi oraz od przystosowania samochodu do wykonania naładunku lub wyładunku w najkrótszym czasie.

β — współczynnik wykorzystania przebiegu — jest to stosunek przebiegu z ładunkiem do całkowitego przebiegu w danym okresie czasu,

$$\beta = \frac{L\tau}{L} \quad [9]$$

Współczynnik wykorzystania przebiegu zależy tylko od organizacji pracy przewozowej.

b — Koszt własny pracy przewozowej — K jest to wielkość wszystkich wydatków związanych z wykonaniem przez samochód pracy przewozowej, odniesiona do jednostki tej pracy (tkm).

Koszt własny pracy przewozowej jest funkcją następujących czynników:

- wydajności transportowej samochodu — W
- kosztu paliwa — k_p
- kosztu olejów, ogumienia i innych eksploatacyjnych materiałów — k_e
- kosztu amortyzacji samochodu — k_s
- kosztu technicznej obsługi i napraw — k_n
- kosztu parkowania — k_g
- wydatków na kierowców — k_k

Można to wyrazić równaniem

$$K = f(W \cdot k_p \cdot k_e \cdot k_s \cdot k_n \cdot k_g \cdot k_k) \text{ zł/tkm} \quad [10]$$

W — wydajność transportowa samochodu zgodnie ze wzorem (3) wynosi

$$W = q \cdot \gamma_d \cdot v_t \cdot \delta \cdot \beta \text{ tkm/godz.}$$

Wydajność transportową określają więc podane wyżej współczynniki. Wpływ wydajności transportowej na koszt pracy prze-

wozowej polega na tym, że im większa jest wydajność tym mniejszy jest udział kosztów niezależnych od przebiegu (k_g i k_k) w koszcie jednostki pracy przewozowej. Ponadto im mniejsza jest wydajność tym większy jest koszt tonokilometra.

k_p — koszt paliwa na tkm jest zależny od rodzaju paliwa i wielkości jego zużycia na 1 tkm.

W zakresie właściwości technicznych samochodu — rodzaj paliwa zależy od rodzaju silnika, wielkość zużycia paliwa na tkm zależy od ekonomicznej charakterystyki samochodu i od ładowności samochodu.

W zakresie warunków eksploatacji — rodzaj paliwa zależy w pewnym stopniu od terenu pracy samochodu (miejscowe paliwa zastępcze); wielkość zużycia paliwa zależy od warunków drogowych i klimatycznych, od możliwości wykorzystania mocy samochodu dla ciągnięcia przyczep, od szybkości ruchu samochodu.

k_e — koszt materiałów eksploatacyjnych. Na koszt ten składają się głównie koszty oleju, ogumienia i części zamiennych. Koszt oleju zależy od wielkości jego zużycia. W zakresie właściwości technicznych samochodu zależy on od doskonałości konstrukcji silnika (systemu smarowania i oczyszczania oleju, zastosowania przewietrzania miski olejowej).

W zakresie eksploatacji zależy od jakości obsługi technicznej.

Koszt ogumienia zależy w zakresie konstrukcji od ilości i jakości zastosowanego ogumienia, jego obciążenia, kątów ustawienia koł i doskonałości układu hamulcowego.

Koszt części zamiennych zużywanych w czasie eksploatacji jest w zasadzie uwzględniony w wydatkach na obsługę techniczną.

W zakresie eksploatacji koszt ogumienia i części zamiennych zależy od warunków drogowych, klimatycznych oraz od jakości obsługi technicznej i kierowania samochodem.

k_s — koszt amortyzacji samochodu zależy w zakresie jego konstrukcji od kosztu jego produkcji i całkowitego przebiegu amortyzacyjnego; a więc od prostoty i trwałości jego konstrukcji.

W zakresie warunków eksploatacji koszt amortyzacji zależy od warunków drogowych i klimatycznych, rodzaju wykonywanej pracy przewozowej oraz jakości obsługi technicznej i napraw.

k_n — koszt wydatków na obsługę techniczną i naprawy składa się z kosztów siły roboczej, części wymiennych i materiałów oraz kosztów amortyzacyjnych urządzeń i budynków.

W zakresie zależnym od konstrukcji koszty te zależą od trwałości części i zespołów samochodu, prawidłowości konstrukcji oraz łatwości obsługi technicznej i naprawy.

W zakresie eksploatacji koszty te zależą od warunków drogowych i klimatycznych oraz rodzaju pracy przewozowej.

k_g — koszt parkowania samochodu stanowią koszty amortyzacyjne i eksploatacyjne budynków i urządzeń parku postojowego.

W zakresie właściwości technicznych samochodu koszty te zależą od wymiarów zewnętrznych i zwrotności samochodu (potrzeba mniejszej powierzchni).

W zakresie warunków eksploatacji koszty te na 1 tkm maleją wraz ze wzrostem wydajności transportowej samochodu.

k_k — wydatki na kierowcę na tkm zmniejszają się ze wzrostem ładowności samochodu i ze wzrostem wydajności jego pracy.

c. — Zdolność pokonywania trudnych warunków drogowych (właściwości terenowe) — T

W obecnym okresie rozwoju naszej gospodarki narodowej samochód jest często użytkowany również na drogach niższych klas i na bezdrożu (rolnictwo, leśnictwo, budownictwo itd.). Trudne warunki drogowe stwarzają ponadto pokrywy śnieżne na wszystkich typach dróg.

Zdolność samochodu pokonywania tego rodzaju warunków drogowych powinna zapewniać utrzymanie jego zdolności przewozowej, możliwie niezwiększanie kosztu pracy przewozowej, możliwie nie pogorszenie właściwości samochodu określających bezpieczeństwo ruchu, łatwość kierowania, łatwość obsługi technicznej i naprawy oraz dostosowanie do wymagań zabezpieczenia ładunku w tych warunkach.

Jest to rozszerzenie pojęcia zdolności pokonywania trudnych warunków drogowych.

Wymagania zdolności pokonywania trudnych warunków drogowych sprowadzają się do:

- zdolności pokonywania większych oporów ruchu;
- dużej przyczepności;
- zdolności pokonywania ukształtowania terenu;
- odporności na wpływy tych warunków drogowych na samochód;
- dostatecznej ekonomii zużycia paliwa.

Zdolność pokonywania większych oporów ruchu można ocenić przy pomocy elementów charakterystyki dynamicznej samochodu:

- dla zdolności długotrwałego pokonywania zwiększonych oporów ruchu — czynnik dynamiczny na biegu bezpośrednim dla charakterystycznej, najczęstszej szybkości ruchu — D_1
- dla zdolności pokonywania krótkotrwałych dużych oporów ruchu — maksymalny czynnik dynamiczny — D_{max}

Wielkość oporów ruchu, w szczególności oporów toczenia, zależy również od konstrukcji samochodu: jego ciężaru, rozdziału ciężaru na osi, rozstawu kół, ilości i konstrukcji opon.

Ograniczenie przyczepności kół napędowych samochodu do drogi jest wywołane albo zjawiskiem poślizgu tych kół na twardej nawierzchni drogi, albo zjawiskiem ścinania miękkiego gruntu przez koła.

Dla przypadku poślizgu — tym jest większa przyczepność, im jest większy jednostkowy nacisk kół na grunt.

Dla przypadku ścinania — tym jest większa przyczepność, im jest mniejsze wywierane przez koło naprężenie ścinające w gruncie.

Jako wskaźnik zdolności pokonywania terenu stosowany jest obecnie jednostkowy nacisk kół na grunt. Zdolność pokonywania terenu jest tym większa, im mniejszy jest ten nacisk. Niemniej konstrukcja opon względnie dodatkowe urządzenia zapewnić powinny dostateczną przyczepność na twardej i śliskiej drodze. Jednostkowy nacisk — p zależy od ciężaru samochodu, jego rozdziału na osie, wymiarów opony (b, D) i ciśnienia powietrza w dętce. Jednocześnie samochód powinien posiadać możliwie dużą całkowitą siłę przyczepności z gruntem. Siła ta dla danego gruntu zależy od ciężaru przypadającego na osie napędowe. Wskaźnikiem może być ten ciężar — G_p wyrażony w procentach całkowitego ciężaru.

Zdolność pokonywania ukształtowania terenu polega na:

- niezawadaniu o występy terenu;
 - zdolności przystosowania się kół napędowych do nierówności terenu;
 - dużej zdolności omijania przeszkód na terenie tj. zwrotności.
- Dla oceny zdolności niezawadania o występy terenu służą wskaźniki: najmniejszy prześwit — h i promienie prześwitu — R_p oraz kąty natarcia i zejścia — α_1 i α_2 .

Dla oceny zdolności przystosowania się kół do nierówności drogi służą wskaźniki: kąt względnego przegięcia osi — σ ; wysokość względnego przesunięcia osi — A .

Dla oceny zwrotności służą wskaźniki: minimalny promień skrętu — R i szerokości powierzchni zawracania samochodu — E .

Do warunków specjalnych występujących podczas pracy samochodu na złych drogach lub na bezdrożu należą:

- wstrząsy;
- możliwość zawadzenia nadwozia o przeszkody i możliwość ugrzęźnięcia;
- pyłność.

Dla oceny przystosowania samochodu do tych warunków mogą być stosowane wskaźniki:

- elastyczność zawieszenia — (statyczna strzałka ugięcia) i doskonałość amortyzacji;
- wyposażenie w urządzenia ochronne i wyciągowe;
- dokładność uszczelnienia mechanizmów wrażliwych na pył oraz dokładność filtracji powietrza.

Specjalne warunki pracy samochodu w terenie wymagają większej jego niezawodności i trwałości. Właściwości te mogą być ocenione przy pomocy niezbędnej pracochłonności obsługi technicznej i przebiegów międzynaprawczych w warunkach terenowych.

Miarą przystosowania pod względem ekonomii zużycia paliwa może być procentowa zmiana zużycia paliwa przy pracy w terenie na 100 km przebiegu. Trwałość silnika i ekonomiczność zużycia paliwa wymagają, aby zwiększenie właściwości dynamicznych samochodu nie odbywało się kosztem zbyt wielkiego zwiększenia szybkości obrotowej wału korbowego. Dlatego dodatkowym wskaźnikiem określającym trwałość silnika jest stosunek średniej szybkości tłoka do szybkości samochodu $\frac{v_r}{v}$.

Wobec różnorodności warunków drogowych ścisłą ocenę stopnia przystosowania samochodu do tych warunków można przeprowadzić tylko w stosunku do zadanych warunków.

d — Bezpieczeństwo ruchu — B — należy rozpatrywać w stosunku do samochodu jak również w stosunku do innych pojazdów lub pieszych korzystających z dróg.

Bezpieczeństwo ruchu zależy od następujących właściwości samochodu:

- stateczności ruchu samochodu;
- skuteczności układu hamulcowego;

- zwrotności samochodu;
- łatwości kierowania;
- widzialności z miejsca kierowcy;
- jakości oświetlenia i sygnalizacji.

Dla oceny więc stopnia bezpieczeństwa ruchu stworzonego przez konstrukcję samochodu można stosować następujące wskaźniki:

- maksymalna szybkość bez zarzucania dla danego promienia krzywizny płaskiej drogi — U_z ;
- droga hamowania — S_h ;
- minimalny promień skrętu — R i szerokość powierzchni zawracania — E ;
- kąt widzenia z miejsca kierowcy;
- jasność i odległość oświetlenia.

e — Zabezpieczenie ładunku oraz dostosowanie do specjalnych warunków pracy przewozowej. — ξ — określa stopień zabezpieczenia ładunku od działania wpływów atmosferycznych i kurzu, uszkodzenia wskutek wstrząsów, wypadnięcia itp. oraz stopień spełnienia wymagań stawianych przez specjalne warunki pracy przewozowej.

Zabezpieczenie ładunku zależy od następujących właściwości samochodu:

- elastyczności zawieszenia i amortyzacji;
- konstrukcji nadwozia;
- pewności zamknięcia nadwozia.

Dla dostosowania samochodu do specjalnych warunków pracy przewozowej mogą powstać wymagania posiadania dodatkowych urządzeń na samochodzie, specjalnego rodzaju nadwozia itp.

f — Łatwość kierowania — O — określa wielkość wysiłku fizycznego i umiejętności kierowcy, niezbędnych dla prawidłowego kierowania samochodem. Właściwość ta jest szczególnie istotna w naszym społeczeństwie, w celu możliwie dużego ułatwienia pracy człowieka. Łatwość kierowania samochodem zależy od następujących właściwości samochodu:

- dogodnego umieszczenia i regulacji siedzenia kierowcy;
- dogodnego umieszczenia organów kierowania oraz przyrządów kontrolnych i pomiarowych;
- stopnia zmniejszenia wysiłku fizycznego niezbędnego dla kierowania samochodem (lub automatyzacji tych czynności);
- widoczności z miejsca kierowcy we wszystkich kierunkach;
- ogrzewania kabiny kierowcy.

g — Łatwość obsługi technicznej i naprawy — N — określa się pracochłonnością obsługi technicznej i naprawy na jednostkę przebiegu.

Łatwość obsługi technicznej i naprawy w zakresie konstrukcji zależy od:

- trwałości samochodu, która określa niezbędną ilość czynności obsługi i naprawy oraz przebiegi międzyobsługowe i międzynaprawcze;
- dogodnego rozmieszczenia punktów wymagających obsługi lub regulacji;
- łatwości prac demontażowych i montażowych;
- jednakowego przebiegu międzynaprawczego zespołów względnie odpowiedniej wielokrotności;
- stopnia unifikacji części (w szczególności elementów łączących);
- stopnia możliwości stosowania części o wymiarach naprawczych;
- stopnia zabezpieczenia od pokaleczeń przy pracach obsługowych i naprawczych.

* * *

Poszczególne właściwości samochodu wpływające na efektywność jego eksploatacji, a zależne od konstrukcji samochodu, można więc ocenić przy pomocy porównawczych wskaźników, jak to jest zestawione w tablicy 1.

Ogólnie można by stwierdzić, że efektywność eksploatacji samochodu będzie tym większa im lepsze wartości będą miały podane wskaźniki. Jednakże część tych wskaźników wywiera wpływ nie tylko na wskazany element efektywności eksploatacji samochodu, ale również na inne jej elementy i to niekiedy w odwrotnym kierunku, tj. pogarszając te elementy. Na przykład najczęściej udoskonalenia konstrukcyjne odbywają się drogą podwyższenia kosztu samochodu lub zmniejszenia prostoty konstrukcji. Dlatego mając do rozwiązania zadanie doboru jednego spośród kilku typów samochodów lub opracowania wymagań eksploatacyjnych jako założeń do modernizacji lub projektowania samochodu dla przewidzianych dla niego warunków eksploatacji, należy na podstawie dokonanej, powyższą metodą, analizy wpływu poszczególnych właściwości technicznych na efektywność eksploatacji samochodu, ustalić hierarchię ważności tych właściwości dla da-

nych warunków eksploatacji. Na tej podstawie można ustalić najbardziej słuszny kompromis między sprzecznymi wymaganiami.

TABLICA WSKAŹNIKÓW EFEKTYWNOŚCI EKSPLOATACJI SAMOCHODU

	Element efektywności eksploatacji samochodu	Wymagania eksploatacyjne stawiane konstrukcji	Właściwości techniczne samochodu przyjęte za podstawę jego oceny		
			Określenie właściwości	Wskaźnik	
				Szczegółowy	Przybliżony
1	a	Zdolność przewozowa Współczynnik wykorzystania samochodu D-p-czas postoju z przyczyn organizacyjnych lub wskutek nieumożności użycia D-n-czas postoju w obsłudze technicznej lub naprawie	Zdolność pracy na różnych drogach i w różnych warunkach atmosferycznych Duża trwałość samochodu oraz łatwość obsługi i naprawy	Właściwości terenowe. Przystosowanie do skrajnych warunków klimatycznych	W zależności od przewidzianego terenu pracy samochodu wg p-tu 3 t_{on}
	b	Współczynnik wykorzystania dnia pracy - ρ	Duża niezawodność samochodu		t_{nb}
	c	Ładowność - q	Możliwość stosowania samoch. dużej ładowności na drogach niższych klas Zdolność ciągnięcia przyczep	Nacisk jednostkowy koła na drogę. Stosunek ciężaru własnego do ładowności, zwrotność. Charakterystyka dynamiczna	Ciężar własny; konstrukcja ilości i wymiar opon $a = \frac{G}{i \cdot D \cdot d}$ $\eta_0 = \frac{q}{G_0}$ $\alpha; E$ D_1 Moc silnika na 1 t całkowitego ciężaru
	d	Współczynnik wykorzystania ładowności - γ_d	Możliwość umieszczenia ładunków o małym ciężarze włas.	Objętość i wymiary skrzyni ładunkowej	$\eta_r = \frac{q}{V_{st}}$ $\eta = \frac{q}{F_{st}}$
	e	Średnia szybkość techniczna - $V+$	Duża szybkość przewozu	Charakterystyka dynamiczna. Skuteczność hamowania, zwrotność, łatwość kierowania	$D_{max}; V_{max} Sr.$ S_h $\alpha; E$ wg pkt. 6
	f	Współczynnik wykorzystania czasu pracy δ	Zmniejszanie przestojów - na ładunek i wyładunek - spowodowanych niedomaganiem technicznymi	Przystosowanie do prac ładunkowych i wyładunkowych. Niezawodność pracy i łatwość obsługi	$\tau (w)$ t_{on} Konstrukcja skrzyni ładunkowej, h_{τ}
2	a	Koszt własny pracy przewozowej - K_p Koszt paliwa - K_p	Małe zużycie paliwa; tanie paliwo	Rodzaj paliwa. Ekonomiczna charakterystyka	Cena paliwa Q_1 dla przyjętego v i ψ
	b	Koszt materiałów eksploatacyjnych - K_e	Małe zużycie materiałów eksploatacyjnych	Zużycie materiałów eksploatacyjnych w kg na 1 t, ładowności i 100 km przebiegu	K_{e1} $L_{cb}; L_n$
	c	Koszt amortyzacji samochodu - K_g	Mały koszt produkcji samochodu. Duża trwałość samochodu	Cena samochodu na 1 t ładowności. Całkowity przebieg	K_{s1}
	d	Koszt obsługi technicznej i naprawy - K_n	Trwałość samochodu; łatwość obsługi i naprawy	ton	K_{n1}
	e	Koszt parkowania samochodu - K_g	Małe wymiary zewnętrzne samochodu i mała pracochłonność obsługi podczas parkowania	Wymiary zewnętrzne samochodu. Zwrotność Odporność na działania atmosferyczne	$\frac{Q_0}{q}; \frac{F_0}{q}$ $\alpha; E$ Wymagane urządzenia ochronne i rozruchowe
	f	Wydatki na kierowcę - K_k	Duża wydajność pracy przewozowej	W	K_{k1}

	Element efektywności eksploatacji samochodu	Wymagania eksploatacyjne stawiane konstrukcji	Właściwości techniczne samochodu przyjęte za podstawę jego oceny	
			Określenie właściwości	Wskaźnik
3	Zdolność pokonywania trudnych warunków drogowych - T	Możliwość ruchu po złych drogach z dostatecznie dużą szybkością, przy zachowaniu podstawowych właściwości eksploatacyjnych.	Charakterystyka dynamiczna. Ciężar warunkujący przyczepność. Nacisk jednostkowy na drogę Zdolność pokonywania zniekształconego terenu. Elastyczność zawieszenia; zachowanie trwałości. Przystosowanie do pracy	$D_1; D_{max}$ Procentowe obciążenie osi napędowej Ilość i wymiar kół. Konstrukcja opon i ciśnienie powietrza w nich $h; R'p; R''p$ $\alpha; \alpha_s; \sigma; A$ $\alpha; E$ f_{st} $\frac{V_s}{V}$ Dokładność filtracji powietrza i oleju. Uszczelnienie mechanizmów i wnętrza przed kurzem. Wyposażenie ochronne i wyciągowe
4	Bezpieczeństwo ruchu - B	Pewność ruchu i łatwość kierowania	Stateczność ruchu Skuteczność hamowania. Zwrotność. Widzialność. Łatwość kierowania. Dobre oświetlenie i sygnalizacja	V_s S_n $\alpha; E$ $\theta_1; \theta_2$ wg pkt. 6 Odległość i jasność oświetlenia. Donośność sygnału
5	Zabezpieczenie ładunku i dostosowanie do specjalnych warunków pracy przewozowej	Wymagania zależne od warunków pracy przewozowej	Elastyczność zawieszenia. Przystosowanie konstrukcji nadwozia do właściwości ładunku. Pewność zamknięcia	f_{st}
6	Łatwość kierowania - O	Najmniejsze zmęczenie kierowcy	Wysiłek kierowcy	Regulacja siedzenia kierowcy. Stopień skupienia organów kierowania i przyrządów kontrolnych Maksymalna siła, którą musi przyłożyć kierowca. Stopień automatyzacji procesu kierowania. Ogrzewanie kabiny kierowcy.
7	Łatwość obsługi technicznej i naprawy - N	Krótki czas postoju samochodu w obsłudze i naprawie	Krótki czas postoju samochodu w obsłudze i naprawie	t_{on}

Oznaczenia:

- t_{on} pracochłonność obsługi i naprawy rob/godz na 100 km przebiegu i 1 t. ładowności
- t_{n2} pracochłonność napraw beżących rob/godz na 100 km przebiegu i 1 t. ładowności
- $a = \frac{G}{i \cdot d \cdot D}$ Wskaźnik nacisku jednostkowego na drogę, i - ilość kół, d - szerokość i D zewn. opony
- $\eta_r = \frac{q}{V_{st}}$ stosunek ładowności objętości skrzyni ładunkowej

$\eta F = \frac{q}{F_{st}}$	stosunek ładowności do powierzchni skrzyni ładunkowej
$n_f \frac{q}{G_0}$	stosunek ładowności do ciężaru własnego samochodu
D_{max}	maksymalny czynnik dynamiczny nabiegu bezpośredniego
D_1	czynnik dynamiczny nabiegu bezpośred. dla przyjętej szybkości
E	szeroki śc zawracania
α	maksymalny promień skrętu
α_1	kąt natarcia
α_2	kąt zejścia
θ_1	kąt widzialności w płaszczyźnie pionowej
θ_2	kąt widzialności w płaszczyźnie poziomej
A	wysokość wzajemnego przesunięcia osi średniej i tylnej
ε	kąt względnego przegięcia osi
h	najmniejszy prześwit
h_4	wysokość ładowania
R'_p	promień prześwitu poprzecznego
R''_p	promień prześwitu podłużnego
f_{st}	statyczna siła tarcia ugięcia
G	całkowity ciężar samochodu
G_0	ciężar własny samochodu
$\frac{Q_0}{q}$	objętość samochodu na 1 t. ładowności
$\frac{F_{st}}{q}$	powierzchnia samochodu na 1 t. ładowności
$\frac{V_s}{v}$	stosunek średniej szybkości tloka do szybkości samochodu
Ψ^*	współczynnik oporu drogi
V_z	maksymalna szybkość bez zarzucania dla przyjętego promienia krzywizny drogi
S_r	droga rozbiegu do przyjętej szybkości
S_h	droga hamowania od przyjętej szybkości
Q_1	zużycie paliwa w kg na 100 km przebiegu
L_{ob}	przebieg międzyobsługowy
L_n	przebieg międzynaprawczy
K_{e1}	Koszt materiałów eksploatacyjnych na 1 t. ładowności i 100 km przebiegu
K_{s1}	odpis amortyzacyjny na 1 t. ładowności i 100 km przebiegu
K_{n1}	Koszt obsługi technicznej i naprawy 1 t. ładowności i 100 km przebiegu
K_{k1}	Koszt wydatków na kierowcę na 1 t. ładowności i 100 km przebiegu dla przyjętej szybkości eksploatacyjnej
W	wydajność pracy przewozowej w tkm/godz.

W tym celu przede wszystkim należy wydzielić wskaźniki konstrukcyjne niezależne od warunków eksploatacji. W stosunku do tych wskaźników należy określić ich wymaganą wartość.

Niezależnie od warunków eksploatacyjnych samochód powinien mieć dobre wskaźniki wykorzystania jego ciężaru własnego, dobrą zwrotność, oraz zapewniać bezpieczeństwo ruchu i łatwość kierowania.

Ustalenie wielkości liczbowych tych wskaźników jako orientacyjnych dla oceny odpowiednich właściwości samochodu można przeprowadzić w zależności od typu samochodu i jego ogólnego przeznaczenia na podstawie badań doświadczalnych i teoretycznych.

Dla wskaźników konstrukcyjnych zależnych od warunków eksploatacji jak na przykład wskaźniki właściwości terenowych, właściwości dynamicznych itd. należy ustalić wartości porów-

nawcze w kategoriach dla poszczególnych sklasyfikowanych warunków eksploatacji.

Należy jednakże zastrzec się, że ustalenie liczbowych wartości wskaźników właściwości samochodu nie posiada charakteru stałego; wartości te bowiem odpowiednio określone jako „średnie”, „dobre” lub „bardzo dobre” odpowiadają aktualnemu stanowi rozwoju konstrukcji samochodów i wraz z tym rozwojem będą się zmieniać.

Opracowanie tabel wartości liczbowych w kategoriach wspomnianych wskaźników w zależności od typu samochodu i warunków eksploatacji powinno znacznie ułatwić rozwiązanie podanych wyżej zadań.

Jak widać z tabeli 1 dla opracowania tych wartości dla szeregu wskaźników (D_1 , V_z , S_h , S_r) niezbędne jest poprzednie ustalenie wzorcowych warunków ruchu, do których będą one odniesione.

Tak więc, dla oceny przydatności samochodu dla przewidzianych dla niego warunków eksploatacji należy:

- ustalić warunki jego eksploatacji według odpowiedniej klasyfikacji, a dla warunków niesklasyfikowanych ustalić charakterystyczne cechy tych warunków według podanej klasyfikacji tych cech, szeregując je w kolejności ich ważności dla tych warunków i w tej samej kolejności ustalić odpowiednie wskaźniki lub wymagania konstrukcyjne i specjalne.
- ustalić wymagane wskaźniki efektywności eksploatacji samochodu w danych warunkach eksploatacyjnych. W tym celu wybiera się dla danych warunków ze szczegółowych tabel odpowiednie wskaźniki.
- porównać wymagane wskaźniki efektywności eksploatacji z odpowiednimi wskaźnikami ocenianego samochodu. Porównanie to w szczególności pozwala na szybką ocenę jakie elementy procesu transportowego samochód dobrze zabezpieczy, a jakie niezadowolająco, co stanowić będzie podstawę dla zastosowania odpowiednich środków organizacyjnych.

Ścisłe porównanie efektywności eksploatacji np. dwóch samochodów, można przeprowadzić tylko posiadając wszystkie współczynniki techniczno-ekonomiczne rodzaju i organizacji procesu przewozowego.

Podana wyżej metoda pozwala dla większości przypadków, gdy nie rozporządza się tymi współczynnikami lub są one zmienne, ocenić racjonalność wyboru jednego z tych samochodów.

W ogólnym przypadku metoda ta prowadzi do określenia charakterystyki typu najbardziej przydatnego samochodu dla danych warunków eksploatacji. Dlatego ułatwia ona również opracowanie załania na modernizację lub na nową konstrukcję samochodu. Metoda ta bowiem pozwala ustalać wymagania konstrukcyjne jako pochodne potrzebnych właściwości eksploatacyjnych projektowanego samochodu.

Ustalenie i uszeregowanie wielkości wymaganych właściwości eksploatacyjnych pozwala skonkretyzować hierarchię ważności i wielkości wskaźników właściwości technicznych samochodu, co w następstwie prowadzi do wyboru najwłaściwszych rozwiązań konstrukcyjnych.

* * *

Podane wyżej uwagi stanowią tylko pierwszy szkic tego obszernego zagadnienia. Niewątpliwie dalsze, już konkretne zastosowanie omawianej metody pozwoliłoby ją znacznie uprościć przez wytypowanie dla każdego rodzaju warunków eksploatacyjnych pewnej tylko ilości najistotniejszych wskaźników, pozostawiając przez to większą swobodę konstruktorowi.

Podstawową bazą dla dalszego rozpatrywania wymaganych właściwości samochodów będzie szczegółowe rozpracowanie ich warunków eksploatacji w Polsce.

„Współzawodnictwo jest komunistyczną metodą budownictwa socjalizmu, na gruncie maksymalnej aktywności milionowych mas pracujących....”

Współzawodnictwo jest tą dźwignią, za której pomocą klasa robotnicza dokonać ma przewrotu w całym gospodarczym i kulturalnym życiu kraju na bazie socjalizmu”.

JÓZEF STALIN

Mgr inż. KAZIMIERZ STUDZIŃSKI

WPŁYW NIEKTÓRYCH PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH SAMOCHODU NA JEGO WŁASNOŚCI EKONOMICZNE

Autor zwraca uwagę na konieczność analizy cech ekonomicznych samochodów, na które ma wpływ konstruktor. Najważniejszymi czynnikami są: jednostkowe zużycie paliwa przez silnik, w zależności od jego obrotów i stopnia wykorzystania pełnej mocy, ciężar własny samochodu, wielkości przełożeni przekładni głównej i skrzynki biegów oraz kształt nadwozia. Załączone wykresy pozwalają na przejrzystą analizę powyższych czynników na ekonomiczność samochodu.

1. Wstęp

Zużycie paliwa przez samochód, stanowiące główną cechę jego własności ekonomicznych, jest zależne z jednej strony od jego konstrukcji, z drugiej zaś strony od warunków jego eksploatacji.

Warunki eksploatacji samochodu mają bardzo znaczny wpływ na zużycie paliwa, które w zależności od takich czynników jak szybkość jazdy, rodzaj i stan nawierzchni drogowej, stopień wykorzystania ładowności wozu, stan techniczny pojazdu, umiętność jazdy kierowcy, jakość paliwa itp. może zmieniać się w bardzo znacznych granicach*).

Czynniki te mogą wpływać na zmianę wielkości zużycia paliwa jednak tylko w granicach ekonomicznych własności samochodu, badanych mu przez konstrukcję silnika i jego mechanizmów.

Własności ekonomiczne istniejących samochodów są bardzo różne, obok samochodów odznaczających się bardzo niskim zużyciem paliwa, są samochody o dużym zużyciu paliwa, nie znajdującym uzasadnienia w ich własnościach dynamicznych.

Znaczna rozbieżność cech ekonomicznych samochodów tłumaczona być może ich własnościami trakcyjnymi, celowo i świadomie nadawanymi im przez konstruktorów kosztem obniżania ich ekonomii. Istnieją jednak liczne przykłady niskiej ekonomii samochodów, wynikającej z wadliwej ich konstrukcji lub niekorzystnego doboru parametrów konstrukcyjnych dla ich poszczególnych mechanizmów.

Wady tego rodzaju są zwykle skutkiem pomijania przez konstruktorów analizy własności ekonomicznych projektowanych samochodów.

Artykuł ten ma na celu zwrócenie uwagi na wpływ niektórych parametrów konstrukcyjnych samochodu na jego własności ekonomiczne i określenie stopnia ich wpływu na kilku typowych przykładach.

2. Wyszczególnienie czynników konstrukcyjnych samochodu, mających wpływ na wielkość zużycia paliwa

Niewątpliwie najważniejszym i nieodzownym czynnikiem ekonomicznej pracy samochodu jest niskie jednostkowe zużycie paliwa przez silnik, wyrażane w gramach zużywanego paliwa na 1 KM i godz.

Mówiąc o jednostkowym zużyciu paliwa przez silnik mamy zwykle na myśli jego minimalne zużycie jednostkowe, które zachodzi tylko przy pewnych określonych obrotach silnika i przy pewnym najkorzystniejszym jego obciążeniu. Minimalne zużycie jednostkowe paliwa może być bezwzględna miarą ekonomii silnika tylko w tym przypadku, gdy silnik pracuje na stałych obrotach i gdy obciążenie jego zmienia się w stosunkowo niewielkich granicach.

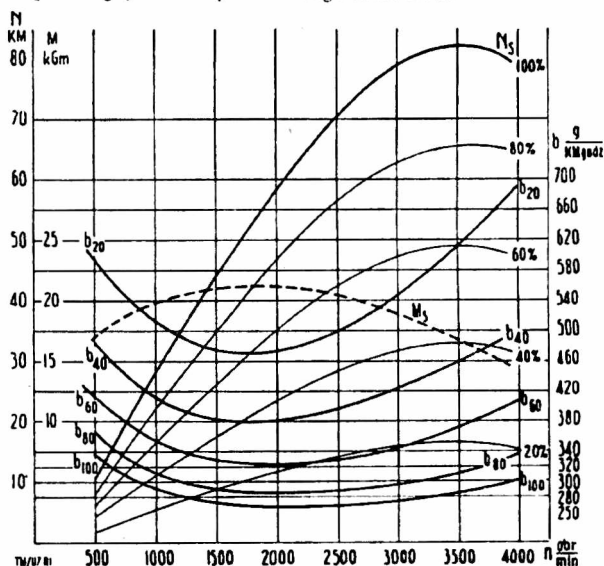
Silnik trakcyjny, a zwłaszcza samochodowy, bywa zwykle eksploatowany na różnych obrotach i przy różnych obciążeniach zależnych od występujących oporów jazdy samochodu.

Dlatego też do określenia własności ekonomicznych silnika samochodowego konieczna jest pełna charakterystyka ekonomiczna silnika, tj. wielkość jednostkowego zużycia paliwa na różnych obrotach i różnych napelnieniach dla silników gaźnikowych, bądź też przy różnym dawkowaniu paliwa dla silników wysokoprężnych.

Na rys. 1 podany jest przykładowo przebieg krzywych jednostkowego zużycia paliwa dla silnika gaźnikowego w zależności od ilości obrotów silnika i rozwijanej przez niego mocy przy różnych napelnieniach.

Fakt, że jednostkowe zużycie benzyny zmienia się w znacznej szerszych granicach w zależności od napelnienia czyli od stopnia wykorzystania jego pełnej mocy, niż od ilości obrotów silnika, wskazuje, że zużycie paliwa przez samochód, czyli jego ekono-

nomia, jest przede wszystkim zależna od właściwego doboru silnika pod względem mocy do każdego samochodu.



Rys. 1.

Jeśli przez ζ oznaczymy w % stopień wykorzystania pełnej dla danych obrotów mocy silnika do napędu samochodu, to wyrazić go można wzorem:

$$\zeta = \frac{N_o}{N_s \cdot \tau_{pm}} \cdot 100\% \dots \dots \dots [1]$$

gdzie N_o — moc zużyta na pokonanie oporów jazdy samochodu z szybkością V w określonych warunkach drogowych [KM].

N_s — pełna moc silnika, przy jego obrotach, odpowiadających szybkości V samochodu [KM].

Zużycie paliwa przez silnik w litrach na godzinę obliczyć można przy pomocy wzoru:

$$Q_s = \frac{b \cdot \zeta \cdot N_s}{1000 \cdot \gamma_p \cdot 100} [l/godz] \dots \dots \dots [2]$$

gdzie — b — jednostkowe zużycie paliwa przez silnik przy stopniu obciążenia ζ [g/KM godz].

γ_p — ciężar właściwy paliwa [kG/l]; dla benzyny $\gamma = 0,74$.

Podstawiając do tego wzoru z (1)

$$\frac{\zeta \cdot N_s}{100} = \frac{N_o}{\tau_{pm}}$$

otrzymamy
$$Q_s = \frac{b \cdot N_o}{1000 \cdot \gamma_p \cdot \tau_{pm}} [l/godz] \dots \dots \dots [4]$$

Zużycie paliwa przez samochód w litrach na 100 km określać będzie wzór

$$Q = \frac{Q_s \cdot 100}{V} = \frac{b \cdot N_o}{10 \cdot \gamma_p \cdot V \cdot \tau_{pm}} [l/100 km] \dots \dots \dots [5]$$

Moc N_o , potrzebną do pokonania oporów jazdy samochodem, wyrazić można wzorem:

$$N_o = \frac{\left[(f + \sin \alpha + \lambda \frac{a}{g}) G + kF \frac{V^2}{3,6^2} \right] V}{270} [KM] \dots \dots \dots [6]$$

*) Prof. inż. K. Studziński — „Zużycie paliwa w samochodach ciężarowych w zależności od warunków eksploatacyjnych” — Przegląd Samochodowy, zeszyt II, III, rok 1948.

Podstawiając wzór (6) do wzoru (5) otrzymamy ostatecznie wzór na zużycie paliwa przez samochód:

$$Q = \frac{b \left[(f + \sin \alpha + \lambda \frac{a}{g}) G + kF \frac{V^2}{3,6^2} \right]}{2700 \cdot \gamma_p \cdot \eta_m} \quad [l/100 \text{ km}] \quad [7]$$

gdzie

- f — współczynnik oporów toczenia [kG/kG]
- α — kąt wzniesienia drogi [°]
- a — przyspieszenie nadane samochodowi [m/sek²]
- g — przyspieszenie ziemskie [m/sek²]
- λ — współczynnik uwzględniający przyspieszenie mas wirujących samochodu.
- G — ciężar samochodu z obciążeniem [kG]
- k — współczynnik oporów aerodynamicznych =

$$= C_w \cdot \frac{\gamma}{z} \left[\frac{kG \text{ sek}^2}{m^4} \right]$$

- F — powierzchnia sylwetki samochodu [m²].
- V — szybkość samochodu [km/godz]
- γ_p — ciężar właściwy paliwa [kG/l]
- η_m — sprawność mechanizmów napędowych samochodu.

Wielkość zużycia paliwa Q , wyrażona za pomocą wzoru [7] jest zależna od wielu parametrów, z których f , α , λ , a , η_m , zależą prawie wyłącznie od warunków eksploatacyjnych i w dalszych rozważaniach je pominiemy.

Natomiast parametrami zależnymi od czynników konstrukcyjnych będą: b , G , k , F , U .

Z parametrów tych najbardziej skomplikowany charakter posiada b — jednostkowe zużycie paliwa przez silnik, gdyż zmienność jego zależy od całego szeregu czynników konstrukcyjnych samochodu.

Jednostkowe zużycie paliwa silnika zmienia się w zależności od obrotów silnika i od stopnia wykorzystania pełnej mocy silnika przy tych obrotach, co z kolei zależy od wielkości silnika pod względem mocy, od przełożenia przekładni głównej i skrzynki biegów oraz od wielkości mocy pochłanianej na pokonanie oporów jazdy, które zależą znów od ciężaru samochodu, jego kształtów, wielkości oporów drogi i szybkości samochodu.

W celu umożliwienia przeprowadzenia analizy parametrów wpływających na wielkość zużycia paliwa przez samochód, wyodrębnimy najważniejsze czynniki konstrukcyjne samochodu i przeprowadzimy analizę ich wpływu na zużycie paliwa.

Czynnikami takimi są:

1. Jednostkowe zużycie paliwa przez silnik.
2. Ciężar własny samochodu.
3. Przełożenie przekładni głównej.
4. Ilość i wielkość przełożeń skrzynki biegów.
5. Kształt i wymiary nadwozia samochodu.

Ponieważ temat jest bardzo obszerny, w ramach artykułu możliwe będzie tylko ogólne omówienie tych zagadnień.

3. Jednostkowe zużycie paliwa przez silnik

Jednostkowe zużycie paliwa, jak to zostało już zaznaczone, ma decydujący wpływ na ekonomię pracy silnika. Ekonomiczna praca samochodu jest zależna od tego, w jaki sposób zmienia się jednostkowe zużycie paliwa w zależności od obrotów silnika i stopnia obciążenia silnika.

Charakterystycznymi warunkami pracy silnika samochodowego, zwłaszcza połączonego z mechaniczną stopniową skrzynką biegów, jest to, że pracuje on na zmiennych obrotach, których granicami mogą być obroty przy maksymalnym momencie obrotowym i obroty maksymalne oraz to, że najczęściej pracuje on na niepełnym obciążeniu, a jego moc szczytowa stanowi właściwie rezerwę na pokonanie dużych oporów jazdy i na zwiększenie jego trwałości przez zabezpieczenie go od przeciążania, na co szczególnie wrażliwe są silniki gaźnikowe.

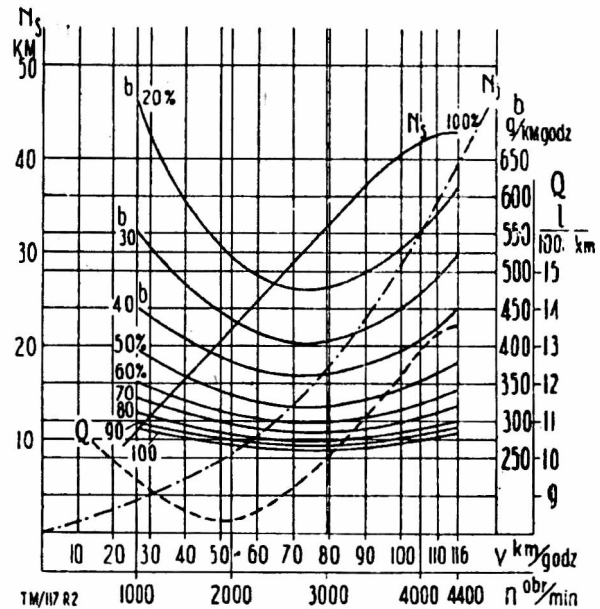
Stąd można wyciągnąć logiczny wniosek, że silnik samochodowy będzie ekonomiczny, gdy jego zużycie jednostkowe paliwa w granicach wykorzystywanych obrotów silnika będzie wykazywało jak najmniejszy przyrost w stosunku do jednostkowego zużycia minimalnego, oraz gdy praca silnika na niepełnej mocy nie będzie powodowała nadmiernego wzrostu jednostkowego zużycia paliwa.

Uzyskanie takich własności silników samochodowych jest bardzo trudne i w rzeczywistości rozpiętość jednostkowego zużycia paliwa jest dość znaczna, co ilustrują dwa załączone wykresy silników gaźnikowych.

Na wykresie rys. 1 jest przedstawiona typowa charakterystyka zewnętrzna silnika gaźnikowego o mocy 82 KM przy 3500

obr/min, zastosowanego do samochodu ciężarowego o ładowności 4 ton. Jak z niej wynika, krzywa jednostkowego zużycia paliwa przy pełnej mocy (100%), tj. przy całkowitym otwarciu przepustnicy posiada swe minimum, wynoszące 268 gr/KM godz., w okolicy 2000 obr/min i wraz ze wzrostem obrotów silnika podnosi się do 284 gr/KM godz. przy 3500 obr/min.

Krzywe jednostkowego zużycia paliwa przy mniejszych napełnieniach (80% pełnej mocy, 60% N_s , 40% N_s , 20% N_s) wykazują nie tylko stopniowy wzrost minimum zużycia benzyny, odpowiednio $b_{80} = 284$ gr/KM godz., $b_{60} = 323$ gr/KM godz., $b_{40} = 376$ gr/KM godz. i $b_{20} = 468$ gr/KM godz., lecz również coraz gwałtowniejszy wzrost jednostkowego zużycia w miarę wzrastania obrotów silnika, dochodzącego nawet do 612 gr/KM godz. przy 20% napełnieniu i 3500 obr/min silnika.



Rys. 2.

Na wykresie rys. 2 są przedstawione krzywe jednostkowego zużycia paliwa silnika gaźnikowego o mocy $N_{s,max} = 43$ KM przy 4400 obr/min, zastosowanego do samochodu osobowego.

Krzywe jednostkowego zużycia paliwa przy małych obciążeniach mają przebieg bardzo różnorodny dla różnych silników i często zupełnie nieregularny.

Niektóre silniki, zwłaszcza zaś posiadające duży nadmiar mocy, mają najniższe zużycie jednostkowe paliwa nie przy 100% obciążenia, lecz np. przy 80%, co ze względu na ogólną ekonomię samochodu jest bardzo korzystne, ponieważ obniża w ten sposób zużycie paliwa dla niepełnych obciążeń, przy których silnik najczęściej pracuje.

W celu uzyskania najkorzystniejszego przebiegu krzywych jednostkowego zużycia paliwa brak jest gotowych recept, określających środki konstrukcyjne, które zapewniłyby uzyskanie wyznaczonych z góry wielkości zużycia jednostkowego, jakkolwiek znane są czynniki, od których zależy uzyskanie najkorzystniejszych rezultatów.

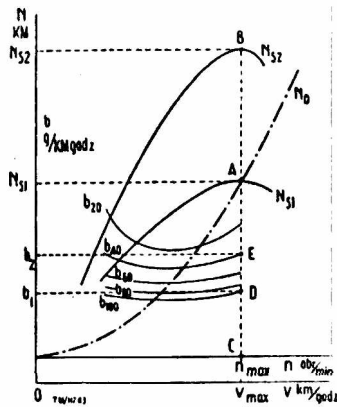
Zwykle konstruktor stara się tak rozwiązać konstrukcyjnie silnik, posilując się wzorami istniejących już rozwiązań, które dały najbardziej zbliżone do wymaganych rezultaty, aby uzyskać możliwie najlepsze napełnienie cylindrów i możliwie najkorzystniejszy przebieg procesu spalania.

Przy zastosowaniu jednak, przy projektowaniu silnika, nawet wszystkich znanych środków konstrukcyjnych, nie można teoretycznie przewidzieć jaki przebieg będą miały krzywe zużycia paliwa, i zwykle należy je korygować na hamowni przez dobór właściwej regulacji gaźnika.

4. Stopień wykorzystania pełnej mocy silnika

Jakkolwiek krzywe jednostkowego zużycia paliwa całkowicie charakteryzują silnik pod względem ekonomicznym, to jednak nie stanowią one jeszcze dostatecznej podstawy do określenia cech ekonomicznych samochodu, które zależą również od stopnia wykorzystania pełnej mocy silnika.

Dla przykładu rozpatrzmy wielkość zużycia paliwa przez samochód z silnikiem o mocy N_{s1max} , który przy obrotach n_N może uzyskać w określonych warunkach drogowych szybkość V_{max}



Rys. 3.

(rys. 3), oraz wielkość zużycia paliwa przez ten sam samochód w przypadku, gdy posiada on silnik o znacznie większej mocy N_{s2max} przy tych samych obrotach n_N .

Założmy przy tym, że oba silniki mają identyczne jednostkowe zużycie paliwa b_{10} , b_{20} itd.

Dla samochodu z silnikiem o mocy N_{s1max} stopień wykorzystania pełnej mocy ξ_1 wyniesie:

$\xi_1 = 100\%$, a jednostkowe zużycie paliwa $b_1 = CD$ g/KM godz.

Wówczas zużycie paliwa przez samochód będzie:

$$Q_1 = \frac{b_1 \cdot N_A}{10 \cdot \gamma \cdot V_{max}} \quad [l/100 \text{ km}]$$

W przypadku zastosowania do tego samochodu silnika o mocy N_{s2max}

$$\xi_2 = \frac{AC}{BC} 100\% = \sim 40\% \text{ oraz } b_2 = EC \text{ g/KM godz}$$

stąd

$$Q_2 = \frac{b_2 \cdot N_A}{10 \cdot \gamma \cdot V_{max}} \quad [l/100 \text{ km}]$$

Różnica zużycia paliwa w takich samych warunkach drogowych wyniesie na korzyść silnika

$$N_{s1}: Q_2 - Q_1 = \frac{(b_2 - b_1) N_A}{10 \cdot \gamma \cdot V_{max}} \quad [l/100 \text{ km}]$$

Jak z tego wynika zużycie paliwa przez samochód, czyli jego ekonomia, w dużym stopniu zależy od właściwego doboru silnika pod względem mocy. Samochód będzie tym ekonomiczniejszy, im bardziej będzie wykorzystana jego moc przy maksymalnych obrotach silnika, czyli im wyższą wartość będzie posiadał współczynnik ξ

Wzór (1), określający współczynnik ξ można przedstawić w postaci:

$$\xi = \frac{\left[\left(f + \sin \alpha + \lambda \frac{a}{g} \right) G + kF \frac{V^2}{3,6^2} \right] V}{270 \cdot \gamma_m \cdot N_s} \cdot 100\% \quad [8]$$

o ile chcemy dobrać najekonomiczniejszy silnik do samochodu, który przy najczęściej występujących oporach jazdy ma posiadać szybkość szczytową V_{max} km/godz, to moc maksymalna jego wyniesie:

$$N_{smax} = \frac{\left(fG + kF \frac{V_{max}^2}{3,6^2} \right) V_{max}}{270 \cdot \gamma_m} \quad [KM] \quad [9]$$

przyjmując dla szybkości szczytowej $\xi = 100\%$ i $\lambda \frac{a}{g} = 0$ oraz że ruch samochodu odbywa się na drodze poziomej.

Dobrana moc silnika z punktu widzenia ekonomii samochodu, może być niewystarczająca do zapewnienia mu niezbędnych własności dynamicznych, które zwykle ocenia się za pomocą wskaźnika dynamicznego D , przy szybkości samochodu na biegu bezpośrednim odpowiadającej maksymalnemu momentowi silnika.

W tym przypadku konstruktor ma do wyboru, czy zachować obliczoną moc silnika kosztem gorszych własności dynamicznych samochodu, czy też dać silnik większej mocy kosztem obniżenia własności ekonomicznych samochodu.

W podawanych wielu charakterystykach samochodów przyjęło się przybliżone porównywanie własności dynamicznych samochodów za pomocą ciężaru jednostkowego, wyrażonego stosunkiem ciężaru samochodu z pełnym obciążeniem do mocy jego silnika, bądź też jednostkową mocą, wyrażoną przez stosunek mocy maksymalnej silnika do ciężaru samochodu.

Obecnie istniejące samochody posiadają następujące ciężary jednostkowe:

samochody osobowe małe popularne	50 — 40 kg/KM
samochody osobowe popularne	40 — 25 "
samochody osobowe średnie	30 — 20 "
samochody osobowe duże	20 — 10 "
samochody ciężarowe	100 — 60 "
autobusy	110 — 80 "

5. Wpływ ciężaru własnego samochodu na zużycie paliwa

Ciężar samochodu ma bardzo znaczny wpływ na wielkość zużycia paliwa przez samochód, zwłaszcza w tych przypadkach, gdy samochód posiada silnik o niewielkiej mocy w stosunku do swego ciężaru.

Moc silnika, idąca na pokonanie oporów toczenia, oporów wzniesień i oporów bezwładności mas przy przyspieszaniu samochodu, jest wprost proporcjonalna do ciężaru samochodu i przy małych szybkościach samochodu, gdy opory powietrza są nieznaczne, dochodzić może prawie do pełnej mocy silnika.

Udział ciężaru własnego samochodu w jego ciężarze całkowitym, przy pełnym obciążeniu, jest bardzo znaczny i w samochodach współczesnych posiada różne wartości w zależności od ich rodzajów.

Najniekorzystniej przedstawia się on dla samochodów osobowych, a mianowicie dla małych samochodów osobowych wynosi od 55 do 70%, a dla średnich i dużych od 70 do 80%.

Dla autobusów dawnych konstrukcji wynosi ok. 70%, a dla nowoczesnych spada do 60 — 55% i nawet prawie do 50%.

Dla samochodów ciężarowych waha się w zależności od ich ładowności w następujących granicach:

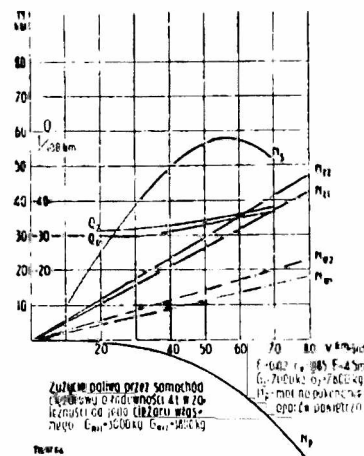
samochody ciężarowe o ładowności 2 t	ok. 55%
samochody ciężarowe o ładowności 3 t	.. 50%
samochody ciężarowe o ładowności 3 1/2 — 4 t	.. 45 — 40%
samochody ciężarowe o ładowności 5 — 6 t	.. 50%
samochody ciężarowe powyżej 7 t	.. 45%

Ciężar własny samochodu z punktu widzenia zużycia paliwa jest ciężarem szkodliwym i dążeniem konstruktora powinno być, jak największe obniżenie go do granic, podyktowanych względami wytrzymałościowymi.

Obniżenie ciężaru własnego samochodu przy zachowaniu dostatecznej jego trwałości uzyskać można przez:

- 1) stosowanie najracjonalniejszych kształtów pod względem wytrzymałościowym wszystkich elementów samochodu,
- 2) unikanie przewyżniania elementów w stosunku do wymiarów podyktowanych względami wytrzymałości,
- 3) stosowanie stopów lekkich na części mało obciążone i stały wysokogatunkowych na części pracujące pod dużymi obciążeniami.

Na wykresie rys. 4 przedstawione są krzywe zużycia paliwa dla samochodu ciężarowego o ładowności 4 t z silnikiem gaźnikowym o mocy 82 KM, o charakterystyce zewnętrznej, podanej na rys. 1, w przypadkach, gdy ciężar własny samochodu wynosi 3000 kG i 3800 kG.



Rys. 4.

Jak z wykresu tego wynika obniżenie ciężaru własnego tego samochodu z 3800 kG do 3000 kG czyli o 21% daje oszczędność na zużyciu paliwa od 1,5 do 2,5 l/100 km czyli od 4,2 do 8,5% przy jeździe na drodze o dobrej nawierzchni.

Różnice ciężaru własnego samochodów osobowych, w których ciężar ten odgrywa znacznie większą rolę w stosunku do obciążenia użytkowniczego, dają znacznie większą procentową oszczędność paliwa, np. obniżenie ciężaru własnego samochodu osobowego o 20% może spowodować 15-procentowy spadek zużycia paliwa.

6. Wpływ wielkości przełożenia przekładni głównej na zużycie paliwa

Od właściwego dobrania przełożenia przekładni głównej zależy nie tylko szybkość szczytowa samochodu i jego właściwości dynamiczne, lecz w dużej mierze również i jego właściwości ekonomiczne. Ze względu na to, że o ekonomii samochodu transportowego, to znaczy przeznaczonego do ruchu na drogach bitych, decyduje głównie wielkość zużycia paliwa na biegu bezpośrednim.

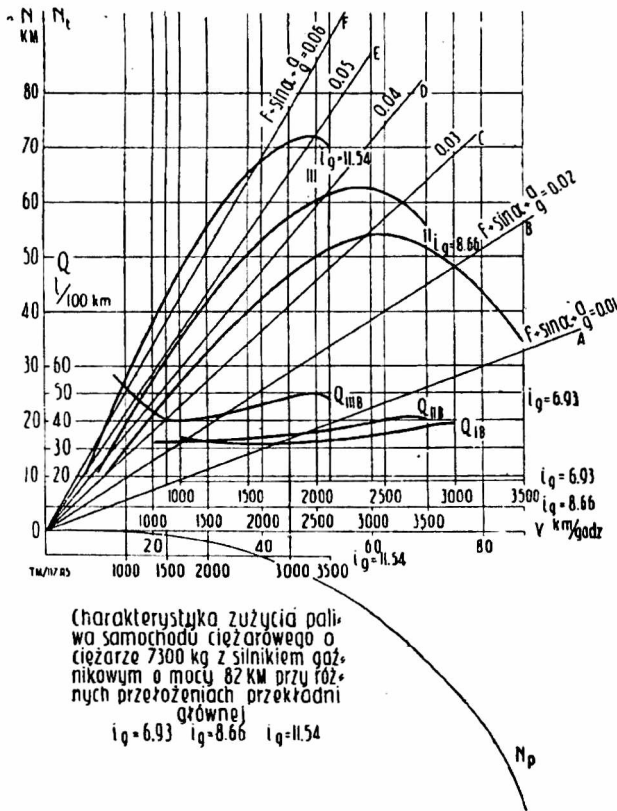
Przez zwiększanie przełożenia przekładni głównej zyskuje się wzrost siły napędowej na kołach, lecz towarzyszy mu zwykle równoczesny wzrost zużycia paliwa przez samochód.

Tłumaczy się to tym, że przez zastosowanie większego przełożenia przekładni głównej, następuje przy tych samych obrotach silnika spadek szybkości samochodu. Natomiast spadek szybkości samochodu powoduje zmniejszenie potrzebnej na kołach mocy na pokonanie oporów jazdy samochodu czyli spadek stopnia wykorzystania pełnej mocy silnika, co pociąga za sobą pracę silnika przy większym jednostkowym zużyciu paliwa. W efekcie następuje wzrost zużycia paliwa przez samochód.

Jednak w zależności od charakteru krzywych jednostkowego zużycia paliwa i przebiegu krzywej mocy N_o na pokonanie oporów jazdy, zużycie paliwa przez samochód, wyrażone przez wzór:

$$Q = \frac{b \cdot N_o}{10 \cdot \gamma_b \cdot V} \quad [l/100 \text{ km}] \quad [10]$$

i zmieniające się w zależności od trzech parametrów b , N_o i U , mogą zachodzić przypadki, gdy zwiększeniu przełożenia przekładni głównej nie będzie towarzyszył wzrost zużycia paliwa przez samochód, bądź też będzie on tak nieznaczny że ze względu na własności dynamiczne, korzystniejsze będzie nawet z punktu widzenia ekonomii, zastosowanie przełożenia większego.



Rys. 5.

Przykładem tego może być wykres rys. 5, na którym są podane krzywe zużycia benzyny Q_{II} , Q_{III} i Q_{III} dla trzech przełożeń przekładni głównej: $i_g = 6.93$, $i_g = 8.66$ oraz $i_g = 11.54$ samochodu ciężarowego o ładowności 4 ton, z silnikiem gaźnikowym o mocy 82 KM, którego charakterystyka zewnętrzna została podana na rys. 1.

Przełożenie $i_g = 8.66$ przy oporach jazdy wg krzywej B daje wyraźnie niższe zużycie paliwa Q_{II} na biegu bezpośrednim samochodu, aniżeli przełożenie 11,54, gdyż różnica zużycia dochodzi nawet do 13 l/100 km przy szybkości 50 km/godz.

Natomiast przełożenie 6,93 w stosunku do przełożenia 8,66 wpływa bardzo nieznacznie na obniżenie zużycia paliwa i to głównie na wyższych szybkościach samochodu, przy których daje maksymalną oszczędność ok. 5 l/100 km.

Jak z tego przykładu wynika, przełożenie przekładni głównej samochodu ma bardzo znaczny wpływ na ekonomię samochodu i przy ustalaniu jego konieczne jest wykonanie wykresów ekonomicznych samochodu i to nie tylko dla jednego przypadku oporów jazdy, lecz również dla innych typowych dla pracy samochodu, na podstawie których można dopiero dobrać najkorzystniejsze przełożenie przekładni głównej tak ze względów ekonomicznych, jak i dynamicznych.

7. Wpływ ilości biegów i wielkości ich przełożeń na zużycie paliwa przez samochód

Jakkolwiek dla własności ekonomicznych samochodu decydujące znaczenie posiada zużycie paliwa na biegu bezpośrednim, na którym on przeważnie pracuje, to jednak mogą zachodzić przypadki, gdy jazda na niższych biegach może mieć nawet poważny wpływ na ogólne zużycie paliwa samochodem.

Odnosi się to do samochodów, które ze względu na swoje przeznaczenie muszą przez dłuższy okres lub też bardzo często używać biegów niższych, a więc np. do autobusów miejskich, samochodów terenowych lub autobusów, kursujących w terenach górskich.

Zużycie paliwa określa wzór (10) w zależności od szybkości samochodu. Jeśli we wzorze tym V zastąpimy przez ilość obrotów silnika n_s stosownie do następującej zależności:

$$V = \frac{2\pi r_k \cdot n_s \cdot 60}{1000 \cdot i_g \cdot i_b} = 0,12\pi r_k \cdot \frac{n_s}{i_g \cdot i_b} \quad [\text{km/godz}] \quad [11]$$

gdzie

- r_k — promień dynamiczny koła [m]
- i_g — przełożenie przekładni głównej
- i_b — przełożenie biegu zredukowanego skrzynki biegów, to wzór ten przybierze następującą postać:

$$Q = \frac{b \cdot N_o \cdot i_g \cdot i_b}{10 \cdot \gamma \cdot 0,12\pi r_k \cdot n_s} = \frac{b N_o i_g \cdot i_b}{1,2 \pi \gamma r_k n_s} \quad [l/100 \text{ km}] \quad [12]$$

Wzór ten wskazuje, że jazda na biegu niższym jest mniej ekonomiczną od jazdy na biegu bezpośrednim, gdyż zwiększanie przełożenia i_b prowadzi do zwiększonego zużycia paliwa.

Nie można jednak na podstawie tego wzoru twierdzić, że przez wprowadzenie przekładni o przełożeniu i_b wystąpi i_b razy większe zużycie paliwa.

Wielkość zużycia paliwa zależy od czterech parametrów zmierzających, określonych przez charakterystykę zewnętrzną silnika. Gdy zmieniamy z nich jeden np. i_b , równocześnie pociąga to za sobą zmianę pozostałych. Załóżmy, że przy zmianie biegu na niższy o przełożeniu i_b samochód porusza się nadal z tą samą szybkością U , i że działają na niego te same opory jazdy N_o , czyli że U i N_o są stałe.

Jeśli samochód poruszał się z szybkością U , na biegu bezpośrednim czyli obroty wału napędowego były równe obrotom silnika n_1 , to po włączeniu biegu niższego obroty silnika w stosunku do obrotów wału napędowego muszą wzrosnąć do $n_2 = n_1 \cdot i_b$

W związku z zmianą obrotów silnika z n_1 na n_2 ulegnie zmianie jednostkowe zużycie paliwa, wywołane spadkiem stopnia wykorzystania pełnej mocy silnika.

Jakkolwiek moc N_o potrzebna na pokonanie oporów jazdy nie uległa zmianie, to jednak wskutek zmiany obrotów silnika pełna moc silnika przy obrotach n_2 będzie większa od pełnej mocy silnika przy obrotach n_1 i jednostkowe zużycie paliwa silnika wzrośnie z b_1 na b_2 wskutek spadku stopnia wykorzystania pełnej mocy silnika.

Jak więc z tych rozważań wynika, we wzorze wyrażającym zużycie paliwa

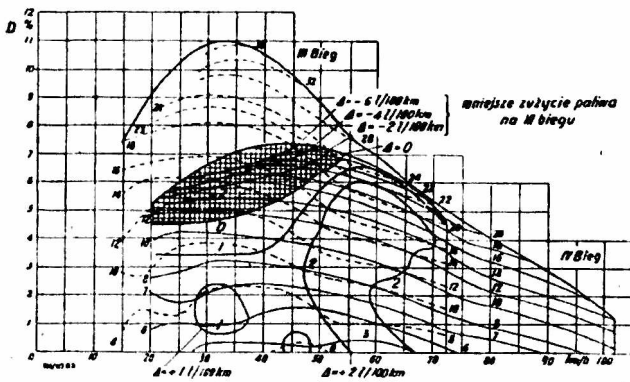
$$Q = \frac{b \cdot N_o}{10 \cdot \gamma \cdot V} \quad [l/100 \text{ km}]$$

w chwili zmiany biegu na niższy, ulegnie zmianie tylko parametr b , a zużycie paliwa Q wzrośnie wprost proporcjonalnie do jego wzrostu. Przy dalszej jeździe na biegu zredukowanym zużycie paliwa może ulegać dalszym zmianom w zależności od zmian szybkości V i oporów jazdy samochodu.

Dla ścisłości jednak trzeba zaznaczyć, że zmiana biegu na niższy niekoniecznie musi towarzyszyć wzrost zużycia paliwa.

Przykładem tego może być przedstawiona na rys. 6 charakterystyka paliwowa samochodu osobowego DKW — F 9, która wykazuje, że w obszarze zakresowanych oporów jazdy samochód posiada niższe zużycie paliwa na biegu III (przełożenie

$i_{III} = 1,35$) niż na biegu IV (przełożenie $i_{IV} = 0,958$). Zjawisko to bardzo korzystne dla ekonomii samochodu, tłumaczy się tym, że zmiana b jednostkowego zużycia paliwa, decydującego w tym przypadku o zużyciu paliwa przez samochód, przebiega nie tylko w zależności od stopnia wykorzystania pełnej mocy silnika, lecz również w zależności od zmieniających się obrotów silnika i może zajść przypadek, który ma miejsce w samochodzie DKW — F 9, że jednostkowe zużycie paliwa silnika b_2 przy obrotach n_2 i niepełnym wykorzystaniu mocy będzie niższe od jednostkowego zużycia paliwa b_1 przy obrotach n_1 i 100% wykorzystaniu pełnej mocy silnika.



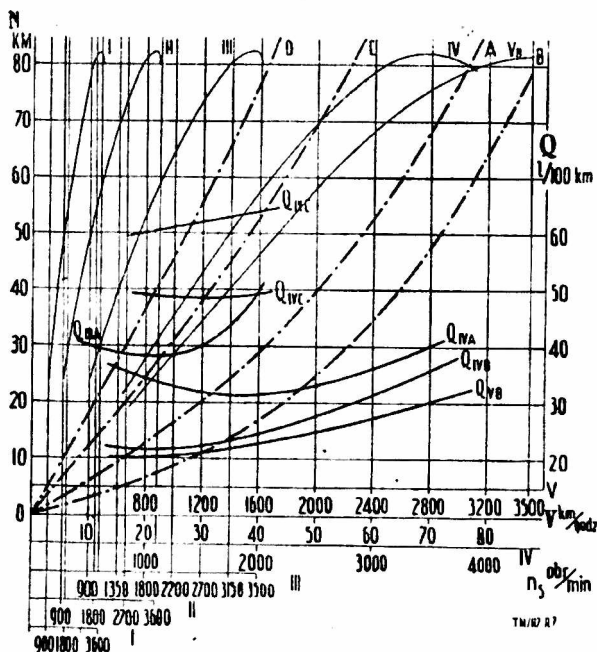
Rys. 6. Krzywe zużycia paliwa na III i IV biegu samochodu IFA - F9

Z przeprowadzonych rozważań wpływu przełożeń skrzynki biegów na wzrost zużycia paliwa można wyciągnąć następujące wnioski:

Ekonomia pracy samochodu na niższych biegach od bezpośredniego zależy od: —

- 1) ekonomicznej pracy silnika przy niepełnych obciążeniach, to jest od stosunkowo niewielkiego wzrostu jednostkowego zużycia paliwa silnika przy spadku obciążenia,
- 2) takiego doboru wielkości przełożeń skrzynki biegów, aby dawały one obciążenie silnika jak najbardziej zbliżone do pełnej mocy silnika.

Drugi warunek będzie całkowicie spełniony w przypadku zastosowania bezstopniowej skrzynki biegów, posiadającej samoczynną zmianę przełożeń w zależności od wzrastających oporów jazdy, co zapewniłoby pracę silnika zawsze na pełnej mocy i najniższych jednostkowych zużyciach paliwa.



Rys. 7.

W samochodach, posiadających stopniowe mechaniczne skrzynki biegów z przełączaniem ręcznym, korzystnie na ich ekonomię wpływa duża ilość biegów, spośród których kierowca może wy-

brać łatwiej bieg najbardziej odpowiadający napotkanym oporom jazdy. Duża ilość biegów w skrzynkach biegów ma jednak tę wadę, że po pierwsze utrudnia prowadzenie wozu wskutek konieczności ciągłego manipulowania biegami, a po drugie, co ważniejsze, sprawia trudność kierowcy w ocenie, który bieg jest ekonomiczniejszy przy napotkanych oporach jazdy.

Dlatego też korzystniejsze wydaje się narzucenie kierowcy przez konstruktora takich biegów, które w określonych warunkach jazdy kierowca powinien używać, choćby nawet posiadały one przełożenia mniej korzystne pod względem ekonomicznym od 8- lub 10-biegowej skrzynki przekładniowej. Rozwiązaniem takim może być np. zastosowanie 4-biegowej skrzynki z dodatkowym nadbiegiem, dostosowanym pod względem ekonomicznym do jazdy samochodu bez obciążenia lub z częściowym obciążeniem.

Na wykresie rys. 7 są przedstawione krzywe zużycia paliwa samochodu ciężarowego o ładowności 4 t z silnikiem benzynowym według charakterystyki podanej na rys. 1, który posiada skrzynkę 4-biegową z piątym nadbiegiem o przełożeniu $i_5 = 0,8$. Krzywa A określa moc, sprowadzoną na wał silnika, potrzebną do pokonania oporów jazdy samochodu z pełnym obciążeniem, natomiast, krzywa B — moc na pokonanie oporów jazdy samochodu bez obciążenia. Krzywe Q_{IIA} i Q_{IIB} określają zużycie paliwa w obu przypadkach przy jeździe na biegu bezpośrednim, natomiast krzywa Q_{IV} wyznacza zużycie paliwa samochodu bez obciążenia przy jeździe na nadbiegu. Jazda na nadbiegu, jak z tych wykresów wynika, daje dużą oszczędność paliwa w stosunku do biegu IV bezpośredniego, gdyż przy szybkości 75 km/godz dochodząca do 6 l/100 km, czyli prawie do 16%.

8. Wpływ oporów aerodynamicznych na zużycie paliwa

Na pokonanie oporów aerodynamicznych samochodu tracona jest moc, którą można wyrazić za pomocą wzoru:

$$N_p = \frac{c_w \cdot F \cdot \frac{\gamma}{2g} V^3}{75 \cdot 36^3} \text{ [KM]} \quad (13)$$

Wielkość tej mocy, a zatem i wielkość odpowiadającego jej zużycia paliwa, przy małych szybkościach samochodu jest znikoma, natomiast wraz z powiększaniem szybkości zaczyna szybko wzrastać; dla samochodów osobowych zaczyna odgrywać większą rolę już przy szybkościach powyżej 70 km/godz. a dla samochodów ciężarowych powyżej 50 km/godz.

Parametrem konstrukcyjnym, wpływającym na wzrost ilości paliwa jest $c_w \cdot F$, czyli iloczyn współczynnika oporów aerodynamicznych i powierzchni rzutu sylwetki samochodu na płaszczyznę prostopadłą do kierunku ruchu.

Parametry te dla niektórych, będących w ruchu u nas samochodów, wynoszą:

	c_w	F, m^2	$c_w \cdot F$
BMW typ 340	0,538	2,215	1,19
IFA — F9	0,489	1,74	0,85
FIAT 1100	0,55	1,77	0,973
Autobus FIAT 666	0,6	6,4	3,84
Sam. ciężarowy STAR 20	0,85	4,5	3,83

Zmniejszenie zużycia paliwa, związanego ze stratą mocy silnika na pokonanie oporów aerodynamicznych można uzyskać przez bądź to obniżenie współczynnika oporów aerodynamicznych c_w , a więc przez bardziej opływowe kształty nadwozi; bądź też przez zmniejszanie F , czyli wymiarów gabarytowych samochodu.

Szukanie niewielkich stosunkowo oszczędności na zużyciu paliwa samochodu przez zmniejszanie wymiarów samochodów wydaje się co najmniej niepożądane, zwłaszcza o ile chodzi o samochody osobowe, które w większości już są bardzo niewygodne do wsiadania i wysiadania. W samochodach ciężarowych wymiary są poddyktowane ładownością i względami konstrukcyjnymi podwozi, wskutek czego zredukowanie ich również jest rzeczą trudną. Zmniejszanie wymiarów autobusów wydaje się także niewskazane, gdyż musiałoby to się odbić ujemnie na wygodzie pasażerów, co jest niezgodne z obecnie panującą tendencją podniesienia raczej wygody pasażerów, zwłaszcza w autobusach dalekobieżnych.

Nieco lepiej przedstawia się sprawa obniżenia c_w współczynnika oporów aerodynamicznych zarówno dla samochodów osobowych, jak i samochodów ciężarowych. Zwłaszcza pokaznego zmniejszenia wymaga c_w dla samochodów ciężarowych w związku z podnoszeniem się ich szybkości. Poprawę pod tym względem będzie można uzyskać przez starsze opracowanie kształtów kabiny kierowcy, a przede wszystkim przez zmianę bardzo niekorzystnego pod względem aerodynamicznym, obecnie stosowanego, połączenia kabiny kierowcy ze skrzynią ładowną.

Usunięcie bardzo szkodliwej nieciągłości powierzchni pomiędzy kabiną i skrzynią powinno obniżyć opory powietrza.

O ile chodzi o samochody osobowe i autobusy, to niewiele tu można obecnie uzyskać przez zmianę kształtów nadwozi, nie naruszając koniecznej wygody pasażerów. Istnieją jednak i tutaj jeszcze pewne możliwości obniżenia c_{zw} , o czym świadczy dość duży rozrzut wielkości współczynnika c_{zw} dla różnych samochodów.

9. Uwagi końcowe

Przeprowadzona analiza wpływu niektórych parametrów konstrukcyjnych samochodu na zużycie paliwa, w ramach artykułu mogła być potraktowana tylko bardzo pobieżnie i musiała ograniczyć się tylko do rozważań podstawowych.

Ze względu na wielką aktualność zagadnień, związanych z ekonomią samochodów w produkcji i eksploatacji, artykuł ten powinien być wstępem do serii publikacji na ten temat.

Inż. TADEUSZ GÓRNY

AUTOMATYCZNE LINIE OBRÓBKOWE

Artykuł niniejszy omawia kształtowanie się założeń do automatycznych linii obróbkowych. Realizacja założeń automatycznych linii obróbkowych. Warunki produkcji przy zastosowaniu linii obróbkowych. Możliwości projektowania linii obróbkowych. Ułożenie planu operacyjnego i ustawienie maszyn. Przesuwanie przedmiotów obrabianych i szereg rozważań konstrukcyjnych. Przykład linii obróbkowej do obróbki głowicy cylindrowej. Założenia co do zwiększenia pewności ruchu.

1. Kształtowanie się linii automatycznej

Stale dążenie do coraz bardziej ekonomicznego wytwarzania jest cechą znaną nowoczesnej techniki przemysłowej. Przemysł maszynowy, a zwłaszcza jego najaktywniejsza gałąź motoryzacyjna z każdym rokiem wykazuje postępy w skracaniu czasów wykonawczych. Na przestrzeni ostatnich dziesiątków lat przekształciły się zasadniczo środki produkcyjne i organizacyjne, a bodźcem tego była nieustanna walka o czas.

Czas wytwarzania dzieli się na właściwy czas roboczy, czyli okres bezpośredniego zetknięcia się narzędzia z przedmiotem obrabianym i czasy pomocnicze, potrzebne na doprowadzenie narzędzia do przedmiotu. Sukcesy na odcinku właściwego czasu roboczego zawdzięczamy przede wszystkim podwyższeniu jakości narzędzi. Zastosowanie stali narzędziowej szybkoobrotowej, a następnie węglików spiekanych na narzędzia skrawające wzmogło niebawem szybkość skrawania i wywarło decydujący wpływ na dostosowanie konstrukcji obrabiarek do zwiększonych obciążeń i prędkości.

Skracanie czasów pomocniczych prowadzi się w znacznie szerszym zakresie. Pod tym kątem widzenia poddawane są ulepszeniom zarówno środki produkcyjne to jest przyrządy, obrabiarki, i urządzenia transportowe jak i środki organizacyjne, wiążące poprzednie, w sprawnie działający organizm.

Zmniejszenie czasów pomocniczych osiąga się:

1. przez wykonanie jak najwięcej czynności przy jednym zamocowaniu przedmiotu obrabianego na maszynie,
2. przez wykonanie czynności pomocniczych w czasie właściwej obróbki.

Spełnienie pierwszego warunku, wyraziło się ewolucją obrabiarki na wielonarzędziową i wielodrogową; spełnienie drugiego warunku stworzyło obrabiarkę wielostanowiskową, oraz preselekcję i automatyzację. Zastosowanie w konstrukcji obrabiarek hydrauliki i elektrotechniki da skuteczne środki do uzyskania poważnych osiągnięć.

Podobną rolę odgrywa też zmechanizowanie transportu międzyoperacyjnego. Środki organizacyjne polegają na takim ustawieniu środków produkcyjnych, aby czas przelotu materiału obrabianego przez cały proces przetwórczy był jak najkrótszy. Prowadzi to do podziału zadania na zespoły skupione w poszczególnych oddziałach fabrycznych, a w ich ramach na wyodrębnienie poszczególnych części w gniazda lub linie wytwórcze.

Linia wytwórcza jest ustawieniem stanowisk pracy w kolejności wykonywanych operacji obróbkowych. Stanowiska te mogą być połączone urządzeniem transportującym części obrabiane. Jeśli czasy poszczególnych operacji są zsynchronizowane otrzy-

Zwłaszcza powinna być podjęta na łamach prasy technicznej walka z nadmiernym ciężarem własnym naszych konstrukcji, który w sprzęcie transportowym jest pierwszym wrogiem ekonomii, nie tylko ze względu na zwiększony rozchód materiałów produkcyjnych, lecz przede wszystkim ze względu na marnotrawienie cennych paliw w eksploatacji. Walka taka w Związku Radzieckim już trwa.

Niewątpliwie poruszony temat zyskałby wiele na atrakcyjności, gdyby wszystkie rozważania były przeprowadzone w oparciu o charakterystyki paliwowe produkowanych przez nasz przemysł samochodów, dałoby to przy tym tę dodatkową korzyść, że pozwoliłoby użytkownikom naszych samochodów zapoznać się z ich własnościami ekonomicznymi i wykorzystać to do obniżenia zużycia paliwa w ich eksploatacji.

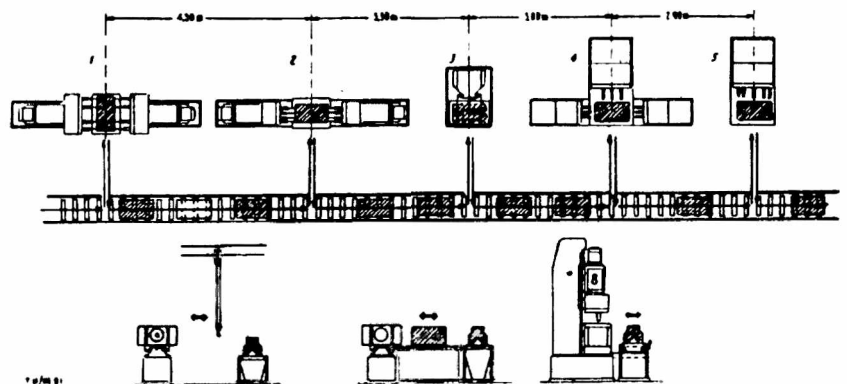
Jednak pełnych charakterystyk ekonomicznych ani samochodu „STAR 20”, ani „WARSZAWY” i „LUBIŃNA” przemysł nasz jeszcze nie posiada.

muje się produkcję przepływową czyli potokową, a wspólny dla wszystkich operacji czas jest taktem linii.

Gdy na poszczególnych stanowiskach pracy stosujemy maszyny automatyczne, wtedy obsługa ręczna ograniczy się do podawania i zdejmowania obrabianych części, oraz przesyłania ich na następne operacje. Zautomatyzowanie transportu i kierowanie nim z odległej centrali pozwoli stworzyć samoczynną linię obróbkową, która redukuje obsługę wyłącznie do funkcji nadzoru. Przy odpowiednio wysokiej ilościowo produkcji amortyzującej koszt założenia samoczynnej linii obróbkowej, osiągamy tym sposobem najniższe koszty wytwarzania. Jedno z częściej spotykanych rozwiązań linii obróbkowej pokazuje rys. 1. Jest tu zastosowany przenośnik wałkowy obok szeregu maszyn, a przeniesienie na maszynę odbywa się za pomocą wciągu, poprzecznego przenośnika wałkowego lub przesuwnego przyrządu.

Zaletami tego układu jest możliwość użycia maszyn wielodrogowych (trzy- i czterodrogowe), to znaczy obrabiających przedmiot z trzech lub czterech stron, oraz możliwość składowania części obrabianych między maszynami. Wadą są duże czasy pomocnicze i liczny personel obsługujący.

Na rys. 2 przedstawiono linię z przenośnikiem wałkowym, przechodzącym przez osł obrabiarek. Przyrządy wykonane są w kształcie tunelu, a przedmiot obrabiany spychany jest z wałków przenośnika bezpośrednio na stół maszyn.



Rys. 1. Linia obróbkowa z drogą transportową obok obrabiarek

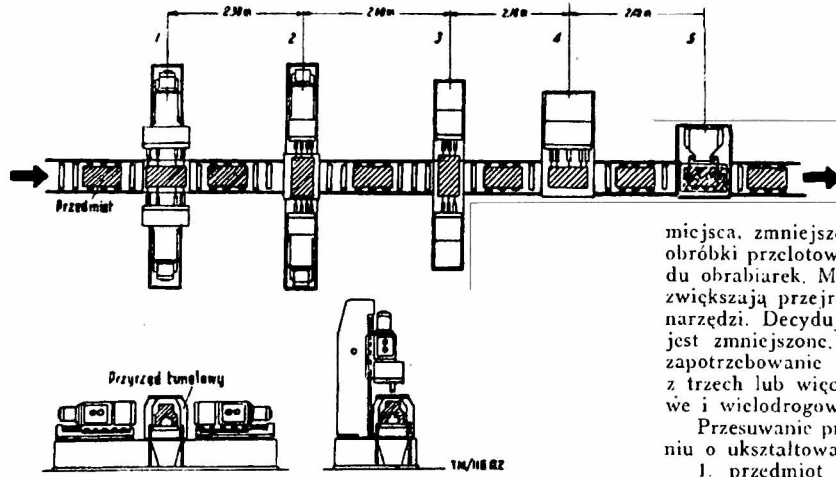
Za zalety układu można uznać ułatwienie transportu, zmniejszenie powierzchni zajętej przez linię i zaznaczającą się pewną rytmiczność pracy, chociaż odstępki między maszynami mogą być dowolne. Wadą zaś jest ograniczenie w użyciu maszyn wielodrogowych do trzydrogowych, budowanych jako bramowe.

Obraz samoczynnej linii obróbkowej przedstawia rys. 3. Poszczególne maszyny muszą się znajdować w jednakowych odstęp-

pach. Czas wykonania jest dokładnie określony taktem, a ilość obsługi jest znikoma.

wości odprężenia. Różnice w czasach przebiegu operacji muszą być uzgodnione. Biorąc pod uwagę, że czas najdłuższy operacji wyznaczy takt całej linii, należy taką operację podzielić lub nawet z linii wyłączyć.

Ustawienie maszyn uwarunkowane jest ilością obrabianych powierzchni przedmiotu. Zastosowanie maszyn jednodrogowych, których narzędzia pracują z góry lub od tyłu daje przejrzystość, powoduje jednak wydłużenie linii. Dwudrogowe maszyny są przede wszystkim tam stosowane, gdzie obróbka ma być przeprowadzona na dwóch ścianach przedmiotu. Małe zapotrzebowanie miejsca, zmniejszenie ilości stanowisk roboczych, oraz możliwość obróbki przelotowych otworów z obu stron są zaletami tego układu obrabiarek. Maszyny dwudrogowe pracujące od tyłu i z góry zwiększają przejrzystość dla obsługi, jednak utrudniają wymianę narzędzi. Decydującym zazwyczaj argumentem ich zastosowania jest zmniejszenie, w porównaniu z maszynami jednodrogowymi, zapotrzebowanie miejsca. Jeśli obróbka musi być prowadzona z trzech lub więcej stron, wtedy doбира się maszyny trzydrogowe i wielodrogowe.



rys. 2. Linia obróbkowa z drogą transportową „przez“ obrabiarki

Dla ruchu samoczynnej linii obróbkowej niezbędne są warunki:

- osiągnięcie pełnej dojrzałości konstrukcji dla wysokiej produkcji, to znaczy, że nie będą wprowadzone żadne zmiany konstrukcyjne.
- pewność zestawienia przedmiotu na stanowisku roboczym, to znaczy, że jego bazy technologiczne nie przekraczają dowolnego pola tolerancji i zapewniają jego mocne uchwycenie.

2. Możliwości projektowania linii obróbkowych

Głównym zadaniem przy projektowaniu linii obróbkowych jest uzyskanie niezawodnego ustalenia i zamocowania obrabianego przedmiotu na każdym stanowisku roboczym. Zamocowanie to winno być możliwie proste, a zatem pewne w użyciu i niezależne od wibracji i brudu. Niemniej ważny jest problem sterowania, gdyż poszczególne maszyny, przyrządy i urządzenia transportowe muszą harmonijnie ze sobą współpracować.

Plan operacyjny linii obróbkowej ustala się po dokładnej analizie czynności nadających się do wykonania w linii. Doświadczenie wykazało, że czynności przeprowadzane w linii powinny być możliwe podobne oraz, że siły skrawające powinny występować w tym samym kierunku na wszystkich stanowiskach, aby zachować to samo zamocowanie przedmiotu. Należy unikać włączenia operacji zgrubnych, które mogą powodować silne nagrzanie przedmiotu, bowiem wewnątrz linii nie będzie miał on możli-

Przesuwanie przedmiotów obrabianych decyduje w dużym stopniu o kształtowaniu linii obróbkowej. Istnieją dwie możliwości:

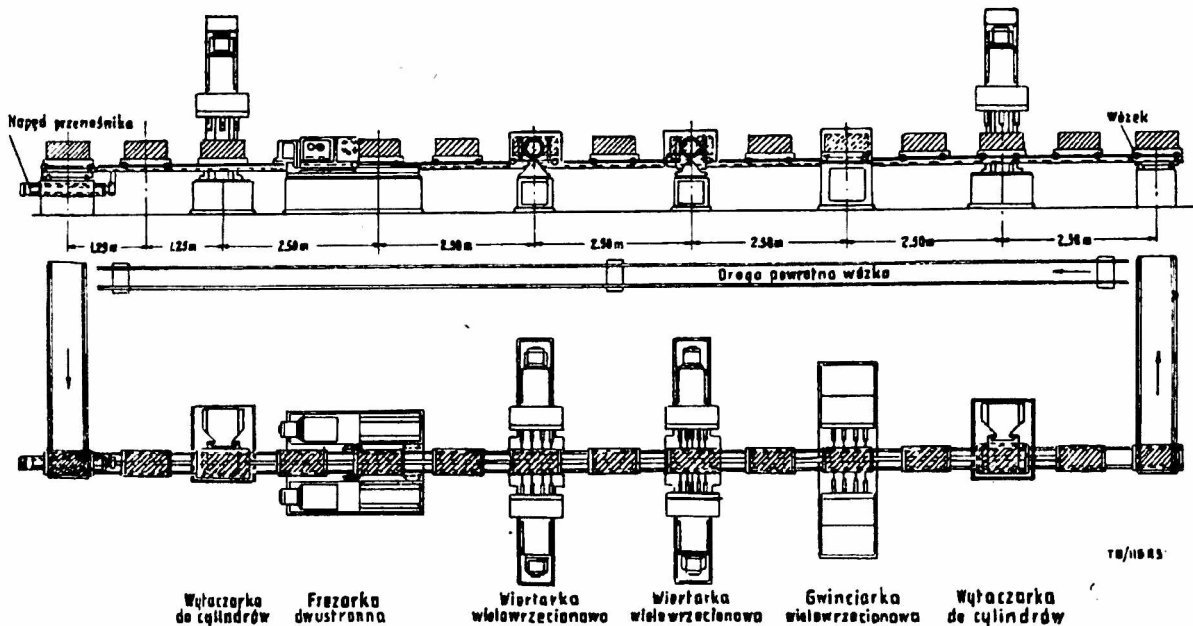
1. przedmiot ślizga się bezpośrednio na swym torze. Jego kształt musi umożliwiać bezpośrednie ślizganie, czyli muszą istnieć odpowiednie powierzchnie ślizgowe oprócz tego co najmniej jedna powierzchnia boczna dla utrzymania kierunku przesuwu.

Dla ustalenia właściwego położenia roboczego wykonuje się uprzednio w przedmiocie dwa otwory ustalające, czasami też jedną płaszczyznę oporową. Przedmiot jest na każdym stanowisku roboczym dokładnie ustalony w swym położeniu kątkiem ustawczym i na każdym stanowisku zamocowany. Urządzenie transportowe przy bezpośrednim ślizganiu da się rozwiązać prosto, a wskutek tego względnie tanio.

2. Gdy kształt przedmiotu jest tego rodzaju, że każdorazowe ustalenie oraz zamocowanie jest bezpośrednio niemożliwe, a oprócz tego utrudnione jest ślizganie się po torze, umieszcza się przedmiot w przyrządzie, w którym odbędzie on cały przebieg przez linię obróbkową. Przyrząd taki wykonany jako wózek lub sanie przesuwa się na walcach lub pryzmach i musi być na każdym stanowisku ustalony i zamocowany. Rozwiązania konstrukcyjne mogą być dwojakie:

- na stanowisku roboczym mocuje się sam wózek czy sanie a zatem przedmiot obrabiany musi być poprzednio utwierdzone na wózku.
- zamocowanie wózka czy sanie następuje przez przedmiot od odpowiednich podpór na stanowisku roboczym.

Zastosowanie wózka lub sanie ma tę zaletę, że ustalenie przedmiotu na stanowisku roboczym jest bardziej dokładne, gdyż elementy ustalające są niezależne od kształtu przedmiotu i mogą być



rys. 3. Automatykzna linia obróbkowa z samoczynnym przesuwaniem obrabianych przedmiotów

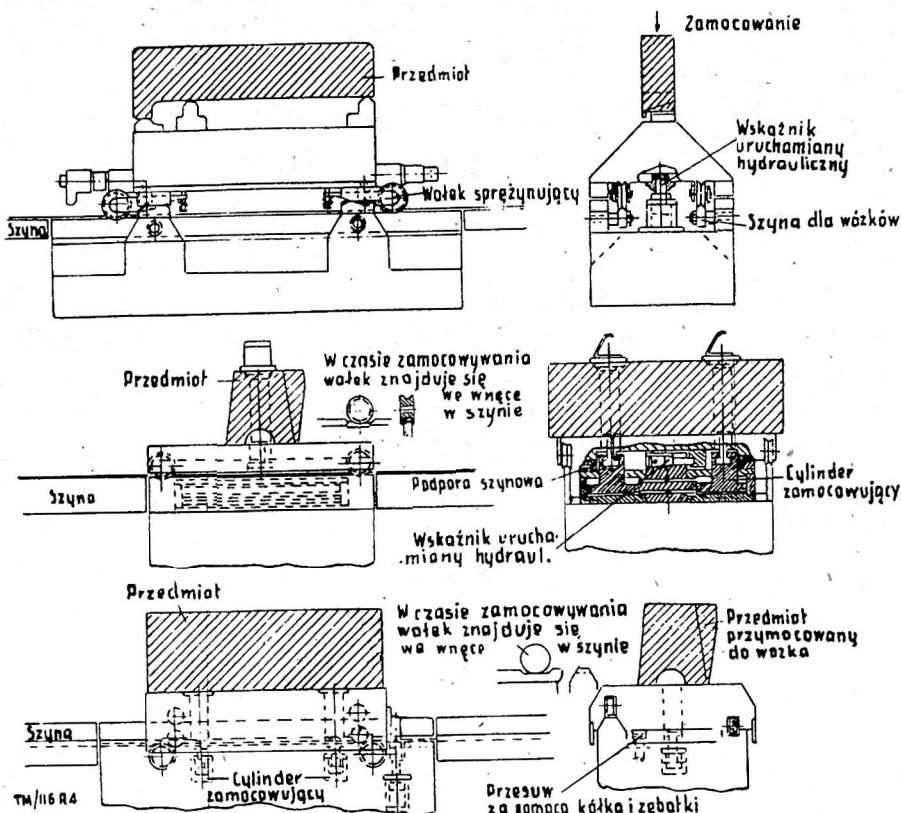
odpowiednio skonstruowane i zwymiarowane. Wadą zaś tego rodzaju urządzeń transportowych jest droższe wykonanie, ponieważ potrzebna jest duża ilość sań czy wózków i konieczny jest dodatkowy tor dla ich powrotu na początek linii. Rys. 4 pokazuje

rys. 6. Na linii tej wykonuje się 152 czynności. Przedmiot jest przesuwany na saniach.

Na rys. 7 pokazana jest linia jednodrogowa, składająca się z 12 maszyn wykonujących 186 czynności na głowicy cylindrów.

Zadanie linii postawione było w następujący sposób:

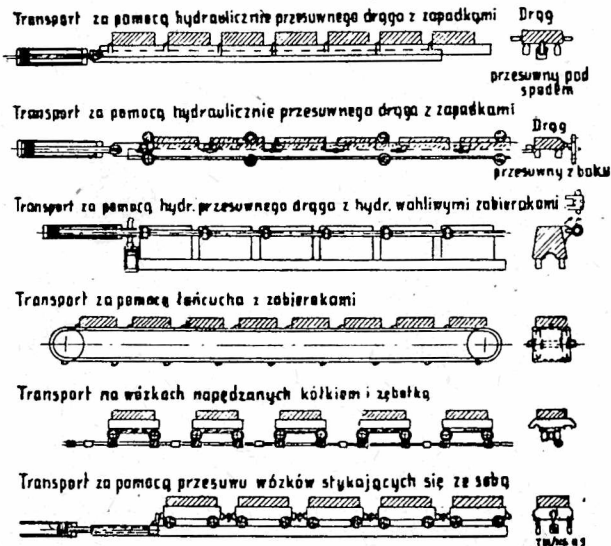
1. głowica ma być obrabiona z czterech stron, prócz tego należy wykonać ukośne otwory dla świec;
2. praca po linii winna być możliwa zarówno z urządzeniem do przesuwania przedmiotów jak i bez tego urządzenia. Obsługa winna mieć dostęp do maszyn wzdłuż linii aby w razie potrzeby obsługiwać poszczególne maszyny. Również winien być uła-



Rys. 4. Urządzenia do mocowania przedmiotów podczas obróbki linii niektóre rozwiązania konstrukcyjne wózków dla przesuwania obrabianego przedmiotu.

Dla obu opisanych możliwości istnieją różne sposoby urządzeń przedstawione na rys. 5. Są to:

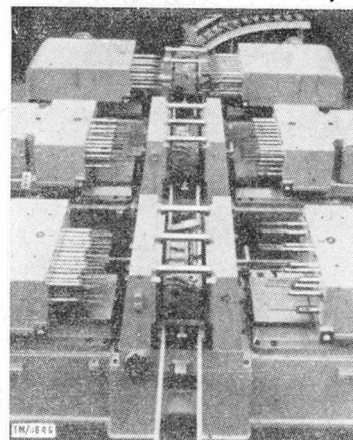
1. drąg przesuwny z zapadkami, napędzany hydraulicznie i umieszczony od spodu przedmiotu lub z boku, albo zaopatrzony w zabieraki hydraulicznie odchylane.
2. łańcuch bez końca z zabierakami



Rys. 5. Metody przesuwania przedmiotów w linii

3. przekładnie ślimakowe napędzające koło współpracujące z zębatką przymocowaną do wózka dźwigającego przedmiot obrabiany
4. bezpośrednie zetknięcie się wózków lub sań.

3. Przykłady wykonanych automatycznych linii obróbkowych
Przykład linii automatycznej dwudrogowej dla obróbki obydwu płaszczyzn obudowy silnika sześciocylindrowego pokazuje



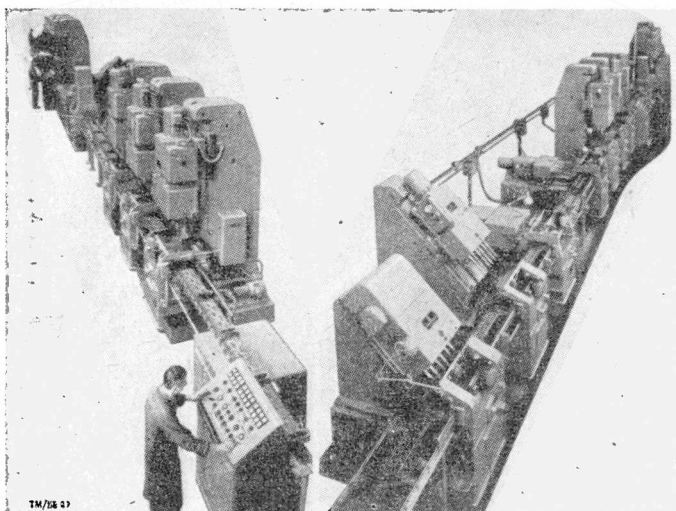
Rys. 6. Widok linii obróbkowej składającej się z obrabiarek dwudrogowych

twiony dostęp dla szybkiej wymiany narzędzi;

3. linia ma składać się z maszyn, pracujących oddzielnie do czasu włączenia ich w linię. Ponadto należy przewidzieć możliwość późniejszej przebudowy linii do innych zadań produkcyjnych;

4. przed wejściem na linię głowica będzie miała obrabione dwie płaszczyzny prostopadłe do siebie i wykonane dwa otwory ustawcze.

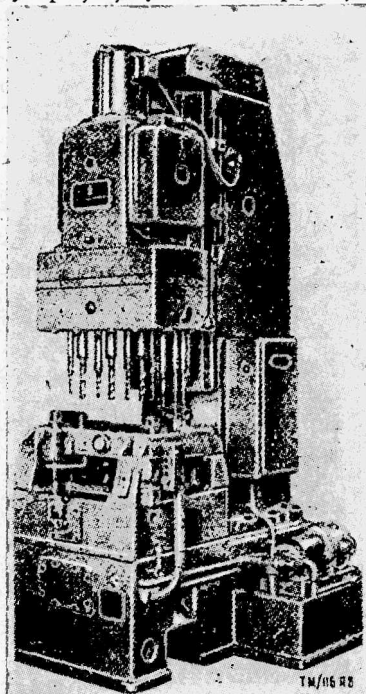
Wstępna koncepcja przewidywała przesuw obrabianej głowicy bezpośrednio szerszą płaszczyzną po szynach i w jednym punkcie samoczynne jej przechylenie się. Praca maszyn była przewidziana tylko z góry i z tyłu, a obsługa ich również w ruchu jednostkowym. Między poszczególnymi maszynami ustalono po jednym stanowisku postoju przedmiotu.



Rys. 7. Widok linii obróbkowej składającej się z obrabiarek jednodrogowych

* Konstrukcyjne wykonanie oparło się na spawanych elementach skrzynkowych, co zapewniło dużą swobodę doboru kształtów. Jako zasadniczy element zastosowano jednostkę hydrauliczną, której poszczególne części napędu i sterowania łącznie ze zbiornik-

kiem i przewodami oleju wbudowano w skrzynkową obudowę. W ten sposób uniknięto zawikłanych przewodów, które mogły być przyczyną awarii. Napęd hydrauliczny pozwala w idealny sposób na bezstopniowe przestawianie posuwu; daje zabezpieczenie przed przeciążeniem i przed uszkodzeniem narzędzi (rys. 8). Te cechy jednostek hydraulicznych i możliwość wykorzystania ich dla linii automatycznej były brane pod uwagę już przy ich konstruowaniu.



Rys. 8. Typowa obrabiarka stosowana w linii obróbkowej

wiercenie kształtowe, planowanie, rozwiercanie, fazowanie i gwintowanie.

Specjalną uwagę poświęcono przyrządom, które winny odpowiadać trzem znanym warunkom:

1. jako elementy mocujące
2. jako momenty ustalające
3. jako prowadnice narzędzi.

Korpusy przyrządów wykonano jako spawane o budowie ramowej odpowiednio mocnej dla przeniesienia sił zaciskających.

Urządzenie do zamocowania głowicy obrabianej działa hydraulicznie, przy czym cylinder urządzenia za pomocą dźwigni i łap dociska przedmiot ku dołowi do hartowanych szyn w pierwszych pięciu maszynach, ku górze zaś do hartowanych zderzaków w dalszych siedmiu maszynach (rys. 10).

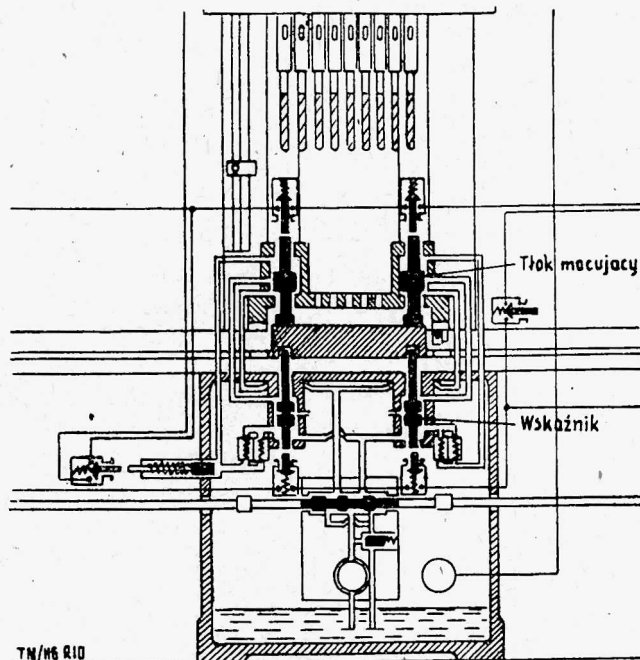
Ustalenie dokładnego położenia przedmiotów na stanowisku roboczym zapewniają dwa kołki ustalające, uruchamiane wspólnym cylindrem hydraulicznym, podczas gdy wstępne ustawienie odbywa się przez przesuw przedmiotu przez zabierak drąga przesuwowego. Kołki ustalające mają kształt stożkowy, zapewniający łatwe ich wprowadzenie w otwory w przedmiocie. System hydrauliczny przyrządu jest prosty i pewny w użyciu.

We właściwym odstępie od przedmiotu umieszczone są w przyrządzie tuleje wiertnicze. Przy skośnym ustawieniu maszyny prowadzenie narzędzi uzyskuje się za pomocą specjalnej lunety, która przy ruchu powrotnym jednostki wiertniczej zostaje podniesiona z przyrządów, aby umożliwić swobodne przejście przedmiotu.

Przesuwanie obrabianych przedmiotów po hartowanych szynach wykonuje drąg posuwowy, zaopatrzone w nastawialne zabieraki, wykonane jako jednostronnie działające zapadki. Ruch drąga posuwowego otrzymuje się z mechanizmu napędzającego posuw poprzez cylinder posuwowy. Skok przesuwu jest nastawialny, jak również ciśnienie robocze. Nastawianie szybkości dokonuje suwak sterujący, dający też ruch powrotny i uruchamiany elektrycznym przyciskiem (rys. 11).

Sposób odprowadzenia wiórów ma decydujące znaczenie dla pewności ruchu urządzenia. Sposób musi być pewny i niezawodny. Wióry, które będą znajdować się na szynach prowadzących muszą

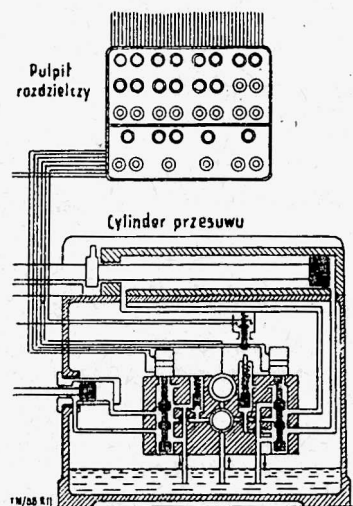
być usunięte podczas przesuwania przedmiotu do wnek w przewodnicach przewidzianych na ten cel. Odprowadzenie wiórów z przyrządów odbywa się przez przewidziane w nich wyloty. W szczególnie zagrożonych miejscach, zwłaszcza w otworach gwintowych, zastosowano urządzenia wysysające. Gromadzenie wiórów z wszystkich wylotów odbywa się w tunelu, znajdującym się w fundamencie.



Rys. 10. Schemat hydraulicznego mocowania przedmiotu

Instalacja elektryczna pozwala wykorzystać następujące możliwości: dla ustawienia urządzenia każda jednostka, każdy przyrząd, każde urządzenie transportowe, jak również odsysacz wiórów, mogą być uruchamiane oddzielnie. Ponadto każda obrabiarka ze swym przyrządem może być niezależnie od całości puszczone w ruch i umożliwić ręczne wykonanie pojedynczej operacji. Uruchomienie całego urządzenia odbywa się z pulpitu rozdzielczego przez wyłączniki przyciskowe i w każdym momencie może nastąpić wyłączenie. Każda z obrabiarek posiada specjalne wyłączniki krańcowe, które powodują jej zatrzymanie, gdy na stanowisku roboczym nie znajduje się obrabiany przedmiot.

Opisana linia obróbkowa pracuje w takcie półtoraminutowym, czyli jej wydajność wyraża się cyfrą 40 obrabianych przedmiotów na godzinę.



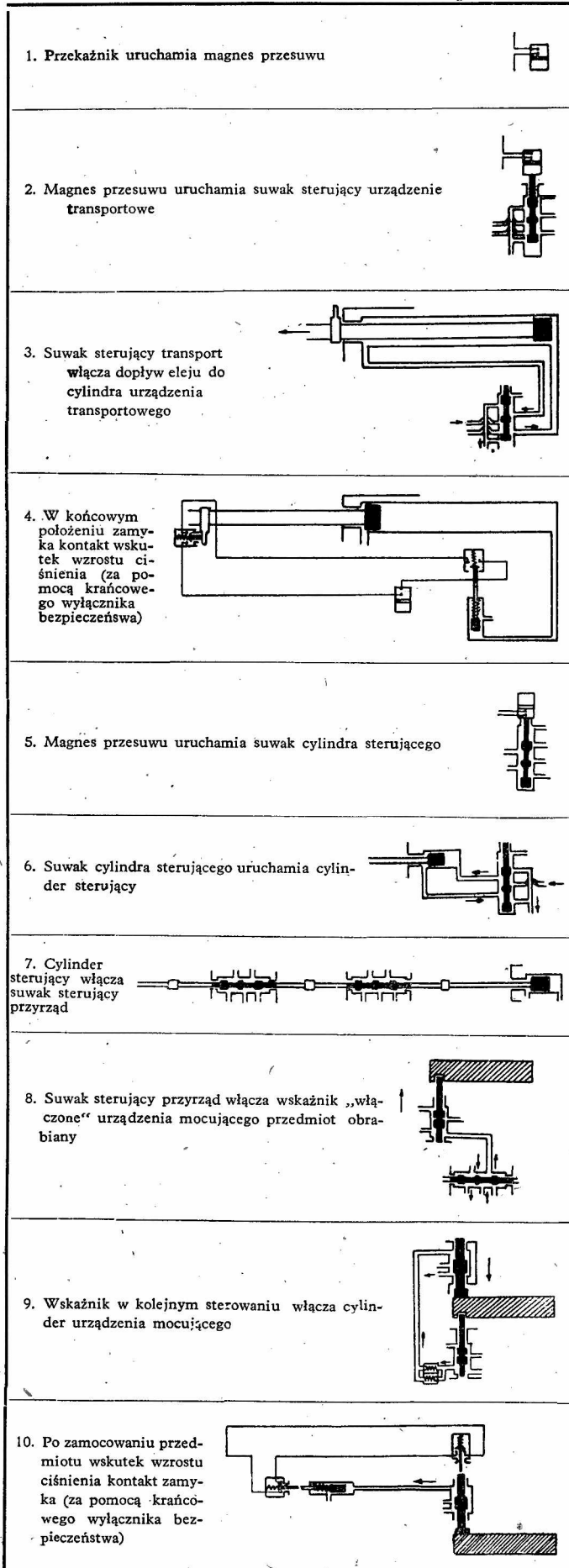
Rys. 11. Schemat hydraulicznego urządzenia do przesuwu przedmiotu

4. Środki zwiększające pewność ruchu

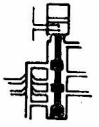
Schemat kolejności włączenia elektrohydraulicznego sterowania automatycznej linii obróbkowej pokazuje rys. 12. Na każdym stanowisku, gdzie mocuje się przedmiot znajdują się wyłączniki ciśnieniowe, które dozoruja niezawodność tego zamocowania i dopiero, gdy jest on dostateczny, dają impuls do uruchomienia jednostek. Zaczyna się od ruchu kołków ustalających, które w kolejności powodują ruch cylindra zaciskającego.

W wypadku przeszkody w ruchu, zamocowanie nie będzie dostateczne i dalsze ruchy nie będą przez wyłącznik nakazane. Równocześnie zaczyna działać zawór bezpieczeństwa, który wyłącza ruch drąga przesuwowego. Wszystkie poruszenia są wzajem-

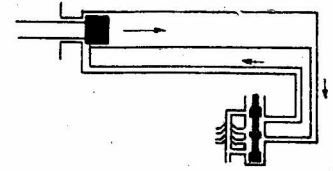
SCHEMAT KOLEJNOŚCI ELEKTROHYDRAULICZNEGO STEROWANIA LINII OBRÓBKOWEJ



11. Magnes przesuwu uruchamia suwak sterujący urządzenie transportowe



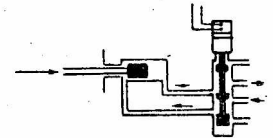
12. Suwak sterujący urządzenie transportowe włącza ponownie cylinder urządzenia transportowego



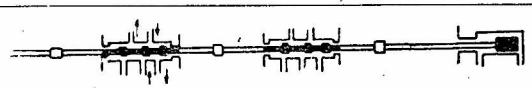
13. Równocześnie z 11 zespół kontaktów włącza cykle pracy poszczególnych jednostek: 1. szybki posuw w przód 2. posuw roboczy 3. zatrzymanie 4. szybki ruch powrotny 5. zatrzymanie

Po powrocie poszczególnych jednostek do położenia wyjściowego

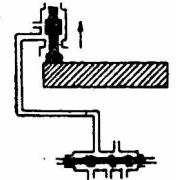
14. Magnes przesuwu uruchamia suwak cylindra sterującego, który uruchamia sam cylinder sterujący



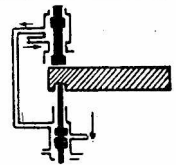
15. Cylinder sterujący włącza suwak sterujący przyrząd



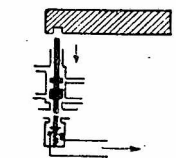
16. Suwak sterujący przyrząd włącza „zwolnienie zamocowania”



17. „Zwolnienie zamocowania” w kolejnym sterowaniu włącza wskaźnik „wyłączone”



18. Wskaźnik włącza kontakt uruchomienia przekładnika do magnesu przesuwu. Patrz 1.



ne tak związane z instalacją elektryczną i zabezpieczone wyłącznikami krańcowymi, że włączenie taktu następnego jest możliwe jedynie wtedy, gdy poprzedni całkowicie został ukończony. Na pulpicie rozdzielczym każdą czynność wskazują lampki sygnalizacyjne, tak, że źródło nieprawidłowości ruchu może być natychmiast stwierdzone. Ten nowoczesny system elektrycznego sterowania rozmaitych napędów hydraulicznych odznacza się tym, że całe urządzenie składa się z samodzielnych jednostek hydraulicznych. Niezawodność ruchu przy tym sterowaniu elektrycznym jest nie do osiągnięcia w innych urządzeniach. Prócz tego mechaniczne sprzęgnięcie suwaków sterujących zapewnia równocześnie uruchomienie poszczególnych przyrządów. Aparatura elektryczna umieszczona jest tak, aby wióry i brud nie miały do niej dostępu.

5. Opłacalność automatycznej linii obróbkowej

Ekonomiczne wyniki pracy automatycznej linii obróbkowej wykazują, że opłacalność zapewnia dopiero duża ilość obrabianych przedmiotów, powyżej 30 sztuk na godz. Warunkiem koniecznym dla opłacalności jest wykonanie półfabrykatów w stosunkowo wąskich polach tolerancji.

Należy żywić nadzieję, że dalsze pogłębianie typizacji i normalizacji, oraz coraz silniejsze powiązanie poszczególnych wytwórni zwiększy w przyszłości możliwości coraz szerszego stosowania automatycznych linii i z tym związanego znacznego obniżenia kosztów wytwarzania.

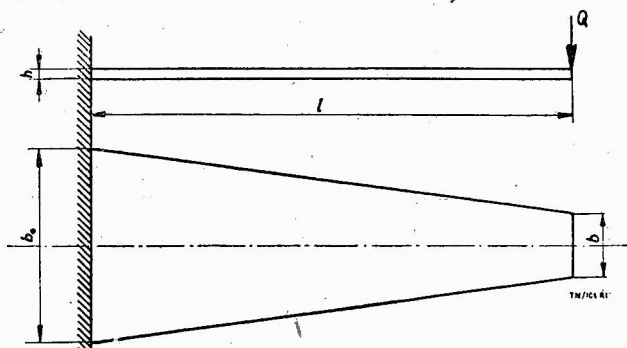
Mgr inż. WITOLD KOŃCZYKOWSKI

OBLICZANIE WARSTWOWYCH RESORÓW PIÓROWYCH

Na wstępie autor zwraca uwagę na konieczność posługiwania się skorygowanymi wzorami na strzałkę ugięcia resoru, po czym przedstawia właściwy przebieg obliczeń resorów samochodowych. Obliczenia ułatwiają podane nomogramy, zachęcające konstruktorów do przeanalizowania kilku wariantów i wyboru najwłaściwszego rozwiązania. Przykład liczbowy uzupełnia artykuł.

Praktyczne wyznaczenie charakterystyki warstwowego resoru piórowego napotyka na pewne trudności, ze względu na znaczne odchylenia od jego kształtu geometrycznego od ideału przyjmowanego w wytrzymałości materiałów, gdzie jest on belką o stałej wytrzymałości, lub trapezem o stałej grubości. W rzeczywistości zaś resor składa się z szeregu nałożonych na siebie piór o różnej grubości, zakończonych skosami, zaokrągleniami lub spłaszczeniami, które w rozłożeniu nie tworzą trapezu.

Z powodów wyżej przytoczonych, wzory teoretyczne nie mogą być bezpośrednio stosowane, ponieważ dawałyby błędy, leżące poza dopuszczalnymi granicami. Dlatego też stworzono szereg wzorów, mających na celu zbliżenie wyników otrzymanych z przeliczeń teoretycznych do rezultatów doświadczeń i prób.



Rys. 1. Schemat obciążenia belki wspornikowej o kształcie trapezowym

Przykładem takich wzorów jest np. zaktualizowany wzór teoretyczny na ugięcie belki wspornikowej o kształcie trapezowym (rys. 1), poddanej działaniu siły Q na wolnym końcu

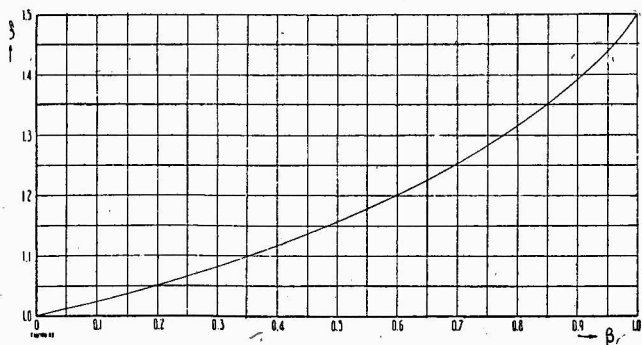
$$f = \delta \frac{Ql^3}{3EI_0}$$

w którym $\delta = \frac{3}{\beta} \left[\frac{3}{2} - \frac{1}{\beta} - \left(\frac{1-\beta}{\beta} \right)^2 \ln(1-\beta) \right]$

przy czym $\beta = 1 - \frac{I}{I_0}$

I — moment bezwładności belki na wolnym końcu
 I_0 — moment bezwładności belki w miejscu utwierdzenia
 E — moduł sprężystości

Wykres zmienności funkcji $\delta = f(\beta)$ jest przedstawiony na rys. 2.



Rys. 2. Wykres zmienności funkcji $\delta = f(\beta)$

Ze wzoru tego łatwo otrzymuje się stałą sprężystą przyjmując, że w ogólności

$$c = \frac{dQ}{df}$$

Ponieważ w rozpatrywanym przypadku $c = \text{const.}$ więc

$$c = \frac{Q}{f} = \frac{3EI_0}{\delta l^3}$$

Innym przykładem jest wzór:

$$f = \eta \cdot \frac{P}{6E} \sum_1^n a_{m+1}^3 (Y_m - Y_{m+1})$$

wyprowadzony dla resoru symetrycznego.

We wzorze tym oznaczono:

$\eta = 1,14 \div 1,22$ — współczynnik poprawkowy, zależny od rodzaju resoru

$a_{m+1} = l_1 - l_{m+1}$ przy czym

l_1 — długość pióra głównego

l_{m+1} — długość pióra kolejno rozpatrywanego

$Y_m = \frac{1}{I_m}$ i $Y_{m+1} = \frac{1}{I_{m+1}}$ — odwrotności sum momentów bezwładności

kolejno rozpatrywanych piór.

Stała sprężysta resoru jest oczywiście:

$$c = \frac{1}{\eta} \frac{6E}{\sum_1^n a_{m+1}^3 (Y_m - Y_{m+1})}$$

Obliczenie stałej sprężystości resoru ze wzoru pierwszego jest znacznie prostsze, zaś wyniki otrzymywane z obu wzorów nie różnią się wiele od siebie. Dlatego też w dalszym ciągu niniejszego artykułu wykonano obliczenie ilości i grubości piór resoru w oparciu o wzór:

$$f = \delta \frac{Ql^3}{3EI_0}$$

Obliczenie będzie dotyczyło warstwowego resoru symetrycznego, o charakterystyce liniowej, wykonanego z piór o przekroju prostokątnym.

Przystępując do obliczania zasadniczych wymiarów resoru, należy założyć pewne wielkości, wynikające z ogólnej kompozycji samochodu oraz własności mechanicznych dysponowanego materiału.

Zakłada się, że koncepcja samochodu jest już ustalona i w związku z tym znany jest nacisk statyczny na resor P_{st} .

W zależności od przyjętego okresu drgań własnych resoru, mającego zasadniczy wpływ na płynność jazdy samochodem, ustala się jego stałą sprężystości c . Problem uzyskania stałej sprężystości resoru od parametrów oceniających płynność jazdy samochodu wymaga, ze względu na swą ważkość i rozległość szczegółowego opracowania i w niniejszym artykule nie będzie rozpatrywany.

W nowoczesnych samochodach stosuje się okresy drgań własnych zawieszenia rzędu (0,25 ÷ 0,5) sek. co odpowiada drganiom (60 ÷ 120) na minutę. Zależność między stałą sprężystości, naciskiem na resor oraz ilością drgań na minutę przedstawia wzór:

$$c = \frac{P \pi^2 n^2}{900 \cdot g}$$

Wymiary geometryczne samochodu decydują w pewnym stopniu o długości i szerokości resoru. Orientacyjnie, długość połowy resoru przyjmujemy w granicach:

$$l = (15 \div 22) \sqrt{\frac{P_{st}}{c}} \text{ cm}$$

We wzorze tym wstawiamy P_{st} w kG, zaś c w kG/cm.

Dla resorów „twardych”, o małych amplitudach i krótkich okresach drgań, przyjmuje się wartości współczynnika niższe, w przeciwnych przypadkach wyższe.

Szerokość resoru (pręta na pióra) ustalamy w zależności od kategorii samochodu i obowiązujących norm. Oczywiście resor szerszy wypadnie zawsze niższy niż węższy.

Dysponowany materiał (stal krzemowa, krzemowanadowa, chromowanadowa, krzemomanganowa lub wysokowęglowa), o składzie chemicznym określonym normami, posiada pewne określone wartości modułu sprężystości $E = (2,00 \div 2,20) \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2$ oraz naprężeń dopuszczalnych.

Dla wyznaczenia rzeczywistych naprężeń w resorze w różnych warunkach jego pracy, nie wystarczy brać pod uwagę tylko nacisku spowodowanego ciężarem części resorowanej, lecz również trzeba uwzględnić siły trakcyjne, o ile resory przenoszą te siły z kół na ramę samochodu. Ponieważ wyznaczenie naprężeń w tym przypadku jest praktycznie możliwe dopiero po zaprojektowaniu resoru, więc w pierwszym obliczeniu uwzględnia się tylko naprężenia od sił nacisku pionowego, obniżając naprężenia dopuszczalne.

Przy uwzględnieniu wszystkich sił działających na resor, należy przy największym obciążeniu przyjąć współczynnik bezpieczeństwa w stosunku do granicy płynności materiału $1,1 \div 1,2$, dopuszczając naprężenia rzędu $10\,000 \text{ kG/cm}^2$.

Uwzględniając jedynie obciążenia pionowe współczynnik bezpieczeństwa należy zwiększyć do $1,3 \div 1,5$, dopuszczając naprężenia rzędu $(8000 \div 9000) \text{ kG/cm}^2$.

Zestawienie kilku materiałów, stosowanych na pióra resorowe, podaje tablica 1.

Tablica 1

Lp.	Oznaczenie	Zawartość składników stopowych w %						najwyżej	Granica płynności σ_r kg/mm^2	Wytrzymałość doczołna kg/mm^2	Wydłużenie $A_{10}^0, \%$	Przewężenie $C, \%$	
		C	Mn	Si	Cr	Ni	S						P
1	wg GOST H-84032	50XГ	0,45÷0,55	0,70÷1,00	0,15÷0,30	0,90÷1,20	≤ 0,50	0,045	0,04	110	130	5	35
2		50XГA	0,85÷0,55	0,80÷1,00	0,15÷0,30	0,90÷1,20	≤ 0,20	0,03	0,035	120	130	6	35
3		55X ₂	0,50÷0,60	0,60÷0,90	1,50÷2,00	≤ 0,30	≤ 0,50	0,045	0,04	120	130	6	30
4		60C ₂ A	0,55÷0,65	0,60÷0,90	1,60÷2,00	≤ 0,30	≤ 0,50	0,03	0,035	140	160	5	20
5	wg PN H-84032	27.I.50	0,45÷0,55	0,3÷0,5	0,8÷1,1	0,9	—	0,035	0,035	120	135	$A_6^0, \%$	—

Z zadanego obciążenia statycznego resoru i wymaganej stałej sprężystości wyznacza się jego ugięcie statyczne

$$fst = \frac{Pst}{c} \text{ cm} \quad [1]$$

Następnie należy określić największe ugięcie resoru na jakie dozwoli konstrukcja. Można przyjąć, że ugięcie to (tzw. ugięcie dynamiczne) wyrazi się wzorem

$$fd = k \cdot fst \text{ cm} \quad [2]$$

gdzie $k > 1$ jest pewnym współczynnikiem, który dla resorów pojedynczych i podwójnych głównych zmienia się w granicach $1,7 \div 2,5$ zaś dla wspomagających $3,5 \div 5,5$ (czasem więcej).

Przyjęcie większej wartości współczynnika k spowoduje, że zawieszenie samochodu będzie posiadało większe amplitudy, co z właściwie obranym, dostatecznie długim, okresem drgań własnych stworzy wygodne warunki jazdy. Pociąga to za sobą jednak wzrost naprężeń w resorze i stwarza duże trudności przy jego projektowaniu.

Oczywiście stosowanie dużych współczynników k przy „twardym” zawieszeniu o krótkim okresie drgań własnych lub w pojazdach przeznaczonych do ruchu po gładkiej nawierzchni (np. pojazdy szynowe, wagony itp.) nie jest celowe.

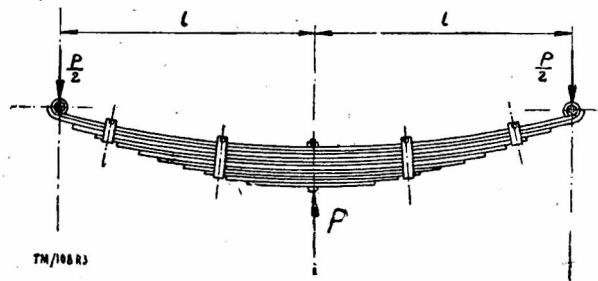
W tablicy 2 są podane wartości współczynnika k dla kilku samochodów.

Tablica 2

Lp.	Marka amochodu	Przybliżona wartość współczynnika k		
		resor przedni	resor tylny główny	resor tylny dodatkowy
1	GAZ-51	1,75	2,15	5,75
2	ZIS-150	2,00	2,50	3,50
3	JAZ-200	2,00	2,25	4,75

Jak wspomniano wyżej, ugięcie belki wspornikowej obciążonej siłą Q kG na wolnym końcu wynosi

$$f = \delta \frac{Ql^3}{3EI_0} \text{ cm} \quad [3]$$



Rys. 3. Schemat obciążenia resoru symetrycznego

Ugięcie symetrycznego resoru, złożonego z dwóch takich belek (rys. 3) otrzyma się podstawiając $Q = \frac{P}{2}$ kG przy czym P jest naciskiem na środek resoru:

$$f = \delta \frac{Pl^3}{6EI_0} \text{ cm} \quad [4]$$

Stałą sprężystości resoru wyznacza wzór:

$$c = \frac{P}{f} = \frac{6EI_0}{\delta l^3} \text{ kG/cm} \quad [5]$$

Moment bezwładności resoru w środku jego długości wynosi:

$$I_0 = \sum_1^n \frac{bh^3}{12} = \frac{b}{12} \sum_1^n h^3 \text{ cm}^4 \quad [6]$$

przy stałej szerokości piór. We wzorze [6] n oznacza ilość piór resoru.

Podstawiając wartość I_0 ze wzoru [6] do [5] otrzymuje się:

$$c = \frac{E}{2\delta} \frac{b}{l^3} \sum_1^n h^3 \text{ kG/cm} \quad [7]$$

$$\sum_1^n h^3 = \frac{2\delta}{E} \cdot \frac{l^3}{b} \cdot c \text{ cm}^3 \quad [8]$$

Wzór [8] określa sumę trzecich potęg grubości piór resoru o szerokości b , stałej sprężystości c i długości l .

Jedyną wartością w chwili obecnej niewiadomą po prawej stronie równania [8] jest współczynnik bezwymiarowy δ , którego wartości można obliczyć dopiero dla zaprojektowanego resoru. Zmienia się on w granicach $1,25 \div 1,40$ przy czym w najczęściej spotykanych przypadkach

$$\delta \approx 1,30$$

A więc

$$\sum_1^n h^3 = \frac{2,6}{E} \cdot \frac{l^3}{b} \cdot c \text{ cm}^3 \quad [9]$$

Wzór [9] wyznacza wstępnie $\sum_1^n h^3$ dla projektowanego resoru.

W sposób zupełnie prosty wielkość tę można odczytać z nomogramu logarytmicznego Nr 1.

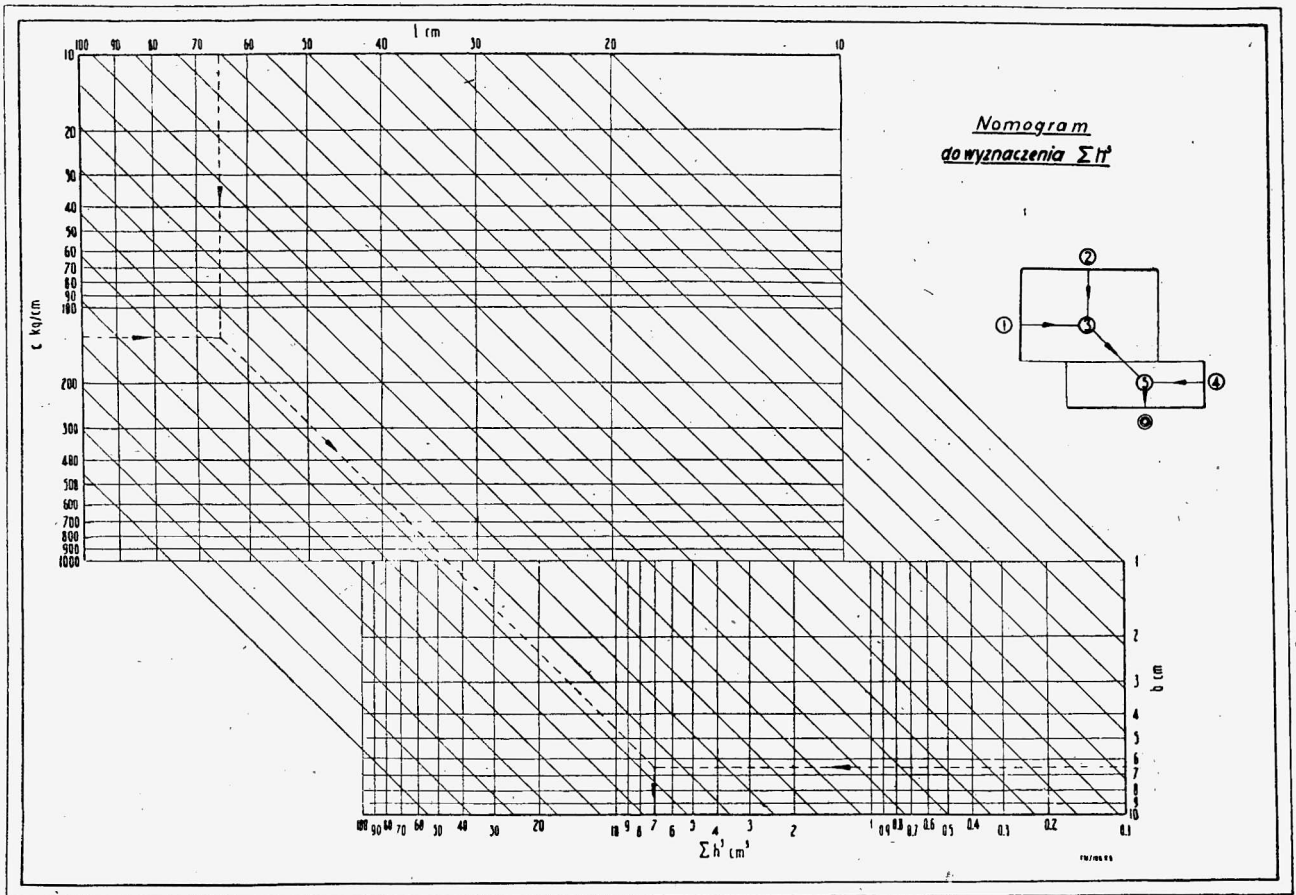
Spełnienie wzoru [8] lub [9] gwarantuje otrzymanie resoru o założonej sprężystości. Ważne jest również nieprzekroczenie dopuszczalnych naprężeń w zastosowanym materiale.

Największe naprężenia w resorze wyliczyć można ze znanego w wytrzymałości materiałów wzoru:

$$\sigma = \frac{M_g}{W} \quad [10]$$

gdzie $M_g = \frac{P}{2} \cdot l$ jest największym momentem gnącym panującym

- Nomogram 1



w środku resoru, zaś W jest wskaźnikiem wytrzymałości w tym przekroju.

Naprężenia otrzymane ze wzoru [10] można traktować jako umowne, gdyż dają jedynie pojęcie o wartości naprężeń panujących w piórach resoru. W rzeczywistości naprężenia rozkładają się proporcjonalnie do grubości piór i są oczywiście większe w piórach grubszych, co wynika z mechaniki odkształcania się resoru na skutek zmian krzywizny jego piór. Pióra główne (zazwyczaj grubsze) przenoszą ponadto siły trakcyjne, a więc są bardziej obciążone niż pozostałe.

Z tego względu, jak również dla otrzymania pewnej amortyzacji resoru należy zastosować w nim naprężenia wstępne, które spowodują odciążenie piór głównych, kosztem dociążenia piór cienkich. Zagadnienie powyższe rozpatrzone zostanie w oddzielnej pracy.

Podstawiając do wzoru [10] wielkości momentu gnącego i wskaźnika wytrzymałości dla resoru symetrycznego otrzymuje się:

$$\sigma = \frac{\frac{P \cdot l}{2}}{\sum_1^n \frac{b h^2}{b}} = \frac{3 P \cdot l}{b \sum_1^n h^2} = \frac{3 \cdot c \cdot f d \cdot l}{b \sum_1^n h^2} \text{ kG/cm}^2 \quad [11]$$

Stąd

$$\sum_1^n h^2 = \frac{3 c \cdot f d \cdot l}{b \cdot \sigma} \text{ cm}^2 \quad [12]$$

Wzór [12] pozwala na wyznaczenie sumy kwadratów grubości piór projektowanego resoru, koniecznej, aby przy największym możliwym ugięciu umowne naprężenia gnące nie przekroczyły założonej wartości.

Podobnie jak w przypadku wyznaczenia $\sum_1^n h^3$ tak i teraz można posługiwać się nomogramem (Nr 2), co umożliwi w krótkim czasie rozpatrzenie szeregu koncepcji projektowanego resoru. W przypadku resoru zbudowanego z piór o jednakowej grubości słuszne są oczywiście następujące równości:

$$n h^3 = \sum_1^n h^3 \quad [13]$$

$$n h^2 = \sum_1^n h^2$$

Dzielnik równania stronami otrzymuje się grubość pióra:

$$h = \frac{\sum_1^n h^3}{\sum_1^n h^2} \text{ cm} \quad [14]$$

oraz po podstawieniu do drugiego z równań [13] ilość piór:

$$n = \frac{\left(\sum_1^n h^2 \right)^3}{\left(\sum_1^n h^3 \right)^2} \quad [15]$$

Ponieważ wielkość h otrzymana w ten sposób nie pokrywa się na ogół ze znormalizowanymi grubościami prętów na pióra resorowe, należy wybrać wartość najbliższą, zmieniając odpowied-

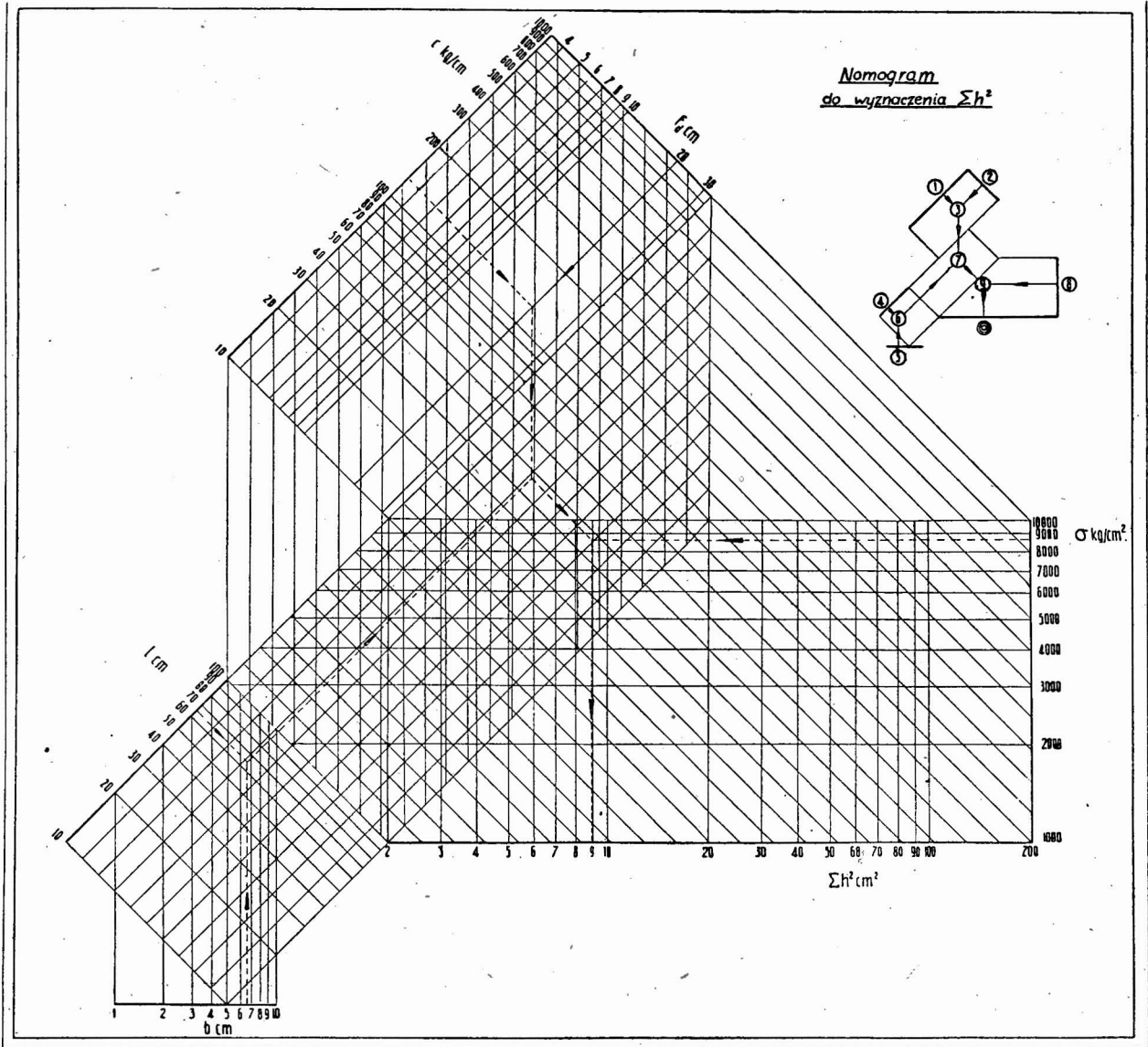
nio n tak, aby otrzymać wymagane sumy $\sum_1^n h^2$ i $\sum_1^n h^3$. Jak wspom-

niano wyżej, pióra główne resoru są obciążone bardziej niż pozostałe. Dlatego pióra te wykonywane są z pręta grubszego niż wyliczono poprzednio, a mianowicie przyjąć można:

$$h_1 = (1,2 \div 1,4) \frac{\sum_1^n h^3}{\sum_1^n h^2} \text{ cm} \quad [16]$$

Ilość piór głównych wynosi najczęściej $n_1 = 1 \div 3$. Uwzględniając fakt, że im pióro leży dalej od głównego, tym mniejszy wpływ na jego obciążenie mają siły dodatkowe, stosuje się stopniowanie grubości piór, przy czym grubość piór średnich wyniesie:

Nomogram 2



$$h_2 \approx \frac{\sum_1^n h^3}{\sum_1^n h^2} \text{ cm} \quad [17]$$

zaś piór cienkich: $h_3 = (0,7 \div 0,9) \frac{\sum_1^n h^3}{\sum_1^n h^2} \text{ cm} \quad [18]$

oczywiście zakładając dla h tylko wielkości znormalizowane.

Więcej rodzajów grubości niż trzy na ogół nie stosuje się.

Ilości piór średnich n_2 i cienkich n_3 należy tak dobrać, aby po zsumowaniu wszystkich kwadratów i sześcianów grubości otrzymać sumy najbardziej zbliżone do wielkości wyliczonych ze wzorów [9] i [12]. Należy zatem rozpatrzyć szereg rozwiązań i wybrać najkorzystniejsze.

Pozostają do wyznaczenia jeszcze długości poszczególnych piór. Pióra główne posiadają najczęściej długość czynną całego resoru.

Długości pozostałych piór jest najwygodniej dobrać graficznie odkładając w skali na osi pionowej sześciany ich grubości i postępując według schematu przedstawionego na rys. 4.

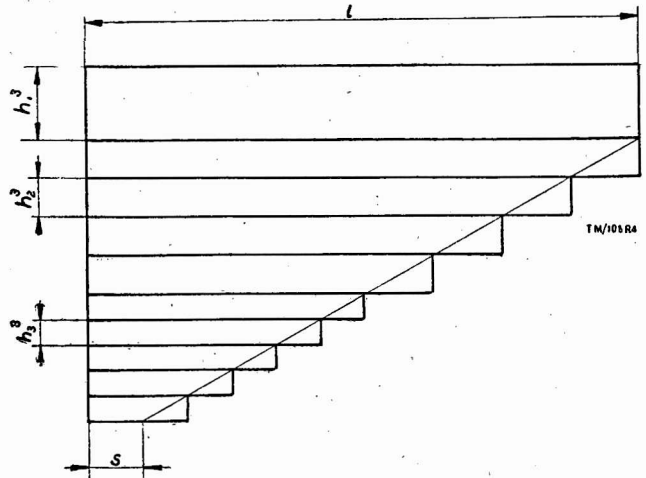
Wielkość s oznacza tu połowę odległości między strzemiionami. Oczywiście w przypadku resoru z piórami o jednej grubości różnice ich długości będą wielkościami stałymi.

Ponieważ wszystkie wielkości charakteryzujące sprężyste i wytrzymałościowe własności projektowanego resoru są wyznaczone,

można z kolei wykonać obliczenie sprawdzające. Rzeczywista wartość stałej sprężystości wyniesie:

$$c_{rz} = \frac{E}{2 \delta_{rz1}} \cdot \frac{b}{l^3} \left(\sum_1^n h^3 \right)_{rz} \text{ kG/cm} \quad [19]$$

przy czym δ_{rz} odczytuje się dla rzeczywistych wielkości l i l_0 z wykresu na rysunku 2.



Rys. 4. Schemat graficznego wyznaczenia długości piór resorowych

W przypadku gdy odległość między strzemiionami 2 s jest duża należy we wzorach [9] i [19] podstawić zamiast l wielkość

$$\left(l - \frac{s}{2}\right)$$

Naprężenia gnące rzeczywiste wynoszą:

$$\sigma_{rz} = \frac{3 c_{rz} \cdot f d_{rz} \cdot l}{b \cdot \left(\sum_1^n h^2\right)_{rz}} \text{ kG/cm}^2 \quad [20]$$

Ugięcie $f d_{rz}$ otrzymamy po zaktualizowaniu ugięcia statycznego $f s t$, które zmieni się na skutek różnicy w stałej sprężystości. Można przyjąć albo taką samą wartość współczynnika k lub zachować założoną uprzednio różnicę ($f d - f s t$).

Otrzymane ze wzorów [19] i [20] wielkości c_{rz} i σ_{rz} odbiegają na ogół od założonych. Odstępstwa nie mogą być jednak zbyt duże i uznanie ich za dopuszczalne lub niedopuszczalne zależy od konstruktora. Z reguły należy rozważyć kilka wariantów, przy czym pod uwagę mogą być brane tylko te, w których σ_{rz} nie przekracza lub bardzo nieznacznie przekracza założone naprężenie σ .

Przykład liczbowy

Należy zaprojektować resor przy następujących danych:

$$P_{st} = 1280 \text{ kG}$$

$$c = 128 \text{ kG/cm}$$

co odpowiada okresowi drgań $T = 0,628$ sek. i ilość drgań na minutę 95,5.

$$\text{Wyliczając: } l = 20 \sqrt{\frac{P_{st}}{c}} = 20 \sqrt{10} \approx 63,4 \text{ cm}$$

$$\text{przyjmuje się } l = 65 \text{ cm}$$

$$\text{oraz } b = 6,5 \text{ cm}$$

Obliczany resor ma współpracować z dodatkowym jako tylny w samochodzie ciężarowym o ładowności $\approx 2,5$ tonny, a więc można założyć $k = 2,0$

Na podstawie wzoru [1]

$$f s t = \frac{P_{st}}{c} = \frac{1280}{128} = 10 \text{ cm}$$

a więc

$$f d = k \cdot f s t = 20 \text{ cm}$$

Zakłada się, że pióra resorowe wykonane będą z materiału 50XTA wg GOST. Materiał ten posiada moduł Younga $E = 2 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2$ oraz granicę płynności $Q_r = 12000 \text{ kG/cm}^2$.

Przy współczynniku bezpieczeństwa 1,4 umowne naprężenia dopuszczalne wynoszą $\sigma = \frac{12000}{1,4} \approx 8600 \text{ kG/cm}^2$

$$\sigma = \frac{12000}{1,4} \approx 8600 \text{ kG/cm}^2$$

Na podstawie wzorów [9] i [12] otrzymuje się:

$$\sum_1^n h^3 = \frac{2 \delta}{E} \cdot \frac{l^3}{b} \cdot c = \frac{2,6}{2 \cdot 10^6} \cdot \frac{65^3}{6,5} \cdot 128 = 7,04 \text{ cm}^3$$

$$\sum_1^n h^2 = \frac{3 \cdot c \cdot f d \cdot l}{b \cdot \sigma} = \frac{3 \cdot 128 \cdot 20 \cdot 65}{6,5 \cdot 8600} = 8,94 \text{ cm}^2$$

$$\text{Ze wzorów [14] i [15] wynika } h = \frac{\sum_1^n h^3}{\sum_1^n h^2} = \frac{7,04}{8,94} = 0,788 \text{ cm}$$

$$n = \frac{\left(\sum_1^n h^2\right)^3}{\left(\sum_1^n h^3\right)^2} \approx 14,35; \quad n = 15$$

$$\text{Przyjmuje się } \begin{matrix} h_1 = 1,0 \text{ cm} & h_2 = 0,8 \text{ cm} & h_3 = 0,7 \text{ cm} \\ n_1 = 2 & n_2 = 3 & n_3 = 10 \end{matrix}$$

$$\left(\sum_1^n h^3\right)_{rz} = 6,97 \text{ cm}^3 \quad \left(\sum_1^n h^2\right)_{rz} = 8,82 \text{ cm}^2$$

Dwa pióra główne przechodzą poza oś sworznia resorowego, a więc z wykresu na rysunku 2 odczytuje się dla $\beta = 0,713$ $\delta = 1,26$ Stąd ze wzoru [19] stała resoru

$$c_{rz} = \frac{E}{2 \delta_{rz}} \cdot \frac{b}{l^3} \left(\sum_1^n h^3\right)_{rz} = \frac{2 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,26} \cdot \frac{6,5}{65^3} \cdot 6,97 = 131 \text{ kG/cm}$$

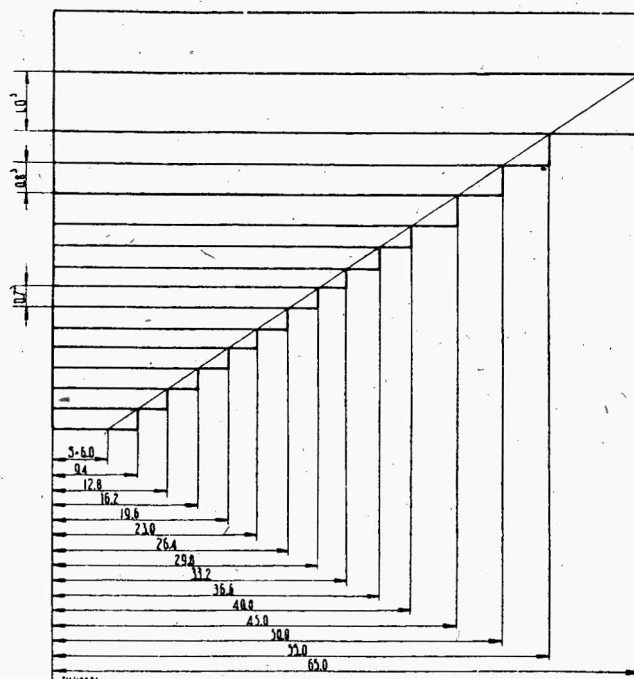
$$\text{strzałka } f d_{rz} = 2 \frac{P_{st}}{c_{rz}} = 19,52 \text{ cm}$$

oraz naprężenie na podstawie wzoru [20]

$$\sigma_{rz} = \frac{3 \cdot c_{rz} \cdot f d_{rz} \cdot l}{b \left(\sum_1^n h^2\right)_{rz}} = \frac{3 \cdot 131 \cdot 19,52 \cdot 65}{6,5 \cdot 8,82} = 8700 \text{ kG/cm}^2$$

Ponieważ odchyłki c i σ od wielkości założonych nie są duże można uważać przyjęte rozwiązanie za właściwe.

Należy jeszcze określić długości poszczególnych piór, co wykonujemy wykresnie na rys. 5 posługując się schematem podanym na rysunku 4.



Rys. 5. Graficzne wyznaczenie długości piór

Wyżej podany przebieg obliczeń nie wyczerpuje całego tematu. Należy jeszcze określić krzywizny wstępne poszczególnych piór wyznaczone pod kątem widzenia otrzymania właściwego rozkładu naprężeń rzeczywistych. Nie poruszono tu także problemów ukształtowania końców piór, zarówno głównych jak i pozostałych, rozmieszczenia skuwek, znaczenia wieszaków resorowych itp., które również wpływają na pracę resoru. Niektóre z tych spraw rozpatrzone są szczegółowo w podanej poniżej literaturze.

Literatura

- Gross und Lehr, „Die Federn, ihre Gestaltung und Berechnung“, VDI - Verlag 1938
- „Maszynostrojienie“ - Encyklopedyczny sprawoznik, tomy 2 i 11, Moskwa 1948
- Czudakow - „Rasczot Awtomobila“, Moskwa 1947
- Chruszczow i inni - „Materiały dietalej awtomobijej i traktorow“ - sprawoznik, Moskwa 1948

Mgr inż. ROMAN SKWAREK

WPŁYW OBNIŻENIA TEMPERATURY PRACY SILNIKA NA WIELKOŚĆ ZUŻYCIA

na podstawie artykułu L. Demianowa pod w. w. tytułem w czasopiśmie *Awtomobil* 12/51.

Artykuł omawia wpływ temperatury wody i oleju w silniku samochodowym na zużycie silnika. Wyniki badań stwierdzają, że obniżenie temperatury pracy silnika powoduje silny wzrost zużycia części.

Jednym z najważniejszych czynników wpływających na przedłużenie żywotności silnika między kolejnymi jego naprawami jest temperatura pracy.

Zużycie silnika polega na zmniejszeniu szczelności pierścieni tłokowych i zaworów, oraz powiększeniu się luzów w łożyskach wału korbowego, w łożyskach korbowodowych, na sworzniach tłokowych, między tłokiem a gładzią cylindrową. Obecne rozwiązania konstrukcyjne silników, dzięki wprowadzeniu intensywnego i skutecznego smarowania, jak również wysoka jakość olejów zapewniają długie przebiegi międzynaprawcze, pod warunkiem stałej pracy silnika w temperaturze optymalnej podanej przez fabrykę. Jazda samochodem z silnikiem chłodnym lub zimnym wywoła wielokrotne zwiększenie zużycia.

Dla określenia zależności wielkości zużycia części silnika od temperatury pracy, przeprowadzono na hamowni serię prób silnika GAZ-51. Wykonano trzy cykle pracy, każdy po 30 godzin, przy czym w poszczególnych cyklach silniki miały następujące warunki pracy:

1. moc $N_e = 0$ KM przy $n = 1200$ obr/min
2. „ $N_e = 20$ KM „ $n = 1600$ obr/min
3. „ $N_e = 40$ KM „ $n = 2000$ obr/min

W każdym cyklu silnik pracował ze zmienną temperaturą i tak: pierwsze 10 godz. temperatura wody wpływającej do chłodnicy i oleju w misce olejowej wynosiła 75°C , następne 10 godz. 50°C i ostatnie 10 godz. 25°C .

Temperaturę utrzymywano z dokładnością $\pm 5^\circ\text{C}$ przez zmianę ilości wody dolewanej do układu chłodzenia, oraz chłodzenie miski olejowej.

W czasie badań silnik pracował na benzynie etylizowanej i oleju silnikowym awtoł 10. Wymiana oleju odbywała się po każdym cyklu, przy czym każdorazowo cały układ smarowania był starannie przemywany świeżym olejem. Filtr bocznikowy oleju w czasie badania był zdjęty.

Jako wykładnik sumarycznej wielkości zużycia części silnika zdecydowano przyjąć wielkość zanieczyszczenia oleju. Metoda ta polega na wyznaczeniu linii zużycia wg GOST 1955-47, jest bardzo przekonująca i prosta, dając jednocześnie dostatecznie do-

kładne wyniki. Dla wyznaczenia linii zużycia pobierano próbki oleju silnikowego i wyznaczono ilość zawartego w nim startego metalu.

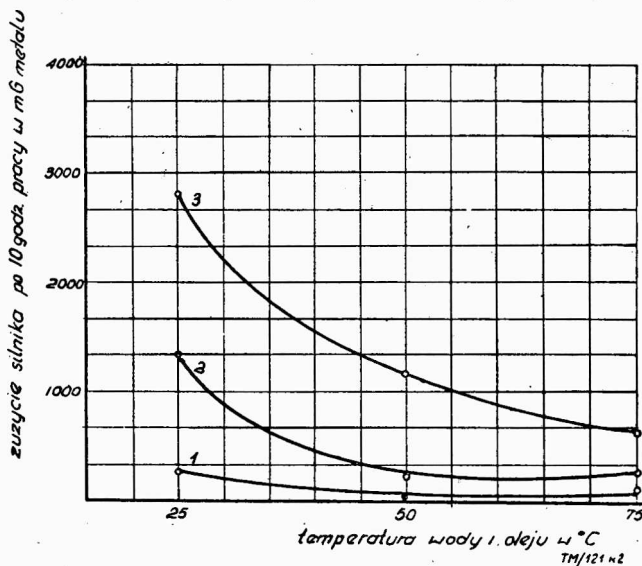
Próbki oleju pobierano z głównego przewodu oleju w kadłubie co 5 godzin pracy silnika, przy czym pierwszą próbkę pobierano po 10 minutach pracy na biegu luzem.

W czasie trzeciego cyklu ilość pomiarów zwiększono i próbki pobierano co 2,5 godziny w sposób niżej opisany:

Po upływie ustalonego czasu pracy otwierano specjalnie założony przewód i spuszczano z kolektora, ok. 1 litra oleju, po czym pobierano próbkę $20-25\text{ cm}^3$. Spuszczony przed próbką olej wlewano z powrotem do silnika. Zużycie oleju wyznaczono przez ważenie go z dokładnością do 50 gramów. W czasie całego cyklu nie uzupełniano ubytków oleju, co ułatwiło zbudowanie linii zużycia i uprościło obliczenia.

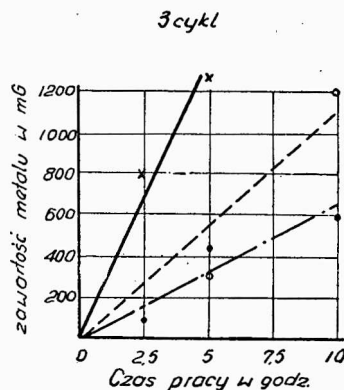
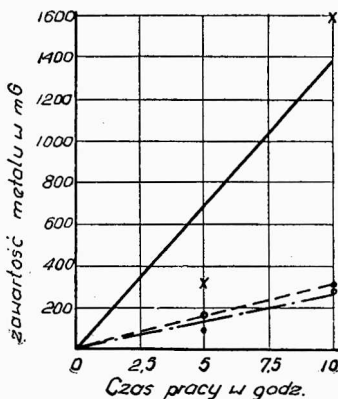
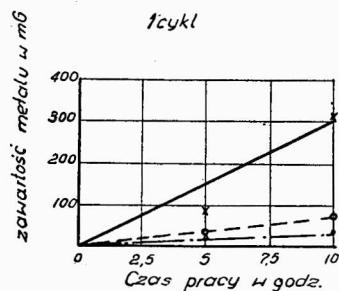
Rezultaty tych prób podane są na rys. 1 w formie wykresów linii zużycia wyznaczonych na podstawie analizy prób oleju.

Oznaczenia	x — x	— — — — —	o - - - - - o
Temperatura wody chłodzącej wpływającej z głowicy w $^\circ\text{C}$	75	50	24-26
Temperatura oleju w misce olejowej w $^\circ\text{C}$.	75	50	40-42



Rys. 2. Zmiana zawartości części metalowych w oleju silnikowym w zależności od jego temperatury pracy i obciążenia. 1 — cykl 1 2 — cykl 2 3 — cykl 3

2 cykl



————— $t = 75^\circ\text{C}$ - - - - - $t = 50^\circ\text{C}$ — · — · — $t = 25^\circ\text{C}$

Rys. 1. Linia zużycia silnika w zależności od jego temperatury pracy

cykl 1 — $N_e = 0$ KM $n = 1200$ obr/min. cykl 2 — $N_e = 20$ KM $n = 1600$ obr/min. cykl 3 — $N_e = 40$ KM $n = 2000$ obr/min.

Na wykresie rys. 2 pokazane jest sumaryczne zużycie silnika w miligramach metalu na 10 godz. pracy w zależności od temperatury pracy. Z wyników podanych na wykresach widać, że wraz z obniżeniem temperatury pracy i zwiększeniem obciążenia, zużycie silnika wzrasta. Wzrost ten widoczny jest najwyraźniej przy obniżeniu temperatury poniżej 50°C. Jeżeli by przyjąć pozostałe parametry jako stałe, a obniżyć temperaturę silnika z 75° na 50°C, wielkość zużycia wzrosłoby około 1,6 razy, a przy obniżeniu temperatury do 25°C aż 5-krotnie.

Z powyższego wynika, że decydujący wpływ na zużycie silnika ma temperatura pracy i dlatego należy ją utrzymywać możliwie stałą na dopuszczalnie wysokim poziomie.

Jeżeli by dla upewnienia się i ujawnienia całości obrazu pracy silnika przeanalizować charakterystyki silnika w różnych temperaturach można by łatwo zauważyć, że przy obniżeniu temperatury oleju i wody, a innych parametrach stałych, moc efektywna i moment maleje, zużycie zaś paliwa wzrasta.

Podane na rys. 3 charakterystyki były zdjęte z silnika GAZ-51. W czasie prób przepustnica mieszanki była otwarta pod kątem 50°. Obniżenie temperatury pracy z 75° na 50°C spowodowało wzrost zużycia paliwa o 10—12%. Obniżenie temperatury z 75°C do 25°C obniża moc silnika z 64 do 58 KM przy 2500 obr/min (stałych) co stanowi około 9% całej mocy. Wielkości te są na tyle duże, że nietrudno je zauważyć. Obniżenie temperatury pracy wpływa na zjawiska ciepłe w silniku, a mianowicie na:

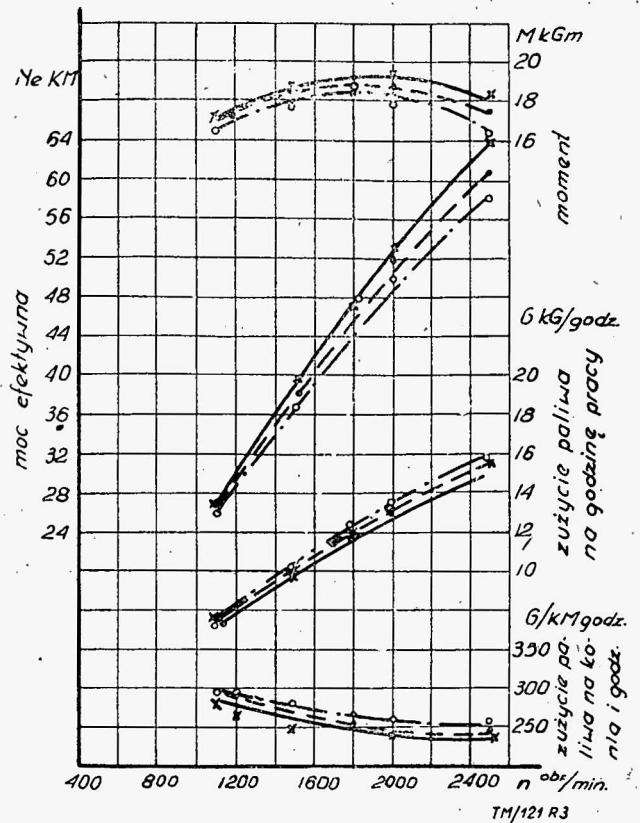
1. Straty ciepłe chłodzenia
2. Sprawność wolumetryczną
3. Straty tarcia

Suma tych strat zadecyduje o sprawności silnika przy poszczególnych temperaturach.

Straty ciepłe chłodzenia przy obniżeniu temperatury są mało znaczne i mogą zmniejszyć moc silnika zaledwie w granicach 0,5 — 0,6%, co właśnie zawiera się w błędach pomiaru mocy. Wynika to z tego, że różnica temperatur między ściankami, a płonącymi spalinami jest rzędu 2000°C (w czasie spalania i rozprężania) i zmiana temperatury wody chłodzącej o 50° jest znikoma w porównaniu do temperatury wody w cylindrze (2,5%).

Obniżenie temperatury wpływa na sprawność wolumetryczną dodatnio, gdyż silnik zasysając powietrze chłodniejsze zassie go ciężarowo więcej. Sprawność ta poprawia moc teoretycznie o ok. 3% (przyjmując różnicę temperatur 50°) ale w rzeczywistości zysk ten jest znikomy zwłaszcza, że straty na chłodzeniu są większe.

Wpływ obniżenia temperatury na wielkość tarcia jest znaczny i wynosi w praktyce ok. 8% przy różnicy temperatur 50°C. Zmiana temperatury wody chłodzącej wpływa bezpośrednio na ścianki cylindrów, a te obniżają temperaturę oleju, który



Rys. 3. Charakterystyka silnika GAZ-51 przy obciążeniu częściowym i różnych temperaturach pracy

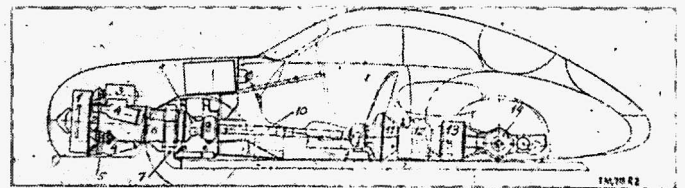
zmienia swoją lepkość. Opory tarcia są zależne wprost proporcjonalnie do lepkości oleju i dlatego wraz z obniżeniem temperatury tak szybko wzrastają. Silnik pracujący pod stałym obciążeniem przy obniżonej temperaturze uzyskuje gorsze warunki pracy w następstwie czego zużycie jego wzrasta.

Jak widać decydującym czynnikiem wpływającym na moc i zużycie paliwa są straty mechaniczne tarcia i dlatego obniżenie temperatury spowoduje pogorszenie pracy silnika.

SAMOCHÓD Z SILNIKIEM TURBINOWYM „SOCEMA-GREGOIRE”

Na tegorocznej wystawie samochodowej w Paryżu wystawiony został samochód doświadczalny „Socema-Grégoire” z turbinowym silnikiem spalinowym „Cemato”. Podstawą do konstrukcji 100-konnej turbiny była jedna z turbin lotniczych z 1949 roku. Silnik składa się z 2 zasadniczych elementów — sprężarki odśrodkowej, napędzanej jednostopniową turbiną, pracującą przy 45000 obr/min oraz właściwej dwustopniowej turbiny (25000 obr/min). Spalanie paliwa odbywa się w trzech komorach. Na wał napędowy moc przenoszona jest za pośrednictwem przekładni planetarnej o przełożeniu 1:5, umieszczonej na końcu turbiny.

Samochód posiada opływowy kształt o bardzo niskim współczynniku C_x wynoszącym 0,196. Jakkolwiek dwuosobowe nadwozie wykonane jest z lekkich stopów jednak posiada stosunkowo duży ciężar 1275 kG, w czym udział samej turbiny wynosi 120 kG.



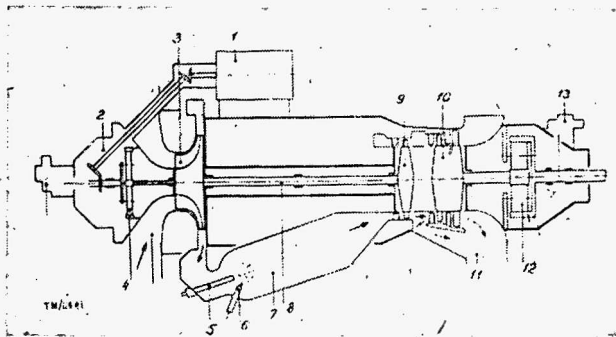
Rys. 2. Samochód doświadczalny „Socema-Grégoire”
 1 — tłumik szmerów ssania, 2 — turbosprężarka, 3 — rozrusznik, 4 — komora spalania, 5 — pompa paliwowa, 6 — turbina napędowa, 7 — przewód wylotowy, 8 — przekładnia planetarna, 9 — przeguby wału napędowego, 10 — wał napędowy, 11 — sprzęgło, 12 — skrzynka biegów typu Cotal, 13 — elektromagnetyczny hamulec typu Telma, 14 — tylny most napędowy

Turbina jest silnie wysunięta do przodu, rozstaw osi wynosi 2300 mm.

Nie ogłoszono dotychczas bliższych danych odnośnie właściwości dynamicznych i zużycia paliwa pojazdu.

Na podstawie doświadczeń uzyskanych na tym samochodzie projektuje się obecnie turbinę o mocy 150 KM dla podwozia 50-miejscowego autobusu i 300-konną dla samochodu ciężarowego o nośności 10 t.

K. P.

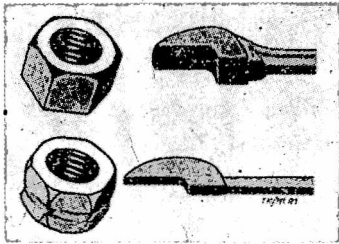


Rys. 1 Schemat turbiny „Cemato”

- 1 — rozrusznik, 2 — napędy pomocnicze, 3 — wirnik sprężarki, 4 — regulator sprężarki, 5 — wtryskiwacz, 6 — świeca zapłonowa, 7 — komora spalania, 8 — wał turbosprężarki, 9 — wirnik turbiny sprężarki, 10 — wirnik turbiny napędowej, 11 — przewód wylotowy, 12 — przekładnia planetarna, 13 — regulator turbiny napędowej

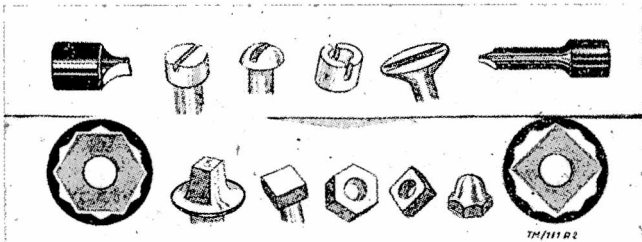
O PRAWIDŁOWE UŻYWANIE NARZĘDZI W OBSŁUDZE I NAPRAWACH POJAZDÓW MECHANICZNYCH

Wśród wielu instrukcji o tematyce samochodowej nie ma jeszcze niestety instrukcji o narzędziach i przyrządach, używanych do napraw samochodów, o ich rodzajach i zastosowaniu. Toteż tak w zakładach naprawczych, jak w stacjach obsługi widzi się jeszcze do dnia dzisiejszego, jak pracownicy zakładu posługują się w danej czynności niewłaściwymi narzędziami, w niewłaściwy sposób i w niewłaściwej kolejności.



Rys. 1. Klucz grubi nie niszczy nakrętek

Gdy przyjrzymy się zestawowi narzędziowemu przeciętnego zakładu naprawczego, to stwierdzimy niewątpliwie, że klucze szczękowe są rozgięte, z uszkodzonymi szczękami i nie posiadają wymiaru nominalnego; mechanicy pracują kluczami calowymi przy samochodach wymiarowanych w milimetrach, albo też kluczami milimetrowymi przy samochodach angielskich lub amerykańskich. Zauważymy też, że wkrętaki posiadają półokrągłe ostrza, skrócone i wadliwie zaszlifowane; że wkrętaki te noszą wyraźne oznaki używania ich jako przecinaków lub drążków-dźwigni; że drut stalowy przecinany jest nożycami do blachy; że klucze nasadowe lub rurkowe nabijane są na łby śrub młotkiem; że do dociągania nakrętek, szczególnie większych wymiarów, zakłada się na klucz rurkę przedłużającą lub pobija się klucz młotkiem. Widzi się ponadto, że w wielu przypadkach używany jest klucz nastawny, zamiast wymiarowego klucza szczękowego albo oczkowego. A ile razy widzi się używanie ciężkiego klucza jako młotka, ile razy używa się szczypce zamiast klucza; jakże często pilnik użyty jest jako dźwignia lub przebijak...



Rys. 2. Zastosowanie nasadki wkrętakowej i klucza dwunastokątnego oczkowego lub nasadkowego

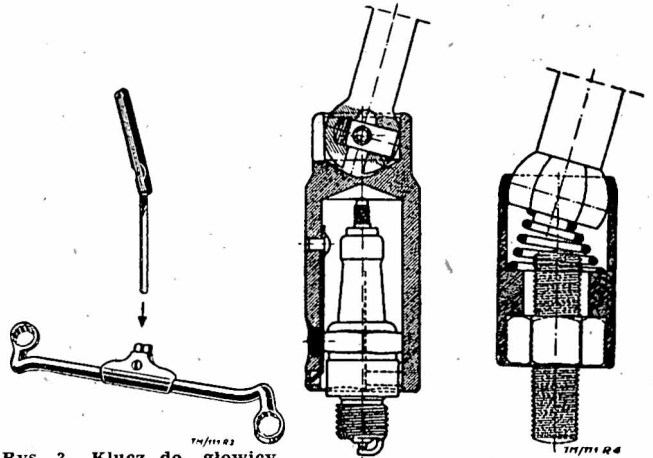
Powyższe niewłaściwe używanie narzędzi nie stanowi żadnej nowości dla wielu mechaników samochodowych. Posiadając nawet dobry zestaw narzędzi właściwych, nie używają ich, gdyż przyzwyczaili się do pracy narzędziami wysoce prymitywnymi i zastępczymi. Do tego dochodzi często niestosowanie się do instrukcji o wykonaniu danej naprawy, aby przeprowadzona ona została z zachowaniem przepisanych tolerancji, we właściwej kolejności i we właściwy sposób.

Prawidłowe wykonanie naprawy jest tematem bardzo obszernym i wymagającym znacznie więcej miejsca w piśmie. Toteż temat ten należy podzielić na części i omówić go kolejno w kilku odcinkach. Natomiast wstępnego omówienia wymaga sprawa narzędzi, nie zawsze jeszcze dostatecznie znana i doceniana.

Zasadą jest, aby do każdej poszczególniej czynności naprawczej użyć właściwych, przewidzianych do tej naprawy, narzędzi.

Najprostsza czynność — odkręcanie lub przykręcanie nakrętek — wymaga użycia odpowiednich kluczy szczękowych, kluczy rurkowych, nasadowych lub kluczy korbowych. Unikać natomiast należy stosowania kluczy nastawnych, które niszczą nakrętki i nie dają możliwości wycucia prawidłowego dociągania śruby.

Przy użyciu kluczy rurkowych, nasadowych lub korbowych, albo oczkowych — powstaje pytanie, czy lepiej jest stoso-



Rys. 3. Klucz do głowicy z gnącą się dźwignią i założonym przyrządem do mierzenia momentu przy pomocy szczelinomierza

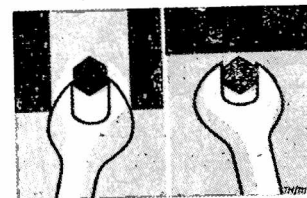
Rys. 4. Klucz nasadowy z wbudowanym przegubem. Sprężynka powoduje zatrzymanie świece w kluczu po wykręceniu

wać klucze sześciokątne, czy też — dwunastokątne. Odpowiedź prosta: jak kiedy. W każdym razie tak w kluczach oczkowych jak i nasadowych — podziałka dwunastokątna jest wygodniejsza, dając możliwość „podejścia” kluczem tam, gdzie przy sześciokątnej przeszkadza brak miejsca na obrót. Ponadto podziałka dwunastokątna daje możliwość zastosowania klucza do łbów i nakrętek kwadratowych, przy obrocie klucza zaledwie o 30°, a przy możliwości przełożenia klucza na drugą stronę — nawet tylko o 15°. Kluczem szczękowym w tym przypadku trzeba by obrócić nakrętkę kwadratową o 90°, ew. z przełożeniem — o 60°.

Zestawy kluczy nasadowych zawierają dodatkowe przybory, które są zazwyczaj pomijane przez mechaników. Takimi przybarami jest końcówka wkrętakowa oraz łącznik przegubowy. Umiejętne zastosowanie tych przyborów poważnie przyczynia się tak do przyspieszenia operacji, jak również do prawidłowego wykonania zadania.

Odmianę kluczy nasadowych stanowią klucze korbowe, oddzielne dla każdego wymiaru. Posługiwanie się nimi jest szczególnie wskazane przy rozbieraniu i składaniu silnika.

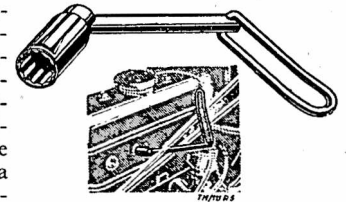
Dla samochodów z wymiarami metrycznymi wystarczy w zupełności zestaw kluczy korbowych do śrub: 14, 17 i 19 mm, lub też — dla calowych — 3/8, 5/8, 7/8, 1/2 i 3/4 cala.



Rys. 6. Nowoczesny klucz szczękowy jest węższy, ma krótsze szczęki i jest wygodniejszy w pracy

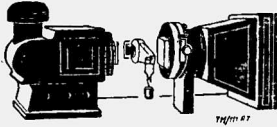
Konieczne jest stosowanie również kluczy specjalnych, przede wszystkim do regulacji zaworów, do śrub i nakrętek trudno dostępnych oraz do nakrętek głowicy. Do kluczy specjalnych zalicza się też klucze szczękowe o prostym lub stopadłym ustawieniu szczęki (Normalny kąt osi szczęki z osią klucza wynosi 15 lub 30°).

Na oddzielną wzmiankę zasługują klucze do nakrętek głowic cylindrów. Są to z reguły klucze momentowe, zwane też dynamometrycznymi. Posiadają one bądź wskaźnik momentu zegarowy lub drążkowy, bądź też wykonane są w postaci gnących się dźwigni; początek trwałego odkształcania się dźwigni klucza przy dokręcaniu nakrętki głowicy wskazuje na



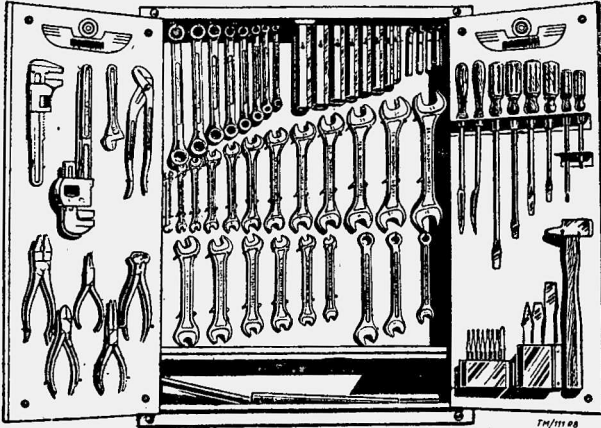
Rys. 5. Klucz do świece według rys. 4

to, że nakrętka dokręcona została prawidłowo. Klucza tego rodzaju nie można jednak używać do odkręcania śrub i nakrętek.



Rys. 7. Urządzenie do elastycznego badania naprężeń w kluczu szczękowym

Do klucza z gnącą się dźwignią można zastosować przyrząd, pozwalający na dokładne określenie wielkości momentu. Urządzeniem tym jest uchwyt zakładany w środku dźwigni; w uchwyt ten wkłada się szczerinierz o przepisanej grubości. Jedną ręką dociąga się kluczem nakrętkę, a drugą prze-

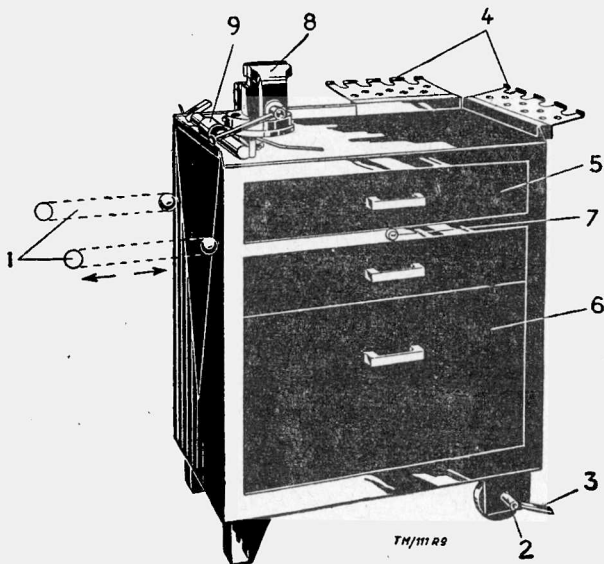


Rys. 8. Szafkowy zestaw narzędzi mechanicznego samochodu

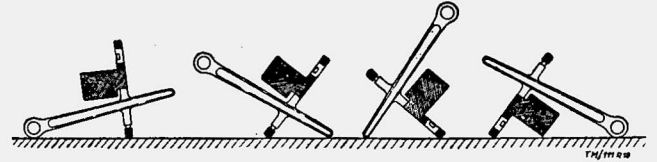
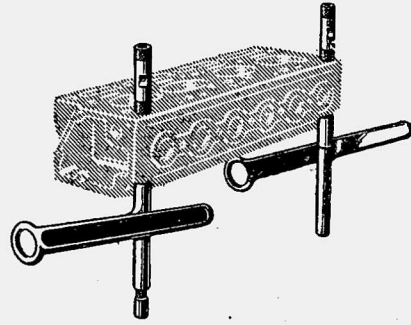
suwa się szczerinierz. Dokręcanie następuje aż do chwili, gdy szczerinierz zacznie opierać się w wycięciu, co wskazuje, że dźwignia klucza zaczyna się giąć. Sposób ten pozwala zmierzyć moment ze znaczną dokładnością.

Niezwykle wygodne w pracy, szczególnie w miejscach trudno dostępnych, są klucze nasadowe z wbudowanymi przegubami. Wadą ich jest jednak mała wytrzymałość.

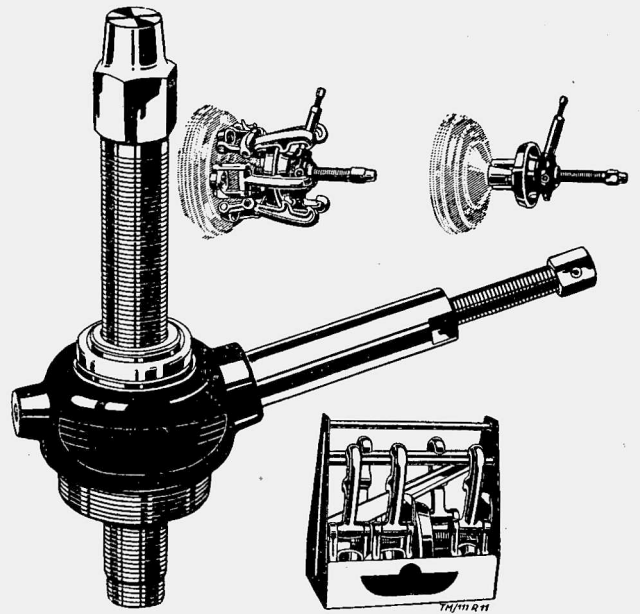
Nowoczesne klucze różnią się od dawniejszych lub tak zwanych „kowalskich”. Różnią się one nie tylko materiałem (stal chromowo-wanadowa, chromowo-molibdenowa) lecz i kształtem. Szczególnie uwydatniają się różnice w kształtach kluczy szczękowych, które obecnie są węższe i znacznie poręczniejsze od dawnych. Kształt szczęk ustalony jest na zasadzie pomiarów rozkładu naprężeń, dokonywanych metodą elastooptyczną.



Rys. 9. Stół mechaniczny samochodowy. 1 - wysuwane uchwyty do przesuwania stołu, 2 - kółka do przewożenia stołu, 3 - dźwignie do unieruchomienia kółek, 4 - trzymaki tłoków, zaworów panewek itp., 5 - szuflada na narzędzia, 6 - szafka na części zamienne i materiały, 7 - zameczek do zamykania szuflady i szafki, 8 - imadło, 9 - uchwyty do wysuwania imadła



Rys. 10. Stojaki do pracy przy głowicy cylindrów



Rys. 11. Ściągacz hydrauliczny uniwersalny. U góry - zastosowanie ściągacza. U dołu - ściągacz z hakami i zaczepami w pudełku do przenoszenia

Oprócz wymienionych narzędzi należy jak najszerszej stosować przyrządy specjalne, jak: ściągacze, zbijacze, uchwyty, wsporniki, dźwignie specjalne i stoły. Niektóre z tych przyrządów wykonywane są z przeznaczeniem specjalnie do określonego typu samochodu. Należy więc posiadać odpowiednie zestawy narzędzi i przyrządów specjalnych do każdego z obsługiwanych lub naprawianych typów samochodów. Tego rodzaju zestawy narzędzi i przyrządów oddają cenne usługi, skracając bowiem czas naprawy i wybitnie podnosząc wartość naprawy. Inwestycja taka opłaca się zawsze. Więcej - zakład naprawczy, nie wyposażony w narzędzia i przyrządy specjalne, nie powinien otrzymywać do naprawy samochodów, wymagających zastosowania tych przyrządów.

Zestawy narzędzi zasadniczych o charakterze uniwersalnym umieszczone są w szafkach monterskich, których zawartość i stan utrzymania powinien być często sprawdzany przez kierownictwo. Do pełnego wyposażenia należy jeszcze stół monterski, wyposażony specjalnie do naprawy samochodów.

Niniejsza krótka wzmianka nie wyczerpuje tematu. Ma ona jedynie na celu poruszenie zagadnienia, prawdopodobnie również ważnego, jak zagadnienie oszczędności, przebiegów międzynaprawczych i dokładności napraw samochodów. Jest rzeczą nie ulegającą wątpliwości, że użycie właściwych narzędzi w ogólności, a narzędzi specjalnych szczególnie - odgrywa bardzo poważną, można rzec zasadniczą rolę tak w obsłudze, jak i w naprawach samochodów.

W. R.

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w Bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego.

K. Pojazdy mechaniczne

354* 629.113.011.512 K 20
Całkowicie metalowe nadwozie „Rivaloy”. Prefabrykowane nadwozia autobusowe eksportowane jako jednostki rozkładane. „The Rivaloy all-metal body. Prefabricated coach bodies exported as knocked — down units”. Auto. Engr, London, mies., t. 41, Nr 544, wrzes. 51, s. 537; 29 × 21 cm., 2,5 str., 4 rys., 4 fot. —

Krótki opis konstrukcji nadwozi i montażu nadwozi „Rivaloy” składanych z metalowych elementów przygotowywanych w postaci prefabrykatów. Konstrukcja nadwozia Rivaloy zastosowana do autobusu Leyland, bazowana jest na zasadzie wykorzystania w każdej części jak największej ilości jednostek części składowych nadwozia oraz jak najłatwiejszego montażu przy założeniu jak najmniejszego zapasu części zamiennych dla celów remontowych.

355* 629.114.6:629.113.5+629.113.011 K 20
Nowe samochody Forda. Szczegółowy opis typów: „Consul” i „Zephyr”. The new Ford cars. A detailed description of „Consul” and „Zephyr” cars. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 544, wrzes. 51, s. 319; 29 × 21 cm, 9,5 str., 8 rys., 5 fot. —

Opis i charakterystyka dwóch nowych typów samochodów: „Consul” i „Zephyr” produkowanych przez zakłady Forda. Większe części zostały wykorzystane do jednego i drugiego samochodu, zwłaszcza części prasowane karoserii. Charakterystyka czterocylinrowego silnika o mocy 47 km przy 4400 obr/min. do samochodu „Consul” i sześciocylinrowego silnika o mocy 68 km przy 4000 obr/min. do samochodu „Zephyr”. Dokładny opis konstrukcji z podaniem materiałów użytych do produkcji oraz działania mechanizmów i układów jak: silnik, układ korbowy, smarowanie, chłodzenie, sprzęgło, skrzynia przekładniowa, tylna oś, zawieszenie, hamulce, przednia oś i układ kierowniczy, konstrukcja podwozia i nadwozia, wymiary główne.

356* 629.114.6+629.113.011 K:L:M: 20
Lancia „Aurelia”. Wybitna konstrukcja włoska o wielu nowych charakterystycznych cechach. „The Lancia „Aurelia”. A distinctive Italian design embodying many novel features”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 537, luty 51, s. 43; 29 × 21 cm, 9 str., 4 fot., 7 rys. —

Dane techniczne i charakterystyka sześciuosobowego samochodu włoskiego Lancia „Aurelia” z silnikiem sześciocylinrowym o mocy 55 KM przy 4000 obrotów na minutę, w kształcie V po trzy cylindry pod kątem 60°. Opis elementów konstrukcyjnych samochodu z podaniem ich rozmieszczenia i działania oraz materiałów użytych do produkcji, silnik, sprzęgło, skrzynia biegów, tylny most, tylne zawieszenie, zawieszenie przednie i mechanizm kierowniczy, hamulec.

L. Silniki pojazdów mechanicznych i pokrewne ich mechanizmy i elementy składowe

357* 621.431.73+621.43.018.86:629.1.055.2 F:L 20
Indykowanie silnika. Wskaźniki fotoelektryczne ciśnienia i ruchu typ C.A.V. Ricardo. „Engine indicating. The C.A.V. Ricardo photoelectric pressure and movement gauges”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 544, wrzes. 51, s. 341, 29 × 21 cm, 3 str., 2 rys., 3 fot., 6 wyk. —

Opis wskaźnika fotoelektrycznego wraz z elementami typowej instalacji do pomiaru nagle zmieniających się ciśnień w silniku, ruchu iglicy wtryskiwacza i ciśnienia paliwa. Mierzone wartości zostają przekształcone na proporcjonalne wskazania elektryczne, które mogą być dowolnie uwielokrotnione. Przy pomocy odpowiedniego wyposażenia elektronowego można otrzymać na ekranie wykres mierzonych wartości. Podane zasady działania urządzenia i sposoby pomiarów poparte wykresami.

385* 621.436+621—729.3:621.431.73 L:J 20
AUSTEN A. W., GOODRIDGE B. E. Wtrysk paliwa, zużycie urządzeń i filtrowanie oleju w silnikach wysokoprężnych. „Fuel injection. Wear of equipment and filtration of fuel compression-

ignition engines”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 538, s. 109; 29 × 21 cm, 9,5 str. 2 rys., 2 fot., 7 wyk. —

Opis badań nad zużywaniem się urządzeń i filtrowaniem paliwa w silnikach wysokoprężnych. Oznaczenie zależności zużycia się urządzeń od zawartości cząstek ścierających. Ocena własności filtracyjnych filtrów od wielkości cząstek ściernych. Porównanie wyników badań z wynikami uzyskiwanymi w praktyce z filtrami siatkowymi, z tkaniny i z filcu. Badania nad zatykaniem się materiałów filtrujących.

359* 621.431.73+621.433.3—43 L 20
Wtrysk benzyny. Specjalne urządzenie Boscha dla silników dwusuwowych. „Petrol injection. Special Bosch equipment for two stroke engines”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 544 wrzes. 51, s. 344; 29 × 21 cm, 1,5 str., 1 rys. —

Opis konstrukcji i zasady działania urządzenia firmy Bosch do wtryskiwania benzyny w silnikach dwusuwowych. Zaletą nowego urządzenia, będącego wynikiem kilkuletniej pracy firmy jest ekonomia w zużyciu paliwa około 15 : 20% i w zużyciu oleju ok. 30 — 50%. Urządzenie niemożliwe jeszcze do zastosowania w samochodach prywatnych ze względu na zbyt wysoki koszt produkcji.

360* 621.431.73:621—632.2 F:L 20
DASEK M. Użycie ubogich mieszanek w silnikach benzynowych a zużycie paliwa. „Užití chudých směsí u benzinových motorů a spořicte paliva”. Svět. Mot., Praha, dwutyg., Nr 110, sierp. 51, s. 1258; 29 × 21 cm, 4,5 str., 2 wyk. —

Dopuszczalne wartości stosunku ilości powietrza do paliwa. Rozważanie nad wzrostem temperatury w wypadku ubogich mieszanek. Zасыsanie pary wodnej z układu chłodzącego, par oleju i benzyny z karтеру silnika. Wtrysk wody i wpływ jej na pracę silnika. Vitametр przyrząd do zасыsania mieszanki spirytusowej.

361* 629.431.73+621—6:629.114.2 L 20
Silnik Fordson Major. Nowy silnik ciągnikowy przemienny na benzynę, naftę albo olej. „The Fordson Major engine. A new tractor engine convertible for use as a petrol vaporising oil or Diesel unit”. Auto Engr., London, mies., t. 42, Nr 552 kw. 52, s. 121; 29 × 21 cm, 9,5 str., 10 fot., 6 rys., 1 wyk. —

Dla uniezależnienia się od rodzaju paliwa zakłady Forda skonstruowały silnik ciągnikowy różnozaworowy do napędu benzyną, naftą lub olejem. Ogólny zarys konstrukcji silników. Opis części składowych z podaniem materiałów: kadłub silnika, skrzynia korbowata, tuleje cylindrowe, napęd pompy paliwowej, wał rozrządczy i zawory, układ chłodzenia i smarowania, wtrysk i wytwarzanie mieszanki (karburacja) osprzęt elektryczny.

362* 621.431.73+621—224.7 G:L 20
Właściwe czasy otwarcia zaworów. „Spravne časovani ventilů”. Svět Mot., Praha, dwutyg., Nr 105, 106, 107, czerw. 51, s. 1099, 1149, 1161; 29 × 21 cm, 3 str., 3 tabl. —

Tabela czasów zamknięcia i otwarcia zaworów samochodów osobowych i ciężarowych marek: Wanderer, Hanomag (Diesel), Mercedes (Diesel), ADG, Brogard, Brennabor Bussing — NAG, Ford, Hensel, Krupp, Magirus, MAN Opel, Phänomen, Vomag, Saurer, Faun.

363* 621.43.045:621.431.73 J:L 20
C. F. Ostatnie ulepszenia świecy zapłonowej. „La bougie d’allumage — ses derniers perfectionnements”. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1447, stycz., 52, s. 15; 29 × 21 cm, 2 str., 2 rys. —

Ostatnie ulepszenia konstrukcyjne i materiałowe wprowadzone do budowy świec zapłonowych na tle zasad budowy i zjawisk fizycznych, towarzyszących działaniu świecy.

364* 621.43.0.45.002:621.431.73 L 20
Badanie świec zapłonowych. Doniosły rozwój w zakładach K.L.G. „Spare plug testing. Important developments at the K.L.G. Works”. Auto Engr., London, mies., t. 42, Nr 551, marz. 52, s. 113; 29 × 21 cm, 3,5 str., 6 fot. —

Rozważania nad problemami występującymi przy konstruowaniu i produkcji świec zapłonowych. Wartość cieplna świec zapłonowych. Świece zapłonowe dla silników samochodów wyścigowych. Długotrwałość świec. Opis badań i urządzeń do badania świec zapłonowych w nowym laboratorium do badania świec w zakładach K.L.G. Sparking Plugs Ltd.

365* 621.431.73:621.43.04 F:L 20
MACKERLE J. Nowy rodzaj regulowania zapłonu. „Novy druh rozdelovace zapalovani“. Svet. Mot., Praha, dwutyg., Nr 106, lip. 51, s. 1146; 29 × 21 cm, 2 str., 2 rys., 4 wykr. —
 Rozważania na temat zużycia paliwa w funkcji obciążenia silnika. Schemat podciśnieniowej instalacji regulującej moment zapłonu oraz podłączenie jej do gaźnika. Opis działania instalacji i wyniki badań.

M. Mechanizmy podwozia pojazdów mechanicznych

366* 629.113.012.8.001.1 M:F 20
FAZEKAS G. A. G.: Konstrukcja hamulca. Szczegółowe badania czułości zanikania. „Brake design. A detailed investigation of fade sensitivity“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 537, luty 51, s. 53; 29 × 21 cm, 8 str., 9 rys., 1 fot., 6 wykr. —

Problem konstrukcji hamulców da się podzielić na dwie zasadnicze grupy: geometrii szczęk i geometrii hamowania tj. połączenie odpowiednich szczęk z odpowiednimi hamulcami. Górnym ograniczeniem momentu obrotowego jest współczynnik „ μ ” nazwany w artykule „świadomość „ μ ”. Po wyprowadzeniu miary współczynnika μ będącego uzupełnieniem współczynnika szczęk wykazano, że obie te wartości pozostają do siebie w stosunku prostym oraz że własności okładzin należy oceniać według wykładnika, uwzględniającego zarówno zanikanie jak i absolutną wartość μ . Przytoczone zasadnicze własności hamulców oraz zasady porównywania jak i porównanie różnych rodzajów hamulców zależnie od rodzaju zastosowanych mechanizmów szczęk.

367* 629.113:621—592.117 M 20
Hamulce tarczowe. Kilka interesujących amerykańskich konstrukcji i prace rozwojowe. „Disc brakes. A resume of some interesting american design and development work“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 537 luty 51, s. 69; 29 × 21 cm, 4 str., 7 rys., 2 wykr. —

Krótkie zestawienie prac nad hamulcem tarczowym i zastosowanie go w lotnictwie, pojazdach drogowych i w kolejnictwie. Zalety i wyższość hamulców tarczowych nad hamulcami bębnowymi. Zwiększenie sprawności i zmniejszenie nagrzewania się hamulców wobec zwiększonych możliwości chłodzenia. Kilka przykładów rozwiązania konstrukcyjnego hamulców tarczowych. Na razie hamulec tarczowy droższy w wykonaniu i cięższy niż hamulec bębnowy.

368* 629.113+621—585.2 M 20
NORTH O. D. P.N.D.L.R. Szczegółowe studium amerykańskich skrzyń przekładniowych ze zmiennikiem momentu obrotowego. „P.N.D.L.R. A detailed study of the American torque co vester transmissions“. Auto Engr., London, mies., t. 41 Nr 538, marz. 51, s. 83; 29 × 21 cm, 8 str., 2 rys., 5 fot., 3 wykr., oraz Nr 539 kw. 51, Nr 123; 29 × 21 cm, 9 str., 5 rys., 2 wykr., 8 fot. —

Konstrukcja skrzyni przekładniowej ze zmiennikiem momentu obrotowego powstała drogą prób i doświadczeń a nie obliczeń. Wady i zalety skrzyni. Sprawność zmiennika. Systemy skrzyń przekładniowych tego typu zastosowanych w samochodach Buick, Chevrolet, Packard, Studebader i Ford. Hamowanie silnikiem przy zastosowaniu tej skrzyni. Nastawianie przekładni i wytłumaczenie nazwy P.N.D.L.R. powstałej z pierwszych liter nazw poszczególnych przełożeń. Sposoby chłodzenia skrzyni przekładniowej. Projektowanie, konstrukcja, wolne koło statora. zasilanie olejem skrzynki przekładniowej, części układu planetarnego sprzęgła, pompa olejowa, kontrola układu hydraulicznego.

369* 629.113.011+621.431.73:629.114.5 K:M:L 20
Atkinson Alpha. Podwozie autobusowe z silnikiem pod ramą. „The Atkinson Alpha. An underfloor — engined single — decker bus chassis“. Auto Engr., London, mies., t. 42, Nr 551, marz. 52, s. 81; 29 × 21 cm., 10 str., 12 fot., 8 rys. —

Dane techniczne i opis podwozia autobusu Atkinson Alpha z sześciocyndrowym poziomym silnikiem wysokoprężnym o mocy 112 KM przy 1700 obr./min. umieszczonym pod ramą. Szczegóły konstrukcyjne silnika, ramy, sprzęgła, skrzyni biegów,

wieszania, tylnego mostu, osi przedniej, hamulców, mechanizmu kierowniczego.

371* 629.113.012.312:629.113.012.351:629.113.012.8 J:M 20
Zawieszenie tylnych kół napędowych. „Zachyceni zadnich hnacich kol“. Svet Mot., Praha, dwutyg., Nr 106, 107, czerw. — lip. 51, s. 1140, 1170; 29 × 21 cm, 7 str., 30 rys. —

Opisy wraz z rysunkami perspektywicznymi różnych typów zawiesznień tylnych kół napędowych z uresorowaniem i amortyzatorami samochodów osobowych marek francuskich, angielskich, włoskich, niemieckich, czeskich, amerykańskich.

371* 629.113.012.112+621—587.002+621.833.7.05+658.5 M 20
Produkcja tylnego mostu. Przegląd metod produkcji stosowanych przez oddział ciągników i przekładni zakładów Morris Motors Ltd. „Back axle manufacture. A survey of the production methods employed by the tractor and transmissions branch Morris Motors Ltd“. Auto Engr., London, mies., t. 42, Nr 551, marz. 52, s. 91; 21 × 29 cm, 9,5 str., 20 fot. —

Opis metod produkcji tylnego mostu w zakładach Morris Motors Ltd. Opracowanie kół zębatych wymaga około 1500 obliczeń. Rozplanowanie produkcji. Zarys wyrobu kół zębatych i obróbki cieplnej. Krótki opis metod obróbki i montażu obudowy tylnego mostu.

372* 629.113:621—585 J:M 20
Dwa czy trzy pedały? „Dva nebo tri pedaly?“. Svet Mot., Praha, dwutyg., Nr 109, sierp. 51, s. 1230; 29 × 21 cm, 3 str., 2 rys., 2 wykr., 1 tabl. —

Opis hydrodynamicznego przeniesienia napędu z silnika na koła pędne. Rozważania na temat sprawności przeniesienia. Porównanie przeniesienia napędu u samochodów Chevrolet, Tatra-plan, Skoda 1102.

N. Materiały eksploatacyjne

373* 621.431.73+621—631.4+621.43.018 N 20
PLEETH S. I. W. Paliwa silnikowe spirytusowe. „Alcohol motor fuels“. Auto Engr., London, mies., t. 42, Nr 552, kw. 52, s. 137; 29 × 21 cm, 3,5 str., 2 wykr. —

Wpływ zawartości spirytusu na wartość kaloryczną i sprawność termiczną paliwa oraz na liczbę oktanową. Wpływ spirytusu w porównaniu z wpływem tetraetylu ołowiu na zachowanie się mieszanki doprowadzanej do cylindrów. Wpływ ciepła utajonego na sprawność wolumetryczną. Własności rozruchowe mieszanki spirytusowej. Nieluszości twierdzenia o absorbowaniu wody z powietrza przez mieszanki spirytusowe i oddzielaniu się wody w mieszance.

T. Technologia i produkcja

374* 629.113+621.785.61+658.28 T 20
Hartowanie płomieniem gazowym. Rozwój wyposażenia przeznaczonego do stosowania tlenu i gazu miejskiego. „Flame hardening. Developments in equipment designed to use oxy — town — gas“. Auto Engr., London, mies., t. 42, Nr 552, kw. 52, s. 157; 29 × 21 cm., 2 str., 4 fot. —

Zalety hartowania płomieniem gazowym. Urządzenia Peddinghausa do stosowania mieszanki tlenu i gazu miejskiego. Korzyści zastosowania tego sposobu hartowania. Opisy aparatury do hartowania prętów do 24 cali długości, zębów kół zębatych, wałów korbowych. Urządzenia do pomiaru i kontroli temperatury hartowania wału korbowego.

375* 629.113.04+659.281+658.561 T 20
Montaż podwozia. Doniesle ulepszenia w zakładach Leyland Motors Ltd. „Chassis assembly. Important developments at the works of Leyland Motors Ltd.“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 537, luty 51, s. 65; 29 × 21 cm, 3,5 str., 5 fot. —

Opis zmian wprowadzonych w zakładach Leyland Motors Ltd, mających na celu usprawnienie produkcji i zwiększenie wydajności zakładów. Przejście z produkcji seryjnej na produkcję taśmową. Sposoby przeprowadzania kontroli. Opis przenośników taśmowych i metod montażu z podaniem zalet i opłacalności wprowadzonych ulepszeń.



Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny zawiera jedynie część kopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, Al. Niepodległości 188). CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo-techniczną jak i oddzielne jej działy, lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Dokumentacyjnym, jak i kartami dokumentacyjnymi.

KONKURS NA RECENZJE KSIĄŻKI TECHNICZNEJ

W walce o nową, przyspieszającą postęp książkę techniczną — twórcza krytyka w formie recenzji dopomaga, ułatwia, udoskonala pracę autora i wydawcy oraz zwiększa czytelnictwo piśmiennictwa technicznego.

Zarówno w samej książce, jak w jej ocenie powinny być uwzględnione przede wszystkim: najnowsze zdobycze polskiej myśli technicznej naszych uczonych, racjonalizatorów, wynalazców, nowatorów, olbrzymie osiągnięcia przodującej nauki i techniki radzieckiej rewolucjonizującej metody pracy ludzkiej, dorobek techniczny krajów demokracji ludowej, krytycznie ocenione prace

z dziedziny techniki w innych krajach oraz powiązanie treści i ujęcia z praktyką ze szczególnym uwzględnieniem potrzeb czytelnika — robotnika.

Dotychczasowy stan recenzji omawiających krytycznie wydawaną w Polsce książkę techniczną nie jest zadowalający zarówno pod względem ilościowym jak i jakościowym.

Dążąc do pobudzenia ruchu recenzyjnego i wzmożenia pracy twórczej w tym zakresie Państwowe Wydawnictwa Techniczne (PWT) ogłaszają konkurs na najlepsze recenzje książek technicznych wydanych przez PWT.

Warunki konkursu

1. Recenzja powinna dotyczyć wydanej przez PWT książki, oryginalnej lub tłumaczonej, z wyłączeniem instrukcji oraz prac badawczych instytutów naukowo-badawczych.
 2. Przedmiotem konkursu są podpisane recenzje, opublikowane w czasopismach wydanych za rok 1953, mianowicie:
 - 2.1. w czasopismach technicznych wydawanych przez Naczelną Organizację Techniczną (NOT) i PWT — wszystkie wydrukowane recenzje, bez specjalnych zgłoszeń,
 - 2.2. w innych czasopismach — po zgłoszeniu do PWT egzemplarza czasopisma z wydrukowaną recenzją, z zaznaczeniem na egzemplarzu: „Konkurs na recenzję“.
 3. Przy ocenie recenzji brane będą pod uwagę przede wszystkim następujące kryteria:
 - 3.1. twórcza krytyka i ocena treści recenzowanej książki, a w szczególności następujących jej cech:
 - 3.1.1. walory ideologiczne,
 - 3.1.2. przydatność i aktualność tematu dla potrzeb gospodarki narodowej,
 - 3.1.3. oryginalność ujęcia i opracowania tematu,
 - 3.1.4. poprawność opracowania tematu (zgodność ze współczesną nauką, jasność ujęcia i wyczerpania, układ itd.),
 - 3.1.5. dostosowanie ujęcia tematu do poziomu czytelnika dla którego przeznaczono książkę, ze szczególnym uwzględnieniem potrzeb robotnika,
 - 3.1.6. poprawność słownictwa technicznego,
 - 3.1.7. poprawność językowa,
 - 3.1.8. celowość, trafność i poprawność zilustrowania treści rysunkami, fotografiami, wykresami,
 - 3.2. twórcza krytyka i ocena wykonania edytorskiego recenzowanej książki, a w szczególności następujących elementów:
 - 3.2.1. układ typograficzny,
 - 3.2.2. szata zewnętrzna,
 - 3.2.3. poprawność wykonania technicznego,
 - 3.3. poprawność opracowania recenzji,
 - 3.4. okres czasu, jaki dzieli ukazanie się książki od ogłoszenia recenzji.
 4. W skład Sądu Konkursowego wchodzi przedstawiciele:
Naczelnej Organizacji Technicznej,
Centralnego Instytutu Dokumentacji Naukowo-Technicznej,
Państwowych Wydawnictw Technicznych.
 5. Wyniki konkursu ogłoszone będą do dnia 30 czerwca 1954 r.,
 6. Autorom najlepszych recenzji zostaną przyznane następujące nagrody:

— nagroda pierwsza	zł 2 000
— dwie nagrody drugie po	“ 1 500
— trzy nagrody trzecie po	“ 1 000
 7. Jeśli na podstawie oceny Sądu Konkursowego znajdzie potrzeba podziału każdej z przewidzianych nagród albo zmniejszenia ogólnej liczby nagród, to Państwowe Wydawnictwa Techniczne zastrzegają sobie prawo dokonania takiej zmiany.
- Wszelkich dodatkowych wyjaśnień dotyczących konkursu udziela Dział Informacji i Propagandy PWT, Warszawa, ul. Mazowiecka 2/4, tel. 749—92 do 98.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- Antoniewicz J.: **Materialoznawstwo elektryczne**. S. 354, zł 22.— (Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ).
- Bobek K., Metzger W., Schmidt F.: **Lekkie konstrukcje stalowe w budowie maszyn**. Tłum. z niem. E. Sledziwski. S. 112, zł 9.—
- Dzikowski A.: **Szlifowanie. Metody bezpiecznej pracy**. S. 191, zł 11.50
- Górski E.: **Frezy. Konstrukcja**. S. 191, zł 18.—
- Kacejko L.: **Sieci elektryczne wysokiego napięcia**. S. 529, zł 17.50 (Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ).
- Kowalski F.: **Środki gaśnicze i sprzęt do walki z pożarami**. S. 99, zł 5.—
- Łagowski A. A., Pakszwer W. B.: **Elektrownie ciepłe**. Tłum. z ros. J. Drobot. S. 375, zł 38.50 (w oprawie)
- Łaniecki W.: **Półprzewodniki. Część I**. S. 128, zł 16.— **Prostowniki stykowe. Część 2**. S. 176, zł 9.60
- Metz L.: **Przeciwogniowe zabezpieczenie drewna**. S. 170, zł 12.50
- Sekuracki F.: **O zatruciach w pracy i w domu**. S. 60, zł 3.—
- Tuszyński J.: **Szlifowanie bezkłowe**. S. 110, zł 5.60
- Walentyłowicz B., Zmigrodzki W.: **Aparaty elektryczne niskiego napięcia**. S. 391, zł 21.50 (Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ).
- Walewski A.: **Wskazówki ochrony pracy przy eksploatacji silników**. S. 33, zł 1.50
- Warunki skrawania metali ze stali szybkoobrotowej**. Tłum. z ros. W. Brodowicz. S. 348, zł 38.50
- Wierciak J.: **Kable i przewody**. S. 261, zł 8.60 (Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ).
- Własiuk W.: **Ochrona przeciwpożarowa garaży, warsztatów samochodowych i stacji obsługi**. S. 188, zł 9.70
- Zembrzusi J.: **Atlas uzwojeń trójfazowych silników asynchronicznych**. S. 134, zł 12.50
- Książki wydane poprzednio**
- Akimow G. W.: **Podstawy nauki o korozji i ochronie metali**. Tłum. z ros. M. Orman. 1952. S. 359, zł 56.—
- Barron H.: **Nowoczesne kauczuki syntetyczne**. Tłum. z ang. Z. Matuszewski i Ł. Matuszewska. 1952. S. 477, zł 55.— (w oprawie)
- Brodski A.: **Chemia fizyczna. Tom II — Termodynamika chemiczna**. Tłum. z ros. W. Tomassi. Część 1 — 1951. S. 115, zł 8.—. Część 2 — 1951. S. 132, zł 8.—. **Tom III — Roztwory**. Tłum. z ros. W. Palczewska. 1952. S. 218, zł 26.—
- Gosztowtt L.: **Uszczelnienia**. 1951. S. 230, zł 22.—
- Kachlik K.: **Ropa naftowa i jej produkty**. 1952. S. 439, zł 68.— (w oprawie)
- Karrer P.: **Chemia organiczna. Tom I. Część 1 — Związki o funkcji jednowartościowej**. Tłum. zbiorowe z niem. 1951. S. 207, zł 20.—
- Kowalski F.: **Egzamin mechanika motopompy**. 1952. S. 166, zł 12.— (w oprawie)
- Mały poradnik mechanika**. Praca zbiorowa. Wyd. 2 uzupełnione. 1952. S. 668, zł 58.— (w oprawie)
- Maślanka Z.: **Korozja i ochrona przed korozją magnezu i jego stopów**. 1950. S. 83, zł 16.50
- Mielnikowa B.: **Paliwa płynne i oleje silnikowe**. Wyd. 2. 1951. S. 316, zł 23.—
- Modrzejewski B.: **Pomiary PH**. 1952. S. 265, zł 14.—
- Neyman-Pilatowa E.: **Płynne paliwa silnikowe**. 1950. S. 147, zł 17.40
- Nowikow M.: **Konstrukcja przyrządów montażowych**. Tłum. z ros. W. Ostrowski. 1952. S. 280, zł 42.—
- Pajewski K.: **Technologia i technika malarsko-lakiernicza. Tom I — Barwidła**. 1951. S. 224, zł 20.—. **Tom II — Pokosty, lakiery i inne surowce lakiernicze**. 1952. S. 187, zł 25.—. **Tom III — Lakiernictwo**. 1952. S. 198, zł 27.—
- Pilarczyk J.: **Kurs spawania elektrycznego (w pytaniach i odpowiedziach)**. Wyd. 3. 1951. S. 123, zł 7.—
- Piotrowski P.: **Ślusarstwo**. 1951. S. 136, zł 7.50
- Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego (w pytaniach i odpowiedziach)**. Wyd. 4. 1952. S. 108, zł 6.—
- Śmiałowski M., Foryst J.: **Korozja metali i jej skutki**. 1951. S. 37, zł 1.50
- Sokołowski A.: **Kurs technologii budowy maszyn. Część 1**. Tłum. z ros. M. Rogoziński. 1952. S. 429, zł 49.—
- Tabela polecająca oleje, smary i paliwa do samochodów, motocykli i ciągników**. Instrukcja Centrali Produktów Naftowych. 1951. S. 17, zł 2.40
- Wołoszyn S.: **Wykaz materiałów stosowanych do wyrobu urządzeń odpornych na korozję**. 1952. S. 142, zł 14.—
- Woysław G., Jagodziński Z.: **Technika i gospodarka smarownicza w przemyśle**. 1951. S. 380, zł 50.—

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki

